



***16th Brazilian Congress of Mechanical Engineering***

***Engineering for the New Millennium***

---

# ENERGY AND THERMAL SYSTEMS

ISBN 85-85769-06-6

## Energy and Thermal Systems

TRB0076	10
<b>“INTERNALIZATION” OF EXTERNALITIES IN A MUNICIPAL SOLID WASTES CO-GENERATION PLANT</b>	
Holanda, Marcelo Rodrigues de Balestieri, José Antônio Perrella	
TRB0094	20
<b>EFFECTS OF WET CO OXIDATION ON THE OPERATION OF ENGINES AND POWER GENERATORS</b>	
Costa, Fernando de Souza Cardoso, Juliano Villela, Tales Eduardo Areco Veras, Carlos Alberto Gurgel	
TRB0144	29
<b>ENERGETIC AND EXERGETIC ANALYSIS OF A HEAT RECOVERY STEAM BOILER (HRSB)</b>	
Ernst, Mario Alberto B. Balestieri, Jose Antônio P.	
TRB0148	39
<b>ENERGY EDUCATION: BREAKING UP THE RATIONAL ENERGY USE BARRIERS</b>	
Dias, Rubens Alves Mattos, Cristiano Rodrigues Balestieri, José Antônio Perrella	
TRB0184	45
<b>MULTIPLE FAULT DETECTION AND ISOLATION USING GMDH MODEL</b>	
Gonçalves, Iraci Martinez Pereira Upadhyaya, Belle R.	
TRB0242	57
<b>DIAGNOSTIC APPLICATION TO DIESEL ENGINES AS OF THE LUBRICANT STATE</b>	
Paz-Menéndez, Andrés/Frank Carvajal Mariscal, Ignacio	
TRB0243	62
<b>PART LOAD PERFORMANCE OF AN INDUSTRIAL GAS TURBINE WITH REHEAT</b>	
Alves, Marco Aurélio da Cunha Barbosa, João Roberto Barbosa Carneiro, Helder Fernando De França Mendes	
TRB0280	69
<b>MAKE-UP OF THE HEAT EXTRACTION RATE FROM A VERTICAL ANNULUS, INVOLVING THERMO-SOLUTAL CONVECTION IN AN AQUEOUS AMMONIUM CHLORIDE SOLUTION</b>	
Stampa, Cleyton Senior Braga, Sergio Leal	
TRB0294	77
<b>NUMERICAL SIMULATION OF A 8-VALVE 4-STROKE OTTO CYCLE ENGINE</b>	
Barbosa, João Roberto Koyama, Márcio Flávio Monteiro, José Francisco De Castro	

<b>TRB0314</b>	<b>87</b>
<b>VARIABLE GEOMETRY TURBINE PERFORMANCE MAPS FOR THE VARIABLE GEOMETRY GAS TURBINES</b>	
Bringhenti, Cleverson Barbosa, João Roberto Carneiro, Helder Fernando de França Mendes	
<b>TRB0317</b>	<b>97</b>
<b>AN OVERVIEW OF VARIABLE GEOMETRY GAS TURBINES</b>	
Bringhenti, Cleverson Barbosa, João Roberto	
<b>TRB0319</b>	<b>106</b>
<b>AN INSIGHT INTO THE ELECTRICITY MARKET IN BRAZIL - THE GAS TURBINE POWER GENERATION</b>	
Martins, Ricardo Salgado Barbosa, João Roberto	
<b>TRB0321</b>	<b>114</b>
<b>NUMERICAL SIMULATION OF TWO-STAGE AXIAL IMPULSE TURBINE FOR TURBOPUMPS OF LIQUID PROPELLANT ROCKET ENGINE IN OFF-DESIGN CONDITIONS</b>	
Pereira, Fernando Cesar Ventura Barbosa, João Roberto	
<b>TRB0327</b>	<b>124</b>
<b>THERMODYNAMIC ANALYSIS ASSOCIATED TO THE RECYCLING PROCESS OF EXPANDED POLYSTYRENE - EPS</b>	
Grote, Zilmara Volpe Silveira, José Luz	
<b>TRB0329</b>	<b>134</b>
<b>EXPERIMENTAL AND ANALYTICAL EVALUATION OF NOX EMISSIONS IN BAGASSE BOILERS</b>	
Teixeira, Flávio Neves Lora, Electo Silva	
<b>TRB0330</b>	<b>140</b>
<b>STUDY OF THE THERMAL BEHAVIOR OF A TUNNEL KILN USED IN THE CLAY PRODUCT INDUSTRY</b>	
Santos, Gabriel Mann dos Bazzo, Edson Nicolau, Vicente De Paulo Oliveira Jr., Amir A. M	
<b>TRB0394</b>	<b>150</b>
<b>A ENVIRONMENT OF ULTRA LOW TEMPERATURES AND SUPER INTENSE MAGNETIC FIELD</b>	
Martin, Ramon Valls Tu, Carlos Chien Ching Oliveira Jr, Nei Fernandes	
<b>TRB0412</b>	<b>156</b>
<b>NOX EMISSION CONTROL USING NH<sub>3</sub> INJECTION IN AQUEOUS RESIDUES INCINERATION OPERATING WITH ENRICHED FLAME</b>	
Lacava, Pedro Teixeira Carvalho Jr., João Andrade de Pimenta, Amilcar Porto Ferreira, Marco Aurélio	

<b>TRB0459</b>	<b>166</b>
<b>ANALYSIS OF THE EFFICACY OF DIFFERENT BIOMASS FUELS USED IN A GRAIN DRYING FURNACE</b>	
166	
Auth, Cleusa Jucela Spilimbergo, Ângela Patricia Dalepiane, Sergio	
<b>TRB0466</b>	<b>176</b>
<b>NUMERICAL SIMULATION OF THE WORK OF THE GRAIN DRYING FURNACES</b>	
Dorneles, Lecir Dalabrida Dalepiane, Sérgio Krioukov, Viktor G	
<b>TRB0491</b>	<b>186</b>
<b>A COMPARATIVE ANALYSIS OF FLOW MEASUREMENT TECHNIQUES - AN APPLICATION TO THE COMMISSIONING OF HYDRAULIC TURBINES</b>	
Andrade, Luiz Augusto de Nascimento Filho, Jair Martinez, Carlos Barreira	
<b>TRB0506</b>	<b>196</b>
<b>ANALYSIS OF THE EXERGETIC COST IN THE STEAM GENERATION SYSTEM OF THE OF A SUGAR MILL PLANT CRUZ ALTA</b>	
Prieto, Mario Gabriel Sánchez Carril, Tiago Puig Nebra, Silvia Azucena	
<b>TRB0507</b>	<b>206</b>
<b>ANÁLISE DE THE EXERGETIC COST OF A COGENERATION SYSTEM IN A SUGAR MILL PLANT</b>	
Prieto, Mario Gabriel Sánchez Carril, Tiago Puig	
<b>TRB0622</b>	<b>216</b>
<b>THE INFLUENCE OF DIFFERENT PRODUCTIVE STRUCTURES IN THE RESULTS OF THE EXERGOECONOMIC ANALYSIS OF A COGENERATION POWER PLANT</b>	
Ramos, Rogério Donatelli, João Luiz Marcon Guarconi, André Paraguassu	
<b>TRB0653</b>	<b>226</b>
<b>STATISTICAL ANALYSIS OF THE FORMATION EMISSION IN FUNCTION OF RELATIONSHIP AIR-FUEL AND OF THE DETONATION PHENOMENON</b>	
Oliveira, Alessandro Borges de Sousa Vianna, João Nildo De Souza Neves, Fernando Jorge Rodrigues Arboés, Luis C. D.	
<b>TRB0657</b>	<b>234</b>
<b>ECONOMICAL ANALYSIS OF THE FEASIBILITY OF THE MINIMUM MARKET PRICE OF SURPLUS ELECTRICITY IN COGENERATION PROJECTS IN THE SUGAR CANE MILLS</b>	
Carpio, Ricardo Carrasco Lora, Electo Silva	
<b>TRB0842</b>	<b>241</b>
<b>PERFORMANCE DIAGNOSIS OF NORTHERN DIESEL ELECTRIC POWER PLANTS</b>	
Cartaxo, Elizabeth Ferreira Nebra, Silvia Azucena Cruz, Ricardo Wilson Aguiar	

TRB0883	251
<b>NEW PERSPECTIVES OF THE ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEM</b>	
Andrade, Rubenildo Vieira	
TRB0930	262
<b>RESPONSE TIME MEASUREMENT OF TEMPERATURE AND PRESSURE SENSORS OF ANGRA-I NUCLEAR POWER PLANT USING NOISE ANALYSIS TECHNIQUE</b>	
Perillo, Sergio Ricardo Pereira Gonçalves, Iraci Martínez Pereira Santos, Roberto Carlos Dos Ting, Daniel Kao Sun	
TRB0952	272
<b>EFFECT OF OSCILLATION CONDITIONS IN PULSATING CONFINED FLAMES</b>	
Lacava, Pedro Teixeira Ferreira, Daniel Silva Carvalho Jr., João Andrade de Carvalho Jr. Ferreira, Marco Aurélio	
TRB1016	282
<b>USE OF INDUSTRIAL WASTES AS ALTERNATIVE SECONDARY FUELS IN CLINKER KILNS</b>	
Salomon, Virgínia Gouveia Silva, Rogério José	
TRB1082	292
<b>THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A BRAZILIAN COMPACT COGENERATION SYSTEM (BCCS): A COMBINED INTERNAL COMBUSTION ENGINE AND ABSORPTION REFRIGERATION UNIT</b>	
Reis, Joaquim Antonio Silveira, José Luz	
TRB1096	301
<b>ENERGETIC OPTIMIZATION IN THE PAPER MACHINE NUMBER 7 OF THE PULP AND PAPER PROCESS OF THE KLABIN/PR PAPÉIS</b>	
Ravagnani, Mauro Antonio da Silva Sá Sasazawa, Rogério Shindi Silva, Aline Priscila Da	
TRB1168	311
<b>NUMERICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF GAS LOADED HEAT PIPES</b>	
Zanardi, Mauricio Araujo Tanisho, Petronio Ribeiro, Jaime de Faria	
TRB1198	321
<b>VIABILITY OF PHOTOVOLTAICS SYSTEMS IN PROJECTS OF CATHODIC PROTECTION</b>	
Oliveira, Karen/Janete Silva, Zaqueu/Ernesto Gurgel, José Maurício/Matos	
TRB1199	329
<b>THE EFFECT OF THE DISTRIBUTION DIVERSITY TENSIONS IN BRAZILIAN RESIDENTIAL SECTOR. STUDY OF THE DOMESTIC REFRIGERATOR.</b>	
Carmeis, Dean William Jannuzzi, Gilberto De Martino	

TRB1206	339
<b>COMPUTATIONAL MODELING AND THERMODYNAMIC ANALYSIS OF BLACK LIQUOR GASIFICATION COMBINED POWER CYCLE</b>	
Gallego, Antonio Llagostera, Jorge	
TRB1250	348
<b>INFLUENCE OF THE RATE OF COMPRESSION AND TURBO-COMPRESSION IN A ENGINE WITH EGR</b>	
Oliveira, Alessandro Borges de Sousa Fraga, Andrei Goelzer Vianna, João Nildo De Souza Trindade, Marcelo	
TRB1266	358
<b>TECHNICAL AND ECONOMICAL EVALUATION OF A 500 W WIND SYSTEM IN CAMPINAS, SÃO PAULO</b>	
358 Terciote, Ricardo Jannuzzi, Gilberto de Martino	
TRB1275	367
<b>A ROBUST PITCH-REGULATED WIND TURBINE CONTROL</b>	
Resende, Peterson Rocha, Ronilson Silvino, José Luiz Bortolus, Marcos Vinicius	
TRB1289	376
<b>MODELING OF PLATE HEAT EXCHANGERS WITH GENERALIZED CONFIGURATIONS</b>	
Pinto, José Maurício Gut, Jorge Andrey Wilhelms	
TRB1301	386
<b>ENERGETIC, EXERGETIC AND EXERGOECONOMIC ANALYSIS OF MULTIPLE-EFFECT EVAPORATION SYSTEM OF A SUGAR CANE INDUSTRY.</b>	
Fernández Parra, Maria Isabel Nebra, Silvia Azucena	
TRB1532	396
<b>CONTROL FOR A WIND TURBINE WITHOUT WIND MEASUREMENT</b>	
Resende, Peterson Rocha, Ronilson Silvino, José Luiz Bortolus, Marcos Vinicius	
TRB1540	404
<b>H<sub>2</sub> AND H<sub>2</sub> CONTROL FOR A NONLINEAR SYSTEM SUBJECT TO PERIODIC DISTURBANCE SIGNAL</b>	
Resende, Peterson Rocha, Ronilson Silvino, José Luiz Bortolus, Marcos Vinicius	
TRB1541	408
<b>EFFECTS OF TEMPERATURE ON THE CONVERSION AND GLOBAL REACTION RATE COEFFICIENT IN THE ABSORPTION OF SO<sub>2</sub> BY LIMESTONE IN A FLUIDIZED BED REACTOR</b>	
Costa, Manoel Carlos Diniz Milioli, Fernando Eduardo Pagliuso, Josmar Davilson	

<b>TRB1603</b> <b>PROCESS INTEGRATION AND REDUCTION OF STEAM CONSUMPTION IN SUGAR AND ALCOHOL INDUSTRIES</b> Higa, Márcio Bannwart, Antonio	<b>415</b>
<b>TRB1794</b> <b>ECONOMIC ANALYSIS OF A COGENERATION SYSTEM APPLIED TO A CERAMIC INDUSTRY</b> Borba, Ricardo Alexandre Pereira Silva, Marcelo Augusto Milan Bazzo, Edson	<b>425</b>
<b>TRB1810</b> <b>EXPERIMENTAL COMPARISON OF MODELS TO CALCULATE SOLAR RADIATION IN STATIC CONCENTRATORS</b> Macagnan, Mario/ Henrique Lorenzo, Eduardo	<b>435</b>
<b>TRB1925</b> <b>WIND ASSESSMENT METHODOLOGY FOR THE BRAZILIAN WIND ATLAS</b> Pereira, Alexandre Feitosa, Everaldo A. N. Lizcano, Gil Silva, Gustavo	<b>444</b>
<b>TRB1948</b> <b>SYSTEM WITH GAS TURBINE AND HEAT RECOVERY BOILER.</b> Modesto, Marcelo Correia, Paulo de Barros Nebra, Silvia Azucena	<b>448</b>
<b>TRB2018</b> <b>DEVELOPMENT OF A PID TEMPERATURE CONTROLLER APPLIED TO A SHELL-AND-TUBE HEAT EXCHANGER</b> Gedraite, Rubens Navarro, Alessandro Costa, Andre Luis Gomes Koga, Fábio Oliveira, Marcelo Tarkanyi De Quato, Rogério Genaro, Fábio	<b>455</b>
<b>TRB2026</b> <b>MASS AND ENERGY BALANCE IN ETHANOL REFORMING SYSTEM FOR FUEL CELL VEHICLE APPLICATIONS: PRELIMINARY STUDY</b> Camargo, João Carlos Silva, Ennio Peres Carolino, Iaponira Rando	<b>462</b>
<b>TRB2041</b> <b>USE OF PULVERIZED COAL AS AN ALTERNATIVE FUEL IN ROTARY KILNS OF INTEGRATED STEEL PLANTS</b> Sagasetta, Marco Antonio Munhoz Bannwart, Antonio C.	<b>470</b>

- TRB2042 478  
EFFECTS OF PARTICLE SIZE ON THE CONVERSION AND GLOBAL REACTION RATE COEFFICIENT IN  
THE ABSORPTION OF SO<sub>2</sub> BY LIMESTONE IN A FLUIDIZED BED REACTOR  
da Silva, Giovanilton Ferreira  
Milioli, Fernando Eduardo  
Pagliuso, Josmar Davilson
- TRB2072 485  
SULFATION IN A THERMOGRAVIMETRIC ANALYZER OF LIMESTONES CALCINED BOTH IN A FLUIDIZED  
BED AND THROUGH THERMOGRAVIMETRY  
Crnkovic, Paula Manoel  
Milioli, Fernando Eduardo  
Pagliuso, Josmar Davilson  
Polito, Wagner Luis
- TRB2114 491  
ENERGETIC AND ENVIRONMENTAL MONITORING METHODOLOGY FOR A SERVICE BUILDING  
ANDRADE, JOSÉ ABEL  
MENDONZA, OSCAR SAUL HERNANDEZ
- TRB2167 497  
ONE-DIMENSIONAL COMBINED CONDUCTION-RADIATION HEAT TRANSFER IN MULTI-LAYER PLANAR  
PARTICIPATING MEDIA  
Genaro, Gino  
Rego, Orosimbo Andrade De Almeida  
Pessoa-Filho, José Bezerra
- TRB2219 507  
ELECTRICITY GENERATION IN AMAZON FROM PLANTED WOOD: TECHNICAL AND ECONOMIC  
ANALYSIS OF A BIOMASS-ORIGIN POWER PLANT  
COELHO, SUANI TEIXEIRA  
Varkulya, Américo  
Paletta, Carlos Eduardo Machado  
Guardabassi, Patrícia  
Soliano, Oswaldo
- TRB2223 513  
USE OF EXERGY CONCEPTS FOR TECHNICAL AND ECONOMIC ANALYSIS OF COGENERATION: STUDY  
CASE IN WOOD INDUSTRIES IN AMAZON  
Coelho, Suani Teixeira  
Varkulya, Américo  
Paletta, Carlos Eduardo Machado  
Guardabassi, Patrícia  
Soliano, Oswaldo
- TRB2236 521  
PERFORMANCE CHARACTERÍSTICS OF A DIESEL ENGINE RUNNING ON DIESEL-ÁLCOOL-CASTOR OIL  
Peralta, Eduardo Gagliuffi  
Barbosa, Cleiton Rubens Formiga
- TRB2265 530  
MODEL FOR THE THERMODYNAMIC ANALYSIS OF COMBUSTION IN A HEAT BOILER  
Borges, Amadeu Duarte da Silva  
Martins, Jorge





<b>TRB2385</b> <b>TECHNICAL AND ECONOMIC VIABILITY OF THE USE OF BIODIESEL IN DIESEL ENGINES</b> Almeida, Silvio Carlos Anibal de Belchior, Carlos Rodrigues	<b>540</b>
<b>TRB2543</b> <b>METHODOLOGY OF DIRECT BEAM SOLAR RADIATION EVALUATION FOR USE IN SOLAR CONCENTRATORS</b> CAVALCANTI, Marco / Antonio Wanderley LISBOA, Alexandre Heringer Klüppel, Rogério Pinheiro	<b>547</b>
<b>TRB2670</b> <b>DYNAMIC EVALUATION OF A SOLAR WATER HEATING SYSTEM</b> Orlando, Alcir de Faro Tavares, Aloisio Monteiro Santiago, Rodrigo Costa Baldini, Ruberval	<b>567</b>
<b>TRB2678</b> <b>ECONOMIC EVALUATION AND OPTIMIZATION OF SOLAR-POWERED COMPRESSION-ENHANCED EJECTOR FOR AIR CONDITIONER USING REFRIGERANT R114 AND R134A.</b> Medina Tapia, Gabriel Ivan Colle, Sergio	<b>574</b>
<b>TRB2685</b> <b>NUMERICAL SIMULATION OF A SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER</b> Dutra, José Carlos Charamba Brum, Nísio. de Carvalho Lobo	<b>584</b>

## A “INTERNALIZAÇÃO” DE EXTERNALIDADES NUMA CENTRAL DE CO-GERAÇÃO COM RESÍDUOS SÓLIDOS MUNICIPAIS

**Marcelo Rodrigues de Holanda**

FEG/UNESP - Depto. de Energia - Av. Dr. Ariberto P. da Cunha, 333 - 12516-410 - Guaratinguetá - SP  
holanda@feg.unesp.br

**José Antônio Perrella Balestieri**

FEG/UNESP - Depto. de Energia - Av. Dr. Ariberto P. da Cunha, 333 - 12516-410 - Guaratinguetá - SP  
perrella@feg.unesp.br

***Resumo.** O aumento da demanda de energia elétrica mundial, em conjunção com o ainda reduzido nível de consciência para o uso racional da mesma, faz com que muitos países busquem viabilizar cada vez mais os recursos renováveis (como o lixo urbano e a biomassa) através do emprego da tecnologia de incineração para a geração de eletricidade. Porém, é preciso estar atento aos impactos que tal geração de energia, através da emissão de poluentes, possa causar ao meio ambiente e à sociedade. Nesse sentido, faz-se necessário não só obedecer às leis ambientais, ou empregar tecnologias de redução/controle das emissões (seja as que atuam diretamente na fonte geradora ou as de cunho ambiental intrínseco), mas também articular mecanismos que internalizem externalidades a fim de minimizar os danos sociais e ambientais. Esse artigo tem como objetivo mostrar, através de uma análise exergoeconômica, a influência causada pela inclusão de taxas ambientais decorrentes da emissão de poluentes atmosféricos sobre os custos do vapor enviado ao processo e da eletricidade.*

***Palavras chave:** Resíduos sólidos municipais, Co-geração, Análise exergoeconômica, “Internalização” de externalidades.*

### 1. Introdução

Regulamentação e políticas públicas, em geral, tornaram-se objeto de ataque, na maior parte do mundo, a partir do início dos anos de 1980. Durante as décadas anteriores, a intervenção governamental havia sido encarada como algo necessário ou funcional, em diversas áreas, diante das falhas do livre mercado como forma de organização sócio-econômica. Desde a década passada, contudo, as palavras de ordem dominantes passaram a ser “desregulamentação”, “falhas do governo” e outras sugerindo maior liberdade de atuação para os mercados.

Uma das raras exceções foi a área ambiental. Nesta, em contraste com a tendência, a regulamentação e as políticas públicas cresceram em prestígio, aceitação e abrangência. Não se vê ninguém defendendo a crença de que mercados livres são eficientes no tocante às relações entre a atividade econômica e o meio ambiente.

Por outro lado, a ascensão da política ambiental nas agendas governamentais e de outras instituições se fez acompanhar por intenso debate sobre a eficácia de seus instrumentos de comando e controle. Na maioria dos países da Organização para Cooperação e Desenvolvimento Econômico (OCDE), controles diretos sobre o uso de recursos naturais e ambientais foram estabelecidos como principal ferramenta. Contudo, assistiu-se crescentemente à contestação da eficácia de tal tipo de instrumento, em defesa dos chamados mecanismos econômicos. Inclusive Ekins (1999) afirma que o uso de taxas ou encargos ambientais nos países da OCDE cresceu para mais de 50% entre os anos de 1987 e 1994.

Na mesma direção dos mecanismos econômicos, cresceu a esperança nos chamados instrumentos voluntários, tais como os “selos verdes” e certificados de qualidade associados ao meio ambiente (ISO 14000 e similares). O móvel da busca desses certificados, com todos os procedimentos por eles requeridos, seria o prêmio auferido por consumidores ao bom comportamento empresarial em relação ao meio ambiente.

Esse trabalho pretende mostrar que a “internalização” de externalidades em conjunção ou em substituição (se for o caso) às políticas de comando e controle pode ser uma forma interessante de adoção aos instrumentos econômicos no sentido até de se mitigar impactos sociais e ambientais.

### 2. As políticas de comando e controle

Regulamentações de comando e controle são aquelas que forçam as empresas a agirem numa mesma direção, isto é, baseiam-se principalmente em padrões de qualidade do ar, limites máximos de emissão, licenciamento de atividades poluidoras e zoneamento. A política ambiental brasileira, com base na nova Constituição, inegavelmente segue a orientação comando e controle; isso significa que os instrumentos empregados são, quase que exclusivamente, os de regulação direta. Há alguns raros exemplos de aplicação de instrumentos econômicos na legislação ambiental brasileira, a saber: taxas nacionais de reposição florestal (“cota árvore”) e tarifas de esgoto por nível de poluição industrial cobradas em certos estados (Almeida, 1998).

Esse perfil da política ambiental brasileira indica: (a) seu caráter mais corretivo - menos preventivo - concentrando esforços na redução dos níveis de poluição e (b) uma forte dependência dos recursos públicos para o exercício das ações de regulação. Se bem que o artigo 11 das Políticas para o Desenvolvimento Sustentável já sinaliza que é competência da Secretaria de Políticas para o Desenvolvimento Sustentável, órgão vinculado ao Ministério do Meio Ambiente, propor políticas, normas e estratégias, visando a melhoria da relação entre o setor produtivo e o meio ambiente, relativas ao desenvolvimento de instrumentos econômicos para a proteção ambiental (MMA, 2001).

A legislação brasileira referente às emissões gasosas é bastante recente, sendo que de interesse direto para a geração termelétrica existem quatro regulamentações: a Portaria IBAMA nº 348 de 14/03/1990, a Resolução CONAMA nº 3 de 28/06/1990, a Resolução CONAMA nº 8 de 06/12/1990 e a Resolução de Diretoria nº 007/97/P de 06/02/1997 (CETESB, 1995 e CETESB, 1999). As duas primeiras estabelecem os padrões federais (primários e secundários) de qualidade do ar, as concentrações de poluentes, o monitoramento da qualidade do ar e definem os Planos de Emergência para episódios críticos de poluição do ar. Enquanto que a terceira e a quarta dispõem, respectivamente, sobre os limites máximos de emissão de poluentes do ar para processos de combustão (externa) em fontes fixas como: caldeiras, geradores de vapor, centrais para a geração de energia elétrica, fornos, fornalhas, estufas e secadores para a geração e uso de energia térmica, incineradores e gaseificadores e sobre os padrões de emissão para as unidades de incineração de resíduos de serviços de saúde.

Entretanto, não se deve esquecer de mencionar o Decreto nº 8.468 de 08/09/1976, encerrado na Legislação Estadual, que, por sua vez, estabeleceu os padrões de qualidade do ar para todo o território do Estado de São Paulo, sendo os mesmos utilizados até hoje pela própria CETESB (Companhia de Tecnologia de Saneamento Ambiental) como ferramenta poderosa no combate à deterioração da qualidade ambiental e com valores iguais aos padrões primários apresentados na Resolução CONAMA nº 3 de 28/06/1990. Agora, observe a não apresentação de uma regulamentação específica que disponha sobre os limites máximos de emissão para as unidades de incineração a partir de resíduos sólidos municipais (RSM), isto se deve ao fato de que a co-geração no Brasil é, ainda hoje, um tema recente e quando voltada para a destruição de RSM, a questão se torna ainda menos difundida; com isso, há lacunas na sua legislação ambiental voltada ao tema (Holanda, 2000). Faz-se necessário realçar também que os valores encerrados na Resolução CONAMA nº 8 de 06/12/1990, além de serem específicos para carvão e óleo, são mais elevados em relação aos adotados internacionalmente.

No que diz respeito ao licenciamento, as Resoluções CONAMA nº 1 de 23/01/1986 e nº 237 de 19/12/1997 obrigam a realização de Estudo de Impacto Ambiental e Relatório de Impacto ao Meio Ambiente (EIA/RIMA) para incineradores de lixo municipal cuja capacidade exceda 40 toneladas/dia. Para capacidades menores, a elaboração de EIA/RIMA é definida pela respectiva Secretaria do Meio Ambiente. Na medida em que os municípios se estruturarem adequadamente podem também assumir as funções, entre outras, do licenciamento ambiental. É importante salientar que na obtenção da licença de funcionamento o interessado prepara um “plano de teste de queima”, que deve ser aprovado pelo órgão de controle ambiental; este órgão também avaliará os resultados do teste e estabelecerá as condições de operação.

O zoneamento ecológico-econômico é um instrumento com forte amparo legal (Leis nº 6.803 de 02/07/80 e nº 5.597 de 06/02/87) e ampla utilização em todo o país; por ele se exerce o controle espacial das atividades, sendo identificadas e delimitadas três categorias de áreas (áreas de produção, áreas desaconselhadas para uso produtivo de curto prazo e áreas especiais). Todos os estados valem-se desse instrumento, especialmente nas Regiões Norte e Sudeste; Minas Gerais, Rio de Janeiro e São Paulo iniciaram suas ações de ordenamento ambiental em 1979, com o zoneamento industrial nas áreas críticas de poluição.

Embora os mecanismos econômicos tenham uma certa flexibilidade de uso e a vantagem de serem uma política de “custo mínimo”, a política ambiental internacional tem se baseado em grande parte, também, nos instrumentos de regulação direta. Tais atributos, no entanto, não têm sido suficientes para convencer os países, no âmbito da OCDE, a declinar totalmente da confiança e da segurança permitidas pelos controles diretos. Mesmo assim, é bom deixar claro que a própria OCDE, ao longo da década de 1980, foi demonstrando crescente preocupação com políticas ambientais mais flexíveis e economicamente eficientes, as quais freqüentemente associavam à aplicação do “princípio do poluidor pagador” (em que os poluidores devem arcar com os custos de redução da poluição) e ao uso mais efetivo de instrumentos econômicos conjuntamente às regulações diretas.

O *Clean Air Act* de 1970 foi a primeira lei federal americana que autorizou a U.S. EPA (U.S. *Environmental Protection Agency*) a estabelecer padrões nacionais de qualidade do ar com vistas à proteção do meio ambiente e da saúde pública; tais valores atualizados, então, podem ser encontrados na Parte 50 do 40 CFR (*Title 40 of the Code Federal of Regulations*, 2001). Já os primeiros limites máximos para o controle das emissões da incineração foram aplicados para os incineradores municipais sob as provisões do *New Source Performance Standards* (NSPS) - *Title I, Part A, Section 111* - da mesma lei. O NSPS estabeleceu um limite, em tempo ponderado de 2 horas, para material particulado de 180 miligramas por metro cúbico padrão (20°C, 760 mm Hg, base seca, corrigido a 12% de CO<sub>2</sub>) para todas as unidades de incineração, construídas depois de agosto de 1971, que tinham taxas de alimentação maiores que 50 ton/dia.

Em 11 de fevereiro de 1991, a U.S. EPA promulgou regras bem mais restritivas para todos os incineradores municipais de resíduos domésticos novos e existentes com capacidades maiores que 225 ton/dia (U.S. EPA, 1991). Essas regulamentações requeriam o uso das Técnicas de Boa Prática de Combustão (*Good Combustion Practice*), em todas as plantas fixou um limite de particulados menor para controlar as emissões de metais e estabeleceu limites para óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>), orgânicos, cloreto de hidrogênio (HCl), dióxido de enxofre (SO<sub>2</sub>) e opacidade. Em 19 de

dezembro de 1995 estas regras foram modificadas mais uma vez no intuito de se adequarem às provisões dos aditamentos do *Clean Air Act Amendments* de 1990; tais revisões incluíram regras para as unidades com capacidades menores que 225 ton/dia, limites de emissão para cádmio, chumbo e mercúrio e requisitos para o uso da Tecnologia de Máximo Controle Alcançável (*Maximum Achievable Control Technology*) (U.S. EPA, 1995).

A preocupação com o gerenciamento de resíduos sólidos e a recuperação de locais classificados como *Superfunds* tem se manifestado com a promulgação de uma série de legislações (nos níveis federal e estadual), de escopos e impactos sem precedentes no campo do gerenciamento, limpeza e controle de resíduos perigosos. No nível federal, estas leis incluem o *Resource Conservation and Recovery Act* de 1976 e seus aditamentos, com suas provisões cobrindo “do berço à lápide” (da geração do resíduo até sua disposição final) os resíduos perigosos nos aspectos de controle do armazenamento, transporte, tratamento e disposição. Em 1979, a regulamentação sobre as Bifenilas Policloradas, promulgada no *Toxic Substances Control Act*, proibiu a fabricação das mesmas depois de 2 julho de 1979. Esta regulamentação estabeleceu limites no uso das Bifenilas Policloradas no comércio e estabeleceu regras para a disposição e tratamento adequados. A limpeza de locais contaminados pelas práticas inadequadas de disposição do passado foi regulamentada pelo *Comprehensive Environmental Response, Compensation and Liability Act* de 1980. Esta regulamentação estabeleceu um fundo nacional (*Superfund*) para custear as ações de recuperação de áreas. Os aditamentos de 1986, denominados *Superfund Amendments and Reauthorization Act*, não somente reautorizaram os programas de *Superfund* como também expandiram significativamente as provisões e fundos da legislação inicial (Dempsey e Oppelt, 1993).

Por fim, o *Pollution Prevention Act* de 1990 fixou-se na atenção que a indústria, o governo e o público em geral estavam dando para a redução da emissão de poluentes através da implantação de mudanças de custo-efetivo na produção, operação e uso dos materiais brutos. Todavia, as oportunidades de redução na fonte não são muitas vezes adotadas porque as regulamentações existentes e os recursos industriais encontram-se direcionados ao tratamento e a disposição. Tal redução, no entanto, é diferente e mais recomendável que o próprio gerenciamento de resíduos (ou o controle da poluição), principalmente em países como a Holanda e a Suécia onde a aplicação de taxas ambientais é bem acentuada.

### 3. Os instrumentos econômicos

Por mecanismos econômicos designa-se, em geral, aquelas políticas que, em lugar de basearem-se no comando e no controle, envolvam incentivos. Incluem-se aí os impostos (em vez da proibição) sobre atividades com danos ambientais, leilões de cotas negociáveis de poluição, dentre outros, sendo que este último é apenas referenciado nesse artigo por apresentar algumas implicações políticas oriundas do preço e do volume de negociação baixos das cotas. Conrad e Kohn (1996) explicam que uma das principais causas disto está na criação e distribuição de mais cotas de poluição do que inicialmente autorizadas, embora ressaltem que o Programa Americano de Combate à Chuva Ácida tem mostrado as vantagens de se fazer o controle da poluição através da aplicação de incentivos com base em mercado, ao mesmo tempo em que tem revelado, também, novas desvantagens das políticas de comando e controle. Ainda nesse contexto, só para nortear mais uma vez o leitor com relação à este tipo de mecanismo, o *Clean Air Act Amendments* de 1990 representou a primeira legislação ambiental a incorporar um programa de incentivos de mercado, em escala nacional, na forma de cotas negociáveis para o controle das emissões de SO<sub>2</sub> (Torrens et al, 1992).

No sistema de impostos a poluição é reduzida impondo-se aos agentes poluidores taxas ou encargos que são baseados ora na quantidade de poluição que eles geram, ora, em alguns casos, na quantidade esperada ou potencial de poluição dos mesmos. De acordo com Stavins e Whitehead (1992) a OCDE distingue cinco tipos de impostos, a saber: taxas sobre efluentes, baseadas na quantidade de descargas; taxas sobre usuários, tais como os pagamentos às estações de tratamento público; taxas sobre produtos, que são baseadas na poluição potencial de um produto; encargos administrativos, que são os pagamentos efetuados pelos serviços do governo (por exemplo, registro de produtos químicos) e diferenciação de taxas, que provêm preços mais favoráveis para produtos “verdes”.

Segundo Ferreira e Bajay (1997) o termo utilizado pela economia neoclássica para expressar os impactos sociais e ambientais é externalidade, no sentido de que eles são externos às transações comerciais. A monetarização destas externalidades dá origem aos custos externos ou custos sociais e ambientais. Logo, pode-se constatar que o sistema de impostos faz com que as empresas “internalizem” as suas próprias externalidades criadas no curso da produção e, sendo assim, qualquer esforço para que isto aconteça exige que os custos da produção sejam calculados a partir de dois componentes: custos privados (custos de capital, operação e manutenção) e custos externos.

Para auxiliar a execução de tal tarefa no próximo item a Tab. (1) traz alguns valores monetários para as externalidades ambientais associadas às unidades de co-geração que operam com combustíveis fósseis e com RSM (Miranda e Hale, 1997). Note que Alemanha, Suécia e Estados Unidos possuem níveis de externalidades relativamente próximos (para o caso da queima de RSM), enquanto que o Reino Unido exhibe valores elevados, isto se deve principalmente à aplicação de limites máximos de emissão menos rigorosos neste último país.

### 4. “Internalizando” externalidades para reduzir as emissões de poluentes

#### 4.1. A questão do lixo na Região de Guaratinguetá

A Região de Guaratinguetá (RG) é um grupo de oito cidades localizadas na Região Sudeste do Estado de São Paulo, Brasil (ver Fig. (1)); as seguintes cidades compõem-na: Guaratinguetá, Cachoeira Paulista, Aparecida, Cunha, Lorena, Piquete, Roseira e Potim. Ela está localizada na parte mais industrializada do Estado de São Paulo; vários setores importantes estão representados nesta Região: indústrias químicas relevantes nas cidades de Guaratinguetá e Piquete, algumas indústrias pesadas em Cruzeiro (papel e produtos afins/indústrias de metais fabricados) e algumas novas indústrias de alimentos estão sendo instaladas em Lorena (Holanda e Balestieri, 1999a).

Tabela 1 - Custos externos para as unidades de co-geração que operam com combustíveis fósseis e com RSM em relação à alguns países.

Países	Valores das externalidades (US\$/kW.h)	
	Combustíveis fósseis	RSM
Alemanha	0,0024-0,078	0,0090-0,024
Suécia	0,0030-0,0046	0,011-0,026
Reino Unido	0,061-0,070	0,040-0,054
Estados Unidos	0,026-0,045	0,017-0,032

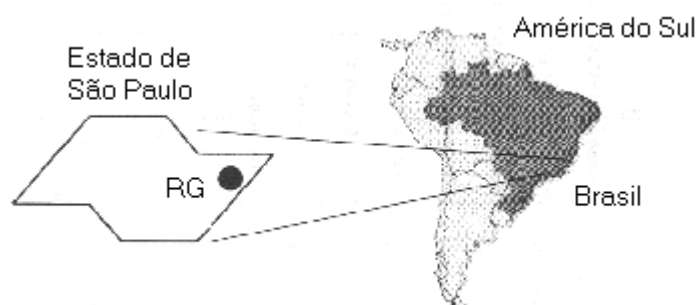


Figura 1. Localização da RG no Estado de São Paulo.

Em 1993, Wehenpohl e Pfaff-Simoneit (1993) analisaram a estrutura da geração de resíduos na Região num programa de cooperação entre a Alemanha e o Brasil; concluíram que são produzidas 66500 t/ano de lixo urbano na RG como um resultado das contribuições comercial, residencial e pública, assim como resíduos provenientes de hospitais. Conforme o relatório elaborado por esses dois pesquisadores, o resíduo sólido ali gerado tem um perfil de 53% de matéria orgânica, 22% de papel e papelão, 10% de plásticos; esses dados podem ser vistos como valores médios, considerando que os autores não analisaram o conteúdo do resíduo municipal durante um longo período de tempo.

Ainda que uma avaliação mais precisa do poder calorífico e do conteúdo de umidade dos resíduos sólidos municipais na RG não tenha sido feita, foi estimado por amostras coletadas que tais valores giram em torno de 4000-5000 kJ/kg e de 40-50%, respectivamente. Esses autores também concluíram que a incineração não é apropriada para a RG por causa da composição e do baixo poder calorífico do lixo. Apesar de tais conclusões, foi interessante, a nosso ver, considerar em Holanda e Balestieri (1999b) o uso de tais resíduos num sistema de aproveitamento energético com co-geração.

Nessa direção, seria oportuno dar continuidade as análises desta configuração (já um tanto modificada) de aproveitamento conjunto da energia gerada a partir da incineração do lixo urbano de um possível consórcio entre aquelas oito cidades do fundo do Vale do Paraíba, no que diz respeito aos cálculos de custos exergeticos com a inclusão ou não de custos externos (ou seja, de custos sociais e ambientais), os quais não têm sido incorporados, mas impostos para a sociedade e o meio ambiente.

#### 4.2. Análise exergoeconômica de uma central de co-geração com RSM

A configuração proposta consta de um sistema de co-geração que opera segundo um ciclo a vapor com caldeira convencional para a queima de RSM; emprega-se, também, uma turbina a vapor do tipo contrapressão para produzir 3,6 t/h de vapor saturado a 0,7 MPa e gerar energia elétrica, com a finalidade de suprir as necessidades de uma unidade de processo industrial (ver Fig. (2)).

É importante salientar que devido a natureza agressiva de alguns gases de escape, como o cloreto de hidrogênio (HCl) e outros formados em conjunção com a incineração de RSM, a temperatura do vapor na saída da caldeira foi mantida abaixo de 400°C, no intuito de se evitar possíveis corrosões (Otoma et al, 1997 e Krobityn et al, 1997). Deve ser acrescentado que tal análise verificará os possíveis impactos causados tanto pela própria "internalização" de externalidades, quanto pela escolha de um ou outro critério para partição de custos (extração ou igualdade) aos custos do vapor e da eletricidade.

Assumindo-se volumes de controle em diferentes pontos da configuração, o balanço de custos exergeticos (Bejan et al, 1996 e Céspedes e Oliveira Júnior, 1994) será:

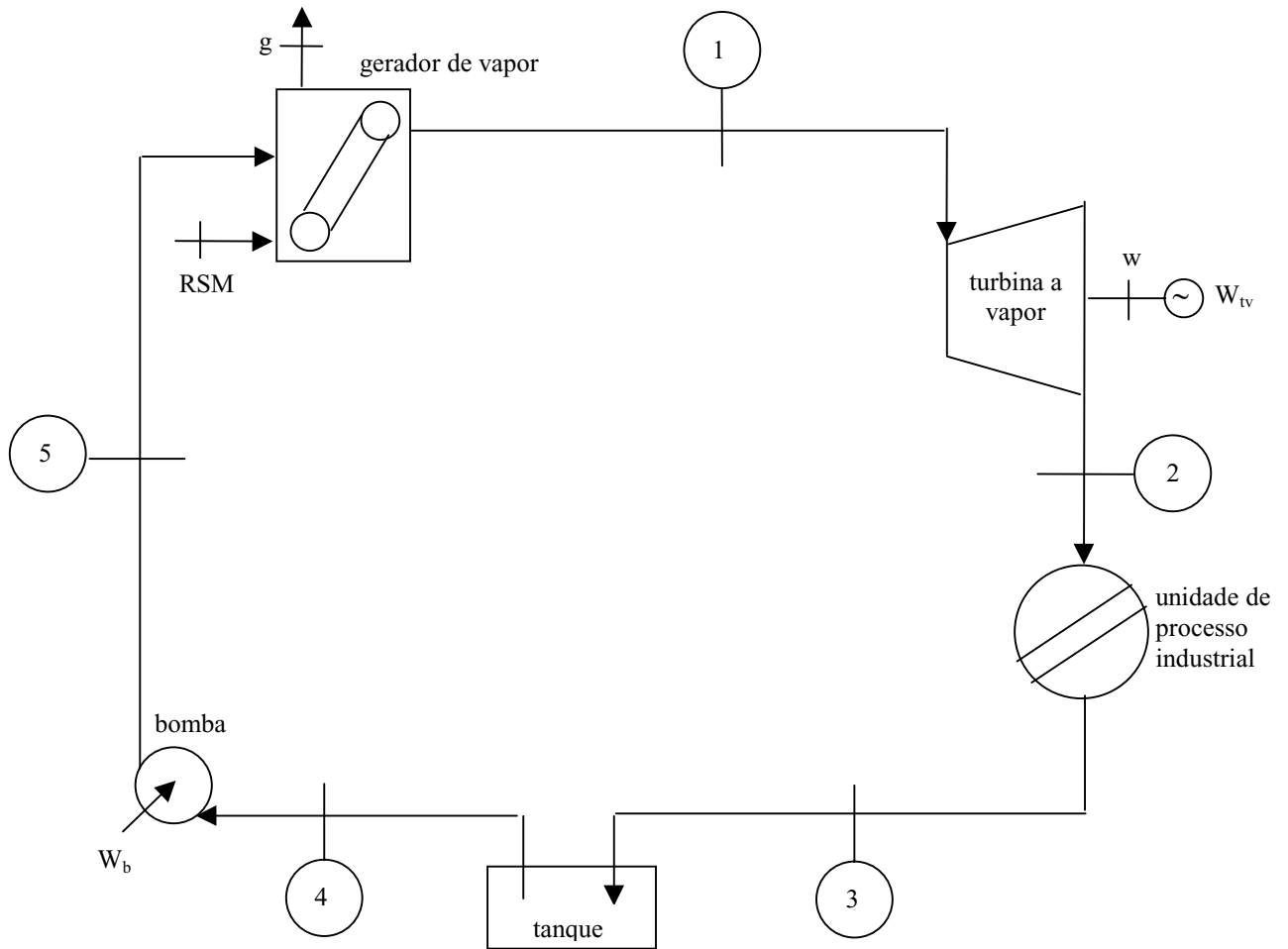


Figura 2. Ciclo a vapor com caldeira convencional e turbina de contrapressão.

$$c_2 \cdot \dot{E}x_2 + c_w \cdot \dot{E}x_w = c_1 \cdot \dot{E}x_1 + \dot{Z}_{tv} \quad (1)$$

$c \rightarrow$  custo exergético (US\$/kW.h)

$\dot{E}x \rightarrow$  valor da exergia (kW)

$\dot{Z} \rightarrow$  custos de investimento, operação/manutenção (US\$/kW.h)

$$c_4 \cdot \dot{E}x_4 = c_3 \cdot \dot{E}x_3 \quad (2)$$

$$c_5 \cdot \dot{E}x_5 = c_4 \cdot \dot{E}x_4 + c_b \cdot \dot{E}x_b + \dot{Z}_b \quad (3)$$

$$c_1 \cdot \dot{E}x_1 = c_5 \cdot \dot{E}x_5 + c_g \cdot \dot{E}x_g + c_{RSM} \cdot \dot{E}x_{RSM} + \dot{Z}_{caldeira} \quad (4)$$

$$c_2 = c_3 \quad (5)$$

Para o cálculo dos valores de custo exergético e de exergia associados a cada um dos componentes deve-se proceder de antemão uma análise energética e exergética; os custos de investimento e de operação/manutenção de cada um dos componentes podem ser calculados com base em diversas equações propostas na literatura.

A seqüência de cálculos da análise energética é apresentada a seguir, os valores de pressão, temperatura e vazão em cada um dos pontos da rede de vapor constam da Tab. (2) e a Tab. (3) apresenta os resultados obtidos para a análise energética do ciclo a vapor proposto.

$$\dot{E}_{RSM} = \dot{m}_v \cdot (h_1 - h_5) \quad (6)$$

$\dot{E}_{RSM}$  → potência suprida pelo RSM ou calor aproveitado para a transformação de água em vapor (kW)

$\dot{m}_v$  → vazão em massa de vapor (kg/s)

$h$  → valor da entalpia (kJ/kg)

$$\dot{m}_{RSM} = \frac{\dot{E}_{RSM}}{PCI} \quad (7)$$

$\dot{m}_{RSM}$  → vazão em massa de RSM (kg/s)

PCI → poder calorífico inferior (kJ/kg)

$$\dot{W}_{tv} = \dot{m}_{tv} \cdot (h_1 - h_2) \quad (8)$$

$\dot{W}_{tv}$  → potência gerada na turbina a vapor (kW)

$$\dot{E}_p = 0,95 \cdot \left( \dot{W}_{tv} \right) \quad (9)$$

$\dot{E}_p$  → energia elétrica produzida na co-geração (kW)

$$\dot{E}_c = \dot{m}_v \cdot (h_2 - h_3) \quad (10)$$

$\dot{E}_c$  → energia térmica produzida na co-geração e consumida pelo processo (kW)

$$\dot{W}_b = \dot{m}_v \cdot (h_5 - h_4) \quad (11)$$

$\dot{W}_b$  → potência consumida na bomba (kW)

$$\eta_{ge} = \left( \frac{\dot{E}_p - \dot{W}_b}{\dot{E}_{RSM}} \right) \times 100 \quad (12)$$

$$\eta_{gc} = \left( \frac{\dot{E}_c}{\dot{E}_{RSM}} \right) \times 100 \quad (13)$$

$$\eta_{global} = \left( \frac{\dot{E}_p + \dot{E}_c}{\dot{E}_{RSM}} \right) \times 100 \quad (14)$$

$\eta_{ge}$  → eficiência de geração de energia elétrica (%)

$\eta_{gc}$  → eficiência de geração de energia térmica (calor) (%)

$\eta_{global}$  → eficiência global (%)

A exergia conta com uma parcela física e outra química, a despeito de essa última não ser considerada nesse artigo pela indisponibilidade da composição gravimétrica do resíduo produzido na RG; a disponibilidade ou exergia para um certo volume de controle é calculada pela seguinte expressão, que representa sua parcela física:

Tabela 2 - Dados da análise termodinâmica.

Pontos	Pressão (MPa)	Temperatura (°C)	Vazão (kg/s)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg.K)
1	4,2	370	1,0	3138,00	6,6320
2	0,7	175	1,0	2787,00	6,7620
3	0,25	125	1,0	525,00	1,5812
4	0,25	125	1,0	525,00	1,5812
5	4,4	125,5	1,0	530,00	1,5827

Tabela 3 - Dados da análise energética para o ciclo a vapor.

$\dot{E}_{RSM}$ (kW)	$\dot{m}_{RSM}$ (kg/s)	$\dot{W}_{tv}$ (kW)	$\dot{E}_p$ (kW)	$\dot{E}_c$ (kW)	$\dot{W}_b$ (kW)	$\eta_{ge}$ (%)	$\eta_{gc}$ (%)	$\eta_{global}$ (%)
2608,00	0,5216	351,00	333,45	2262,00	5,00	12,59	86,73	99,51

$$\dot{E}_x = \dot{m} \cdot [(h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)] \tag{15}$$

$h_0 \rightarrow$  entalpia da água na pressão e temperatura de referência (kJ/kg)

$T_0 \rightarrow$  temperatura de referência (K)

$s \rightarrow$  entropia específica (kJ/kg.K)

$s_0 \rightarrow$  entropia da água na pressão e temperatura de referência (kJ/kg.K)

Admitindo-se a pressão e temperatura do meio a saber, 0,1 MPa e 25°C, a água é um líquido levemente comprimido e suas propriedades são essencialmente iguais às do líquido saturado a 25°C, isto é:  $P_0 = 0,1$  MPa,  $T_0 = 25^\circ\text{C} = 298,15\text{K}$ ,  $h_0 = 104,96$  kJ/kg e  $s_0 = 0,3673$  kJ/kg.K para regime permanente.

Para esse sistema de co-geração que opera com caldeira de 4,2 MPa e 370°C, assumindo uma relação média teórica

de  $\frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{RSM}} = \frac{15}{1}$  e dado que  $\dot{m}_{RSM} = 0,5216$  kg/s com 30% de excesso de ar, tem-se que  $\dot{m}_g = 10,6928$  kg/s.

Assumindo para os gases um calor específico a pressão constante ( $C_p = 1,5$  kJ/kg.K) e temperatura na ordem de 170°C (443,15K) na chaminé, tem-se que sua exergia será:

$$\dot{E}_{x_g} = \dot{m}_g \cdot C_p \cdot \left[ (T_g - T_0) - T_0 \cdot \ln\left(\frac{T_g}{T_0}\right) \right] \tag{16}$$

$T_g \rightarrow$  temperatura dos gases de escape na chaminé (K)

resultando no valor de  $\dot{E}_{x_g} = 430,49$  kW.

Assumindo um Poder Calorífico Inferior para o RSM estimado de 5000 kJ/kg, a exergia do mesmo será aproximada pela expressão que segue, visto que para tais combustíveis há pouca variação entre o poder calorífico e sua exergia química (Shieh e Fan, 1982):

$$\dot{E}_{x_{RSM}} = \dot{m}_{RSM} \cdot PCI \tag{17}$$

$$\dot{E}_{x_{RSM}} = 2608,00 \text{ kW.}$$

Por fim, sabendo-se que  $\dot{E}_{x_w} = \dot{W}_{tv} = 351$  kW,  $\dot{E}_{x_b} = \dot{W}_b = 5$  kW e sendo  $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = 1,0$  kg/s, as exergias dos demais fluxos envolvidos na configuração proposta serão calculadas a partir da Eq. (15) e os resultados finais apresentar-se-ão como os seguintes:  $\dot{E}_{x_1} = 1165,22$  kW;  $\dot{E}_{x_2} = 775,47$  kW;  $\dot{E}_{x_3} = 58,12$  kW;  $\dot{E}_{x_4} = 58,12$  kW;

$$\dot{E}_{x_5} = 62,67 \text{ kW.}$$

Uma questão pertinente passa a ser, dessa forma, como são obtidos os diferentes elementos presentes na formulação que vai de (1) à (5); dispõe-se de 5 equações e são passíveis de serem calculados todos os valores de custo de investimento e operação/manutenção, as exergias e as potências envolvidas pelas análises de 1ª e 2ª Lei, bem como os custos envolvendo a caldeira, a turbina, a bomba ( $c_b = 0,070$  US\$/kW.h), as emissões (pode-se atribuir, em princípio, custo zero para as emissões ou, num procedimento mais rigoroso, adotarem-se custos externos) e para a composição ar + combustível (conforme Holanda (1998) o custo médio do RSM na RG é de 0,015 US\$/kg).



Para o sistema adotado, consideram-se os seguintes custos de investimento, tomados para as condições de capacidade anteriormente indicadas, quais sejam 1,0 kg/s de vapor para a caldeira e 351 kW de potência elétrica na turbina a vapor, considerando 7200 horas de operação anual e taxas de avaliação econômica de 12% ao ano com vida útil de 15 anos, que resultam em um fator P/A de 6,8110 (Hirschfeld, 1992):

$$\dot{Z}_{caldeira} = 2520000 \cdot \frac{1}{6,8110} \cdot \frac{1}{7200} \cdot \frac{1}{2608,00} = 0,0197 \text{ US\$/kW.h} \tag{18}$$

$$\dot{Z}_b = 40000 \cdot \frac{1}{6,8110} \cdot \frac{1}{7200} \cdot \frac{1}{5,00} = 0,163 \text{ US\$/kW.h} \tag{19}$$

$$\dot{Z}_{tv} = 800000 \cdot \frac{1}{6,8110} \cdot \frac{1}{7200} \cdot \frac{1}{351,00} = 0,0465 \text{ US\$/kW.h} \tag{20}$$

Com isso, restam 6 incógnitas ( $c_1, c_2, c_3, c_4, c_5$  e  $c_w$ ) que somente podem ser levantadas arbitrando-se uma nova relação. Essa parte da Teoria do Custo Exergético está associada ao que se denomina de Critérios para Partição de Custos. Há diversos critérios para partição de custos, dos quais apresentaremos apenas os seguintes:

- Método da extração: neste método se supõe que toda a exergia cedida pelo vapor que entra na turbina (ou pelos gases de escape, numa turbina a gás) deve ser atribuída integralmente à parcela de calor que dela se extrai; em outras palavras, como o objetivo da turbina é gerar potência, a eletricidade é responsável pelo custo do equipamento e pela variação dos fluxos de exergia entre as seções de entrada e saída, sendo por isso que para o sistema em questão:

$$c_1 = c_2 \tag{21}$$

- Método da igualdade: neste método se supõe que o custo exergético unitário da parcela eletromecânica seja equivalente ao da parcela de calor que dela se extrai, ou seja:

$$c_w = c_2 \tag{22}$$

Os resultados da aplicação de ambos os critérios na base exergoeconômica resultam em diferentes valores de custos para o vapor enviado ao processo e para a eletricidade (ver Tab. (4)); para melhor ilustrar também os impactos da inclusão de taxas ambientais decorrentes da emissão de poluentes na atmosfera, apresentam-se os resultados da simulação com e sem tal parcela de custo, que segundo a Tab. (1) são valores que podem ficar entre 0,017-0,032 US\$/kW.h para as unidades americanas de co-geração com RSM que seguem o *New Source Performance Standards* (NSPS) de 1991. A solução foi obtida pela solução do sistema de equações através do código computacional EES (*Engineering Equation Solver*).

Tabela 4 - Dados da análise exergoeconômica para o ciclo a vapor.

Método $c_g$ (US\$/kW.h)	Extração ( $c_1 = c_2$ )			Igualdade ( $c_w = c_2$ )		
	$c_1$	$c_2$	$c_w$	$c_1$	$c_2$	$c_w$
0,000	0,073	0,073	0,127	0,074	0,091	0,091
0,017	0,080	0,080	0,135	0,080	0,098	0,098
0,025	0,083	0,083	0,138	0,084	0,101	0,101
0,032	0,085	0,085	0,141	0,086	0,104	0,104

Embora não seja uma influência total e sim parcial, observa-se que a penalidade imposta pelos custos oriundos das emissões aumenta significativamente os custos exergéticos do vapor e da eletricidade. Com isso, fica estabelecido um incentivo para que os agentes poluidores comportem-se de acordo com o desejado, ou melhor, abre-se um espaço para a proposição de soluções (uso de tecnologias menos poluentes) por parte dos mesmos, permitindo, assim, uma utilização mais racional dos recursos do meio ambiente. Uma outra constatação importante diz respeito à influência que a decisão por um ou outro método pode representar nos custos dos produtos que são mais dependentes do vapor ou da eletricidade.

### 5. Conclusões

Muitos países como a Suíça, o Japão, a Dinamarca e a Suécia destinam mais de 50% do seu lixo urbano gerado às unidades de incineração, sendo o Japão aquele que possui o maior número de unidades com recuperação de energia. Do ponto de vista ambiental, isso pode ter um lado positivo e, ao mesmo tempo, negativo; o lado positivo está na destruição

dos RSM dispostos inadequadamente em áreas economicamente rentáveis, sem contar a recuperação da energia calorífica desprendida da combustão deste insumo para a geração de energias térmica e elétrica, e o lado negativo reside na emissão sem controle de poluentes atmosféricos que, por sua vez, causará sérios danos ao meio ambiente e à sociedade.

Diante disso, as Agências de Proteção Ambiental de cada país começaram a publicar leis, decretos, resoluções e portarias que primeiramente encerravam instrumentos de “comando e controle” para depois adotarem os mecanismos econômicos. Com relação a esse último, percebe-se que a política ambiental brasileira tem perspectivas futuras no que diz respeito ao seu emprego, sem deixar de lado os de controle direto, ao passo que a política ambiental internacional já os incorpora, mas também em conjunção aos seus padrões de qualidade ambiental, limites máximos de emissão e outros voltados à regulação direta.

Contudo, é importante visualizar que os custos de geração com RSM já são superiores aos obtidos pela geração a partir de combustíveis fósseis, como o gás natural, mesmo quando não se considera a “internalização” de externalidades, levando-se a crer que a estrutura de expansão dos sistemas de geração, a menos de considerar modelos de avaliação financeira mais adequados para a melhor percepção de novas tecnologias e uso de combustíveis alternativos, impedirá em longo prazo a sua inserção na estrutura de geração; a esse respeito, a “internalização” de externalidades, por não influenciar totalmente os custos exergéticos do vapor enviado ao processo e da eletricidade, pode ser uma prática efetiva de compensação aos danos sofridos pela sociedade e pelo meio ambiente (desde que não coloque o desenvolvimento econômico em níveis inferiores ao desejado). Entretanto, para que isto ocorra ainda se faz necessária a intervenção governamental, pois o agente poluidor, por livre iniciativa, não procura reparar sua ação prejudicial - não há motivação econômica para tanto.

O artigo 225 da Constituição Federal do Brasil é bem claro de que todos têm direito ao meio ambiente ecologicamente equilibrado, bem de uso comum do povo e essencial à sadia qualidade de vida, impondo-se ao Poder Público e à coletividade o dever de defendê-lo e preservá-lo para as presentes e futuras gerações (CETESB, 1995). Por isso, é de extrema relevância que façamos a nossa parte o quanto antes (seguindo os limites máximos de emissão no intuito de mantermos a qualidade ambiental, licenciando as atividades poluidoras, “internalizando” externalidades, etc) para desfrutarmos hoje de um ambiente menos agressivo e deixarmos às futuras gerações o ensinamento de que vale a pena lutar por essa causa.

## 6. Agradecimentos

Os autores agradecem ao apoio prestado pela Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP), através do processo nº 98/15863-2.

## 7. Referências

- Almeida, L.T., 1998, “Política Ambiental: uma Análise Econômica”, Ed. Unesp, São Paulo, Brasil, 192 p.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., 1996, "Thermal Design and Optimization", John Wiley & Sons, N. Y., 542 p.
- Céspedes, J.F.P., Oliveira Júnior, S., 1994, "Análise Exergética e Econômica de Plantas de Cogeração", 1º Seminário de Gerenciamento Energético da Indústria Química e Petroquímica, Guarulhos, São Paulo, Brasil, 13 p.
- CETESB, 1995, “Legislação Federal: Controle da Poluição Ambiental”, Série Documentos, São Paulo, Brasil, 213 p.
- CETESB, 1999, “Legislação Estadual: Controle da Poluição Ambiental”, Série Documentos, São Paulo, Brasil, 498 p.
- Conrad, K., Kohn, R.E., 1996, “The US Market for SO<sub>2</sub> Permits”, Energy Policy, Vol. 24, nº 12, pp. 1051-1059.
- Dempsey, C.R., Oppelt, E.T., 1993, “Incineration of Hazardous Waste: a Critical Review Update”, Journal of the Air and Waste Management Association, Vol. 43, pp. 1-80.
- Ekins, P., 1999, “European Environmental Taxes and Charges: Recent Experience, Issues and Trends”, Ecological Economics, Vol. 31, pp. 39-62.
- Ferreira, A.L., Bajay, S.V., 1997, “A Internalização dos Custos Ambientais e Sociais da Geração de Energia Elétrica: Experiência Internacional e Perspectivas para o Brasil”, 3º Congresso Latino-Americano de Geração e Transmissão de Energia Elétrica, Campos do Jordão, São Paulo, Brasil, Vol. 1, pp. 62-66.
- Hirschfeld, H., 1992, "Engenharia Econômica e Análise de Custos", Ed. Atlas, São Paulo, Brasil, 453 p.
- Holanda, M.R.H., 1998, "Avaliação do Potencial de Cogeração a partir de Resíduos Sólidos Municipais na Região de Guaratinguetá, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista (UNESP), Guaratinguetá, São Paulo, Brasil, 145 p.
- Holanda, M.R.H., Balestieri, J.A.P., 1999a, "Cogeneration in a Solid-Wastes Power-Station: a Case-Study", Applied Energy, Vol. 63, pp. 125-139.
- Holanda, M.R.H., Balestieri, J.A.P., 1999b, "Análises Energética e Exergética de Centrais de Co-geração a partir de Resíduos Sólidos Municipais", Proceedings of the 15<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Águas de Lindóia, São Paulo, Brasil, 10 p. (disponível somente em CD-ROM).
- Holanda, M.R.H., Balestieri, J.A.P., 2000, “Avaliação dos Aspectos Estruturais da Emissão de Poluentes”, Proceedings of the 8<sup>th</sup> Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences, Porto Alegre, Rio Grande do Sul, Brasil, 10 p. (disponível somente em CD-ROM).
- Krobitsyn, M.A., Hirs, G.G., Jellema, R., 1997, "Integration of a Gas Turbine and a Municipal Solid Waste Incinerator", Power Technology International, Autumn, pp. 46-49.

- Miranda, M.L., Hale, B., 1997, "Waste Not, Want Not: the Private and Social Costs of Waste-to-Energy Production", Energy Policy, Vol. 25, n° 6, pp. 587-600.
- MMA (Ministério do Meio Ambiente), 2001, "Políticas para o Desenvolvimento Sustentável", Site <http://www.mma.gov.br>
- Otoma, S., Mori, Y., Terazono, A., Aso, T., Sameshima, R., 1997, Estimation of Energy Recovery and Reduction of CO<sub>2</sub> Emissions in Municipal Solid Waste Power Generation", Resources, Conservation and Recycling, Vol. 20, pp. 95-117.
- Shieh, J.H., Fan, L.T., 1982, "Estimation of Energy (Enthalpy) and Exergy (Availability) Contents in Structurally Complicated Materials", Energy Sources, Vol. 6, pp. 1-45.
- Stavins, R.N., Whitehead, B.W., 1992, "Pollution Charges for Environmental Protection: a Policy Link between Energy and Environment", Annu. Rev. Energy Environ., Vol. 17, pp. 187-210.
- Title 40 of the Code Federal of Regulations (40 CFR), 2001, "National Primary and Secondary Ambient Air Quality Standards", Chapter I, Subchapter C, Part 50, Site <http://www.epa.gov/epahome/cfr40.htm>
- Torrens, I.M., Cichanowicz, J.E., Platt, J.B., 1992, "The 1990 Clean Air Act Amendments: Overview, Utility Industry Responses and Strategic Implications", Annu. Rev. Energy Environ., Vol. 17, pp. 211-233.
- U.S. EPA, 1991, "Standards of Performance for New Stationary Sources and Final Guidelines: Final Rules", Federal Register, Vol. 56, n° 28, pp. 5488-5527.
- U.S. EPA, 1995, "Standards of Performance for New Stationary Sources and Emission Guidelines for Existing Sources: Final Rules", Federal Register, Vol. 60, n° 243, pp. 65387-65436.
- Wehenpohl, G., Pfaff-Simoneit, W., 1993, "Conceito Integrado de Resíduos Sólidos para a Região de Guaratinguetá - Brasil: Análise e Conceitos", Deutsche Gesellschaft für Technische Zusammenarbeit (GTZ) GmbH, Consórcio Intermunicipal da Região de Guaratinguetá (CIRG), Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 136 p.

#### **"Internalization" of externalities in a municipal solid wastes co-generation plant**

##### **Marcelo Rodrigues de Holanda**

FEG/UNESP - Depto. de Energia - Av. Dr. Ariberto P. da Cunha, 333 - 12516-410 - Guaratinguetá - SP  
[holanda@feg.unesp.br](mailto:holanda@feg.unesp.br)

##### **José Antônio Perrella Balestieri**

FEG/UNESP - Depto. de Energia - Av. Dr. Ariberto P. da Cunha, 333 - 12516-410 - Guaratinguetá - SP  
[perrella@feg.unesp.br](mailto:perrella@feg.unesp.br)

***Abstract.** The worldwide increasing of the demand of electrical energy in conjunction with the yet reduced level of awareness for the rational use of it, makes a lot of countries search for the viability of more and more renewable resources (like urban garbage and biomass) through the use of the technology of incineration to generate electricity. But, it is necessary to be alert to the impact that this energy generation, by emitting pollutants, may cause to the environment and to the society. Therein, it makes it necessary not only to obey the laws regarding environment, or to use technologies for emissions reduction/control (the ones that act directly on the generating source or those of inherent environmental characteristic), but also to articulate mechanisms that internalize externalities in order to minimize social and environmental damages. This article aims to show, through an exergoeconomic analysis, the influence caused by the addition of environmental taxes resulting from the emission of atmospheric pollutants on the costs of the vapor sent to the process and of the electricity.*

**Key words:** Municipal solid wastes, Co-generation, Exergoeconomic analysis, "Internalization" of externalities.

# EFFECTS OF WET CO OXIDATION ON THE OPERATION OF ENGINES AND POWER GENERATORS

## Fernando de Souza Costa

Laboratório Associado de Combustão e Propulsão, INPE  
Caixa Postal 01, Cachoeira Paulista, SP, 12630-000, Brasil  
e-mail: fernando@cptec.inpe.br

## Juliano Cardoso

Laboratório Associado de Combustão e Propulsão, INPE  
Caixa Postal 01, Cachoeira Paulista, SP, 12630-000, Brasil  
e-mail: jcardoso@lcp.inpe.br

## Tales Eduardo Areco Villela

Laboratório Associado de Combustão e Propulsão, INPE  
Caixa Postal 01, Cachoeira Paulista, SP, 12630-000, Brasil  
e-mail: tales@lcp.inpe.br

## Carlos Alberto Gurgel Veras

Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Tecnologia, UNB  
Asa Norte, Brasília, DF, 70910-900, Brasil  
e-mail: gurgel@enm.unb.br

**Abstract.** *The effects of wet CO oxidation are investigated, regarding the operation of engines and power-generators fed by charcoal gasifiers. Several chemical mechanisms of wet CO oxidation are compared, using computational models of perfectly stirred reactors and plug flow reactors, with help of the CHEMKIN 3.5 and MATLAB 5.0 softwares. In the simulations reactants enter the reactors at 1000 K, 1 atm and equivalence ratio 0.25. It was observed that increasing water contents reduces significantly ignition times up to 3% in volume, while blowout mass flow rates increase up to 6 % in volume, the maximum value considered. Higher water vapor content decreases the final temperatures below 1700 K, leading to lower thermal efficiency. Formation of NO decreases continuously with humidity in plug flow reactors, while there are peaks of NO formation in perfectly stirred reactors, below 1% in volume. Mixtures about 3% to 4% in volume of water vapor allow to obtain optimal operation characteristics considering ignition, final temperature, blowout and NO production. The method can be used to estimate optimum operational conditions with other input parameters.*

**Keywords:** *gasifier, carbon monoxide, power generator, engine, oxidation.*

## 1. Introduction

Operation of engines and power-generators has been made by using the flue gases produced by charcoal gasifiers (Morais, 1981; Ismail and Morais, 1983). Carbon monoxide, CO, is a main component of the mixtures produced by charcoal gasifiers, which are employed as alternative fuel. It is well known that oxidation of CO in the presence of water occurs more rapidly than oxidation in dry conditions, since water acts as a catalyst and is not consumed during the reaction (Dryer and Glassmann, 1973; Lewis and Von Elbe, 1985; Glassmann, 1996). Therefore addition of small amounts of water can yield a better combustion efficiency in power-generators and engines, once CO appear in the combustion process. In the other hand, the presence of liquid water or water vapor can reduce the final temperatures, leading to lower thermodynamic efficiencies and can, also, affect ignition conditions, blowout characteristics and the mechanisms of pollutant formation.

A number of works has been published about water addition, liquid or vapor, in combustion processes. Dryer (1976) presented a review of concepts and applications related to the use of water in combustion systems, mentioning the use of water vapor in turbine operation during the 18<sup>th</sup> century. Greeves et al. (1978) investigated the utilization of water emulsions in diesel engines to reduce fuel consumption, ignition delay and emissions of CO, NO and HC. Rightley and Williams (1997) analysed the effect of addition of H<sub>2</sub> or H<sub>2</sub>O on the propagation velocity of premixed flames of CO and O<sub>2</sub>. Recently, Bhargava et al. (2000) compared experimental results, obtained by injecting humid air in aeronautical turbines, with simplified computational models involving a series of perfectly stirred reactors. They conjectured that water vapor presence reduces the concentration of the O radical, decreasing the formation of thermal NO and N<sub>2</sub>O, while the larger concentration of OH decreases the amount of NO formed through the Fenimore mechanism, the so-called prompt-NO, which depends on the presence of CH, CN and HCN in the reaction zone.

Thus, the objective of this work is to investigate the operation of power-generators and engines by means of numerical simulations of the wet CO oxidation, determining optimal conditions for ignition, temperatures, blowout and

reduction of  $NO$  formation. Several chemical mechanisms are tested by using models of perfectly stirred reactors and plug flow reactors, with help of softwares CHEMKIN 3.5 and MATLAB 5.0.

The presentation is divided in four parts: description of chemical mechanisms, description of computational models, results and conclusions.

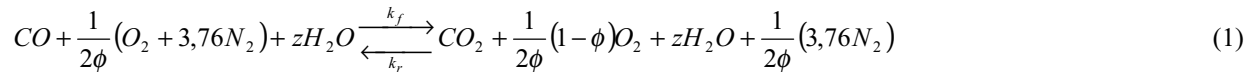
## 2. Chemical Mechanisms

The mechanism of  $CO$  oxidation with hydrogen-containing compounds is usually called wet oxidation. The  $CO$  oxidation proceeds through this route in practical systems, since even small quantities of hydrogen, of the order of 20 ppm, increase substantially the  $CO$  oxidation rate (Glassman, 1996).

Several chemical mechanisms of wet  $CO$  oxidation in presence of water vapor were considered in the analysis.

### 2.1 Simplified Mechanism

The simplest mechanism adopted was a single step or global reaction given by



where  $\phi$  is the equivalence ratio. The molar fraction of water vapor  $X_{H_2O}$  is related to the stoichiometric coefficient  $z$  of water by

$$X_{H_2O} = \frac{z}{1 + \frac{2,38}{\phi} + z} \quad (2)$$

and the molar concentration ( $\text{kmol/m}^3$ ) of water vapor is obtained from  $[H_2O] = X_{H_2O}P/R_0T$ , where  $P$  is the total pressure,  $R_0$  is the universal gas constant and  $T$  is gas temperature.

The reaction rates for the above mechanism were obtained by Dryer and Glassman (1973) by adjusting experimental results in plug flow reactors, with temperatures between 1000 and 1700 K:

$$\frac{d[CO]}{dt} = -k_f [CO][H_2O]^{0.5} [O_2]^{0.25} \quad (3)$$

$$\frac{d[CO_2]}{dt} = -k_r [CO_2] \quad (4)$$

where

$$k_f = 2.24 \times 10^{12} \left[ \left( \frac{\text{kmol}}{\text{m}^3} \right)^{-0.75} \frac{1}{\text{s}} \right] \exp \left[ \frac{-1.674 \times 10^8 (\text{J/kmol})}{R_0 T (\text{K})} \right] \quad (5)$$

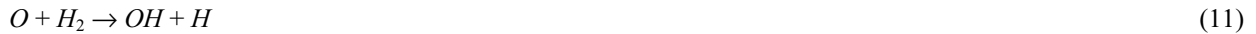
$$k_r = 5.0 \times 10^8 \left( \frac{1}{\text{s}} \right) \exp \left[ \frac{-1.674 \times 10^8 (\text{J/kmol})}{R_0 T (\text{K})} \right] \quad (6)$$

### 2.2 Detailed Chemical Mechanisms

Descriptions of the detailed mechanism of  $CO$  oxidation are made, e.g., by Lewis and Von Elbe (1985), and by Glassmann (1996). The effects of small quantities of  $H_2O$  or  $H_2$  in the  $CO$  oxidation rate are significant because the reaction rates between  $CO$  and  $OH$  are much greater than the reaction rates between  $CO$  and  $O$  or  $CO$  and  $O_2$ . The water-catalyzed reaction proceeds in the following manner:



Reaction (7) is chain initiating, but it is slow and does not contribute significantly for production of  $CO_2$ . Step (9) is chain propagating, yielding  $H$  radicals which react with  $O_2$ , originating  $OH$  and  $O$  by the chain branching step (10). The  $OH$  radicals that are formed participate in step (9) and the  $O$  radicals formed participate in step (8). If  $H_2$  is the catalyst, the following steps should be included:



Consequently, all steps of the complete system  $H_2-O_2$  must be included in the mechanism of wet  $CO$  oxidation. The presence of  $HO_2$  creates another step for conversion of  $CO$  to  $CO_2$ :



Reaction (13) is important at high pressures and in the initial stages of hydrocarbon oxidation. Reaction (9) is the most important in combustion processes. Any mechanism of hydrocarbon combustion in air involves  $H_2$  and  $CO$  oxidation kinetics and most of the  $CO_2$  that is formed results from reaction (9).

The primary nitrogen oxide formed in combustion systems is  $NO$ , although, in some systems, appreciable  $NO_2$  is produced, usually as a result of  $NO \rightarrow NO_2$  conversion in low temperature mixing regions of nonpremixed systems (Turns, 1996).  $NO$  is formed through several mechanisms, for example, the Fenimore mechanism and the thermal process of Zeldovich, or it can come from nitrogen present in the fuel.

It can be inferred that  $NO$  originates mainly from the thermal process in the cases presented here, since the  $CO$  molecule does not contain  $N$  atoms, the mixture is lean (equivalence ratio = 0.25), and formation of radicals  $CH$  and  $HCN$  is not significant. According to Heywood (1988), the extended mechanism of Zeldovich, responsible for production of thermal  $NO$ , is given by:

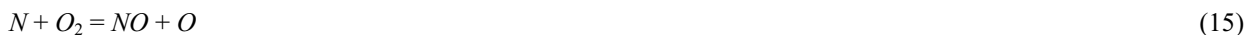


Table (1) shows a mechanism with 24 reactions, including steps (7) and (9), the  $H_2-O_2$  mechanism and the Zeldovich mechanism. Kinetic data were taken from CHEMKIN 3.5 (1999) input files. Some steps, shown in Tab.(1), include collision factors dependent on size and form of a third body. In Tab.(1),  $E_a$  is the activation energy,  $b$  is the temperature exponent and  $A$  is the pre-exponential factor in the direct reaction "constant"  $k = A T^b \exp(-E_a/RT)$ .

The GRI-Mech mechanism (1999), including 55 species and 335 steps, allows to simulate the burning of methane ( $CH_4$ ) in air, and the Konnov mechanism (1998), including 127 species and about 1100 steps, allows to simulate the burning of propane ( $C_3H_8$ ) and lower hydrocarbons in air. From the GRI-Mech and Konnov models were selected steps related to  $CO$  oxidation and  $NO$  formation and were created two new detailed mechanisms of wet  $CO$  oxidation. They are not listed here due to space limitations.

### 3. Simplified Computational Models

Analysis of the reactive processes in complex flows in combustors, turbines, engines and other systems can be made, e.g., by combination in series or in parallel of perfectly stirred reactors (PSR) and plug flow reactors (PFR). Simplified models of reactive systems are useful to understand the coupling between the conservation laws of mass and energy with chemical kinetics. For example, the evolution in time of chemical and thermodynamical variables of a constant volume reactor can be followed until chemical equilibrium is attained, simulating ignition processes inside an engine.

A PSR allows to estimate blowout conditions and theoretical maximum temperatures, while a PFR allows to estimate  $NO$  formation and to investigate ignition delays, simulating combustion processes in chambers of power-generators and engines. The blowout condition determines the maximum load condition for continuous flow combustors. The reaction zone in burners can be modelled by one or two PSR with recirculation. Turns (1996) presents a detailed description of several simplified reactive models, however a brief review of the PSR and PFR models is presented here.

#### 3.1 Perfectly Stirred Reactors (PSR)

A perfectly stirred, or well stirred, reactor is an ideal reactor where perfect mixing occurs inside the control volume ( $CV$ ). Experimental reactors employing high-velocity inlet jets can approach this ideal reactor.

Conservation of mass equation for a species  $i$  in a PSR, assuming steady state, is given by

$$\dot{\omega}_i M_i V + \dot{m}(Y_{i,e} - Y_{i,s}) = 0, \quad \text{for } i = 1, 2, 3, \dots, N \text{ species} \quad (17)$$

where  $\dot{\omega}_i$  is the reaction rate,  $M_i$  is molecular weight,  $Y_{i,e}$  and  $Y_{i,s}$  are mass fractions of species  $i$  entering and exiting the reactor, respectively. The total mass flux  $\dot{m}$  and volume  $V$  of the reactor are given parameters.

Exit mass fractions  $Y_{i,s}$  are equal to mass fractions inside the reactor, since it is assumed perfect mixing after the reactants entered the  $CV$ . Composition within the reactor is the same everywhere, therefore the composition at exit must be the same at any point inside the  $CV$ . With this information, the reaction rates are of the form

$$\dot{\omega}_i = f([X_i], T) = f([X_i]_s, T) \quad (18)$$

where the mass fractions  $Y_i$  and molar concentrations  $[X_i]$  are related by

$$Y_i = \frac{[X_i] M_i}{\sum_{j=1}^N [X_j] M_j} \quad (19)$$

Table 1 – Kinetic constants for a mechanism of wet  $CO$  oxidation with 24 steps.

Reaction	$A$ (mol-cm-s-K)	$b$ (-)	$E_a$ (cal/mol)
CO+O2 = CO2+O	1.60E13	0.0	41000
CO+OH = CO2+H	1.51E07	1.3	758
H+O2 = O+OH	5.10E16	0.82	16510
H2+O = H+OH	1.80E10	1.0	8830
H2+OH = H2O+H	1.2E09	1.3	3630
OH+OH = H2O+O	6.0E08	1.3	0
H+OH+M = H2O+M	7.5E23	2.6	0
H2O/20.0/ O2+M = O+O+M	1.9E11	0.5	95560
H2+M = H+H+M	2.2E12	0.5	92600
H2O/6.0/ H/2.0/ H2/3.0/ H2+O2 = OH+OH	1.7E13	0.0	47780
H+O2+M = HO2+M	2.1E18	1.0	0
H2O/21.0/ H2/3.3/ O2/0.0/ N2/0.0/ H+O2+O2 = HO2+O2	6.7E19	1.42	0
H+O2+N2 = HO2+N2	6.7E19	1.42	0
HO2+H = H2+O2	2.5E13	0.0	700
HO2+H = OH+OH	2.5E14	0.0	1900
HO2+O = OH+O2	4.8E13	0.0	1000
HO2+OH = H2O+O2	5.0E13	0.0	1000
HO2+HO2 = H2O2+O2	2.0E12	0.0	0
H2O2+M = OH+OH+M	1.2E17	0.0	45500
H2O2+H = HO2 + H2	1.7E12	0.0	3750
H2O2+OH = H2O+HO2	1.0E13	0.0	1800
N+NO = N2+O	2.7E13	0.0	355
N+O2 = NO+O	9.0E09	1.0	6500
N+OH = NO+H	3.36E13	0.0	385
$k = A T^b \exp(-E_a/RT)$			

\* Data from CHEMKIN 3.5 input files.

\*\* Constants are for the direct reactions.

Equations (17), written for each species, yield  $N$  equations involving  $N + 1$  unknowns:  $N$  mass fractions and temperature. An energy balance provides the additional equation required for closure. The steady-state energy equation for steady and adiabatic flow in a control volume is given by

$$h_s = h_e \quad (20)$$

where  $h_e$  and  $h_s$  are specific enthalpies of the entering and exiting mixture, respectively, neglecting variations in kinetic and potential energies. Rewriting equation (20) in terms of composition, yields the expression

$$\sum_{i=1}^N Y_{i,s} h_i(T_s) = \sum_{i=1}^N Y_{i,e} h_i(T_e) \quad (21)$$

where

$$h_i = h_{f,i}^0 + \int_{T_{ref}}^T c_{p,i} dT \quad (22)$$

and  $h_i$  is specific enthalpy,  $h_{f,i}^0$  is formation enthalpy, and  $c_{p,i}$  is the specific heat of species  $i$ .

The mass flux  $\dot{m}$ , or the residence time, is a parameter for the problem. Initially small values of mass flux are chosen to allow combustion for a given equivalence ratio. Making a progressive increase in  $\dot{m}$ , or decrease in residence time, the system of equations has no solution or it yields the same input values. This gives the blowout limit, which indicates that there is not enough time for reaction occur within the reactor. Curves relating blowout mass flux with equivalence ratio in a PSR are similar to curves obtained in experimental reactors and turbines. To solve the  $N + 1$  non-linear equations obtained, equations (17) and (21), an iterative method, such as the generalized Newton-Raphson method, must be employed.

### 3.2 Plug Flow Reactor

The following assumptions are made in the case of a PFR:

1. Steady state, steady flow with constant area;
2. No mixing or diffusion in axial direction;
3. One-dimensional flow;
4. Frictionless and adiabatic flow;
5. Ideal gas behavior;

The following system of ordinary differential equations is obtained:

$$\frac{d\rho}{dx} = \frac{\bar{\rho} R_0}{v_x c_p M_{mist} \sum_{i=1}^N M_i \dot{\omega}_i \left( h_i - \frac{M_{mist}}{M_i} c_p T \right)} P \left( 1 + \frac{v_x^2}{c_p T} \right) - \rho v_x^2 \quad (23)$$

$$\frac{dT}{dx} = \frac{v_x^2}{\rho c_p} \frac{d\rho}{dx} - \frac{1}{v_x \rho c_p} \sum_{i=1}^N h_i \dot{\omega}_i M_i, \quad (24)$$

$$\frac{dY_i}{dx} = \frac{\dot{\omega}_i M_i}{\rho v_x} \quad (25)$$

where  $x$  is the axial coordinate,  $v_x$  is axial velocity, and  $\rho$  is mixture density. In equations (23) and (24) the variables  $M_{mist}$  and  $P$  can be written in terms of  $T$ ,  $\rho$  e  $Y_i$ . Initial conditions to solve equations (23) through (25) are

$$T(0) = T_0; \quad \rho(0) = \rho_0; \quad Y_i(0) = Y_{i0}, \quad i = 1, \dots, N$$

To solve the problem, it is necessary to adopt a method to integrate stiff systems of ordinary differential equations, since chemical reactions have, in general, many different time scales.

## 4. Results

Figures (1), (2), (3) and (4) show results obtained in a PSR and figs. (5), (6), (7) and (8) show results obtained in a PFR. Five different mechanisms were tested in the simulations: I) mechanism with Konnov steps; II) mechanism with GRIMech steps; III) mechanism with steps from Tab. 1; IV) mechanism with global reaction Eq. (1) and variable properties; and V) mechanism with global reaction Eq. (1) and constant properties.

PSR data are volume  $67.4 \text{ cm}^3$  and mass flux  $7 \text{ g/s}$ , and PFR data are velocity  $2.6815 \text{ cm/s}$  and diameter  $5.8431 \text{ cm}$ . In all cases the inlet temperature was  $1000 \text{ K}$ , pressure  $1 \text{ atm}$  and equivalence ratio  $\phi = 0.25$ . Pressure and temperature adopted are typical conditions of charcoal gasifiers. Once the global mechanism is fitted for low pressures then all mechanisms were compared at  $1 \text{ atm}$ , despite engines can operate at higher pressures. The total mass flow rate was kept constant, with water vapor added at the same temperature and pressure as the  $CO$ .



The simulation programs in the CHEMKIN 3.5 collection were utilized for mechanisms I, II, III and IV, while MATLAB 5.0 programs were written for mechanism V. A listing with an example run written in MATLAB 5.0 is presented in Tab. 2. As can be seen in Tab. 2, the PFR program listing is quite simple, since it is assumed a single step reaction and constant properties. The CHEMKIN 3.5 collection contains an extensive data bank with temperature dependent properties and a built-in chemical kinetics solver, being suitable for detailed calculations.

The simplest models, models IV and V, compared well with models I, II and III in terms of  $CO_2$  production and temperature, in both PSR and PFR.

All five models presented maximum temperatures between 3% and 4% water volume in the PSR. Temperatures were higher in the simplest mechanisms, 1660K-1680K above 1% water, with variation of less than 80 K among all models. Except model V, all models have shown a maximum  $CO_2$  production in the PSR between 3% and 4% water volume. The detailed models I, II and III in the PFR presented decreasing temperatures and  $CO_2$  production with increasing water content. Model IV presented highest temperature in the PFR with about 3% volume of water and model V presented temperatures constant above 3% water content.  $CO_2$  production was identical in both models IV and V in a PFR, with maximum values around 3% water content.

The detailed models I and II predicted a much larger  $NO$  production in a PSR than model III, with peaks below 1 % volume of water, since more pathways of  $NO$  formation are considered, besides the Zeldovich mechanism. However, the thermal  $NO$  profiles obtained with mechanism III in a PFR were similar to profiles obtained with mechanisms I and II.

Ignition distances, or ignitions delays, since time = speed/distance, decreased strongly up to 3% water content, with model II presenting values 3 to 5 times larger than the other models.

Blowout mass flow rates presented similar trends, with small differences among models I, II and III. Model IV presented the largest blowout mass fluxes, 15 % above the detailed models, while model V presented the lowest blowout mass fluxes, 10% below the detailed models.

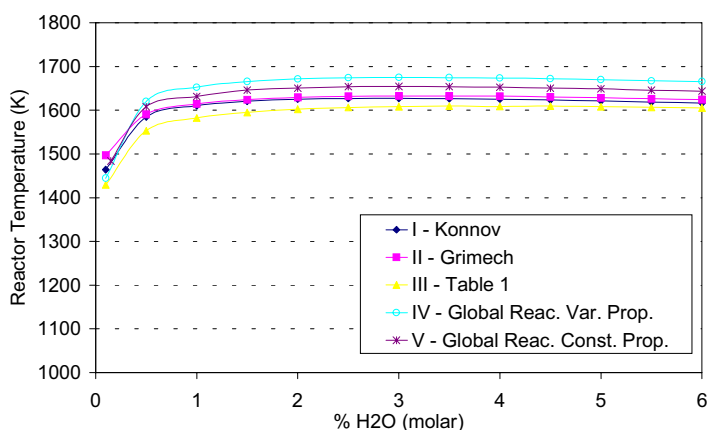


Figure 1 – Influence of water vapor molar fraction on temperature of a perfectly stirred reactor.

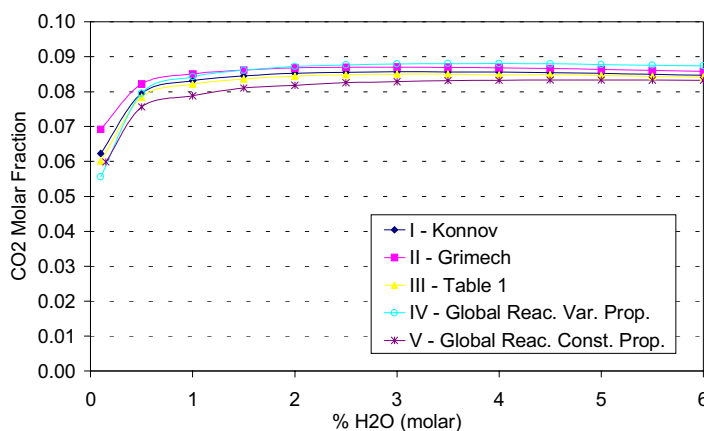


Figure 2 – Influence of water vapor molar fraction on  $CO_2$  molar fraction of a perfectly stirred reactor.

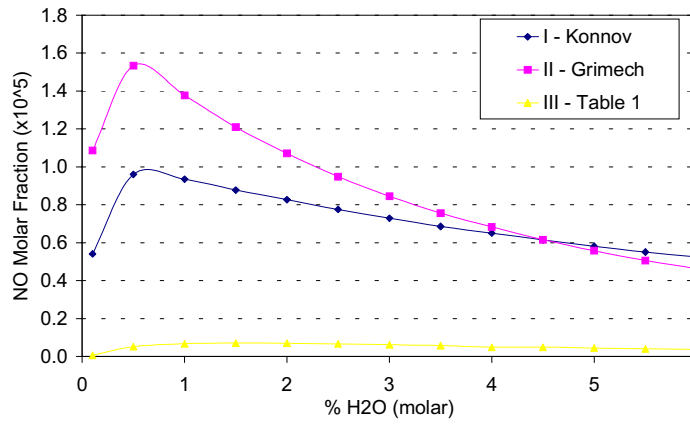


Figure 3 – Influence of water vapor molar fraction on *NO* molar fraction of a perfectly stirred reactor.

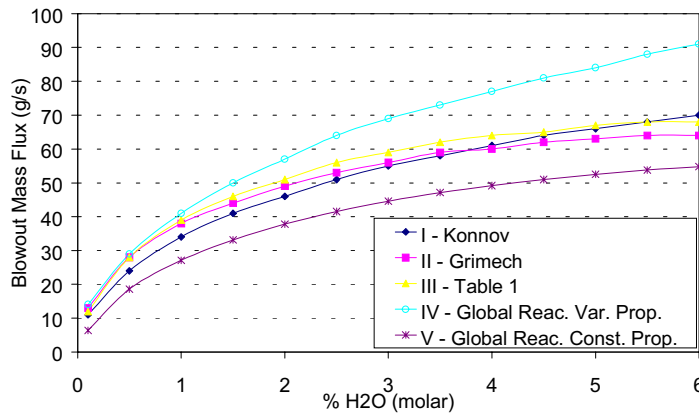


Figure 4 – Influence of water vapor molar fraction on blowout mass flux of a perfectly stirred reactor.

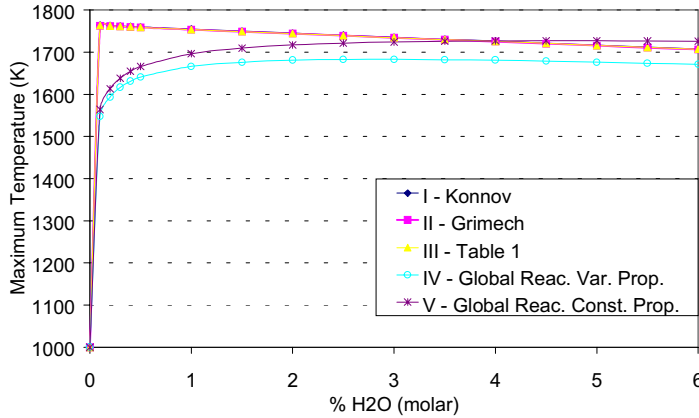


Figure 5 – Influence of water vapor molar fraction on final temperature of a plug flow reactor.

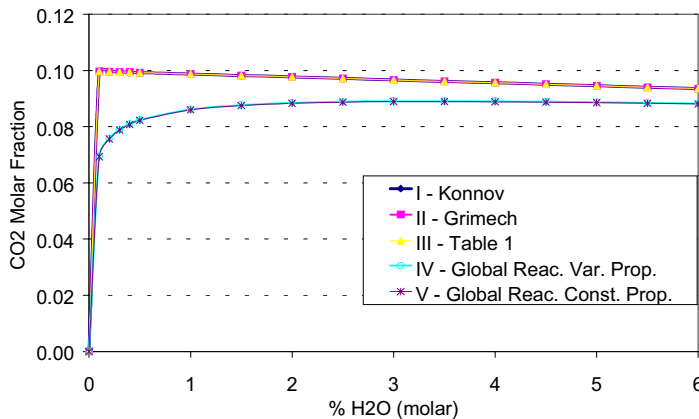


Figure 6 – Influence of water vapor molar fraction on *CO*<sub>2</sub> molar fraction of a plug flow reactor.

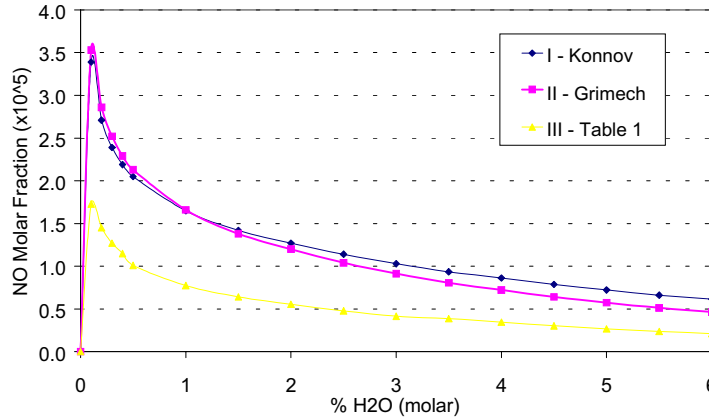


Figure 7 – Influence of water vapor molar fraction on NO molar fraction of a plug flow reactor.

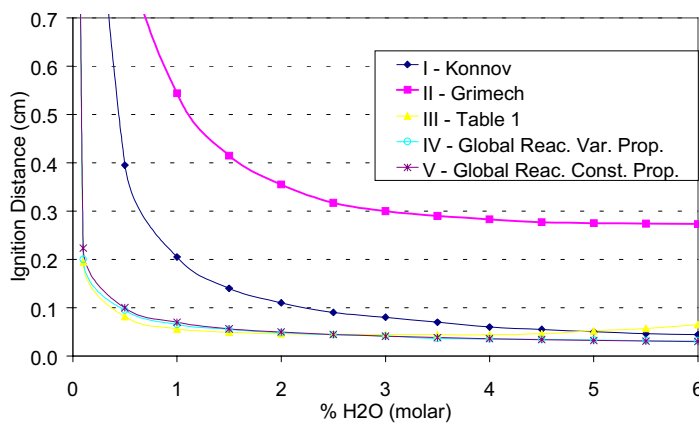


Figure 8 – Influence of water vapor molar fraction on ignition distance of a plug flow reactor.

Table 2 – Matlab function to simulate wet CO oxidation in a plug flow reactor.

```
function yp=plug(t,y);

% Program to simulate wet CO oxidation in a plug flow reactor with a global reaction and constant properties.
% Input the initial concentrations Ci0 (kmol/m3) of reactants and the temperature To (K), and then
% copy the comment line below in the command window and press [enter] to execute the program:
% y0=[Cco0;Ch2o0;Co20;Cco20;Cn20;To]; t=[0 0.1]; ode23s('plug',t,y0)

hfo2 = 0 ; hfc0 = -110527*10^3 ; hfc02 = -393522*10^3 ; % J/kmol
Cpco = 36.2776*10^3 ; Cpo2 = 37.8257*10^3 ; Cph2o = 51.0059*10^3 ;
Cpn2 = 35.9060*10^3 ; Cpc02 = 60.4053*10^3 ; % J/kmol-K
Ro = 8.314*10^3 ; % J/kmol-K; Po = 101.325*10^3 ; % N/m^2;
To = 1000 ; % K; To1 = 298 ; % K;
fi = 0.25;
A = 2.24*10^12 ; % ((kmol/m^3)^-0.75)*(1/s); B = 5.0*10^8 ; % (1/s)
C = -1.674*10^8 ; % J/kmol; c = C/Ro; D = 0.5*Cpo2+Cpco-Cpc02; E = hfc0-hfc02-(D*To1);
F = 0.5*Ro+D; G = Cpo2-Ro; H = Cpc02-Ro; J = Cpn2-Ro; K = Cpc0-Ro; L = Cph2o-Ro;

yp=[exp(c/y(6))*(B*y(4)-A*y(1)*(y(2)^0.5)*(y(3)^0.25))
0
exp(c/y(6))*(B*y(4)-A*y(1)*(y(2)^0.5)*(y(3)^0.25))/2
-exp(c/y(6))*(B*y(4)-A*y(1)*(y(2)^0.5)*(y(3)^0.25))
0
-exp(c/y(6))*(B*y(4)-A*y(1)*(y(2)^0.5)*(y(3)^0.25))*(E+F*y(6))/(y(3)*G+y(5)*J+y(1)*K+y(2)*L+y(4)*H
];
```

\* ode23s is a Matlab function to solve stiff systems of ordinary differential equations.

## 5. Conclusions

Numerical simulations with several chemical mechanisms for wet  $CO$  oxidation were employed to determine the influence of water addition in the operational conditions of engines and power generators fed by gasifiers. In all cases the inlet temperature was 1000 K, pressure 1 atm and equivalence ratio  $\phi = 0.25$ . Water contents from 0% to 6% volume were tested and showed a strong influence on ignition delay, blowout mass ratio and  $NO$  formation.

Temperatures in a PSR did not present significant variations, while in a PFR temperatures had a consistent decrease with water content increase. Ignition delay showed an exponential decrease with increase in water molar fraction.

$NO$  production had a peak at about 0.7% volume of water in a PSR with a subsequent continuous decrease. The thermal  $NO$  mechanism was not adequate to provide good estimates of  $NO$  formation in a PSR. Nonetheless, in a PFR simulating post-reaction conditions,  $NO$  production presented a continuous decrease with increase of water content. The  $NO$  profiles obtained using only the thermal mechanism in a PFR were similar to the ones obtained with more detailed models, despite the underprediction of  $NO$  emissions.

Blowout mass ratio increased strongly with water content increase in all models tested. Constant properties had a significant impact on blowout conditions, showing values 30% lower when compared to variable properties simulations. Above 0.5% volume of water, constant properties simulations showed no significant differences in terms of maximum temperatures and  $CO_2$  production, compared to variable properties simulations.

Therefore, considering maximum temperature, blowout, ignition delay and  $NO$  production, water contents between 3 and 4 % volume would allow to attain optimum operational conditions in engines and power generators, for the assumed parameters. The method adopted can be applied to any input conditions using the detailed mechanisms. Experiments are being conducted for comparison with the numerical simulations.

## 6. Acknowledgement

This work was supported by FAPESP through Project 98/09038-9.

## 7. References

- Bhargava, A., Colket, M., Sowa, W., Casleton, K., Maloney, D., 2000, "An Experimental and Modeling Study of Humid Air Premixed Flames", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2000, Vol. 122, Issue 3.
- Dryer, F.L., and Glassmann, I., 1973, "High Temperature Oxidation of  $CO$  and  $CH_4$ ", 14th Symposium (International) on Combustion, Pittsburgh, PA, USA.
- Dryer, F.L., 1976, "Water Addition to Practical Combustion Systems – Concepts and Applications", 16th Symposium (International) on Combustion, Cambridge, MA, USA.
- Glassmann, I., 1996, *Combustion*, 3rd Ed., Academic Press.
- Greeves, G., Khan, I.M., Onion, G., 1978, "Effects of Water Introduction on Diesel Engine Combustion and Emissions", 17th Symposium (International) on Combustion, Leeds, UK.
- GRIMech: [http://www.me.berkeley.edu/gri\\_mech/3](http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/3), V 3.0, 1999.
- Heywood, J.B., 1988, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, MacGraw-Hill Ed..
- Ismail, K.A.R., Moraes, S.B., "Alternativas para Eletrificação Rural: Gaseificadores de Biomassa", Research Report (in Portuguese), FEC no. 026/81, Unicamp, SP, 1981.
- Kee, R.J., Rupley, F.M., Miller, J.A., Coltrin, M.E., Grcar, J.F., Meeks, E., Moffat, H.K., Lutz, A.E., Dixon-Lewis, G., Smooke, M.D., Warnatz, J., Evans, G.H., Larson, R.S., Mitchell, R.E., Petzold, L.R., Reynolds, W.C., Caracotsios, M., Stewart, W.E., Glarborg, P., "Chemkin Collection, Release 3.5", Reaction Design, Inc., San Diego, CA, 1999.
- Konnov, A.A., 1998, "Detailed Reaction Mechanism for Small Hydrocarbons Combustion. Release 0.4", <http://homepages.vub.ac.be/~akonnov/>.
- Lewis, B., Von Elbe, G., 1985, "Combustion, Flames and Explosions of Gases", 3rd Ed., Ass. Press.
- Moraes, S.B., 1983, "Estudo Analítico Experimental de um Conjunto Gaseificador", Master Thesis (in Portuguese), Unicamp, SP.
- Rightley, M.L., Williams, F.A., 1997, "Burning Velocities of  $CO$  Flames", *Combustion and Flame* 110: 285-297.
- Turns, S.R., 1996, "An Introduction to Combustion, Concepts and Applications", McGraw-Hill.

**ENERGETIC AND EXERGETIC ANALYSIS OF A HEAT RECOVERY STEAM BOILER (HRSB)****Ernst, Mario A. B**

UNESP – Campus Guaratinguetá

Av. Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333 – CEP 12516-410

Fone +55 – 12 – 525 – 2800 ramais 215 e 246

e-mail [basulto1@uol.com.br](mailto:basulto1@uol.com.br)**Balestieri, José A. P.**

UNESP – Campus Guaratinguetá

Av. Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333 – CEP 12516-410

Fone +55 – 12 – 525 – 2800 ramais 215

e-mail [perrella@feg.unesp.br](mailto:perrella@feg.unesp.br)

**Abstract.** This study analyze the effects of temperatures on a heat recovery steam boiler, obtaining numerical results and establishing some viewpoints for further studies related with energy conservation..

When exergy analysis in steam generators is carry out, the exergy loss is very well explained associating the finite temperature difference at which the heat exchange take place, with irreversibilities. That conduce to conclude that the greater temperature difference, the greater loss of exergy and the lower exergetic efficiency. On the other hand, an energy analysis indicate always the same performance, despite the temperature difference, becoming an incomplete tool.

In this paper is assumed that the heat losses are negligible or constant for different operation conditions, then the gas/steam ratio only depend of the inlet/outlet gas and steam states conditions. Irreversibilities in boilers are mainly due the temperature difference between hot gases and steam. Internal losses such pressure drop on gases and water side are not considered, in the present work. The main conclusions are: applications of HRSB need a detailed study about the temperature levels together economic considerations; irreversibilities are important for large amount of energy and the influence of supplementary firing not be neglected.

**Keywords:** energy, exergy, heat recovery

**1. Introduction**

Depending on the industry demand, the needs of heat (steam) and power varies, leading the heat recovery boiler (HRSB) to operate in non-steady condition. The heat exchange in a HRSB is nearly proportional to the heat exchange area of the HRSB (Dechamps, 1998), then, a large boiler recovers more energy from gas turbine gases, permitting a major steam production. The last must complain restrictions as a minimum pinch and a minimum stack exit temperature compatible with the acid dew point. The steam flow can be diminished reducing the gas flow, by-passing it, or cooling the gas before entering the boiler, using the heat excess in other applications, when feasible. If reduction of temperature is considered, some care must be take respect the superheater operating conditions.

The  $\Delta TP$  affect the HRSG size, being selected according the expected results. For compact installations the differential must be large enough to provide the appropriate heat flux. Minors  $\Delta TP$  means larger area. Cost and exergetic analysis are need together the energetic analysis, in order to adopt the best alternative.

**2. Case study**

The industry considered is a chemical industry, with several independent productive centers, working basically in batch cycles. The electrical power is obtained from the grid and the steam is produced in 1,8 and 0,6 MPa, burning natural gas (NG) and fuel oil. Some little part of the consumed steam is returned as condensate, to the deaerator. Table (1) shows the mean, maximum and minimum demand of both type of energy.

Table 1. Demands of electrical and thermal energy

Type of demand	Electric energy	Thermal energy
Mean demand (kW)	5.900	11.100
Maximum demand (kW)	6.000	12.800
Minimum demand (kW)	5.800	9.500

The present work analyzes the possibility of use a cogeneration system, Figure (1), composed by a gas turbine-alternatives in Tab. (2)- and a HRSB. Is the objective to furnish all the electrical needs and if possible all the thermal energy. The steam is produced at 1,8 MPa, being the pressure reduced to 0,6 MPa where is required.

Supplementary firing permit to reach the necessary steam flow, and the flame increase the inlet gases temperature.

Considering that the steam produced is saturated, the T-H diagram presents the form Fig. (2).

Table 2. Characteristics of gas turbines

Tag	Manufacturer	Model	$E_p$ (kW)	$\eta_{tg}$	$T_g$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$\dot{m}_g$ (kg/s)
TG04	Opra	OGT6000	6.300	0,29	420	31,00
TG10	Centrax	KH5	6.393	0,40	550	15,82
TG17	European	Tornado	6.738	0,31	478	27,64

The Tag numbers used in Tab. (2) are the same utilized to characterize different commercial gas turbines proposed to analyse the feasibility of cogeneration for a chemical industry (Ernst, 2000). The net power output is  $E_p$ ,  $E_{pv}$  the thermal energy supplied,  $\eta_{tg}$  is the turbine efficiency,  $T_g$  the exit gas temperature and  $\dot{m}_g$  the gases mass flow.  $E_{comb}$  is the raw energy in consumed fuel.

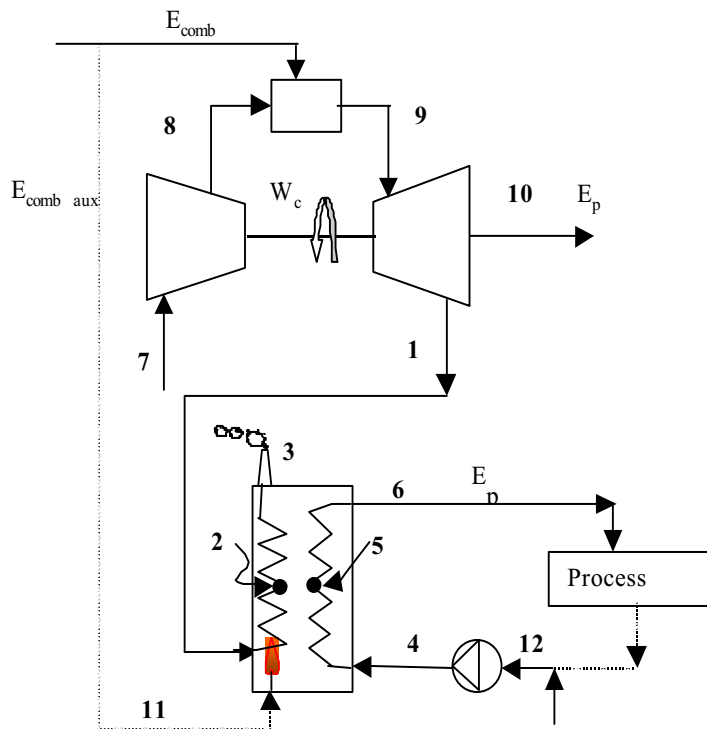


Figure 1 - Proposed cogeneration system

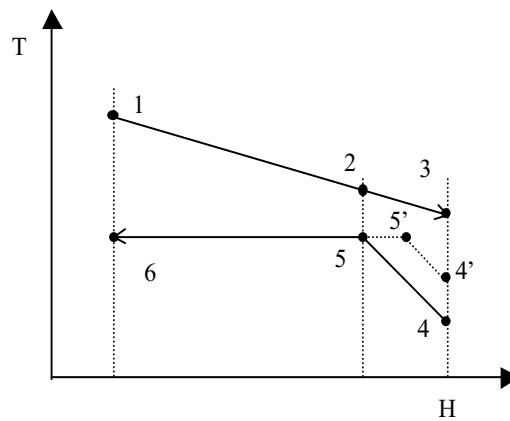


Figure 2. Heat recovery process without superheating. T-H Diagram

In Fig. (2) Line 4'-5' indicate an alternative in which the inlet temperature of water is raised, for example, returning

condensate.

The thermal energy of Tab. (1) was calculated considering the flow steam required, entering in the boiler as water at 25 °C and exiting the boiler as saturated steam at 1,8 MPa. Table (3) contains the information about steam consumption.

Table 3. Equivalence between required steam mass flow and thermal energy.

Thermal demand (kW)	Water inlet enthalpy (kJ/kg)	Steam outlet enthalpy (kJ/kg)	Steam flow	
			kg/s	t/h
11.100	104,87	2797	4,12	14,83
12.800	104,87	2797	4,75	17,1
9.500	104,87	2797	3,52	12,67

### 3. Energetic analysis

The energetic analysis is followed by a simplified heat transfer study, because the relation between temperatures, heat flux and heat exchange area.

The necessary energy balance equations are:

$$\dot{m}_g C_{pg}(T_2 - T_3) = \dot{m}_s(h_5 - h_4) \tag{1}$$

$$\dot{m}_g C_{pg}(T_1 - T_2) = \dot{m}_s(h_6 - h_5) \tag{2}$$

$$\Delta TP = T_2 - T_5 \tag{3}$$

where T is the temperature, h the specific enthalpy,  $C_{pg}$  the specific heat of gas and subscripts g and s corresponding to gas and steam respectively. The pinch temperature difference  $\Delta TP$  is expressed using Eq. (3).

Using the former equations is possible to found that the temperature difference at the pinch point is

$$\Delta TP = \frac{\frac{h_5 - h_4}{h_6 - h_5} T_1 + T_3}{1 + \frac{h_5 - h_4}{h_6 - h_5}} - T_5 \tag{4}$$

The gas to steam ratio is a function dependant of the gas and steam conditions, yielding an overall heat balance to

$$\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_s} = \frac{h_6 - h_4}{C_{pg}(T_1 - T_3)} \tag{5}$$

Choosing a determinate pinch temperature difference (e.g. 20 °C ) is possible to calculate the steam production for different gas and steam properties, in comply with Eq. (4).

#### 3.1 Assumed stack exit gases temperatures

When using fuel oils one typical accepted temperature is around 200 °C , because the sulfur contents of the fuel, but in the case of natural gas, in some case temperatures of 100 °C are allowed (Kehlhofer, 1991). In this work alternatives with 100, 150 and 200 °C are considered. Note that for a fixed inlet gas temperature and mass flow, the lower exit temperature, the larger required heat transfer area, if the heat transfer coefficient U remains constant or have little variations. In the first part of the boiler the gases temperatures are the same, varying in the last part, where the desired temperature variations occur. The former means that not velocity nor gas properties are altered in dramatic way. Then, the gas side transfer coefficient, that is the governing side (Ganapathy, 1993) do not varies in a great amount and the heat flux depend on the Logarithmic Mean Temperature Difference (LMTD) and heat exchange transfer area.

#### 3.2 Pinch point and LMTD

In Fig. (2) the temperature difference between point 2 and 5 is the temperature difference at pinch point. The pinch point is the temperature where happens the minimum difference among cold and hot stream, in this case, the mean temperature between  $T_2$  and  $T_5$ . The LMTD for evaporator and economizer are

$$LMTD_{evap} = \frac{T_2 - T_1}{\ln\left(\frac{T_2 - T_5}{T_1 - T_5}\right)} \tag{6}$$

$$LMTD_{eco} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_5)}{\ln\left(\frac{T_3 - T_4}{T_2 - T_5}\right)} \tag{7}$$

The slope of line 1-2-3, in Fig. (2), (considered as a straight line if accepted constant specific heat) is invariable for a fixed mass flow, which means that a increment of  $\Delta TP$  (or  $T_2 - T_5$ ) leads to an increment on LMTD's, and contrariwise. In the next studies the gas mass flow is considered fixed, altering only the gas outlet temperature, and as a consequence, the steam mass flow. The specific heat of gases is considered as 1,148 (kJ/kg.K), according Cohen *et al.*(1987). An alternative to the heat recovery process is, for example, where steam conditions are maintained, because are the needs of the industry, the gas flow is maintained, because is originated by the same turbine, altering the inlet gases temperatures by cooling it at the turbine discharge or heating using supplementary combustion.

An other possibility is to maintain the inlet and outlet gas temperature, varying the mass flow by passing some amount of it (Boyen, 1980), situation in which the gas lines are not parallel and the total energy transferred is not the same. The  $\Delta TP$  is the same for all flows in this case, as can be demonstrate using the energy balance equations.

Using Fig. (3) is explained an other possibility, that consist in varies the gas exit temperature, including the alternative to use some amount of returned condensate, that allow to improve the steam production. This alternative is discussed in a more detailed form than the other ones. It can visualized that the pinch point ( $T_3 - T_4$ ;  $T_3'' - T_4''$ ;  $T_3' - T_4'$ ) increases when the exit temperature of gases is augmented, with the proper LMTD increment. Higher stack temperatures means a higher energy discarded to environmental. Figure (2) represents the case in which the feed water temperature and enthalpy varies, point 4', depending on the quantity of returned condensate. Note that for a defined stack temperature, as the flow is invariable, the total heat delivered to steam is the same, being the steam mass flow altered, according the boiler inlet conditions. Table (4) return the quantities of steam furnished by the three turbines of Tab. (2) for different condensate/steam ratio, using the nominal values indicated for the turbines and a specific heat of 1,148 (kJ/kg.K) for the gases.

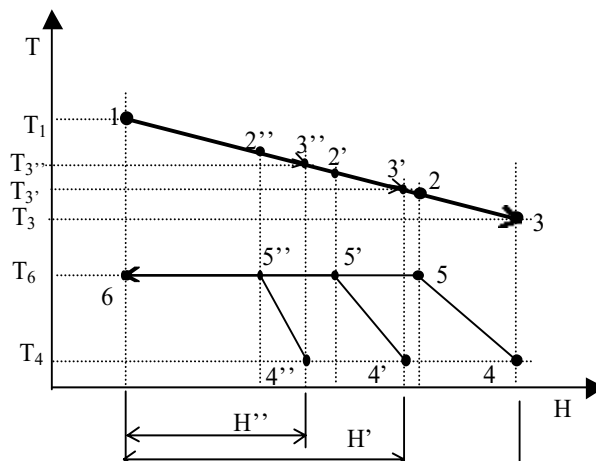


Figure 3. Heat recovery for various stack gas temperature. T-H Diagram

The results indicate that a unique turbine is not capable to produce the required steam and supplementary firing must be used. Not all the steam productions indicates in Tab. (4) are possible, because in spite a correct heat balance according the first law of Thermodynamics, violation of the second law has happened, because the negative pinch temperature difference. These non acceptable values are in italic bold in Tab. (4) and detailed in Tab.(5) to (7), where non possible points are also in italic bold or identified with the advice PINCH!. As the maximum requirement of steam is 4,75 kg/s and the mean value is 4,12 kg/s, the better choice is turbine TG17 working at 100 °C on the stack with no condensate return, furnishing 4,46 kg/s of steam. Other alternative are indicated in Tab.(8). As this work is not focused in project a cogeneration system, combinations of several turbines or selling of excedent power are not discussed.



Table 4. Steam production without supplementary burning

Returned condensate (%)	Feed water enthalpy (kJ/kg)	Heat added to steam (kJ/kg)	Turbine Tag								
			TG04			TG10			TG17		
			Stack temperature (°C)								
			200	150	100	200	150	100	200	150	100
0	104,87	2.692,13	2,91	3,57	<b><i>4,23</i></b>	2,36	2,70	3,04	3,28	3,87	4,46
50	261,18	2.585,82	3,09	3,79	<b><i>4,49</i></b>	2,51	2,86	3,22	3,48	4,10	<b><i>4,72</i></b>
100	417,5	2.379,50	3,29	<b><i>4,09</i></b>	<b><i>4,78</i></b>	2,67	3,05	<b><i>3,43</i></b>	3,71	4,37	<b><i>5,04</i></b>

(1) Italic bold indicates situations that no accomplish the second law.

Table 5. Operation data for turbine TG04

T3 (°C)	Temperature Difference at Pinch point (°C)					
	0% condensate (25 °C)		50% condensate (62,5 °C)		100% condensate (100 °C)	
	T2 (°C)	DTP (°C)	T2 (°C)	DTP (°C)	T2 (°C)	DTP (°C)
100	192,72	<b><i>-14,38</i></b>	178,71	<b><i>-28,39</i></b>	162,86	<b><i>-44,24</i></b>
150	228,23	21,13	216,41	9,31	203,04	<b><i>-4,06</i></b>
200	263,74	56,64	254,11	47,01	243,21	36,11

	LMTD (°C)					
	Evaporator	Economizer	Evaporator	Economizer	Evaporator	Economizer
	100	PINCH!	PINCH!	PINCH!	PINCH!	PINCH!
150	83,01	58,43	65,05	34,90	PINCH!#	PINCH!
200	118,01	104,93	109,83	84,31	99,65	62,73

	Heat transfered and steam produced					
	H (kW)	Steam (kg/s)	H (kW)	Steam (kg/s)	H (kW)	Steam (kg/s)
	100	PINCH!	PINCH!	PINCH!	PINCH!	PINCH!
150	9608,76	3,57	9608,76	3,79	PINCH!	PINCH!
200	7829,36	2,91	7829,36	3,09	7829,36	3,29

Table 6. Operation data for turbine TG10

T3 (°C)	Temperature Difference at Pinch point (°C)					
	0% condensate (25 °C)		50% condensate (62,5 °C)		100% condensate (100 °C)	
	T2 (°C)	DTP (°C)	T2 (°C)	DTP (°C)	T2 (°C)	DTP (°C)
100	230,39	23,29	210,68	3,58	188,39	<b><i>-18,71</i></b>
150	265,90	58,80	248,39	41,29	228,57	21,47
200	301,41	94,31	286,09	78,99	268,75	61,65

	LMTD (°C)					
	Evaporator	Economizer	Evaporator	Economizer	Evaporator	Economizer
	100	118,83	44,21	74,39	14,45	PINCH!
150	161,12	87,78	142,48	61,53	116,01	33,75
200	192,58	130,52	179,76	105,55	163,90	79,29

	Heat transfered and steam produced					
	H (kW)	Steam (kg/s)	H (kW)	Steam (kg/s)	H (kW)	Steam (kg/s)
	100	8172,61	3,04	8172,61	3,22	PINCH!
150	7264,54	2,70	7264,54	2,86	7264,54	3,05
200	6356,48	2,36	6356,48	2,51	6356,48	2,67

Table 7. Operation data for turbine TG17

Temperature Difference at Pinch point (°C)						
T3 (°C)	0% condensate (25 °C)		50% condensate (62,5 °C)		100% condensate (100 °C)	
	T2 (°C)	DTP (°C)	T2 (°C)	DTP (°C)	T2 (°C)	DTP (°C)
100	209,52	2,42	192,97	<b>-14,13</b>	174,25	<b>-32,85</b>
150	245,04	37,94	230,68	23,58	214,43	7,33
200	280,55	73,45	268,38	61,28	254,61	47,51
LMTD (°C)						
	Evaporator	Economizer	Evaporator	Economizer	Evaporator	Economizer
100	56,92	21,15	PINCH!	PINCH!	PINCH!	PINCH!
150	118,51	73,02	101,30	48,74	73,01	22,22
200	151,29	116,97	141,03	94,31	128,32	70,53
Heat transfered and steam produced						
	H (kW)	Steam (kg/s)	H (kW)	Steam (kg/s)	H (kW)	Steam (kg/s)
100	11994,21	4,46	PINCH!	PINCH!	PINCH!	PINCH!
150	10407,68	3,87	10407,68	4,10	10407,68	4,37
200	8821,14	3,28	8821,14	3,48	8821,14	3,71

Table 8. Steam production for the better alternatives

Alternative	Turbine	Stack	Condensate	Steam production
	Tag	temperature (°C)	return (%)	(kg/s)
1	TG17	100	0	4,46
2	TG17	150	100	4,37
3	TG17	150	50	4,1
4	TG17	150	0	3,87
5	TG04	150	50	3,79
6	TG04	150	0	3,57
7	TG04	200	100	3,29
8	TG10	100	50	3,22

### 3.3 Supplementary firing

As the HRSB without supplementary firing cannot generate the required steam, additional fuel must be fired using the oxygen in the gas entering the boiler. If supposed that the mass fuel gas is negligible, is possible to estimate the entering gas temperature need to furnished the required steam, using the known energy equations. The quantity of fuel is not the interest in this moment. Table (9) indicate the temperatures that are needed to generate the maximal demand of steam (4,75 kg/s) for the eight alternatives.

Table 9. Necessary temperatures values with supplementary firing.

Alternative	Temperature (°C)	
	without	with
	supplementary firing	supplementary firing
1	478	503
2	478	506
3	478	530
4	478	553
5	420	488
6	420	509
7	420	518
8	550	763

The rise of inlet temperatures when burning additional fuel guarantees a higher difference temperature at pinch point and a higher LMTD compared with the no firing case.

### 3.4 Estimating the HRSB relative size

As commented in 3.1, the overall heat transfer coefficient U would not varies to much in the temperature range used in this study. Ganapathy (1993) indicate a method to correct the coefficient U, being one factor to correct the variation in mass flow (in this work mass flow is constant for each turbine) and no so different between turbines T04 and TG17, and an other factor depending on the temperature, to correct values of viscosity, Pr and conductivity k. Equation (8) is derived from equation indicated by Knudsen *et al.*, (1958), in concordance with Ganapathy (1993)

$$h \propto k Pr^{0,3} \left( \frac{\dot{m}}{\mu} \right)^{0,6} \tag{8}$$

By using the properties for O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub> and CO<sub>2</sub> for the temperatures 100, 150 and 200°C (outlet gases) and the range 500-700°C (inlet gases) in Eq.(8) is founded that the maximum relative difference is 20% for the coefficient U which comparing with the LMTD on Tab.(5) to (7) (variations between 40 up to 140%) permits, for simplicity, to accept that the required area is more affected by the LMTD than by the coefficient U, for a determinated duty, that is represented by the relative size A, roughly estimated by Eq. (9), with results shown on Tab. (10).

$$A = \frac{\dot{Q}}{LMTD} \tag{9}$$

Table 10. Relative size for alternatives

Alternative	Duty (kW)	Relative size A			Duty/A	Steam produced (kg/s)	A/steam	ΔTP
		Evaporator	Economizer	Total				
1	11.994	211	567	778	15	4,46	174	2,42
2	10.408	143	468	611	17	4,37	140	7,33
3	10.408	103	214	316	33	4,1	77	23,58
4	10.408	88	143	230	45	3,87	60	37,94
5	9.609	148	275	423	23	3,79	112	9,31
6	9.609	116	164	280	34	3,57	78	58,43
7	7.829	79	125	203	38	3,29	62	62,73
8	8.173	110	133	243	34	3,22	75	3,58

Table (10) permits to verify the effect of ΔTP on the required area and shows that for a unique turbine such alternatives 1 to 4, the required area decrease with a increase on ΔTP.

### 3.5 Exergetic analisys

An exergetic analysis compares the purely heat exchange from hot to cold reservoirs with the use of a reversible machine between them. In practice, and specially in this case, the former insinuate to use the hot exhaust gases in a reversible machine and to use the exit gases from this machine in a HRSB, with a inlet temperature just high enough to transfer heat to the water. As the ΔTP and consequently the LMTD are lowered, the required area will be augmented. An economic analysis comparing the costs of fuels and equipment, including the perhaps impractical “reversible machine” with the benefits of the additional work that would be obtained became indispensable. It follow a study of alternatives 1 and 2 without and with supplementary firing. Table (11) resume the necessary data for the analysis and Figure (4) the respective T-S diagram for the non supplementary firing alternative, where S is the total entropy.

Table 11. Basic data for exergetic analysis

Alternative	steam production (kg/s)	Gas flow (kg/s)	Inlet gas temperature (°C)	Stack temperature (°C)
1	4,46	27,64	478	100
2	4,37	27,64	478	150
1 (firing)	4,75	27,64	503	100
2 (firing)	4,75	27,64	506	150

Table (12) contents other thermodynamics data for steam and gases. The total entropy change on gases can be estimated by

$$\Delta \dot{S}_g = \dot{m}_g (s_1 - s_3) = \dot{m}_g C_{pg} \ln \left( \frac{T_1}{T_3} \right) \tag{10}$$

Table 12. Entropy change for heat transfer process.

Alternative	Heat exchanged (kW)	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	$\dot{S}_3 - \dot{S}_1$ (kW/K)	T <sub>4</sub> (°C)	$\dot{S}_6 - \dot{S}_4$ (kW/K)	$\Delta \dot{S}$ (kW/K)
1	11.994	478	209	100	-22,21	25	26,83	4,62
2	10.408	478	214	150	-18,21	100	22,16	3,95
1 (firing)	12.787	503	217	100	-23,25	25	28,57	5,32
2 (firing)	11.303	506	219	150	-19,37	100	24,09	4,72

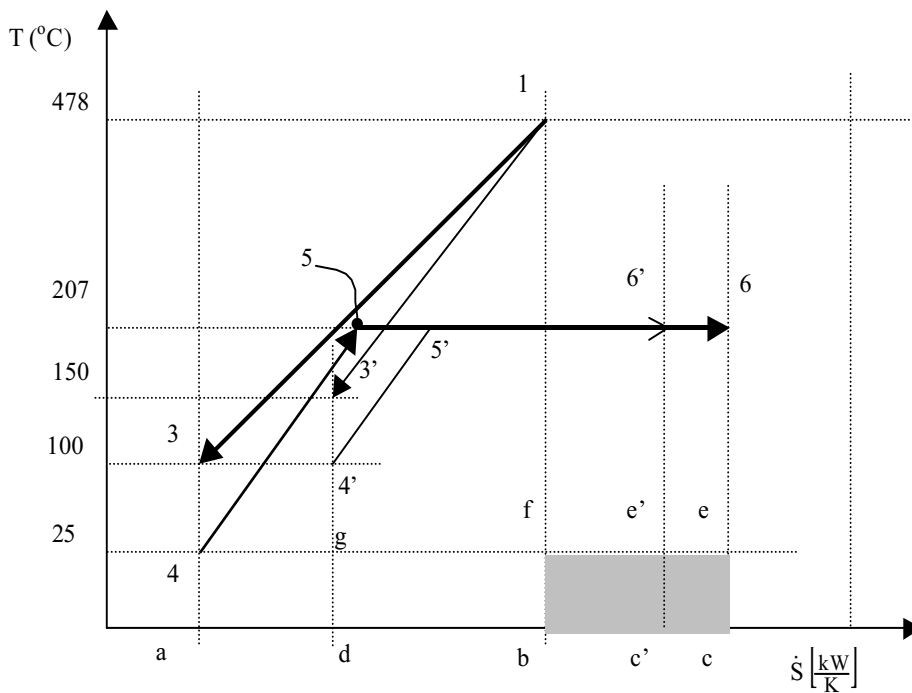


Figure 4. Temperature vs. total entropy diagram

In Fig. (4) the coordinate  $\dot{S}$  is the total entropy, then is an extensive property, so, the fact that points 3 and 4 are in the same vertical don't mean the specific entropy of this points is the same entropy of point a. As the interest is to represent differences of entropy, it result convenient use a reference line, in this case, the vertical on point a. Alternative 1 is represented by lines 1-3 and 4-5-6 and alternative 2 by lines 1-3' and 4'-5'-6'. Imposing no heat losses, area 1-3-a-b must be equal to area 4-5-6-c-a (Y axis is in °C for simplicity, but in a rigorous form might be in K). The value of  $\Delta \dot{S} = 4,62$  [kW/K] for alternative 1 correspond to line b-c (b-c' for alternative 2) and the loss of exergy by the shadow area b-c-e-f, if considered the reference temperature  $T_0 = 25$  °C, coincidentally the same of the feed water. The irreversibility of the process is calculated with

$$\dot{I}_T = T_0 \Delta \dot{S} = (25 + 273) \times 4,62 = 1.376,76 \text{ [kW]} \tag{11}$$

representing the reversible work that would has been possible to obtain if the heat exchange hats been realized with an infinitesimal temperature difference. The values of Tab. (12) confirm the fact that for a lower temperature difference the lower the irreversibility and the lost of potential work (named exergy or availability).

Due to the assumption of no external losses, the energy efficiency is always 100%, because all the heat delivered by the gases is absorbed by the water/steam, not being the case of exergy analysis, where the efficiency is (Van Wylen *et al.*, 1997):

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta E_{xc}}{\Delta E_{xh}} \tag{12}$$

where the numerator is the total exergy exchange of cold fluid (steam) and the denominator of the hot fluid (gas). The total exergy exchanges for steam (cold stream) and gas (hot stream) respectably are calculated with:

$$\Delta E_{xc} = \dot{m}_s [(h_6 - h_4) - T_0(s_6 - s_4)] \tag{13}$$

$$\Delta E_{xh} = \dot{m}_g [(h_3 - h_1) - T_0(s_3 - s_1)] \tag{14}$$

To compare the exergetic efficiency are used the values on Table (13), according Fig. (4)

Table 13. Properties of steam

Alternative	s <sub>4</sub> (kJ/kg.K)	s <sub>6</sub> (kJ/kg.K)	h <sub>4</sub> (kJ/kg)	h <sub>6</sub> (kJ/kg)
1	0,3639	6,379	104,87	2797
2	1,308	6,379	417,5	2797
1 (firing)	0,3639	6,379	104,87	2797
2 (firing)	1,308	6,379	417,5	2797

In Tab.(14) are indicated the exergetics efficiencies and irreversibilities, calculated using Eq. (12) to (14).

Table 14. Exergetic efficiencies and irreversibilities

Alternative	ΔE <sub>xh</sub> (kW)	ΔE <sub>xc</sub> (kW)	I <sub>r</sub> (kW)	η <sub>ex</sub>
1	5.377	4.008	1.369 (1)	0,75
2	4.980	3.798	1.182	0,76
1 (firing)	5.860	4.273	1.587	0,73
2 (firing)	5.522	4.122	1.400	0,75

(1) Difference with Eq. (11) due to roundings.

Figure (4) is very useful to explain grafically Eq. (13) and (14), with the aid of Tab. (15)

Table 15. Analogy among areas of Fig. (4) and Eq. (13) and (14)

Alternative	Equation (13)		Equation (14)		I <sub>r</sub>
	$\dot{m}_s(h_6 - h_4)$	$\dot{m}_s T_0(s_6 - s_4)$	$\dot{m}_g(h_3 - h_1)$	$\dot{m}_g T_0(s_3 - s_1)$	
1	4-5-6-c-a	4-e-c-a	1-3-a-b	f-4-a-b	b-c-e-f=(4-e-c-a)-( f-4-a-b)
2	4'-5'-6'-c'-d	g-e'-c'-d	1-3'-d-b	f-g-d-b	b-c'-e'-f=( g-e'-c'-d)-( f-g-d-b)

The variation of exergy E<sub>xc</sub> is represented by area (4-5-6-c-a)-area (4-e-c-a)=area ((4-5-6-e-4) for steam, on case of alternative 1.

#### 4. Discussion

The presented work has several simplifications, such as accept the absence of heat losses to environment, assume constant specific heat for gases and a relative independence of heat transfer coefficient U in respect to gas temperatures. The former may become important if higher temperature differences are present, being necessary in this case to consider the total variation of (UA) and including aspects as a rise in a pressure drop in the boiler accompanied with a decrease on turbine performance. An other important assumption is that the heat transfer is only by convection, that is no to wrong because the relatively low temperatures involves. Care must be taken when use supplementary firing.

#### 5. Conclusions

It is of great importance to elaborate diagrams T-H when the option of the use of HRSB is considered, because the pinch point problem. It is also a useful tool to estimate the operation in a actual case, with variable demands.

It seems that exists a direct relation between exergy utilization (or not exergy loss) and heat exchange area for a determinate duty, meaning that a economical comparison among the benefit of the first with the additional cost of area must carried out (Söylemez, 2000). As commented in 3.4 and 4., the relation above is not necessary linear, because the influence of

gas temperature on coefficient U.

An alternative to additional area may be the heat transfer coefficient U improvement, which can be achieved with higher gas velocities and water, the former by recirculation. A cost benefit analysis is also necessary.

When comparing the energy and exergy balances it is outstanding the importance of the exergy balance in discovering opportunities to exploit at the maximum the energy potentials. Apparently, the two ways for using these potentials are first, a previous heat exchange in other process, second, to use a lower temperature font, for example, a gas turbine with a lower exit temperature. Table (14) show exergetic efficiencies of 75%, meaning that there are loosen 25% of the potentially use of energy, but not the energy itself, according with an energetic efficiency 100%.

An exergetic analysis alone is not enough to take a decision in an enterprise, and must be strongly based in economical aspect. So, the engineer must have a background including technical and economic aspects, and must be prepared to accept when the exergy use is not feasible.

Its remains as an important task to found practical ways to exploit the loosen exergy.

## 6. References

- Boyen, J. L., 1980, "Thermal Energy Recovery", John Wiley & Sons, New York, USA, 346p.
- Dechamps, P. J., 1998, "Advanced Combined Cycle Alternatives with the Latest Gas Turbines", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 120, No. 10, pp. 350-357.
- Ernst, M. A. B., 2000, "Estudo de Gestão Energética e Co-Geração numa Industria de Processos Químicos", UNESP, Guaratinguetá, Brasil, 223p. (Tesis presented to diplomate as Magister in Mechanical Engineer)
- Ganapathy, V., 1993, "Simulations Aids Cogeneration System Analysis", Chemical Engineering Progress, Vol. 89, No. 10, pp. 27-31.
- Kehlhofer, R., 1991, "Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants", PennWell Publishing Company, Tulsa, USA, 387p.
- Knudsen, J. G., 1958, "Fluid Dynamics and Heat Transfer", MacGraw-Hill, Inc., New York, USA, 576p.
- Söylemez, M. S., 2000, "On the optimum heat exchanger for heat recovery", Energy Conversion & Management, Vol 41, pp.1419-1427.
- Van Wylen, G., Sonntag, R., Borgnakke, C., 1997, "Fundamentos da Termodinâmica Clássica", Ed. Edgard Blücher Ltda., São Paulo, Brasil, 591p

## EDUCAÇÃO CONTEXTUALIZADA: ROMPENDO AS BARREIRAS DO USO RACIONAL DA ENERGIA

### Rubens Alves Dias

FEG/UNESP - Depto. de Energia - Av. Dr. Ariberto P. da Cunha, 333 - 12516-410 Guaratinguetá - SP  
rubdias@zipmail.com.br

### Cristiano Rodrigues de Mattos

FEG/UNESP - Depto. de Física - Av. Dr. Ariberto P. da Cunha, 333 - 12516-410 Guaratinguetá - SP  
crmattos@feg.unesp.br

### José Antônio Perrella Balestieri

FEG/UNESP - Depto. de Energia - Av. Dr. Ariberto P. da Cunha, 333 - 12516-410 Guaratinguetá - SP  
perrella@feg.unesp.br

**Resumo:** O desenvolvimento humano sempre esteve associado, direta ou indiretamente, ao uso da energia, e diante desse fato as fontes energéticas foram tratadas num passado recente como plenamente disponíveis às necessidades humanas. A realidade mostra que a disponibilidade energética, considerando-se as fontes não renováveis, é limitada, e além do mais, a exploração, processamento e uso da energia impõe consideráveis impactos sobre o meio ambiente. Não existindo um sistema que opere sem perdas e sem impor mudanças ao meio ambiente, a conservação de energia incorpora os conceitos e ações destinados à busca do equilíbrio sustentável entre a natureza e a disponibilização e uso da energia. Tais ações podem ser apresentadas de duas formas: a curto prazo, quando o sistema energético está próximo de um colapso, ou a médio e longo prazos, quando os responsáveis pela política energética estão preocupados com a estrutura de desenvolvimento sócio-econômico. Tal situação requer uma maior responsabilidade no tratamento das questões energéticas, principalmente através da educação, que representa investimentos a longo prazo. Este trabalho pretende discutir as barreiras presentes nos projetos destinados à conservação de energia, buscando evidenciar a educação como uma das melhores maneiras de transformar o comportamento humano em favor do uso racional da energia.

**Palavras chave:** Conservação de energia, Uso racional de energia, Ensino para a cidadania, Educação.

### 1. Introdução

O desenvolvimento humano sempre esteve vinculado, direta ou indiretamente, ao consumo de energia e a concepção de que suas fontes estariam sempre à disposição das necessidades das populações. Mas a realidade mostra que essa disponibilidade de energia é limitada, considerando-se as fontes não renováveis. Além do mais possuem um potencial considerável de impacto sobre o meio ambiente, seja na sua obtenção como também no seu processamento.

Não havendo sistema energético que não obedeça à Segunda Lei da Termodinâmica, ou seja, que não tenha perdas ou que não altere o ambiente que o cerca, muito embora a energia seja fundamental para a continuidade do desenvolvimento sócio-econômico de qualquer país, o uso racional da energia representa o conjunto de ações que busca o equilíbrio consciente entre a disponibilidade *versus* consumo da energia e o meio ambiente. Tais ações podem ter caráter emergencial, gerando expectativas de resultados de curto prazo, ou podem estar contidas em projetos de longo prazo tanto do ponto de vista do indivíduo quanto da sociedade. Os projetos de caráter emergencial surgem normalmente quando há uma demanda superior à energia disponível para o uso cotidiano, todavia, os de médio e longo prazo poderiam trazer resultados mais duradouros e eficientes para a sociedade como um todo. Mas nem sempre esse tipo de projeto é bem visto pelas autoridades responsáveis devido aos diversos problemas enfrentados na sua implementação.

Nesse ponto surge a questão do paradoxo energético, ou seja, apesar da conservação de energia ser tecnicamente possível e economicamente viável, ainda existe um considerável potencial de economia de energia, que nos países da OECD é estimado em 30% do consumo total de energia (Weber, 1997). O não aproveitamento desse potencial de economia é atribuído às barreiras institucionais, de mercado, organizacionais e de comportamento.

Tendo em vista tais barreiras, a educação, contextualizada dentro das realidades energética, social e econômica e suas conseqüências, apresenta as ferramentas necessárias para a ação pedagógica, que aplicadas aos cursos de formação de professores e aos de educação continuada, favorecerá a conscientização e a mudança de atitude da sociedade a médio e longo prazo, inserindo o indivíduo na questão energética, e conseqüentemente visando a mitigação da presença das barreiras, principalmente as de comportamento.

### 2. Programas de conservação de energia

A partir das crises do petróleo, no anos de 1973 e 1979, o governo brasileiro tem buscado se ocupar da situação energética do país e de sua dependência em relação às importações. Desde então se presenciaram ações cíclicas do

governo visando a racionalização do uso da energia. A maioria dos programas foi direcionado para os setores industriais e de transportes.

Na década de 1980, a maioria das ações estatais voltadas ao uso racional da energia estavam ligadas à redução de desperdícios e à substituição do petróleo pela energia elétrica nas indústrias e ao emprego do álcool combustível no lugar da gasolina. Com a redução do preço do barril de petróleo no fim daquela década houve, no Brasil, uma estagnação dos investimentos na área de Conservação de Energia, refletindo num corte nas pesquisas de novas fontes de energia (La Rovere, 1994). Como consequência, as indústrias retornaram ao uso do petróleo e seus derivados, o mesmo ocorrendo com a frota nacional de veículos automotores.

A Guerra do Golfo, no início da década de 1990, trouxe à tona novamente a questão da dependência energética ao petróleo. As empresas de energia, principalmente as concessionárias de eletricidade, com o constante endividamento e descapitalização pelos quais passaram, numa fase de poucos investimentos em geração e controle tarifário por parte do governo federal para ajustes econômicos, levaram o país, mais uma vez, a rever a sua condição estratégica frente ao uso racional da energia. A necessidade de um desenvolvimento sustentável dá início, assim, a um novo ciclo de programas de conservação de energia.

No Brasil, em meados de 1975, numa iniciativa pioneira, o Grupo de Estudos sobre Fontes Alternativas de Energia (GEFAE) organizou, em colaboração com o Ministério das Minas e Energia, um seminário sobre conservação de energia. A Financiadora de Estudos e Projetos (FINEP), ainda em 1975, obteve autorização para alocar recursos financeiros na realização do Programa de Estudos da Conservação de Energia. Com isso passa a desenvolver e apoiar estudos na busca de uma maior eficiência na cadeia de captação, transformação e consumo de energia (La Rovere, 1994).

O Programa de Combate ao Desperdício de Energia Elétrica (PROCEL) da Eletrobrás, instituído em 1985, merece destaque. A abrangência desse programa se deveu em parte pela participação das concessionárias de energia elétrica. Dentre as ainda estatais na época, podemos citar como exemplo, no Estado de São Paulo, a Companhia Energética de São Paulo (CESP), Eletricidade de São Paulo (ELETROPAULO) e a Companhia Paulista de Força e Luz (CPFL). O projeto se caracterizou principalmente pela publicação e distribuição, através das empresas, de manuais destinados à conservação de energia elétrica nos vários setores da sociedade. O PROCEL apresenta ainda hoje um programa destinado às escolas de ensino fundamental e médio, envolvendo o uso de material didático (PROCEL NA ESCOLA) e treinamento de professores, visando-se a disseminação, de forma multidisciplinar, dos conceitos ligados à energia e seu uso (Eletrobrás, 2000).

Em conjunto com a Companhia de Gás de São Paulo (COMGÁS), as concessionárias acima mencionadas formaram a Agência para Aplicação de Energia. Esta, por sua vez, elaborou uma série de publicações focando o uso energético de forma mais ampla.

Através do PROCEL é possível mostrar a viabilidade do investimento em conservação de energia. Os resultados de tais atividades estão no Relatório Síntese dos Programas de Combate ao Desperdício de Energia Elétrica – Ciclo 1998/1999 – ANEEL (1999); verificam-se os investimentos realizados por dezessete empresas concessionárias de energia elétrica, conforme estabelecido pela Resolução 242/98 da própria Agência. Analisando-se dito relatório, observam-se duas linhas de ação: a primeira é de cunho técnico e possui a finalidade de reduzir as perdas e investir em equipamentos no sistema elétrico nacional e nos setores produtivos; a segunda é destinada à sociedade, a qual subdivide-se em atividades educacionais, de treinamento, de *marketing* e institucionais.

Dentro dessa segunda linha de ação, os investimentos educacionais são os mais atrativos, pois possuem um custo pela energia economizada de cerca de R\$ 0,02/kWh. Nesse cenário, a educação mostrou-se como um dos importantes elementos nesse contexto estratégico que representa o uso racional da energia elétrica, cujos resultados, no consumo de energia, a colocaram em terceiro lugar frente a todas as atividades, e em primeiro dentre as sociais. A Tab.(1) mostra o resumo das atividades destinadas ao uso racional da energia elétrica, conforme o relatório da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL, 1999).

Tabela 1. Resumo do Relatório Síntese dos Programas de Combate ao Desperdício de Energia Elétrica Ciclo 1998/1999

Tipo de Atividade	Energia Economizada (GWh/ano)	(%)	Demanda Retirada - Ponta (MW/ano)	(%)	Investimentos (1999) (R\$ mil)	(%)	Custo <sub>economia</sub> (R\$/kWh)
Iluminação pública	172,87	22,9	38,12	15,3	31133,03	15,9	0,18
Residencial	21,99	2,9	9,44	3,8	6265,15	3,2	0,29
Industrial	64,02	8,5	15,87	6,4	7419,79	3,8	0,12
Prédios públicos	21,68	2,9	3,59	1,4	5277,22	2,7	0,24
Comercial	17,86	2,4	2,58	1,0	5188,07	2,6	0,29
Educacional	69,71	9,2	7,55	3,0	1452,47	0,7	0,02
Treinamento	8,89	1,2	-	-	365,59	0,2	0,04
Marketing	0,72	0,1	-	-	6246,66	3,2	8,67
Institucional	1,06	0,1	0,02	0,0	829,32	0,4	0,78
Rural	7,79	1,0	4,01	1,6	573,35	0,3	0,07
Fator de carga	-	-	36,56	14,6	33218,89	16,9	-
Perdas	368,01	48,8	131,85	52,8	98156,19	50,0	0,27
<b>TOTAL</b>	<b>754,60</b>	<b>100,0</b>	<b>249,59</b>	<b>100,0</b>	<b>196125,73</b>	<b>100,0</b>	<b>0,26</b>



Em junho de 1991 foi criado por decreto presidencial o Programa Nacional da Racionalização do Uso dos Derivados do Petróleo e do Gás Natural (CONPET), sendo coordenado por um grupo composto por representantes de órgãos do governo federal e da iniciativa privada, tendo o apoio técnico e administrativo da Petrobrás, a qual engloba o programa em sua estrutura organizacional.

O CONPET tem como objetivo um ganho de eficiência energética de 25% (Petrobrás, 2000) e para tanto dispõe de manuais e vídeo, fornece informações referentes ao bom uso do petróleo e seus derivados, mas possui uma presença menos efetiva nos meios de comunicação, diferentemente do que acontece com o PROCEL. A área de atuação do CONPET abrange as atividades institucionais (O CONPET NA ESCOLA), de transportes (Projeto Economizar), industriais (melhorias ambientais e aumento de competitividade na produção), residenciais e comerciais (uso de etiquetas que indicam a eficiência de equipamentos), agropecuário (uso do óleo diesel) e geração de energia (termelétricas).

Apesar dos programas de conscientização até então realizados, como o Programa de Combate ao Desperdício de Energia Elétrica (PROCEL) e Programa Nacional da Racionalização do Uso dos Derivados do Petróleo e do Gás Natural (CONPET), ainda se percebe a necessidade de projetos que sensibilizem de forma efetiva a maior parte da população brasileira. A carência de conhecimentos básicos sobre o uso racional da energia se reflete nas ações baseadas em opiniões e mitos, como o exemplo recente, para economia de energia elétrica, do uso de garrafas com água sobre os medidores de energia elétrica.

A revisão dos programas de conservação de energia é fundamental. Para isso é necessário o estabelecimento de critérios claros sobre os quais seja possível comparar e sugerir modificações nas estratégias de aplicação de projetos (Dias *et. al*, 2000). É fundamental que sejam estabelecidos mecanismos de comunicação mais eficientes, de forma a que o problema do uso racional de energia e suas conseqüências sociais, econômicas e ambientais seja culturalmente incorporado.

### 3. As barreiras ao uso racional da energia

Se a questão do uso racional da energia remonta à década de 1970 e se existem programas ainda hoje ativos que fazem a sua apologia, por que esse tema permanece na ordem do dia com sinais evidentes de sua baixa percepção pelo cidadão comum?

Uma resposta fácil, ainda que plausível, seria o fato de a questão energética mundial oscilar, nas últimas três décadas, entre situações estáveis e pouco favoráveis, sendo que no primeiro caso abandonaram-se total ou parcialmente as iniciativas que visam a conscientização quanto à necessidade de um uso eficiente da energia; entretanto, há que se considerar a existência de barreiras que limitam a disseminação dessa prática.

De acordo com Weber (1997), as barreiras para o uso eficiente da energia dividem-se em quatro situações, ou na combinação dessas:

- institucionais: são de responsabilidade dos governos e autoridades locais;
- de mercado: presentes nas indefinições das propostas de negociação durante a compra e venda de energia, ou de produtos a ela vinculada;
- organizacionais: são as presentes nas instituições empresariais;
- comportamentais: estão presentes nos próprios indivíduos.

Segundo La Rovere (1985) e Dias (1999), ao se preservar o conforto, a qualidade de vida e as necessidades dos meios de produção, pode-se compreender a Conservação de Energia por meio de seis níveis de intervenção:

- a eliminação pura simples de desperdícios;
- aumento da eficiência das unidades consumidoras;
- aumento da eficiência das unidades geradoras;
- reaproveitamento dos recursos naturais, pela reciclagem e redução do conteúdo energéticos dos produtos e serviços;
- rediscussão das relações centro/periferia, no que tange ao transporte e à localização de empresas produtoras e comerciais;
- mudança dos padrões éticos e estéticos, a partir dos quais a sociedade poderia penalizar os produtos e serviços mais energointensivos em favor de sua cidadania (nível, aliás, no qual se enquadram as propostas deste trabalho).

No que diz respeito ao indivíduo, esse pode receber várias influências que visem a alteração do comportamento orientando-o para a conservação de energia, ou seja, propostas de políticas energéticas institucionais, acesso a equipamentos tecnicamente mais eficientes ou através de políticas de preços. No Brasil, apesar dos esforços dos programas de racionalização do uso da energia, a ação mais comum é a tarifária, por ser a mais simples e com uma resposta rápida (de curto prazo) sobre a maioria da população, que por sua vez paga, sem estar consciente dos problemas ligados ao consumo da energia e suas conseqüências sócio-econômicas e ambientais. Diante desse cenário, surgem propostas de esclarecimento que acabam comprometendo os objetivos desejados na medida em que apresentam conceitos que são contrários à boa compreensão do uso da energia, ou seja, unidades de medidas incoerentes ou inexistentes, conceitos operacionais irreais, desrespeito ao cidadão, dentre outros.

Mas para contar com uma atuação mais efetiva da sociedade, na superação dessas barreiras, relativamente aos aspectos energéticos nos níveis de intervenção, é preciso primeiramente que a mesma tenha um mínimo de conhecimento acerca do modo como os sistemas energéticos participam no seu dia a dia, quais são suas implicações no meio ambiente e de que forma isso resulta em economia de capital e de reservas.

As formas de ação dos consumidores quanto à conservação de energia enquadram-se nas mais elementares, como desligar as lâmpadas e televisores quando não utilizados. Mas os mesmos não identificam o potencial de economia na aquisição de equipamentos com tecnologias mais eficientes. As principais características que os consumidores procuram nos equipamentos eletrodomésticos são qualidade, marca e preço, não sendo o consumo uma de suas preocupações, principalmente no segmento social de maior poder aquisitivo. Os consumidores, de modo geral, queixam-se da falta de iniciativas de natureza educacional (Pimentel *et al.*, 1999).

O processo de assimilação dos conceitos referentes à energia e seu uso vai além de programas de conscientização, pois este está também relacionado com a faixa etária, sexo e diferenças sociais, culturais e regionais. De acordo com Stern (1992), os responsáveis pelo desenvolvimento dos programas de conservação de energia, que em geral têm formação técnica, deveriam consultar os estudos realizados nessa mesma área pela Psicologia, pois os mesmos estão desenvolvendo as suas próprias teorias do comportamento humano apoiando-se em dados técnicos e econômicos para a interpretação de informações subjetivas, tais como, conhecimento, crenças e confiança em um dado sistema por parte dos indivíduos. De acordo com os cientistas comportamentais, as pessoas investem em eficiência energética por ouvir dizer de outros indivíduos que é verdadeiro o retorno do investimento, ou porque seus amigos já fizeram algum investimento e estão satisfeitos com os resultados, ao invés de assumir que as pessoas investem se e somente se elas esperarem economizar capital, conforme a visão tecnocrata. Os responsáveis pelas políticas energéticas tendem a não levar em consideração tais processos sociais (Stern, 1992).

Nesse ponto, a inserção dos conceitos referentes ao uso racional da energia no processo educacional, numa forma multidisciplinar, vem colaborar na formação de indivíduos para a cidadania e no desenvolvimento de valores pessoais que visem a modificação de atitudes e que, a longo prazo, terão resultados mais duradouros.

#### 4. A educação como forma de superação de barreiras

Apesar dos programas de Conservação de Energia presentes ao longo dos últimos anos, a população brasileira na sua maioria ainda não compreende os conceitos relacionados à energia e ao seu melhor uso, diferentemente do setor industrial, que recebeu intenso suporte e pressão do governo e de outras instituições para a adequação do uso da energia, estando portanto numa melhor condição, no sentido do uso racional de energia, dentro do cenário nacional.

É fundamental estar atento à adequação da linguagem quando se pretende comunicar para educar, principalmente quando o tema tem um caráter multidisciplinar, como é o caso da Conservação de Energia. Desse ponto de vista é que se ressalta a seriedade do problema, tanto pelo caráter estratégico ao desenvolvimento do país, como pela inocuidade com que os programas educacionais têm afetado a sociedade. As dificuldades presentes na comunicação dos profissionais da área técnica com a sociedade se deve, em parte, à mínima ou quase nenhuma formação humanística dos primeiros. O resultado acumulado deste processo de falhas na comunicação compromete gravemente os objetivos pedagógicos: passar para a sociedade o conhecimento tecnológico de forma simples e abrangente assim como explicitar de maneira clara e séria os graves problemas que devem ser enfrentados. (Llagostera, 1999).

A difusão da Conservação de Energia no Brasil tem sido fruto de determinação governamental (leis e portarias), que é imposta às empresas do setor energético, as quais desenvolvem um programa de ensino com uma estrutura tecnocrata, e nesse processo alguns conceitos, ou exemplos, são omitidos por serem considerados óbvios. Quando isso ocorre, o cidadão comum acaba perdendo, talvez, o que seria a porta de acesso para a compreensão da questão energética. Em suma, cria-se um método com uma linguagem hermética para ser posteriormente adaptada ao indivíduo. Mesmo que a adaptação do método seja feita conforme os conceitos de ensino e aprendizagem, durante a concepção do mesmo, se não forem tomados os devidos cuidados quanto ao indivíduo, pode-se criar um material com pouca conexão com a realidade por causa das dificuldades na compreensão do que está sendo proposto.

Não se pretende, diante dessas afirmações, desautorizar quaisquer iniciativas que vêm cumprindo, de alguma forma, com a difusão dos conceitos relacionados à energia e ao seu uso; ao contrário, busca-se interferir positivamente nesse processo, de modo a que contribuições quanto à estruturação de temas transversais, formas de apresentação e contextualização de conceitos possam ser identificados, testados e implantados, visando a sedimentação do que tem sido feito.

A percepção do cidadão comum está normalmente voltada à energia elétrica e ao petróleo, que além de se constituírem em elementos presentes no orçamento familiar têm sido objeto de constante discussão em jornais e programas televisivos.

No caso da energia elétrica as pessoas geralmente a consideram com respeito, admiração, afeto e reconhecimento (Pimentel *et al.*, 1999). Ainda assim, a população carece de conhecimento sobre o atual estado dos recursos e da produção energética, sobre o modo pelo qual a eletricidade é gerada, transmitida e distribuída, e sobre os problemas causados pelo mal uso da eletricidade associado ao brusco crescimento do consumo desta, assim como do reflexo direto sobre o meio ambiente, através de novas áreas inundadas, emissão de poluentes e resíduos gerados.

Quanto ao petróleo, há discordâncias quanto ao tempo disponível de uso das reservas mundiais mas alguns especialistas prevêem, ainda com incerteza, uma rápida diminuição deste período mesmo considerando-se os prazos mais otimistas. Trata-se de uma fonte não-renovável de energia para a qual a sociedade brasileira ainda possui forte dependência no sistema de transporte rodoviário, situação esta agravada tanto pelo fato de que ações concretas encorajando o uso de outros modos de transporte mais eficientes foram praticamente inexistentes, como por conta do incitamento do uso de veículos particulares, num certo momento através do combustível de substituição, o álcool, outorgado a preços subsidiados (Tolmasquim, 1991). Nesse aspecto, a política nacional de desenvolvimento adotada,

apoiada no transporte rodoviário, consegue superar, talvez, o que poderia ser a possibilidade de concepção de novos sistemas e fontes alternativas de energia.

Se frente a este quadro se pretende uma reeducação da população em geral, deve-se considerar as escolas de ensino fundamental e médio como fortes aliadas para a divulgação da questão do uso racional da energia. O estreitamento entre professores e profissionais da área técnica poderá ser o elo que permita que o espaço escolar se torne um local de reflexão, adequação da informação tecnológica ao público leigo e principalmente de elaboração de abordagens interdisciplinares consoante com a realidade vivida pelos alunos (MEC, 1998).

Os conceitos técnicos necessários para o desenvolvimento de um programa de uso racional da energia já estão bem desenvolvidos, cabendo agora aplicar uma abordagem pedagógica de tal forma que haja a assimilação cultural por parte da sociedade. Para tanto, um dos caminhos seria a concepção de um método que contemple o cotidiano do indivíduo, através de exemplos que possuam conexão com a realidade do mesmo. Esse método estaria presente no desenvolvimento de ferramentas para a ação educacional, através de material para-didático, para ser fornecido em cursos de formação e de educação continuada para professores. Os professores, na condição de agentes multiplicadores, seriam os responsáveis pela disseminação dos conceitos sobre a conservação da energia de forma a respeitar as particularidades do público alvo.

Para que o processo educacional seja eficaz, é preciso que os exemplos e os conceitos sobre energia e seus usos sejam bastante próximos da realidade do indivíduo objeto dessa ação, apresentados dentro de um contexto regional ou local que lhe permitam introjetar os comportamentos desejados. Nesse contexto, de forma ilustrativa poder-se-ia conduzir a questão energética, apoiando-se em elementos que considerem o processo de ensino-aprendizagem (epistemologia) desde o início de um projeto educacional, integrando-se as disciplinas escolares (transversalidade). Dessa forma o uso racional da energia estaria sendo promovido através da integração de informações, quando se explica, por exemplo: o uso de combustíveis fósseis, sob o ponto de vista da geografia e da história, através de fatos que acarretaram o atual modelo de consumo, avaliando-se as pressões de origem financeira e geopolítica; o tratamento numérico e conceitual dos processos envolvidos, por intermédio de uma abordagem científica utilizando-se a matemática, a química e a física; a avaliação dos impactos ambientais associados ao uso dos combustíveis por intermédio da biologia e da química; e principalmente o poder de elaboração (organização) e transmissão de idéias através do domínio da língua escrita e falada.

A preocupação com a questão energética, no que se refere ao desenvolvimento sócio-econômico em equilíbrio com o meio ambiente, levou o próprio governo norte-americano, através do Departamento de Energia (DOE - *Department of Energy*) a orientar ao planejamento de ensino de 2000. O DOE atribuiu a responsabilidade de desenvolvimento dos programas de conservação de energia aos estabelecimentos de ensino, e para tanto são disponibilizados materiais e condições destinados à concepção dos programas dentro das escolas, sendo os professores responsáveis pela elaboração dos materiais (respeitando-se o conteúdo proposto pelo DOE). Uma das características que se deseja de tais programas é a integração entre as disciplinas e a aplicação dos conceitos aprendidos dentro da realidade social (DOE, 1999)

## 5. Discussão final

Numa análise preliminar da questão o que se percebe é uma carência de informações adequadas para o consumidor em relação ao setor energético brasileiro. Apesar da existência de alguns programas voltados para a Conservação de Energia, a população, na sua maioria, não está consciente sobre a importância estratégica que isso representa para o desenvolvimento nacional (Dias *et. al*, 2000). A criação de novos procedimentos deve levar em consideração o que já foi feito sobre o uso racional da energia, estabelecendo uma metodologia que leve em consideração os domínios cognitivos do público ao qual se dirige. Uma vez desenvolvido esse modelo, em sua aplicação, as instituições de ensino (em todos os níveis) devem ser convocadas como agentes multiplicadores.

A participação das empresas públicas e privadas deve se restringir ao fornecimento de recursos e informações que colaborem com o sistema educacional. A estruturação de uma proposta de Ensino em Energia deve ficar a cargo das Instituições de Ensino, em todos os níveis, pois o seu objetivo final é a própria Educação.

A conscientização da necessidade da mudança de comportamento deve chegar à população por meio de um processo educacional. O conhecimento aprendido na escola, com significado vital, permitirá aos alunos agirem, entre seus familiares, como agentes educacionais no ensino de conceitos e atitudes que envolvem a Conservação da Energia de uma forma aplicada e cotidiana. Através de uma exposição didática aos conteúdos relativos as questões energéticas, os alunos teriam uma visão mais completa e crítica do problema, permitindo-lhes que sejam num futuro próximo os elementos catalisadores para uma maior sensibilidade e participação não só de uma estrutura familiar mas da sociedade como um todo.

Em suma: como em todo processo educacional, espera-se que a médio e longo prazo se superem as barreiras que representam paradigmas alienadores, permitindo a transformação de um conjunto de informações em conhecimento para uma efetiva mudança da prática social.

## 6. Agradecimentos

Os autores agradecem ao apoio prestado pela Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP), através do processo nº 99/05499-4.

## 7. Referências

- Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), 1999, “Relatório síntese dos programas de combate ao desperdício de energia elétrica – ciclo 1998/99”, <<http://www.aneel.gov.br/Evento/RelatorioSintese98-99.zip>>, Brasil, [16 de março de 2000].
- Department of Energy (DOE), 1999, “Get energy smart – K-12 activities”, <<http://www.eren.doe.gov/buildings/k-12activities>>, USA, [September 17, 2000].
- Dias, R.A., Mattos, C.R., Balestieri J.A.P., 2000, “Conservação de Energia: Conceitos e Sociedade”, Congresso Brasileiro de Ensino de Engenharia, XXVIII, CD-ROM, Ouro Preto, Brasil.
- Dias, R.A., 1999, “Impactos da Substituição de Equipamentos na Conservação de Energia”, UNESP Campus de Guaratinguetá - Dissertação de Mestrado, Guaratinguetá, Brasil, pp.18-23.
- Eletrobrás, 2000, “Programa de Combate ao Desperdício de Energia Elétrica - PROCEL”, <<http://www.eletrobras.gov.br/procel>>, Rio de Janeiro, Brasil.
- La Rovere, E. L., 1994, “Energia: Atuação e Tendência”, FINEP - Departamento de Transporte e Energia, Rio de Janeiro, Brasil, 112p.
- La Rovere, E. L., 1985, “Conservação de Energia em sua Concepção mais Ampla: Estilos de Desenvolvimento a Baixo Perfil de Consumo de Energia”, Editora Marco Zero/FINEP, pp.474-489.
- Llagostera, J., 1999, “Reflexão Pedagógica no Âmbito do Ensino de Engenharia”, Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, XV, CD-ROM, Águas de Lindóia, Brasil.
- Ministério da Educação (MEC), 1998, “Parâmetros Curriculares Nacionais para o Ensino Médio - PCNEM”, Secretaria de Educação Média e Tecnológica (SEMT).
- Petrobrás, 2000, “Programa Nacional da Racionalização do Uso dos Derivados do Petróleo e do Gás Natural - CONPET”, <<http://www.petrobras.com.br/conpet>>, Rio de Janeiro, Brasil.
- Pimentel, G., Zaltzman, C., Leonelli, P.A., Pires, C.A.P., Geller, H., Souza, R.C., 1999, “Atitudes do consumidor brasileiro quanto à conservação de energia elétrica”, Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, XV, <[http://www.itaipu.gov.br/cd\\_snptee/xvsnptee](http://www.itaipu.gov.br/cd_snptee/xvsnptee)>, Foz do Iguaçu, Brasil.
- Stern, P. C., 1992, “What psychology knows about energy conservation”, *American Psychologist*, v.47, n.10, pp. 1224-1232.
- Tolmasquim, M.T., 1991, “Opção pelo modelo do desperdício”, *Jornal do Brasil - Idéias/Ensaio - Energia*, 10/03/1991, pp.10-11.
- Weber, L., 1997, “Viewpoint - Some Reflections on Barriers to Efficient Use of Energy”, *Energy Policy*, v.25, n.10, pp.833-835.

## 8. Direitos autorais

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

### **ENERGY EDUCATION: BREAKING UP THE RATIONAL ENERGY USE BARRIERS**

#### **Rubens Alves Dias**

FEG/UNESP - Energy Department - Av. Dr. Ariberto P. da Cunha, 333 - 12516-410 Guaratinguetá - SP  
rubdias@zipmail.com.br

#### **Cristiano Rodrigues de Mattos**

FEG/UNESP - Physics Department - Av. Dr. Ariberto P. da Cunha, 333 - 12516-410 Guaratinguetá - SP  
crmattos@feg.unesp.br

#### **José Antônio Perrella Balestieri**

FEG/UNESP - Energy Department - Av. Dr. Ariberto P. da Cunha, 333 - 12516-410 Guaratinguetá - SP  
perrella@feg.unesp.br

**Abstract:** The human development is always associated, direct or indirectly, with energy use, and the energy sources was in the past imagined to be indefinitely available to population needs. The reality shows that this energy availability, considering nonrenewable sources, is limited, and besides, the exploration, processing and using of energy imposes a considerable impact to the environment. All energetic systems is undergone to Second Thermodynamics Law, or better, there is not a system that operates without losses and without imposing changes to the environment. Energy conservation represents the concepts and actions aimed to improving the awareness between nature and the energy availability and use. Such actions can be presented in two ways: in the short and middle term, when the energy system is close to a collapse, or in the long term, when decision makers are concerned with the structured development focused to society. Unfortunately the first situation is most common, and considering this situation the attempts to save energy is done, but the results are not effective in a long term, because the energy conservation behavior is not completely assimilated. This scenario suggests more responsibility in solving the energy query, principally by education, that means a long term investment. The paper intends to explore the barriers in long term projects applied to energy conservation, and it reinforces that education is one of the best way to transform the human behavior in relation to energy use awareness.

**Keywords:** Energy conservation, Rational use of energy, Teaching for the citizenship, Education

## MULTIPLE FAULT DETECTION AND ISOLATION USING GMDH MODEL

**Iraci Martinez Pereira Gonçalves**

IPEN – Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares  
Travessa R-400, São Paulo – SP, CEP 05508-970 Brazil  
Phone: 55-11-3816-9100 Fax: 55-11-3816-9432  
E-mail: [martinez@net.ipen.br](mailto:martinez@net.ipen.br)

**Belle R. Upadhyaya**

The University of Tennessee, Nuclear Engineering Department  
209 Pasqua Engineering Building  
Knoxville, TN 37996-2300  
E-mail: [bupadhya@utk.edu](mailto:bupadhya@utk.edu)

***Abstract.** This study developed a Multiple Fault Detection algorithm using GMDH (Group Method for Data Handling) that is an algebraic model for system characterization. The GMDH provides a general framework for characterizing the relationship among a set of state variables of a process and is used for generating estimates of critical variables in an optimal data-driven model form. It was developed a decision module that includes a rule-based logic for detecting two simultaneous faults in sensors and actuators (valves, controllers, pumps, etc.). The effectiveness of the method developed in this research was demonstrated through simulation and by implementation to an experimental control loop. The test loop consisted of a level control system; flow, pressure, level and temperature-measuring sensors, motor operated valves, and a pump. The simulation model of the experimental control loop was implemented in Matlab-Simulink.*

***Keywords.** Plant monitoring, Fault detection, Data acquisition*

### 1. Introduction

The objective of this research is to develop a robust fault detection and isolation (FDI) method, for detecting faults in process sensors, actuators, controllers and other field devices.

Faults in different types of components normally have different influence on a system's dynamic behavior. For example, one would expect that a fault in a temperature detector would influence the system differently from a fault in a water flow valve. Other important consideration is the fact that although the system variables may change their values through time, it does not imply that a fault has occurred: the system may be operating at a different but normal condition. Therefore, a robust fault detection and isolation diagnostic system must not only be able to detect and isolate faults, but also be able to differentiate system changes due to a sensor's failure from system changes caused by changes in the process normal operational conditions.

Along with these aspects, an analytical redundancy should be used to improve the FDI robustness for more complex systems. In an analytical redundancy, a loop component's output is estimated through a mathematical relationship among different (but related) loop components (Patton et al, 1995 and Patton and Kangethe, 1989). Normally these loop components are of different types. Two redundant devices, such as two pressure sensors, may degrade with a common-mode failure. Using different types of sensors for predicting a variable can significantly decrease the possibility of common failures. For example, one can estimate the pressurizer water level in a PWR using hot leg temperature, cold leg temperature, reactor power and primary pressure.

The first step in obtaining mathematical relationships for analytical redundancy is to identify related loop components. This first step may be accomplished through some mathematical tools such as correlation analysis. This work used the latter technique. After identifying related loop components, the characterization of these relationships through mathematical models are required. The models generate the necessary redundant sensor outputs for the FDI algorithm. In this work the models are obtained by applying the Group Method of Data Handling (GMDH), which uses data generated from the loop for different normal set point conditions. These data are referenced as "fault-free database." All possible (or available) different normal system conditions must be considered when developing these relationships. This is an important aspect in avoiding future false alarms by the FDI algorithm.

The set of analytical models for loop component redundancy is then used to predict each loop component's state variables and control functions. During a normal operating condition each prediction error should be close to zero, that is, there should be a good agreement between the predicted value and the actual measurement from the system component. If a given component residual value is above some predefined threshold limit, then a fault has been detected.

If a fault is detected, the isolation of the fault component is performed by an expert system. The expert system proposed in this work is based on rules, which are developed from experiments, simulations, or from the expert knowledge of system engineers.

The last step in the FDI analysis is the reconstruction of the faulty component signal output. In this step the FDI algorithm attempts to compensate the signal used by the faulty component. If it succeeds, the process can be kept in operation without losing performance until next programmed maintenance schedule. In summary, the required steps for developing an FDI algorithm are as follow:

1. Generation of a fault-free database. Many different system operational conditions must be considered here.
2. Determination of a qualitative relationship among different loop components through correlation coefficient technique.
3. Determination of quantitative relationships among different loop components through the GMDH technique.
4. Development of a rule-based decision module for fault detection and isolation. This is accomplished by simulating and characterizing individual faults in each important loop component.

**2. GMDH Models and Rational Function Approximation for State Prediction**

The *Group Method of Data Handling (GMDH)* is an algebraic method for predicting system states, controller and actuator functions (Farlow,1984). The GMDH constructs a model, of a desired output as a function of a set of related inputs from a subsystem, by a successive polynomial approximation. The general relationship has the form shown in Eq. (1) where  $\{x_1, x_2, \dots, x_m\}$  is a vector of input variables and  $y$  is the variable to be predicted. This formulation can be extended to the prediction of multiple outputs  $\{y_1, y_2, \dots, y_n\}$ .

$$y = a + \sum_{i=1}^m b_i x_i + \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^m c_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^m \sum_{k=1}^m d_{ijk} x_i x_j x_k + \dots \tag{1}$$

Figure (1) shows a typical node of a GMDH modeling layer with the basic quadratic predictor. The model parameters such as  $\{A,B,C,D,E,F\}$ , are estimated from a least-squares fit using  $N$  observations of the input and output variables. Figure (2) illustrates that the predicted values of  $Y$  are propagated successively to higher layers of the algorithm, with the approximation of  $Y_{pred}$  improving at successive stages. At each stage of the approximation,  $Y_{pred}$  is formed from pairs of input signals (to that layer), and new values of the predicted variable are propagated pairwise to the next layer. The iteration is continued until the mean-squared error between the predicted and the measured values of the output variable attains a desired value.

Parsimony in model fitting is achieved by comparing the fractional prediction errors from one generation to the next, and by terminating the algorithm when the error is a minimum or when the errors from successive approximation stages is less than a preset limit.

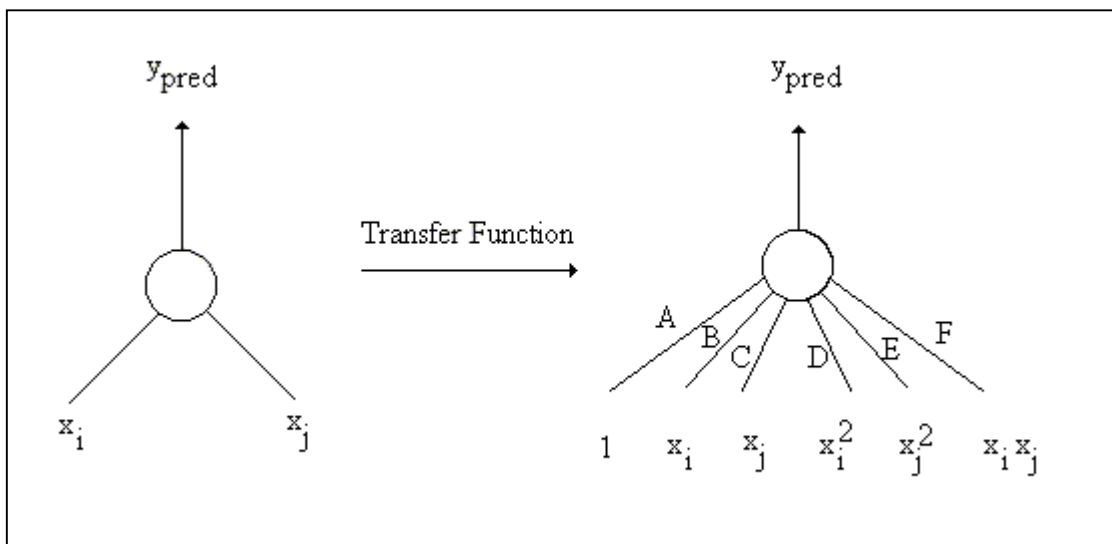


Figure 1. A node of the GMDH model structure. This node uses a second order polynomial transfer function.

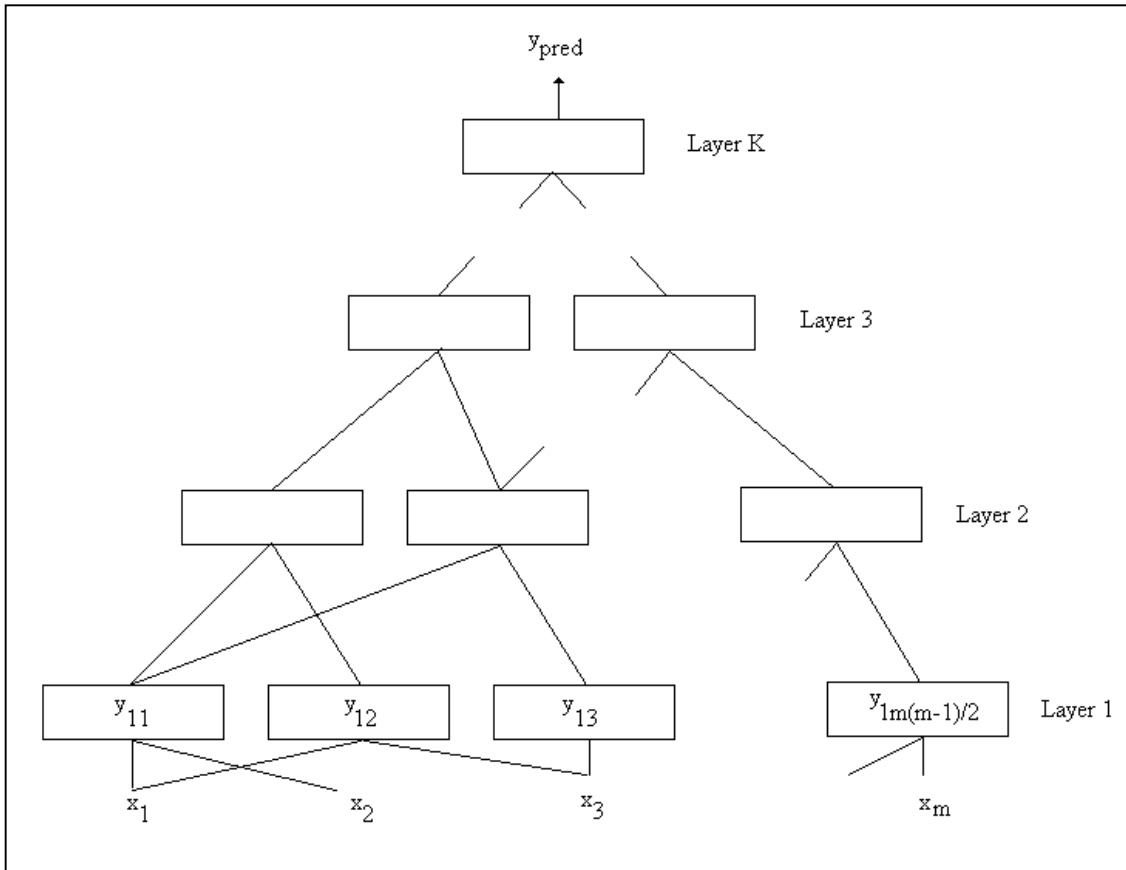


Figure 2. Self-organizing GMDH model structure with m-inputs and K-layers.

The following procedure is used for a given set of n observations of the m independent variables {x1, x2, ... , xm} and their associated matrix of dependent values {y1, y2, ... , yn} (a multiple input single output system).

- i) Subdivide the data into two distinct subsets. One for training and other for testing (Figure 3).
- ii) For each pair of input variables xi and xj and the associated output y of the training set, compute the regression polynomial that best fits the dependent observations y in the training set.
- iii) For each regression, evaluate the polynomial for all n observations. Store these n new observations into a new matrix Z. The other columns of Z are computed in a similar manner. These variables can be interpreted as new improved variables that have better predictability than those of the original generation x1, x2, ... , xm.
- iv) Screening out the least effective variables: For each column of Z matrix, the algorithm computes the root-mean-square value (also called the regularity criterion) rj over the test data set and is given by

$$r_j^2 = \frac{\sum_{i=1}^{nt} (y_i - z_{ij})^2}{\sum_{i=1}^{nt} y_i^2} \tag{2}$$

- v) Order the columns of Z according to increasing rj, and then pick those columns of Z satisfying rj < R (where R is some prescribed value chosen by the user) to replace the original columns of X.
- vi) Testing for optimality: The above process is repeated and new generations are obtained until the method starts overfitting the data set. One can plot the smallest of the rj's computed in each generation and compare it with the smallest rj's of the previous generation. The process should stop when the rj's of the most recent generation start to have an increasing trend (Figure 4)

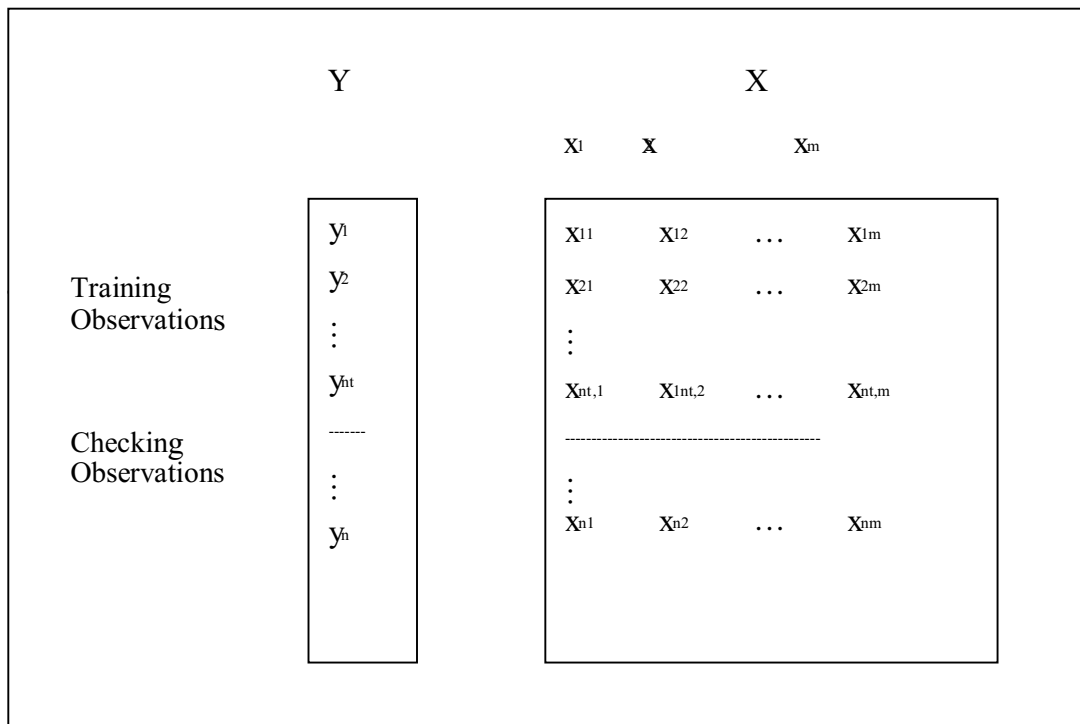


Figure 3. Input to the GMDH algorithm. The data is split into two sets. The first is used to fit the GMDH model and the second is used to evaluate the polynomial to avoid model overfitting.

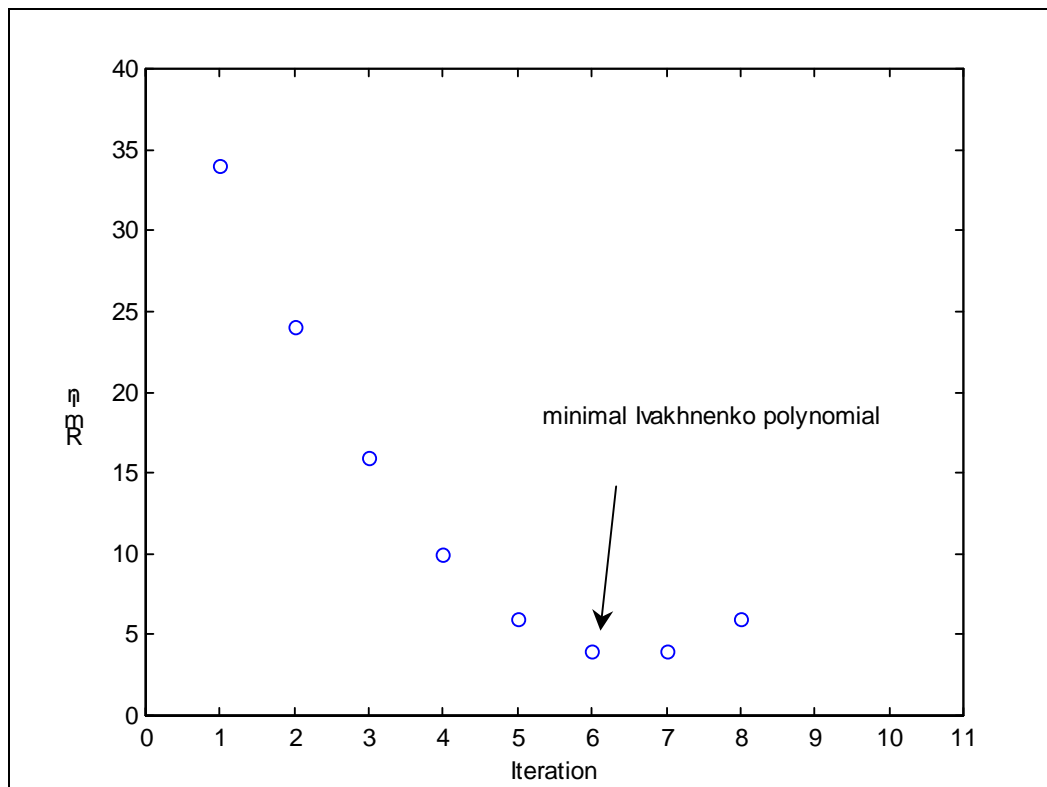


Figure 4. GMDH Training stopping criterion.

The GMDH approach described above uses polynomial approximation. This polynomial set may be satisfactory in establishing some of the relationships of interest. In characterizing the subsystems in a nuclear power plant it is necessary to use terms containing rational functions (for example, ratios of polynomials in  $X_1$  and  $X_2$ ). Equation (3) represents a set of such terms, which forms a *complete* set of terms in a given domain. The new set should facilitate the



development of prediction models with a minimum number of terms. The computational efficiency of establishing these models will be enhanced by a systematic choice of the terms in the set shown in Eq. (3).

$$\left\{ 1, (x_1, x_2), (x_1^2, x_2^2), (x_1 x_2), \left(\frac{1}{x_1}, \frac{1}{x_2}\right), \left(\frac{1}{x_1^2}, \frac{1}{x_2^2}\right), \left(\frac{1}{x_1 + x_2}, \frac{1}{x_1 x_2}\right), \left(\frac{x_1}{x_2}, \frac{x_2}{x_1}\right), \left(\frac{x_1}{x_1 + x_2}, \frac{x_2}{x_1 + x_2}\right), \left(\frac{x_1 + x_2}{x_1}, \frac{x_1 + x_2}{x_2}\right) \right\} \quad (3)$$

In application to nuclear plant subsystems, a systematic study has to be performed in establishing models that are valid for a range of operating conditions. The level of complexity of the fault detection and identification algorithm depends on the importance of the equipment or the asset being considered, the ease of real-time monitoring and communication, and the multiplicity of devices (Henry, 1994).

### 3. Development of a Mathematical Model of a Low Pressure Water Loop System

Theoretical and experimental studies were performed for feasibility studies of the Fault Detection and Isolation (FDI) method proposed in this work. For the theoretical study, a simulation model of a process control loop, including sensors, controllers, and actuators, was developed (Ferreira, 1999). This model was implemented in Matlab-Simulink program environment. For experimental studies a low-pressure water loop (LPWL) system was designed and built in the Nuclear Engineering Department. A LabView program was developed to acquire loop measurements and to control the experiment remotely. For both systems, known faults were imposed on different devices, such as pressure transmitters, motor-operated valves, and control elements. The purpose of the model and the test system was to provide useful data and an environment for developing and testing the proposed FDI algorithm. Data from all available sensors for normal loop operation were used to build a database.

The fault detection and isolation system is first tested using a Simulink™ model of a process control loop. The control loop is shown in Fig. (5) and consists of the following major components: orifice flow meter (RMT flow meter), water level sensor (pressure transmitter), turbine flow meters (two), three motor-operated valves (MOVs) with valve position signals, and a software-driven proportional-integral controller for the tank water level.

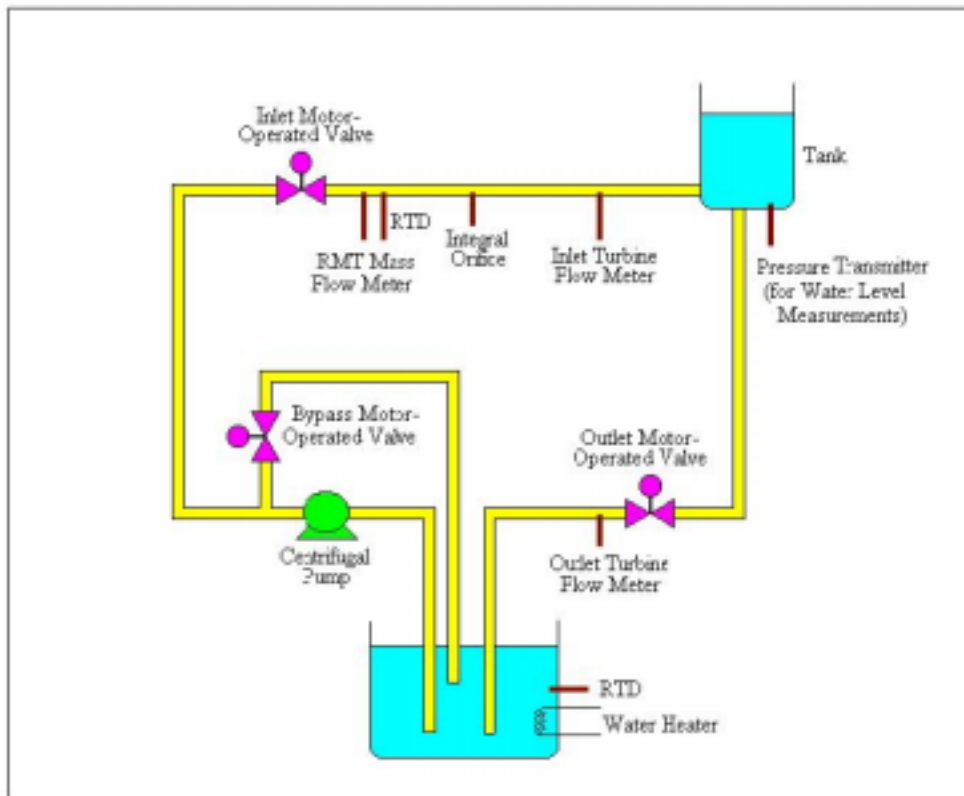


Figure 5. A schematic of the low-pressure water loop system, showing the various sensors and field devices.

#### 4. Fault Types Studied in this research

Many types of faults can occur in a process control loop such as sensor faults, actuator faults, controller faults, pump failure, leaks in piping, etc. This study limits itself to those faults that can lead to significant error in the GMDH prediction models. Faults are introduced in one or more devices during the experiments through the computer interface. The following is a list of single and dual faults that are simulated using the model.

Single Faults:

Water level sensor is drifting (sensor fault).  
 Outlet turbine flow meter is drifting (sensor fault).  
 Outlet MOV positioning device is drifting (actuator fault).  
 Bypass MOV position (actuator fault).  
 Inlet MOV positioning device is drifting (actuator fault).  
 RMT flow meter is drifting (sensor fault).  
 Water Level Controller (controller fault).

Multiple Faults (Dual Faults):

Inlet MOV Fault and Water Level Sensor Fault  
 Inlet MOV Fault and RMT Flow meter Fault  
 Inlet MOV Fault and Outlet MOV position  
 Inlet MOV Fault and Bypass MOV Position  
 Inlet MOV Fault and PID controller Fault  
 Water Level Sensor Fault and RMT Flow meter Fault  
 Water Level Sensor Fault and Outlet MOV position  
 Water Level Sensor Fault and Bypass MOV Position  
 Water Level Sensor Fault and Outlet Turbine Flow meter  
 RMT Flow meter Fault and Outlet MOV position  
 RMT Flow meter Fault and Bypass MOV Position  
 RMT Flow meter Fault and Outlet Turbine Flow meter  
 Outlet MOV position Fault and Bypass MOV Position  
 Outlet MOV position Fault and Outlet Turbine Flow meter  
 Bypass MOV Position Fault and Outlet Turbine Flow meter  
 PID controller Fault and Inlet MOV Fault  
 PID controller Fault and Water Level Sensor Fault  
 PID controller Fault and RMT Flow meter Fault  
 PID controller Fault and Outlet MOV position  
 PID controller Fault and Bypass MOV Position  
 PID controller Fault and Outlet Turbine Flow meter.

#### 5. Implementation of an FDI Algorithm

The basic steps for developing an FDI algorithm are:

- Generation of the Fault-Free Database
- Generating Qualitative Relationships among Loop Components
- Generating Quantitative Relationships among Loop Components
- Development of a Rule-based Decision Module for Fault Detection and Isolation

##### 5.1. Generation of the Fault-Free Database

A fault-free database was generated using the theoretical model for different device configurations. Bypass and Outlet MOV positions were systematically changed one at a time. Water level set point was also changed. The Inlet MOV being a part of the water level control system, its position can not be set manually; its position is set directly by the water level controller. No faulty devices were allowed in this phase. About 1,235 cases were simulated and the data generated were stored in a database. This database is used to obtain both qualitative and quantitative relationships among the loop devices.

##### 5.2. Generating Qualitative Relationships among Loop Components

To obtain a qualitative relationship among the loop components, the correlation coefficient method was applied. From this analysis, sets of related variables were defined, although the characterization of these relationships through

mathematical expressions is not obtained in this step. Four relationships were defined for this particular loop system. With this relationships the FDI algorithm is be able to isolate basically all possible faults that may happen in that loop. The relationships are:

- Inlet flow rate as a function of bypass and inlet MOV positions.
- Outlet flow rate as a function of tank water level and outlet MOV position.
- Tank water level as a function of inlet flow rate and outlet MOV position.
- PID output value as a function of bypass MOV position, tank water level and outlet flow rate.

**5.3. Generating Quantitative Relationships among Loop Components**

For characterization of these four relationships through mathematical equations, the GMDH method was applied to the same fault-free database. A coefficient matrix representing each model is generated by the GMDH. This matrix is used to obtain the predicted (or analytical) component value. This predicted value is then later used for fault detection.

The GMDH algorithm uses the fault-free database to obtain the best model that maps the input variables (independent variable) to the output variable (dependent variable). The algorithm splits the input data into two sets of data. The first set is used to find the best model, while the second monitors for model over fitting.

For each chosen set of basic functions, the GMDH algorithm is processed. The main task of the GMDH algorithm is to find the model that best maps the input/output set for given basic functions. After finding the best model, a residual value is computed between the predicted value and the target value. In this case, the number of layers used is 3, and the set of basic functions chosen from Eq. (3) is showed in Eq. (4):

$$1, x_1, x_2, x_1x_2, \frac{1}{x_1}, \frac{1}{x_2}, \frac{1}{x_1^2}, \frac{1}{x_2^2}, \frac{x_1}{x_2}, \frac{x_2}{x_1}, \frac{x_1}{x_1 + x_2}, \frac{x_2}{x_1 + x_2} \tag{4}$$

For each layer, the GMDH algorithm calculates the new values using these functions, until reaching the best predicted value.

Figure (6) plots the training output data along with the value predicted by the model for the best set of basic functions. Figure (7) plots the test data set with the predicted values. Finally, Fig. (8) plots the error (in percentage) between the predicted and the expected output results of the best GMDH model for predicting the flow rate in the tank inlet piping as a function of Bypass and Inlet MOV positions. The plots indicate that the GMDH maps the input-output variables satisfactorily for both the training data and the test data. The same procedure was done for the Outlet Flow Rate, PID Controller Output and Tank Water Level.

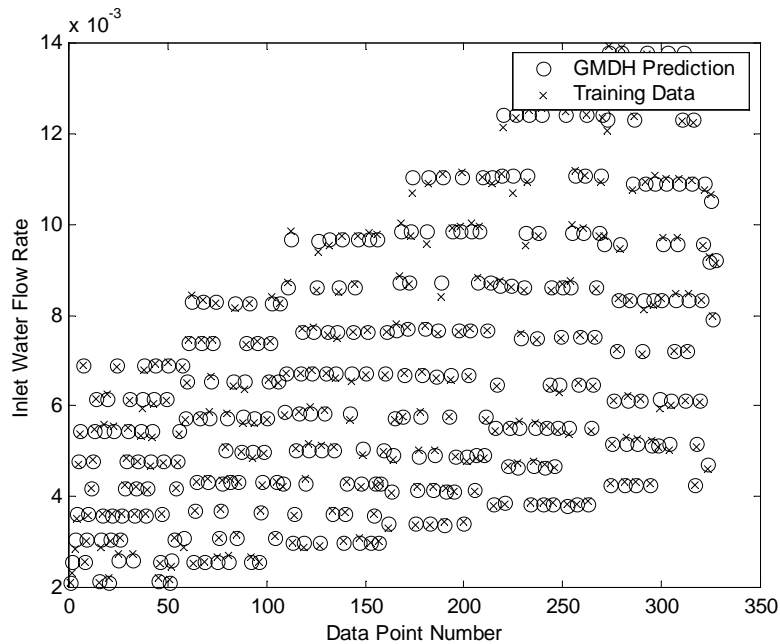


Figure 6. The GMDH predicted values (“o”) against the training output values (“x”) for the Inlet Flow rate as a function of Bypass MOV and Inlet MOV positions.

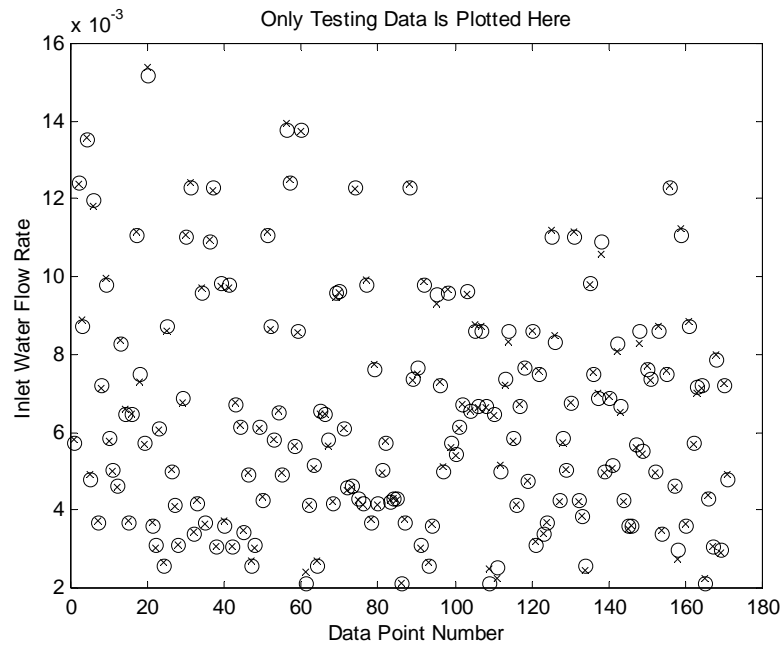


Figure 7. The GMDH predicted values (“o”) against the test output values (“x”) for the Inlet Flow rate as a function of Bypass MOV and Inlet MOV positions.

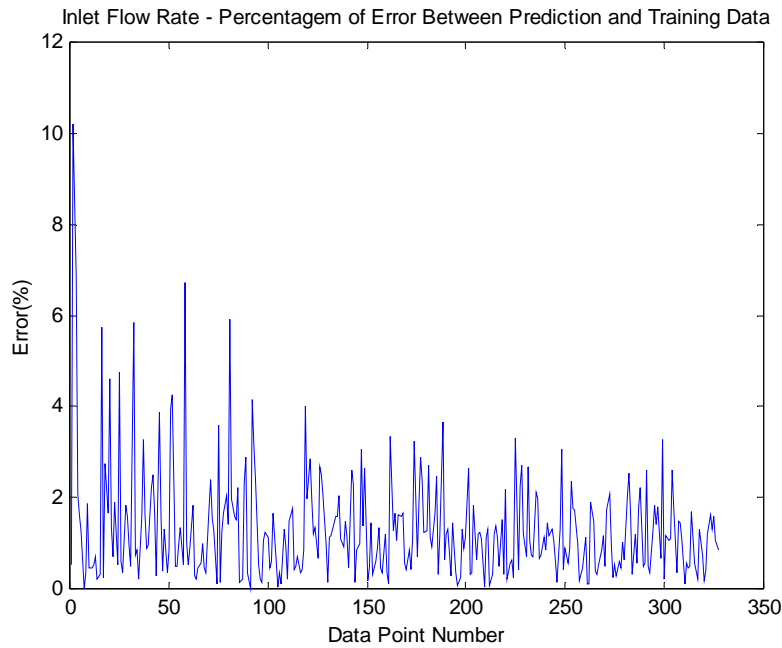


Figure 8. The error (%) between the predicted values and the measurements for the Inlet Flow rate as a function of Bypass MOV and Inlet MOV positions.

**5.4 Development of the Rule-based Decision Module for Fault Isolation**

The simulation data are generated for various steady-state conditions of the tank water level. GMDH models are then generated for four variables – inlet flow rate, outlet flow rate, controller output, and water level. The prediction errors (or the residuals) are used to develop a comprehensive rule base. Table (1) summarizes the behavior of the prediction errors for each of the faults (both single and dual simultaneous faults). Cells with '+' sign indicates that the

measured value is greater than the predicted value, and conversely for cells with '-' signs. A cell with no entry indicates that the predicted value is within 3% of the measured value. This threshold level is set by the user.

During normal system operation, the predicted values obtained by the GMDH methods are very close to those obtained by sensor measurements. However, when a fault occurs in one of the system components, one or more of these analytical redundant values will not match with their measurements.

During the experiments, the faults mentioned in the previous section were simulated. The basic type of fault imposed on the loop devices was a drift type. In all the studied fault cases, the imposed drift was about 10% of the device nominal value.

The rule-based expert system was based on the system behavior characteristics for each simulated fault. For most of the cases, the system dynamic behavior responds differently for each loop component fault. For these cases, each multidimensional residual vector (vector whose components are made of each individually generated residual) is unique. In cases where there are two or more different faults that produce the same system behavior, other system variables was supplied to the expert system:

- Water level set point error.
- Outlet MOV position error.
- Bypass MOV position error.
- Inlet MOV position error.

Using the results shown in Tab. (1) and the additional measurements, a rule-based expert system for fault isolation was developed. The rules consist of *if-then* statements based on the characteristic behavior of each pre-defined fault. Some examples of rules used for both single and dual-fault situations, are given as follows:

```
IF (Inlet Flow rate Error > Threshold)
AND (Controller Output Error > Threshold)
AND (Bypass MOV Position Error < Threshold)
  THEN Loop Faulty Component = Inlet MOV
```

```
IF (Outlet Flow rate Error > Threshold)
AND (Water Level Error > Threshold)
AND (Outlet MOV Position Error < Threshold)
  THEN Loop Faulty Component = Water Level Sensor
```

```
IF (Inlet Flow rate Error > Threshold)
AND (Outlet Flow rate Error > Threshold)
AND (Controller Output Error > Threshold)
AND (Water Level Error > Threshold)
AND (Inlet MOV Position Error > Threshold)
  THEN Loop Faulty Component = Inlet MOV and Water Level sensor
```

```
IF (Inlet Flow rate Error > Threshold)
AND (Outlet Flow rate Error > Threshold)
  THEN Loop Faulty Component = Water Level sensor and RMT Flow meter
```

Table 1. Summary of behavior of residuals for various fault cases.

<b>Qualitative error between GMDH prediction values and the measured values for Single and Multiple Fault cases</b>				
<b>FAULTS</b>	<i>GMDH Predictions</i>			
	<b>Inlet Flow rate</b>	<b>Outlet Flow rate</b>	<b>Controller Output</b>	<b>Water Level</b>
Inlet MOV Fault	+		-	
Water Level Sensor Fault		-		+
RMT Flow Meter Fault	+			-
Outlet MOV position		-		+
Bypass MOV position	+		-	
Outlet Turbine Flow meter		-	+	
PID Controller Fault				
Inlet MOV Fault and Water Level Sensor	+	-	-	+
Inlet MOV Fault and RMT Flow meter	+		-	-
Inlet MOV Fault and Outlet MOV position	+	-	-	+
Inlet MOV Fault and Bypass MOV Position				
Inlet MOV Fault and Outlet Turbine Flow meter	+	-	+	
Water Level Sensor and RMT Flow meter	+	-		
Water Level Sensor and Outlet MOV position		-		+
Water Level Sensor and Bypass MOV Position	-	-	+	+
Water Level Sensor and Outlet Turbine Flow meter		-	+	+
RMT Flow meter and Outlet MOV position	+	-		+
RMT Flow meter and Bypass MOV Position			+	-
RMT Flow meter and Outlet Turbine Flow meter	+	-	+	-
Outlet MOV position and Bypass MOV Position	-	-	+	+
Outlet MOV position and Outlet Turbine Flow meter		-	+	+
Bypass MOV Position and Outlet Turbine Flow meter	-	-	+	
PID controller Fault and Inlet MOV Fault	+		-	
PID controller Fault and Water Level Sensor		-		+
PID controller Fault and RMT Flow meter	+			-
PID controller and Outlet MOV position	+	-		+
PID controller and Bypass MOV Position	-		+	
PID controller and Outlet Turbine Flow meter		-	+	

Several experiments were performed in the low-pressure water loop system for checking the performance of the fault detection and isolation algorithm developed in this research. The following are two experimental results for imposed faults:

Predicted Inlet Flowrate: 0.586977  
 Model Inlet Flowrate: 0.443550  
 Percentage of Variation: -32.336015 (%)

Predicted Outlet Flowrate: 0.263210  
 Model Outlet Flowrate: 0.256999  
 Percentage of Variation: 2.359590 (%)

Predicted PID Output: 0.362095  
 Model PID Output: 0.366655  
 Percentage of Variation: 1.243559 (%)

Predicted Water Level: 0.421617  
 Model Water Level: 0.286259  
 Percentage of Variation: -47.285338 (%)

Water Level Setpoint: 0.285714  
 Measured Water Level: 0.286259  
 Percentage of Variation: -0.190490 (%)

Outlet MOV Setpoint Position: 0.800000  
 Measured Position: 0.801131  
 Percentage of Variation: -0.141426 (%)

Bypass MOV Setpoint Position: 0.700000  
 Measured Position: 0.700161  
 Percentage of Variation: -0.022940 (%)

Inlet MOV Setpoint Position: 0.366655  
 Measured Position: 0.355885  
 Percentage of Variation: -2.937322 (%)

**Fault Type =RMT Flowmeter Fault**

Predicted Inlet Flowrate: 0.400076  
 Model Inlet Flowrate: 0.446718  
 Percentage of Variation: 10.441050 (%)

Predicted Outlet Flowrate: 0.263192  
 Model Outlet Flowrate: 0.279461  
 Percentage of Variation: 5.821468 (%)

Predicted PID Output: 0.364706  
 Model PID Output: 0.349312  
 Percentage of Variation: -4.406872 (%)

Predicted Water Level: 0.434217  
 Model Water Level: 0.286012  
 Percentage of Variation: -51.817437 (%)

Water Level Setpoint: 0.285714  
 Measured Water Level: 0.286012  
 Percentage of Variation: -0.104350 (%)

Outlet MOV Setpoint Position: 0.800000  
 Measured Position: 0.799745  
 Percentage of Variation: 0.031818 (%)

Bypass MOV Setpoint Position: 0.700000  
 Measured Position: 0.700043  
 Percentage of Variation: -0.006199 (%)

Inlet MOV Setpoint Position: 0.349312  
 Measured Position: 0.364997  
 Percentage of Variation: -4.490270 (%)

### **Fault Type =Inlet MOV Fault and Water Level Sensor Fault**

Using the above rules we could detect and isolate single and dual faults occurring in the Experimental Water-Loop, except in one case. This case occurs when we have Outlet MOV position fault (single fault) or Water Level sensor fault and Outlet MOV position fault (dual fault). In both these cases, the values of the GMDH predictions and the redundant variables mentioned above are the same. In such cases, additional information or measurements are necessary to resolve the faulty situation.

## **6. Conclusion**

The performance of the FDI algorithm was excellent with applications to detect and isolate single and multiple faults.

The system diagnostics was performed in two modules. The first module monitors the system variables and checks if the changes in them are due to changes in system operating level or due to device faults. The second module was used when an incipient fault is detected. A rule-based logic algorithm was developed to associate the measurements to one or multiple fault types. This module can be implemented for on-line applications and was evaluated for false and missed alarm rates.

The rule-base is often plant specific. In this project the GMDH module for state, controller, and actuator function prediction and the decision-making module are evaluated using a simulation model of an existing process control loop. The rule-base is established for detecting single faults and two simultaneous faults in sensors and other field devices. It is important to note that no assumption is made as to the nature of the incipient fault and the types of devices where the faults may occur. The FDI system was able to detect and isolate 28 cases of incipient faults, except for two cases. In the latter cases, the prediction error was not sufficiently large to detect the impending fault.

The development of the multiple-fault detection method is a significant step toward integrating control and system diagnostics functions. This method will be applied for incipient fault detection in a pressurized water reactor steam generator system. The GMDH algorithm may also be generalized to account for transient system operation.

## **7. Acknowledgments**

The authors want to acknowledge the International Atomic Energy Agency (IAEA), who sponsored the fellowship at the University of Tennessee.

## **8. References**

- Farlow, S. J., *Self-organizing Methods in Modeling: GMDH-type Algorithms*, New York: M. Dekker, 1984.
- Ferreira, P. B., "Incipient Fault Detection and Isolation of Sensors and Field Devices", Ph. D. Dissertation, University of Tennessee, August 1999.
- Henry, M., "Validating Data from Smart Sensors," *Control Engineering*, Vol. 41 No. 9, pp. 63-66, August 1994.
- Patton, R. J., Chen, J., and Nielsen, S. B., "Model-based Methods for Fault Diagnosis: Some Guidelines," *IEEE Transactions of the Institute of Measurement and Control*, Vol. 17, No. 2, 1995.
- Patton, R. J., and Kangethe, S. M., "Robust Fault Diagnosis Using Eigenstructure Assignment of Observers," *Fault Diagnosis in Dynamic Systems*, Prentice Hall, pp. 100-154, 1989.



# DIAGNOSTIC APPLICATION TO DIESEL ENGINES AS OF THE LUBRICANT STATE

## COBEM 2001

**Andrés Frank Paz Menéndez<sup>1</sup>, and Ignacio Carvajal Mariscal<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Empresa de Operaciones Portuarias y de Transporte, MINISTERIO del Azúcar, Av. 10 de Octubre No. 524, 10400, Cd. de la Habana, Cuba. brian56@starmedia.com. <sup>2</sup>LABINTHAP-SEPI-ESIME-IPN, Av. Instituto Politécnico Nacional, s/n, edif. 5, Zacatenco, 07738 México, D.F. México, icarvaja@maya.esimez.ipn.mx

**Abstract:** This work presents the results of a comparison between 3 different techniques to diagnose the diesel engine performance. These techniques determine both, oil degradation and pollution, to identify and characterize the wear engine particles by using the ICP (Inductive Coupling Plasma) method.

A technical review was undertaken to accomplish the above task, this review includes recent international publications, books, oil and filters standards, and catalogues from the following companies: Castrol, Venoco and Maraven. The diagnosis was applied in 10 vehicles during 2 years in order to have a wide data bank at oil behavior. The diagnosis technique applied to the diesel engine permits to enlarge the useful life of the oil, reducing maintenance costs.

According to the results, the average durability of the lubricant is about 14 400 kilometers. A conclusion from this work is that oil contaminated with diesel limits its useful life. This work also presents an economic evaluation per year, for the best and the worst cases for which the results are included.

The above diagnosis has been successfully applied in the National Transport of the Sugar Ministry from Cuba, since 1996.

**Keywords.** *Diagnostic, Lubricant, Engines, Maintenance.*

### 1. Introduction

The Predictive Maintenance is, according to the definition given by the French Rule NF X 60-010: Predictive Maintenance depends on a predetermined event (self-diagnoses, transmitter information, wear measure, etc) which manifests the degradation state of an item. From the definition it is deduced that Predictive is not only vibrations measurement. The term predictive has been applied for 30 years according to the French rule and the definition accepted by the Spanish Maintenance Association.

The best practice of predictive maintenance is the application of the diagnosis techniques, that in case of internal combustion engines is carried out by employing an oil analysis, considered as a fast evolution and successful technique, in systems with closed circuits lubrication. This is the most important and significant method in this maintenance type used by the civil and military industry.

Barroso (1993) refers that in the last years the world has been using the oil analysis as predictive maintenance tool, since it can be used as a diagnosis, because in compliment of one of its functions, the oil is a means of evacuation for all impurities that pick up or are formed in it; therefore, it gives useful information as symptomatology to diagnose the engine global state and to identify failures at a level of engine elements. In addition, it is also possible to know its technical state.

There are other techniques of oil analysis: dielectric oil and spot assay, considered fast assays, which give a qualitative information of the state of the oil.

Kobayashi (1987) studied the capacitance sensors application to evaluate the oil state, employing the variation of relative dielectric constant, which is defined as the ratio between oil dielectric constant and that from air at the same temperature. In used oil, its value depends on the basis oil, additives and varies during its use due to its degradation and pollution.

Barroso (1993) explains how, by means of the spot assay, which is one of the most commonly used techniques in the analysis of the used oil, one can diagnose its technical state and the aggregate to which it belongs.

### 2. OIL TECHNIQUES ANALYSIS USED IN THIS RESEARCH

To understand the techniques used in this investigation, it is necessary to define the degradation and pollution processes that occur in oil during its use. Fygueroa (1997) defines these processes in the following way:

**Degradation:** The process by which the oil decreases its capacity to fulfill its function as lubricating, to protect, to clean, to refrigerate and to seal, originated by the alteration of their physical and chemical properties.

Pollution: The presence of strange agents in the oil, without considering their origin; the main ones are: metallic particles and metallic oxides, atmospheric powder, fuel, water, carbonaceous materials and acids coming from the combustion gases and from the oxidation of the lubricant.

In correspondence with the above mentioned, the techniques of analysis used here can be grouped in that used for:

1. to determine the oil degradation.
2. to quantify the oil pollution.
3. to identify and quantify the content of wear engine particles.

Next, the methods that are included in each group, which are applied in this investigation, are described,

### **2.1. Techniques to determine oil degradation.**

These techniques are divided in the following:

#### a) For viscosity measurement.

Viscosity is the most important physical property in the lubricant, since it fixes the losses by friction and the load capacity of the bearings. The viscosity of oil depends on the temperature. It is determined according to ASTM-D445 standard.

The determination of this property is important, because its variation gives an indication of the degradation and the contamination of the oil, as a rule, its value tends to increase with its use due to the increment of insoluble matter and; in the case of decrease it is due fundamentally to fuel contamination or with products lighter than the oil.

#### b) For alkalinity measurement.

The degree of alkalinity of an oil is expressed with the index of total basicity defined T.B.N as the quantity of acid expressed in milligrams of potassium hydroxide (KOH) that is required to neutralize the basic content of a gram of sample, under normalized conditions. The alkalinity of a new oil gives information about its capacity to neutralize sour products coming from the combustion and of the oil oxidation at high temperatures, while that from a used oil gives information on its degradation and alkaline reserve. It is determined according to ASTM D664 and D 2896 standards. This test is of great utility in the control of the quality of new oils for diesel engines; it determines the alkaline reserve that is related to the useful life or the oil change period. The decrease of the basicity or TBN is related to the oil degradation in service.

### **2.2. Techniques to quantify the oil pollution.**

#### a) Determination of the dilution with fuel.

In the diesel engines, the dilution of the lubricant with fuel can be determined in two ways:

From the viscosity of the sample. Since the diesel fuels are less viscous than oil, their presence is detected by the reduction of its viscosity. The dilution percentage is determined by using the Table proposed by Maraven (1985) which relates the viscosity from a new oil at 40 ° C with the percent of dilution with diesel. This table is used for diesel engines as well as for gasoline engines.

From its flash point. The flash or ignition point, is the minimum temperature at which the oil has the enough quantity of vapors to ignite momentarily, when applying a flame. Two methods are usually used for its determination which are known by open cup method (Cleveland Open Cup) and closed cup method (Pensky - Martens), regulated according to ASTM standards D-92 and D-93, respectively.

#### b) Determination of pollution with water.

The pollution of the oil with water comes from the condensation inside the engines as a consequence of the low temperatures or the pressure increase inside the crankcase and internal leaks of the refrigeration systems; which can produce corrosion of the metals and oil degradation. It is determined by means of the application of the ASTM D95 standard.

#### c) Determination of the insolubles amount.

The knowledge of the amount and composition of insoluble materials in the oil is interesting for the diagnosis, since they are related directly to the oil degradation, the effectiveness of the filters, the wear and, in the case of the detergent oils, with the saturation of its dispersing capacity. The determination is carried out according to the ASTM D893 standard.

### **2.3. Techniques to identify and quantify the wear of an engine.**

To know the wear state of a diesel engine, one of the most important and useful tools is the analysis of the metal contents present in the lubricant oil. In this investigation, the Atomic Emission Spectrometry is used, specifically the method denominated Inductive Coupling Plasma (ICP). This uses one of the most modern techniques to excite the sample. A current of high frequency (15-50 MHz) circulates trough a metallic reel of induction generating a magnetic field whose force lines are oriented axially with respect to a quartz tube placed inside the reel, trough which Argon flows and the sample under study forms a cloud.

### 3. Research Description.

For the application of the techniques of oil analysis as a means to diagnose the technical state of a diesel engine, a sample of 10 Vehicles Kamaz belonging to the National Company of Transport of the Sugar Ministry in Cuba were taken. Under the current conditions, these trucks use indistinctly as motor oil Multi-A and Multi-B, both SAE 40 (Society of Automotive Engineers), which were supplied by the Cubalub Company (Cubalubricantes). In some cases Multi-B SAE 50 is used. Firstly, is carried out an evaluation of the new oil to check if it fulfills the specifications of the SAE. The extraction of the samples is carried out after 8000 kilometers, in intervals of 1000 or 2000 kilometers. To carry out an efficient diagnosis, a group of average properties values are applied considering the acceptable limits for engine oils that appear in the international literature.

### 4. Results and Discussion.

In table (1) we show the results of the oil analyses for Truck No. 6481. At 12000 Km. It is possible to observe a decrease of the viscosity of the oil at 100 °C (21 % of the original value), as well as a decrease of flash point (182 °C). Both variations could be due to pollution with fuel diesel. In this period the dilution value was 5,4 %, it means, 0,4 above the allowed value. The dilution value is according with the viscosity and flash point values observed before.

The TBN value is smaller in 38 %, it is, the alkalinity of the oil is good to continue working. The insolubles in pentane increase 3,79 % at 16000 Km. very near to allowed limit (5 %).

The results mentioned before suggest pollution of oil with diesel, which was checked with a visual observation of the engine. Resulting in a damage in the seals of the diesel pump.

Table 1. Behavior of the properties of the used oil at different traveled distances.

Truck # 6481 ( Multi "A" Oil SAE 40)

Parameters	Units	S Nominal	Allowed limits	S 8000	S 9000	S 10000	S 12000	S 14000	S 16000
Sampling date	--	20/10/96	--	20/12/96	8/01/97	22/01/97	4/03/97	22/03/97	16/04/97
Viscosity (40 ° C)	cSt	172,54	--	122,70	125,11	122,30	120,06	138,36	140,35
Viscosity (100 ° C)	cSt	15,93	(11,95-20,70)	12,66	13,19	12,89	12,65	13,17	14,01
Insolubles in Pentane	%	--	5,00	1,62	2,00	1,31	2,04	2,98	3,79
TBN	--	5,50	2,20	4,75	4,27	4,32	4,20	4,07	3,40
Flash Point	° C	210	170	194	194	184	182	210	206
Coal	%	0,91	5,00	2,03	1,88	2,09	2,24	2,15	2,26
Dilution	%	--	5,00	5,20	5,00	5,20	5,40	3,60	3,40
Iron amount	ppm	--	100	--	--	--	--	72,30	81,00
Chromium amount	ppm	--	40	--	--	--	--	3,83	4,25
Aluminum amount	ppm	3,87	40	--	--	--	--	5,12	6,90
Silicon amount	ppm	--	20	--	--	--	--	32,00	60,00
Copper amount	ppm	--	40	--	--	--	--	5,30	5,17
Tin amount	ppm	--	40	--	--	--	--	0,63	0,62
Lead amount	ppm	--	100	--	--	--	--	4,67	3,97

S is nominal- Parameters of a New Oil; S X is parameters at X kilometers; ppm is parts per million; cSt is Centistoke

Table (2) shows the results of the analyses carried out to the oil of truck No. 8754. In this case the viscosity and flash point decreases, in similar way at 10000 and 13000 Km. In this period the dilution value was 5 %, it means a allowed limit.

The results mentioned before suggest pollution of oil with diesel, which was checked by visual observation of the engine. Resulting in a damage in the seals of the diesel pump.

At 13000 km, it is possible to observe an increase in the amount of silicon (231 %), this variation could be due to the wrong functioning of the air filter, so the air filter was checked and replaced.

In Tables (1) and (2) the more significant results of the analyses carried out for oil are presented, in which the largest and the smaller durability of the lubricant are shown.

Table 2. Behavior of the used oil properties at different traveled distances.  
Truck # 8754 (Multi "B" Oil SAE 40 )

Parameters	Units	S Nominal	Allowed limits	S 8000	S 9000	S 10000	S 11000	S 13000
Sampling date	--	20/10/96	--	28/11/96	7/12/96	22/12/96	30/12/96	6/01/97
Viscosity (40 ° C)	cSt	132,06	--	104,67	104,03	95,38	105,36	98,75
Viscosity (100 ° C)	cSt	13,47	(10,10-17,51)	11,71	11,46	10,68	11,65	10,54
Insolubles in Pentane	%	--	4,00	1,84	1,97	1,59	1,31	1,40
TBN	--	4,29	2,57	3,06	3,07	3,08	3,00	2,90
Flash Point	° C	200	170	170	194	176	180	176
Coal	%	0,84	5,00	1,81	2,00	2,04	1,57	1,51
Dilution	%	--	5,00	4,10	4,10	5,00	4,00	5,00
Iron amount	ppm	--	100	--	61,00	--	77,00	32,50
Chromium amount	ppm	--	40	--	7,58	--	10,50	2,83
Aluminum amount	ppm	3,76	40	--	9,00	--	14,50	5,22
Silicon amount	ppm	--	20	--	73,30	--	77,2	231,00
Copper amount	ppm	--	40	--	11,20	--	1,31	7,72
Tin amount	ppm	--	40	-	1,63	--	2,06	0,85
Lead amount	ppm	--	100	--	7,10	--	11,20	7,20

S is nominal- Parameters of a New Oil; S X is parameters at X kilometers; ppm is parts per million; cSt is Centistoke

### 5.Economic Evaluation

$$\text{Cost per year} = C * P + C_f \tag{1}$$

where: C is consumption of oil; P is price (one liter); C<sub>f</sub> is cost per oil filters

Table 3 Cost per year (Diagnostic).

TRUCK	Cost per year (without Diagnostic)	Cost per year (with Diagnostic)	Variation
06481	217,32 USD	108,66 USD	108,66 USD
8754	289,76 USD	144,88 USD	144,88 USD

In table (3), the decrease of maintenance costs using the diagnostic, in both trucks are shown, is 108,66 and 144,88 USD, respectively, which manifests the effectiveness of method.

## 6. Conclusions

From the obtained results it is determined that the average durability of the lubricant of the vehicles is 14 400 kilometers (higher to the one recommended by the maker which is reported to be between 8000 and 10000 kilometers according to the conditions of exploitation)

The diagnosis carried out from the analyses to the oil allows to suggest corrective actions as: substitution of injection pumps and change of air filters.

From the results obtained in this work it is possible to conclude that the pollution into the lubricant due to diesel fuel limits its durability.

With the implementation of corrective actions, shortcomings are eliminated, which allow to increase the performance of the lubricant.

When analyzing the behavior of the lubricant versus the traveled distance, it is observed that the decrease of the viscosity and of the flash point is due to the contamination with diesel fuel.

Diagnostic application to diesel engines, from the lubricant, allows to length the period of change and with this is guaranteed a decrease in the costs for maintenance concept.

## 7. References

- Barroso Martínez, R: 1993. "Diagnostic by oil using the spot assay". Transport Engineering. Vol 14, No.2. Ciudad Habana, Cuba, pp.55-60.
- Fygueroa Salgado, S. 1997. Techniques of oil analysis to diesel engines maintenance. Andes University, Venezuela, pp. 78-108.
- Kobayashi, H. 1987. The application of capacitance type sensors to the automobile. 16<sup>th</sup> ISATA. Paper 87029
- Maraven, 1985. "Laboratory tests to used lubricant oil and interpretation". Industry Maraven, Venezuela.

## PART LOAD PERFORMANCE OF AN INDUSTRIAL GAS TURBINE WITH REHEAT

**Marco Aurélio da Cunha Alves**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Departamento de Energia - 12228-901 - São José dos Campos –SP - Brazil  
maurelio@mec.ita.cta.br

**João Roberto Barbosa**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Departamento de Energia - 12228-901 - São José dos Campos –SP - Brazil  
barbosa@mec.ita.cta.br

**Helder Fernando de França Mendes Carneiro**

Instituto de Aeronáutica e Espaço, Subdivisão de Propulsão - 12228-904 - São José dos Campos –SP - Brazil  
helder@iae.cta.br

**Abstract.** Reheating gas turbines is one of the advanced cycles designed to increase the power output of the engine without a high loss in efficiency. The part-load behaviour of this kind of cycle is investigated in this work considering the several options to control the engine output, that is, varying the turbine entry temperature (TET), and compressor and turbine geometry. The control through TET variation is usually considered, but variable geometry has become an important option in terms of efficiency. Reheating gas turbine, own of its characteristic, presents a further option, since the TET of either the main and reheating combustors can be controlled. It also allows the geometry variation of the turbines before and after the reheating combustor. In order to carry out this analysis the numerical simulation of such engine with variable geometries, modeled by blocks (compressors, combustion chambers, turbines, ducts, etc.), was conducted. The required performance characteristics of variable geometry compressor and turbine adopted in this work consider an ideal effect of geometry variation of those components. The analysis showed that is more convenient basing the engine control on TET variation corresponding to the low-pressure turbine. It also show that any attempt to control the engine through the high-pressure turbine leads to a bad engine performance at part-load.

**Keywords** *gas turbines, reheating, variable geometry, engine performance, off-design.*

### 1. Introduction

The improvement of any engine efficiency is sought for economical and/or environmental reasons. In this way an optimization procedure is usually conducted to maximize the design point performance of the engine. Unfortunately, in some cases the engine spends a significant amount of its life working away of its design point, where the performance of the engine is not usually good. The simple cycle gas turbine for industrial application is an example of such engine that has a comparatively good performance at design point, but that suffers penalties at off-design operation, where reduction in efficiency is observed and also operational limitation due to compressor surge has to be considered. In spite of that the manufacturers usually sell their engines according to the data performance of the engines at the their design point. The costumers should, therefore, pay attention in their analysis, in the commissioning process, to the behaviour of the engine in the operational envelope they want for the engine.

The three most important variable which determine the off-design characteristic of any gas turbine are:

- Turbine entry temperature (TET);
- Airflow; and
- Overall pressure ratio.

A gas turbine is usually taken to the part-load condition through the fuel flow control, which affects directly the turbine entry temperature (TET), and is directly proportional to the engine output. It is observed that away of its design point the engine efficiency drops since the engine is now working away of its best thermodynamic cycle conditions; lower TET. In this case the lapse time of efficiency reduction is usually high. To make matter worse, the compressor may surge, depending on the characteristics of this component, which imposes some operational limitations.

The efficiency is also reduced at off-design because of the poor matching of the components. A reason for this is that the area at inlet to the various components is determined from the flow conditions at the design point and operation with these areas at off-design restricts the range in which the operating point may fall on the components performance maps, so if these areas can be varied with flow conditions a better matching may be obtained, as mentioned in Roy-Aikins (1988).

Thus, in order to partially attenuate this inconvenient some techniques are introduced in order to better adapt the engine operation to the new conditions, that is, in off design operation, such as multi-spooling and ways of flow controlling, as compressor bleeding and variable geometry. The former is commonly adopted by the manufactures. That includes variation of the geometry of Inlet Guide Vanes (IGV), compressor stator blades, turbine nozzles blades and exhaust nozzle area.

The exhaust nozzle area is considered only in aeronautical gas turbines. The Variable Geometry Turbine (VGT), based on the change of the nozzle guide vane (NGV) stagger angle, allows also the power control of the engine through the

reduction of the flow capacity of the turbine by reducing the turbine nozzle throat area. The Variable Geometry Compressor (VGC), including variation of IGV or compressor stator blades, is also an important option to reduce the mass flow swallowed by the engine, which provoke the power reduction. In both cases the TET is kept constant. It is an important alternative to be considered since in this case the deterioration of the best thermodynamic cycle conditions for the engine can be attenuated. Note also that the changes in the turbomachinery geometry cause the decrease of the component efficiency.

These are the options the designers rely on when the simple cycle gas turbine are being considered in order to control the engine output, without introducing excessive efficiency loss or operational limitation. Each one of those contributes differently for the engine efficiency at off-design operation. Thus, TET variation is not the unique or may not to be the best option to control the engine output, in terms of efficiency, as mentioned by Cinquetti et al. (1992), for example. In reality, it is usually activated at the same time that flow control devices are actuated.

The compressor instability is also an important aspect to be considered in the engine control along with engine efficiency, since for high efficiency the engine cycle requires high overall pressure ratio. Very soon after the conception of the gas turbine it was realized that the axial flow compressor was more suitable to such a demand than its centrifugal counterpart, mainly for aero engines. That compressor has, however, the tendency to surge in off design operation or transient. The solution used is usually multispooling although in the majority of the cases this is not sufficient and the off design of one of the compressors has to be aided by the implementation of some form of airflow control, that is, variable guide vanes or variable bleed. These devices are intended to allow near optimum compression over all rotational speeds. In reality they only solve the surge problem. The variable guide vanes are also considered to help controlling the engine output, as mentioned previously. The main effect of altering the stator setting is to change the mass flow relationship of the compressor and hence engine. Because of variable stator angle the compressor can accommodate a large variation of mass flow at one shaft speed. This will have a significant effect on engine performance. Usually, the stator or IGV are varied with the shaft rotational speed in order to improve the compressor off-design performance and avoid excessive surge margin reduction at low speeds.

The VGC can only affect the internal performance of the compressor, since it is used passively to improve the matching of compressor stages in question. On the other hand, VGT affects the entire engine cycle, as it is active in nature. It affects the matching of the entire engine by being able to move the operating line on the compressor map, allowing some scope for cycle improvement.

For an industrial gas turbine, main aim of this work, the variation of TET and VGC is commonly used to control engine output. The VGT is not used for large industrial gas turbines because of the complexity associated with moving the high pressure, high temperature nozzle blades on the turbine. When a gas turbine for power generation is considered the control should be done varying TET because the efficiency reduction is smaller than the control on the VGC. However, if the gas turbine is to be used in combined cycle, where the behavior of the engine exhaust temperature is also an important parameter, the VGC based control is better, Dechamps (1997). However, the use of both VGT and VGC is usually limited at some extent to the amount of mass flow reduction the engine can accept, after that the only option available is to control the TET.

The adoption of some complex or advanced cycles for industrial gas turbines is an important option to improve the engine performance at part-load operation. The regenerative gas turbine cycle is a case used mainly for naval application, with good performance at part-load operation. Recently, the reheating cycle was proposed, with the main advantage of a significant increase of the power without a noticeable loss in efficiency. This type of engine is also a good option for combined cycle application since the engine exhaust gas temperature is high, well suitable for combined cycle. An interesting aspect of reheating cycle in terms of control is the additional possibility to control the engine output. A reheating gas turbine allows the control of the power through either TET control of the main combustor or of the reheating combustor, or both. There is also the option to control the geometry of the turbine stage, after or before the reheating.

Some advantages of reheating were already mentioned in previous work, Alves et al. (2000). In this work it is shown that the reheating presents an extra option to operate the engine at part-load condition. The control of the power delivered by the engine can be done directly on the fuel supply to either the main combustor or the reheating combustor, or both. In this way the control of the engine power involving mechanical parts can be avoided. Additionally, there is the possibility to control the NGV of either first or second VGT, or both. The control of the compressor stator blade does not represent a big problem because it is a cold region, and some turbines it is a necessary device used to control the compressor surge in the engine transient, since the surge margin is increased with the shifting of the surge line away of the running line. The control through the turbine nozzle blade stagger angle is also adopted as an option to control the power. However, it introduces a surge margin reduction through the modification of the running line of the engine, in the end it may provoke the compressor to surge. There is, therefore a limitation for the use of VGT. Besides, concerns due to the effect of the high temperature on the actuator mechanism exist.

The main issue in part-load operation is to decide which is the best way to control the engine; in terms of the penalties related to the efficiency reduction, how fast it can take the engine to the power set, the behavior of the gas exhaust temperature, the effects on engine life etc. The first one is the main aspect investigated in this work. It is also investigated whether the engine mass flow control, through the turbomachinery geometry variation, or the fuel flow control, or a combination of both, is the more suitable solution for the reheating gas turbine.

## 2. Reheating Gas Turbine

Reheating can be considered as a kind of supplementary heating that occurs in some point during the expansion in the turbine - reheat cycle gas turbine. A second combustor between turbine stages allows the gas temperature to be increased to the level of the main combustor TET. It has been adopted with the main purpose of increasing the gas turbine power. This is not a new idea (Cohen et al. (1997)). Because it reduces the gas turbine efficiency it was not accepted until recently. The gas turbine efficiency reduction, in this case, occurs due to the increase in the amount of energy lost in the exhaust. However it represents by no means a problem when the combined cycle or cogeneration is considered, since part of this energy is used for steam generation purpose. Hence, reheat gas turbine seems to be well appropriated to be used in combined cycle.

Recently, advanced reheated gas turbines have been entering the power generation market, Joos et al. (1998). Even for aeronautical applications, apart from the widely employed afterburner, there is a proposal to adopt inter-turbine reheat, Andriani et al (1999).

For a fixed overall pressure ratio and given power, the great advantage of using reheat is that the TET, corresponding to the main combustor and reheater of a reheat cycle, is lower than the TET of a simple cycle. Hence the cost related to the use of expensive super alloys to stand high temperatures could be reduced. Conversely, for the same TET the power produced by a reheat cycle is higher compared to simple cycle. There is an observed increase of SFC, since more fuel is injected at a lower pressure producing less power than would be obtained if all the fuel could be injected in the main combustor, without provoking the turbine destruction by excessive temperature.

An important benefit of the reheat cycle, like the intercooled cycle, is that by increasing specific work, it reduces the sensitivity of the cycle to component losses. It is argued that the main benefit of reheat is to increase the specific work.

Alves et al. (2001) investigated the best position for the reheater in terms of best efficiency for a reheat single shaft gas turbine. The conclusion is that the reheater must be positioned after the early stages of the turbine, preferably after the first stage, if efficiency is of paramount importance. In other words, the reheating must happen at the highest pressure possible, with insignificant efficiency degradation. This is why in advanced reheated gas turbines this layout is adopted, Joos et al. (1998). If power is the objective, it should be installed downstream in the following stages at a lower pressure, as in aero engines. In this case, however, the efficiency penalty is quite large.

## 3. Analytical model

The computer code DESTUR, developed at Centro Técnico Aeroespacial, Alves (1994), was used to carry out this kind of analysis. This is a general-purpose code that can model gas turbine cycles with reheat. It was chosen because the authors could implement easily the cooling algorithms in order to take into consideration the blade cooling effect in the investigation described here.

The polytropic efficiencies of the compressors and turbines, considered through out this work, are 90% and 86%, respectively. A 5 % pressure loss was assumed for the main combustor and the reheat combustor. The maximum reheat temperature was always assumed to be the same as the TET. It was also considered that the engine is operating at ISA sea level static conditions.

Turbine stages are normally designed to have an expansion ratio around 2, in order to have good efficiency. Thus, expansion ratio of this level was adopted for the first turbine in the simulations. The reheating is located after the first turbine stage, as explained before.

DESTUR follows the structure of more complete codes for engine simulation found in the literature, and is based on blocks representing each of the engine components. In order to perform the engine simulation it is required that the performance characteristics of those components are available. The accuracy of the engine model is a function of the quality of these data. Usually these codes adopt some typical characteristic maps of the components available in the literature. This approach produces a fairly good simulation of the engine behaviour. The problem appears when a variable geometry gas turbine needs being simulated, since the set of curves representing the component performance for each geometric change is necessary. These maps are very difficult to find in the open literature, since, in general, they are obtained by very expensive test campaign. Since tests are very expensive one possibility is to simulate the engine component numerically using, for example, in the case of turbomachinery, the streamline curvature method, but this is very time consuming. Other simpler alternatives exist, like introducing some sort of interpolation to the maps available in the literature for a fixed geometry, Sirinoglou (1992). For the purpose of this work, where a qualitative analysis is sufficient, it was decided to adopt an ideal variation of geometry of both compressor and turbine. In this case, the corrected mass flow is varied while efficiency and surge line remain unaffected. The component efficiency level drops always the stator or nozzle is closed, what introduce an engine efficiency reduction. Thus, the results presented in this work related to the variable geometry are underestimating the effect of compressor or turbine efficiency reduction.

## 4. Results Analysis

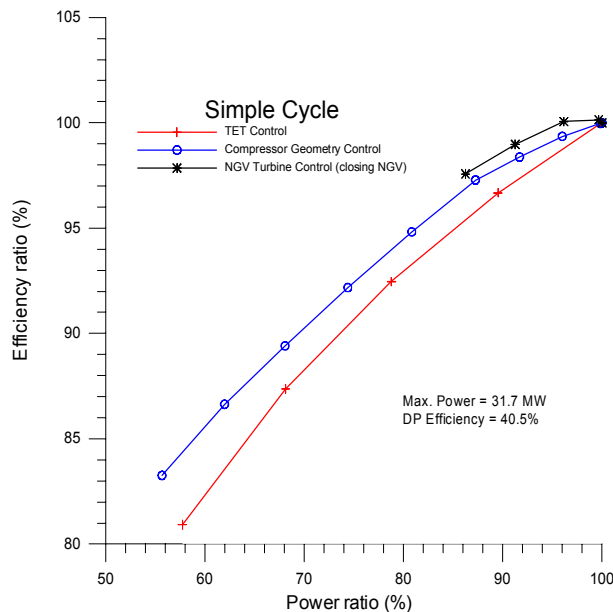
Usually in a gas turbine engine, output reduction is a result of reduced mass flow, pressure ratio and TET. The reduction in the cycle temperature and pressure results in a significant reduction of cycle thermal efficiency. When VGC is adopted, mainly changing mass flow, without a significant change in cycle temperature and pressure, alters



power output. Thus, the thermal efficiency is retained. The use of VGT performs better in terms of efficiency, but presents a limitation related to compressor surge. The use of these alternative in simple and reheat cycle gas turbine is discussed next.

### Simple Cycle

Figure 1 shows the variation of the ratio of efficiency at design point to the efficiency at off-design as a function of the ratio of power at design point to the power at off-design, for a simple cycle, single shaft gas turbine, for some different types of control to achieve part-load, based on control of TET and on variable geometry. The cases analysed refer to engines for industrial application (electricity generation) whose corrected shaft speed was kept constant. The studied turbine, at design point, was assumed to have a cycle pressure ratio of 30, TET = 1500 K and mass flow of 100 kg/s. The maximum power is 31.7 MW at the design point.



**Figure 1. Efficiency for simple cycle as a function of power, for different power controls**

There are three curves for the sake of comparison. One refers to part load control via fuel flow control, that is, via TET control. The second refers to the variation of the compressor blade settings, that is, via compressor geometry control. The third refers to the change of the turbine nozzle guide vane (NGV), that is, via turbine geometry control.

Usually, in this kind of cycle the engine runs at part-load through TET variation. Thus, a power reduction can be obtained reducing TET. However, as it can be observed in Fig. 1, it is not the most efficient way to control the engine. The reason is very simple since the cycle efficiency is strongly and directly dependent on TET, for the higher the cycle temperature, the higher the cycle efficiency. Although not so efficient, this alternative presents two inherently advantages. Since the cycle temperature is reduced, engine life may increase and surge margin increase, because TET reduction forces the engine operation point away of the surge line, on the same rotational speed of compressor map.

The power control based on the variable geometry stator is a better option in terms of efficiency than the TET variation, as shown in Fig. 1. The compressor corrected mass flow reduction implies in engine power reduction because the mass flow is reduced. The pressure ratio is also reduced, which means that the cycle efficiency is also reduced, but not at the same order of the previous case. An additional benefit of that alternative is that it provokes a surge margin increase, as discussed by Cinquetti et al. (1992). In fact, it is traditionally used as a measure to avoid compressor surge at low shaft speed.

Turbines are normally designed to choke over a wide range of operating conditions, that is,  $\frac{\dot{m}\sqrt{T_t}}{AP_t}$  is a constant.

Varying the nozzle area, the variable geometry turbine gives the engine extra degree of freedom, which can be used to keep the major cycle parameters at a higher level than the conventional, fixed one. When variable geometry turbine is used to control the engine output, the efficiency is better than the other alternatives, as shown in Fig. 1. If the TET is

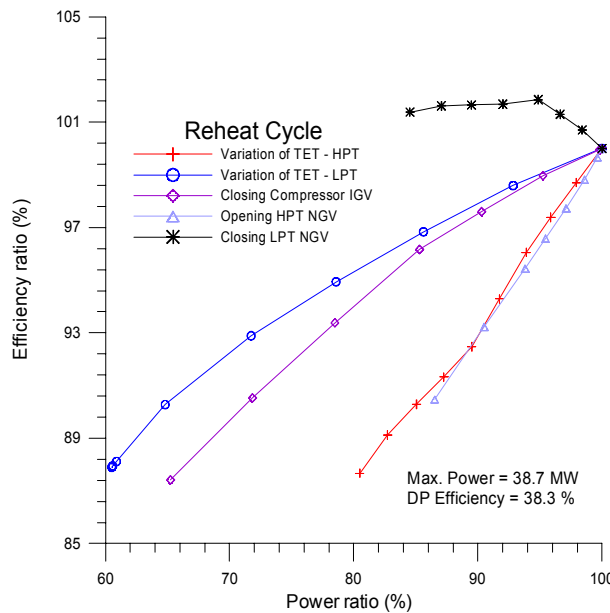
kept constant and the nozzle area reduced,  $\frac{\dot{m}}{P_t}$  is reduced, considering the approximation where the corrected mass flow is kept constant.

Although this may not be an adequate way of analysis, it is a simple model to discuss the turbine behaviour. For variable geometry, the turbine operational point tends to the unchoked region on the turbine map. In a typical compressor map, and fixed corrected shaft speed, the only possibility of such condition occur is to move the engine operating point in direction of the surge line, that is, decrease the engine surge margin. In this case the mass flow  $\dot{m}$  is reduced, causing  $P_t$  to increase and consequently the pressure ratio to increase. Besides, it was observed that the compressor efficiency is reduced while the turbine efficiency remains roughly the same. Thus, the compressor work is increased, reducing the engine useful work. The mass flow reduction causes the engine power reduction, but the cycle pressure ratio increase implies the cycle efficiency increase. It is important to point out that the use of VGT, differently from VGC, is very limited because little movement of the nozzle in direction of its closing (mass flow reduction), the compressor may surge. Therefore, if further power reduction is required it is required to reduce TET, as mentioned by Dechamps (1997).

**Reheating Cycle**

The results of the analysis for off-design of a reheating cycle, similar to the one shown in Fig.1, are presented in Fig. 2. This turbine was assumed to have a cycle pressure ratio of 30 and TET = 1500 K. The maximum power is 38.7 MW at the design point. As it was expected, the power of reheating cycle is around 8% higher than the simple cycle, but the efficiency is not reduced significantly. The turbine power was split in 25% for HPT and 75% for LPT.

There are five curves shown on Fig. 2, corresponding to five different control types. There are two controls based on TET control for both turbines, two for varying NGV geometry and one for variable compressor IGV geometry. The TET variation could be either for the high pressure turbine or for the turbine stage after the reheating combustor as well as the VGT.



**Figure 2. Efficiency for reheat cycle as a function of power, for different power controls**

The curves on Fig. 2 show some interesting results related to the use of reheating.

Control on the high pressure turbine is always inconvenient in terms of efficiency because it acts on lowering cycle parameters like TET and maximum cycle pressure.

In the reheat cycle, the control based on the Low Pressure Turbine (LPT) TET is better than the VGC, what is the opposite of the conclusion drawn for the simple cycle. One may explain such behaviour as follows: on a T-s diagram, for reheating cycle, it is added an extra area to the one corresponding to a simple gas turbine cycle. This additional area could be thought as a "bad area" for the cycle in terms of efficiency, assuming that it is not possible to use the energy released in the exhaust. When TET of this "bad cycle" is reduced, the engine efficiency increases and the power is reduced. The opposite happens when the engine output control relies on the TET of the high pressure turbine (before the reheating combustor), because the "good area" for the cycle is reduced, causing a faster reduction of the efficiency.

The use of VGC in reheating cycle to control the engine output presents a similar result of the one of Fig. 1. This may be expected since the use of VGC actuates passively.

The control based on closing the LPT NGV seems to be the best option in terms of efficiency, since it does not decrease as function of power reduction, as observed for all the other control types. This may be explained if one

assumes that if the HPT corrected mass flow  $\frac{\dot{m}\sqrt{T_t}}{AP_t}$  is constant,  $\frac{\dot{m}}{P_t}$  must decrease with area reduction. In this case,  $\dot{m}$  is reduced so that  $P_t$  is increased. Analysing the high pressure turbine (HPT), one sees that reduction of mass flow causes increase of the cycle pressure ratio and therefore increase of the HPT inlet total pressure  $P_t$ . This would contribute to the "good area" on the T-s diagram, which means that the engine efficiency increases. Although this good efficiency at part load, due to the reduction of engine mass flow, the compressor would work closer to surge. In this region the compressor efficiency is lower, increasing the compressor work. As a result, it is not recommended this kind of control if large power reduction is needed, unless another mitigating control type is used in conjunction with LPT NGV. Dechamps (1997) also mentions this inconvenience.

The results showed that closing the HPT NGV leads to an increase in engine power, since the cycle pressure is increased. For this reason this alternative was not considered in Fig. 2.

Figure 3 shows superimposed the most adequate controls for the simple cycle and the reheat cycle (TET and VGC). VGC for both simple and reheat cycles perform almost equally, as expected, since its action is always limited to the compressor. Major differences appear when TET control is used for the low pressure section, as explained earlier. Figure 3 may be misleading in the sense that it does not reflect the actual levels of either efficiency or power. It must be emphasised that the actual values have been normalized with reference to the figures at design point, in order to bring to the same levels the parameters at both cycles, for the sake of presentation in similar fashion.

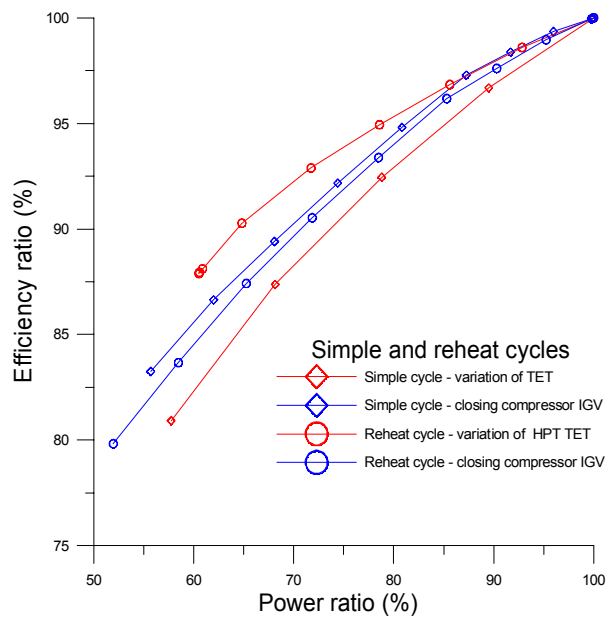


Figure 3. Efficiency for simple and reheat cycles as a function of power, for different power controls

### 5. Conclusions

Comparison of simple and reheat cycles at part load operation has been made, with conclusion that the reheat cycle may produce great increase in power without high loss of efficiency when compared to the simple cycle.

As indicated by Alves et al. (2000), there were two additional aspects of reheat that could be better explored, one of which is the part-load power control analysed in this work. Indication was that the reheat cycle had the additional flexibility of transferring part of the engine control of part-load operation to the second combustor, what would be a better option to variable geometry. This work confirms that indication, as explained in the last section. The reduction of NOx, as indicated by Rice (1980), continues as a research subject.

Any changes to the HPT would be detrimental to the efficiency because one would alter important cycle parameters.

The most adequate control would be the control of fuel flow into the reheat combustor, that is, control of the reheat temperature. There is an inherently advantage of adopting this kind of control since any control dealing with variable geometry would be always complex. Additional advantage would be extracted due to the fact that the temperature decreases with load, what may result in life improvement of the turbine, although thermal cycles may result in operational limitations.

## Acknowledgement

The support provided by the European Community, through the ALFA GEOPHILES Project, and by the British Council is gratefully acknowledged.

## 6. References

- Alves, M. A. C.; Carneiro, H. F. F. M.; Barbosa, J. R.; Travieso, and L. E.; Pilidis, P, K. W., "An Insight on Reheat Gas Turbine for combined Cycles", VIII Brazilian Congress on Thermal Engineering and Sciences-VIII ENCIT, Porto Alegre – RS, Brazil, 2000.
- Alves, M. A. C.; Carneiro, H. F. F. M.; Barbosa, J. R.; Travieso, L. E.; Pilidis, P.; and Ramsden, K. W., "An Insight on Intercooling and Reheat Gas Turbine Cycles", Approved for publication in the IMechE, 2001.
- Alves, M. A. C., "DESTUR- Scheme for Aero/Industrial Gas Turbine Engine Design/Off-design Point Performance Calculation", In Proceedings of the III Congresso de Engenharia Mecânica do Norte – Nordeste, Belém, Brazil, November 1994, **1**, 206-209 (in Portuguese).
- Andriani, R.; Ghezzi, U. and Antoni, L. F. G., "Jet Engines with Heat Addition During Expansion: A Performance Analysis", AIAA paper 99-0744, 1999.
- Cinquetti, P., Massardo, A. and Pilidis, P., "Steady State and Transiente Performance Improvements of a Variable Geometry Aeroderivative Gas Turbine", VI Convegno Nazionale del Associazione Termotecnica Italiana, Gruppi Combinati Prospettive Tecniche ed Economiche, Genova, Italy, November, 1992.
- Cohen, H.; Rogers, G. F. C. and Saravanamuttoo, H. I. N., "Gas Turbine Theory", Longman - Scientific & Technical, 4th edition, Longman, 1997.
- Dechamps, P. J., "Combined Cycle", Cranfield University, Lecture Notes, SME / PEP, 1997.
- Joos, F.; Brunner, P.; Stalder, M. and Tschirren, S., "Field Experience with the sequential Combustion System of the GT24/GT26 Gas Turbine Family", ABB Review Article, Issue 5/98, M477, 1998, pp. 12-20.
- Rice, I. G., "The Combined Reheat Gas Turbine/Steam Turbine Cycle: Part I – A Critical Analysis of the Combined Reheat Gas Turbine/Steam Turbine Cycle", ASME, J. of Eng. for Power, Vol. 102, 1980, pp. 35-41.
- Roy-Aikins, J.E.A. "A Study of Variable Geometry in Advanced Gas Turbines", Cranfield Institute of Technology, PhD Thesis, 1988.
- Sirinoglou, A. A. "Implementation of Variable Geometry for Gas Turbine Performance Simulation Turbomatch Improvement", Cranfield Institute of Technology, MSc. Thesis, 1992.

# CARACTERIZAÇÃO DA TAXA DE CALOR RETIRADO DE UMA CAVIDADE ANULAR VERTICAL, ENVOLVENDO CONVECÇÃO TERMO-SOLUTAL EM UMA SOLUÇÃO AQUOSA DE CLORETO DE AMÔNIA.

## Cleyton Senior Stampa

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Laboratório de Refrigeração e Aquecimento, 25685-070, Rio de Janeiro, RJ, Brasil. E-mail: cleyton@mec.puc-rio.br.

## Sergio Leal Braga

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 25685-070, Rio de Janeiro, RJ, Brasil. E-mail: slbraga@mec.puc-rio.br

**Resumo:** No presente trabalho é investigada, numericamente, a caracterização do calor retirado através da parede fria de uma cavidade anular vertical. Considerou-se para tal, um processo de solidificação de uma solução de  $NH_4Cl-H_2O$ , com concentração mássica inicial de 0,1% em peso de  $NH_4Cl$ . O problema foi resolvido bidimensionalmente, utilizando-se o método de volumes finitos e, analiticamente, foi aplicada às equações de conservação a técnica de obtenção de valores médios em volume. Três cavidades, com os mesmos diâmetros e diferentes alturas, foram estudadas. A progressão temporal da forma e do crescimento das regiões de *mushy* e sólido puro, revelaram que a extração deste calor pode ser regulada pelo controle do crescimento da camada de sólido puro, evidenciando uma associação entre extração de calor e velocidade da interface solidus

**Palavras chave:** Solidificação, Convecção termo-solutal, Parâmetro geométrico.

## 1. INTRODUÇÃO

Um dos assuntos de destaque na área de transferência de calor e massa é o estudo referente a movimentos de fluidos e processos de transporte envolvendo mudança de fase, gerados ou alterados por forças de empuxo, que são de grande interesse e importância em muitos campos da ciência e da tecnologia. Muitos processos de transporte que ocorrem na natureza e em atividades tecnológicas, possuem escoamentos de fluidos dirigidos ou modificados por diferenças de densidade, causadas pela ocorrência simultânea de gradientes de temperatura e de concentração. Tais escoamentos recebem a denominação de convecção natural termo-solutal.

Algumas aplicações industriais neste campo, dizem respeito processos de soldagem (Greper & Szekely, 1984), segurança de reatores nucleares (Fang et al., 1984), processos de criopreservação em bancos de células e tecidos biológicos (Viskanta et al., 1997) e fundição de metais envolvendo o processo de lingotamento contínuo e peças fundidas (Sundarraj & Voller, 1990). A geometria cilíndrica é extremamente relevante no campo da engenharia e, a solidificação ao redor de um cilindro ou dentro de uma cavidade anular são de particular interesse, devido às suas aplicações em processos de mudança de fase encontrados no setor de fundição e em dispositivos de armazenamento de energia térmica. Este último representa uma importante área de aplicação do estudo aqui referido e, o presente trabalho visa contribuir com informações básicas para a melhoria de projetos de dispositivos de armazenamento de energia térmica de calor latente de fusão. Os estudos de dispositivos de termo-acumulação têm tido como principal objetivo, a determinação da maior capacidade de acumulação de energia por unidade de volume. Neste sentido, são de grande importância os materiais de mudança de fase e a geometria do armazenador, cuja relação entre estas variáveis, associada ao desempenho dos dispositivos, têm sido alvo de muitos trabalhos (Lane, 1983), (Steiner et al., 1995), (Fleury, 1996), (Kurklu-&Wheldon,-1996) e (Stampa & Braga, 1996).

O presente trabalho focaliza um estudo básico, numérico, da solidificação de uma solução hipoeutética do sistema  $NH_4Cl-H_2O$  em cavidade anular vertical. As substâncias multicomponentes ao se solidificarem, não exibem uma frente de separação de contorno contínuo entre as fases sólida e líquida. Em vez disso, ocorre a formação de uma matriz de sólido cristalino, permeável, contendo fluido saturado. A estrutura e extensão desta região bifásica, conhecida como região de *mushy*, depende de muitos fatores tais como condições específicas de solidificação e composição inicial do líquido. O sólido em formação tem um papel decisivo na extração do calor armazenado na cavidade. O estudo compreende a observação do efeito da razão de aspecto na extração deste calor, através da parede fria da cavidade, sob idênticas condições inicial e de contorno.

## 2. MODELO MATEMÁTICO

O modelo matemático adotado para a solidificação foi proposto e validado por Beckermann & Viskanta, 1988. Baseia-se na técnica de valores médios em volume na obtenção de equações diferenciais de conservação, associadas com cada ponto do domínio, representado por um elemento de volume infinitesimal,  $dV$ . Este pode conter as fases sólida e/ou líquida. Considera-se zona de *mushy* a região constituída simultaneamente pelas duas fases.

**NOMENCLATURA**

A	área ou razão de aspecto, $Z / (W-w)$ ;	x	coordenada vertical ;
c	calor específico ;	y	coordenada horizontal ;
C	concentração ;	Z	altura da cavidade ;
D	difusividade de massa ;		
Da	número de Darcy, $k_0 / (W-w)^2$ ;	<b>Símbolos gregos</b>	
f	coeficiente de inércia ;	$\alpha$	difusividade térmica, $k / (\rho c)$ ;
$f_T$	fração total de sólido ;	$\beta_S$	coeficiente de expansão solutal ;
g	aceleração da gravidade ;	$\beta_T$	coeficiente de expansão térmica
H	calor latente de fusão ;	$\varepsilon$	fração de volume ;
k	condutividade térmica ;	$\Phi$	concentração adimensional, $C/C_{EUT}$ ;
k	coeficiente de segregação ;	$\eta$	coordenada vertical adimensional, $x/Z$ ;
K	permeabilidade ;	$\kappa$	coeficiente de segregação, $C_S(T)/C_L(T)$ ;
$k_0$	constante de permeabilidade ;	$\mu$	viscosidade absoluta ;
m	massa ou inclinação da linha liquidus ;	$\theta$	temperatura adimens., $(T-T_c)/(T_{in}-T_c)$ ;
p	pressão ;	$\rho$	massa específica ;
Pr	número de Prandtl, $\nu_\ell / \alpha_\ell$ ;	$\rho^*$	razão de massa específica, $\bar{\rho} / \rho_\ell$ ;
q	fluxo de calor local ;	$(\rho c)^*$	razão de capacitância térmica, $\bar{\rho c} / (\rho_\ell c_\ell)$
$\bar{q}$	fluxo de calor médio, $\int_0^Z q dy / Z$ ;	$\tau$	tempo adimensional, $t \alpha_\ell / (W-w)^2$ ;
$q^*$	fluxo de calor adimensional local, $q(W-w) / [k_\ell (T_{in}-T_{EUT})]$ ;	$\xi$	coordenada horizontal adimensional, $y/(W-w)$ ;
$\bar{q}^*$	fluxo de calor adimensional médio, $\bar{q}(W-w) / [k_\ell (T_{in}-T_{EUT})]$ ;	<b>Subscritos</b>	
Ra	número de Rayleigh, $g \beta_T (T_{in} - T_c) Z^3 / (\alpha_\ell \nu_\ell)$	c	parede fria ;
Rs	número de estabilidade, $\beta_S C_{EUT} / \beta_T (T_{in} - T_c)$	EUT	eutético ;
Ste	número de Stefan, $c_\ell (T_{in} - T_c) / H$ ;	i	interface ;
t	tempo ;	in	inicial ;
T	temperatura ;	K	fase ;
U	velocidade da fase líquida;	$\ell$	líquido ;
u	velocidade adimensional da fase líquida, $U(W-w) / \alpha_\ell$ ;	m	microscópica ;
V	volume ;	NH <sub>4</sub> CL	cloreto de amônia ;
w	diâmetro menor da cavidade ;	P	substância pura ;
W	diâmetro maior da cavidade ;	REF	valor de referência ;
		S	sólido ;
		<b>Sobrescritos</b>	
		-	quantidade média ;
		$\alpha$	constituente $\alpha$

O sistema físico considerado é mostrado na Fig.1. Inicialmente, todo o sistema está a uma temperatura uniforme  $T_{in}$ , acima da temperatura da linha liquidus (início de solidificação), correspondente à concentração inicial (fração mássica)  $C_{in}$ . A parede vertical interna é então, subitamente resfriada a uma temperatura uniforme  $T_c$ , de valor inferior à temperatura da linha solidus. As demais paredes são adiabáticas.

Na obtenção das equações governantes, as seguintes hipóteses de simplificação são assumidas :i) as massas específicas das fases sólida e líquida são uniformes dentro de  $dV$ ; ii) os valores das quantidades microscópicas, tornadas médias em termos de massa, são uniformes dentro de  $dV$ ; iii) os processos de transporte são bidimensionais, com os escoamentos sendo incompressíveis e em regime laminar; iv) as propriedades físicas das fases são consideradas constantes, homogêneas e isotrópicas, mas podem ter valores diferentes em cada fase; v) as fases na zona de *mushy* estão em equilíbrio termodinâmico local; vi) a fase sólida é assumida como estacionária e rígida; vii) a massa específica do líquido varia apenas no termo de empuxo e viii) os fluxos de dispersão são desprezados.

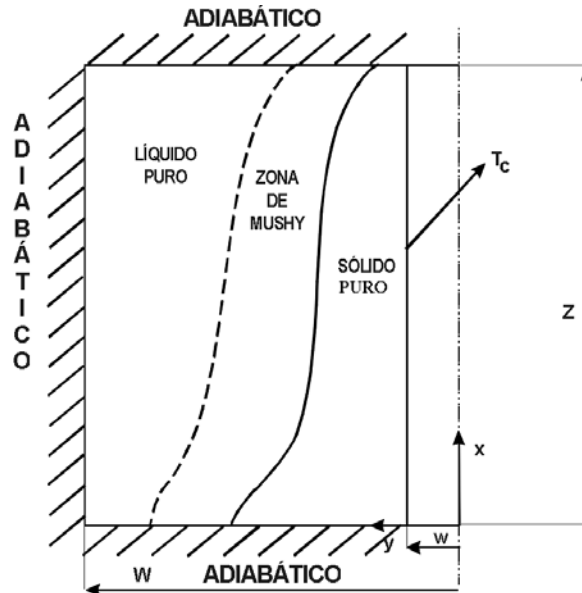
As equações diferenciais, tornadas médias em volume, que governam a conservação de massa, momentum, energia e espécies químicas para um sistema binário, sujeito à uma mudança de fase líquido-sólido, são expressas a seguir na ordem em que foram citadas.

$$\nabla \cdot \bar{U}_\ell = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \left( \frac{\rho_{m\ell}}{\varepsilon_\ell} \right) \frac{\partial \bar{U}_\ell}{\partial t} + \left( \frac{\rho_{m\ell}}{\varepsilon_\ell^2} \right) \bar{U}_\ell \cdot \nabla \bar{U}_\ell = -\nabla P'_\ell - \\ -\rho_{m\ell} \bar{g} [\beta_T (T_\ell - T_{ref}) + \beta_S (C_\ell - C_{ref})] + \left( \frac{\mu_\ell}{\varepsilon_\ell} \right) \nabla^2 (\bar{U}_\ell) - \\ - \left[ \frac{\mu_\ell}{K^{(2)}} \cdot \bar{U}_\ell + \frac{\rho_{m\ell} f}{(K^{(2)})^{3/2}} : (\bar{U}_\ell)(\bar{U}_\ell) \right] \end{aligned} \quad (2)$$

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} + \rho_\ell c_p \bar{U}_\ell \cdot \nabla T = \nabla \cdot (\bar{k} \nabla T) - \rho_{m\ell} H \frac{\partial \varepsilon_\ell}{\partial t} \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} C_\alpha) + \rho_{m\ell} \bar{U}_\ell \cdot \nabla C_\alpha = \rho_{m\ell} \nabla \cdot (D_{\alpha\ell} \varepsilon_\ell \nabla C_\alpha) \quad (4)$$



**Figura 1.** Modelo físico para a simulação do processo de solidificação.

Devido à variação da massa específica do líquido com a temperatura e concentração de soluto, uma forma adaptada da aproximação de Boussinesq (aproximação de Oberbeck- Boussinesq) foi aplicada ao termo de força de corpo na Eq. (2), para expressar as forças de empuxo em termos de coeficientes de expansão térmica,  $\beta_T$ , e solutal,  $\beta_S$ . Enquanto a permeabilidade da zona de *mushy* é geralmente anisotrópica, certas características são desconhecidas. Portanto, assume-se que  $K^{(2)}$  possua apenas duas componentes e, que sejam iguais. Assim, a permeabilidade é obtida da equação de Blake-Kozeny, dada por:

$$K = k_0 \frac{\varepsilon_\ell^3}{(1 - \varepsilon_\ell)^2} \quad (5)$$

no qual a constante de permeabilidade,  $k_0$ , é baseada num espaçamento representativo de braços de dendrita, ou seja, depende da morfologia específica da região multifásica. Ainda na Eq. (2),  $f$  é o coeficiente de inércia, calculado pela seguinte expressão (Beavers & Sparrow, 1969) e (Ergun, 1952):

$$f = 0,13 \varepsilon_\ell^{-3/2} \tag{6}$$

Com referência as Eqs. (3) e (4), tem-se que a capacitância térmica média,  $\overline{\rho c}$ , e a condutividade térmica média,  $\overline{k}$ , são definidas como:

$$\overline{\rho c} = \varepsilon_\ell \rho_{m\ell} c_\ell + (1 - \varepsilon_\ell) \rho_{ms} c_s \tag{7}$$

$$\overline{k} = \varepsilon_\ell k_\ell + (1 - \varepsilon_\ell) k_s \tag{8}$$

Similarmente, a massa específica média,  $\overline{\rho}$ , e a fração mássica média,  $C_\alpha$ , que aparecem na Eq. (4), são definidas como:

$$\overline{\rho} = \varepsilon_\ell \rho_{m\ell} + (1 - \varepsilon_\ell) \rho_{ms} \tag{9}$$

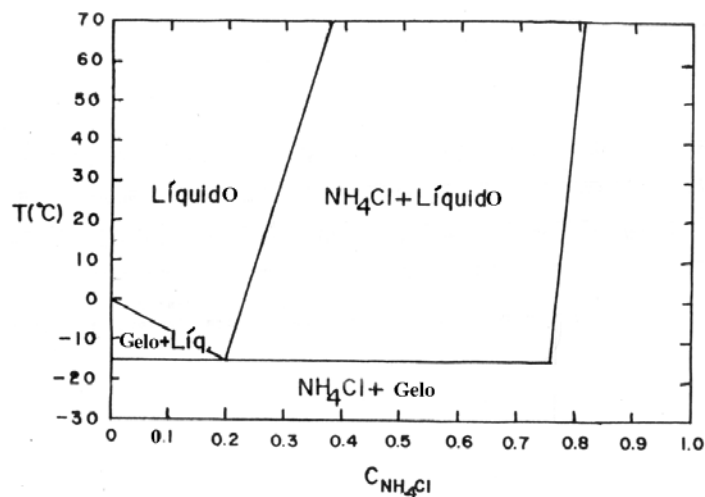
$$C_\alpha = [\rho_{m\ell} \varepsilon_\ell C_{\alpha\ell}^l + (1 - \varepsilon_\ell) \rho_{ms} C_{\alpha s}^s] / \overline{\rho} \tag{10}$$

Com a hipótese de equilíbrio local de fase, as frações mássicas médias nas fases sólida e líquida ( $C_{\alpha s}^s$  e  $C_{\alpha \ell}^l$ , respectivamente) nos elementos de volume dentro da zona de *mushy* ( $0 < \varepsilon_\ell < 1$ ) estão relacionados com a temperatura ( $T = T_\ell^l = T_s^s$ ) através do diagrama de equilíbrio de fase, conforme Fig. 2. Para a solução considerada no presente estudo, as curvas das linhas solidus e liquidus são bem aproximadas pelas seguintes relações lineares :

$$C_{\alpha \ell}^l = (T - T_p) / m \quad \text{para } 0 < \varepsilon_\ell < 1 \tag{11}$$

$$C_{\alpha s}^s = \kappa C_{\alpha \ell}^l \quad \text{para } 0 < \varepsilon_\ell < 1 \tag{12}$$

no qual  $T_p$  e  $m$ , representam a temperatura de fusão da substância pura ( $C_\alpha = 0$ ) e a inclinação da curva de liquidus, respectivamente, para um coeficiente de segregação constante  $\kappa$ .



**Figura 2.** Diagrama de equilíbrio de fase do sistema NH<sub>4</sub>CL-H<sub>2</sub>O.

Com o conhecimento de  $T$  e  $C_\alpha$  da solução das Eqs. (3) e (4), e também das Eqs. (1) e (2), a fração de volume local da fase líquida,  $\varepsilon_\ell$ , pode ser calculada a partir das relações para o diagrama de fase e da definição de  $C_\alpha$ . Combinado-se as Eq.s (10), (11) e (12), e resolvendo para  $\varepsilon_\ell$ , obtém-se a expressão



$$\varepsilon_\ell(T, C_\alpha) = \frac{\bar{\rho} C_\alpha - \rho_{m,s} \kappa (T - T_p) / m}{(\rho_{m,\ell} - \rho_{m,s} \kappa) (T - T_p) / m} \quad (13)$$

### 3. SOLUÇÃO NUMÉRICA DAS EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO

Para a solução do conjunto de equações acopladas (1) a (4), adotou-se a técnica de volumes finitos (Patankar, 1980). Para a avaliação dos fluxos convectivos e difusivos que cruzam as faces de cada um dos volumes de controle, utilizou-se o esquema “Power-Law”. Adotou-se ainda, a formulação de média harmônica para os coeficientes de difusão, a qual assegura resultados fisicamente realistas para mudanças abruptas nestes coeficientes, como por exemplo na zona de *mushy*, sem exigir uma malha computacional excessivamente refinada. A formulação adotada foi a totalmente implícita e o método de solução dos sistemas de equações algébricas lineares utilizado foi o TDMA linha por linha. Para o acoplamento pressão-velocidade usou-se o algoritmo SIMPLE.

Sendo as equações governantes válidas em todas as regiões, evita-se rastrear a forma geométrica e a extensão de cada região. Assim, adotou-se uma malha fixa e regular para o domínio físico. A fração de líquido,  $\varepsilon_\ell$ , e as razões entre propriedades e parâmetros estruturais, são atualizados a cada iteração. Diferentes malhas foram testadas, optando-se pela malha 48x58. No início da solidificação, quando as taxas de crescimento são altas, 0,01 s foi o passo de tempo. Este valor foi sendo aumentado à medida que as taxas declinavam. Simulou-se 1550 s, gastando-se cerca de 29000 s de CPU num microcomputador PENTIUM II, 333 MHz.

Um procedimento especial é requerido para a solução da Eq. (4) na zona de *mushy*, por causa da presença simultânea de  $C_\alpha$  e  $C_{\alpha_\ell}^\ell$ . Nesta região  $C_{\alpha_\ell}^\ell$  pode ser calculado diretamente da Eq. (11), através do conhecimento da temperatura. A concentração média  $C_\alpha$ , entretanto, é desconhecida e deve ser determinada através da solução da Eq. (4), que pode ser aproximada como:

$$\bar{\rho} C_\alpha = \left( \bar{\rho} C_{\alpha_{ant}} \right) - \rho_{m,\ell} \left[ \nabla \cdot (\vec{U}_\ell C_{\alpha_\ell}^\ell - D_{\alpha_\ell} \varepsilon_\ell \nabla C_{\alpha_\ell}^\ell) \right] \Delta t \quad (14)$$

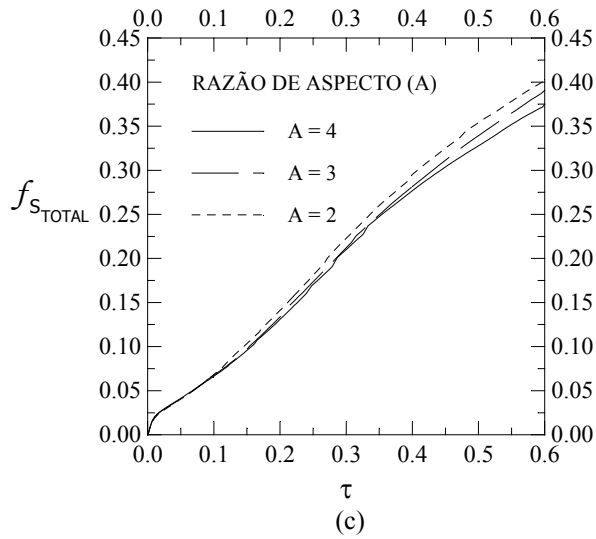
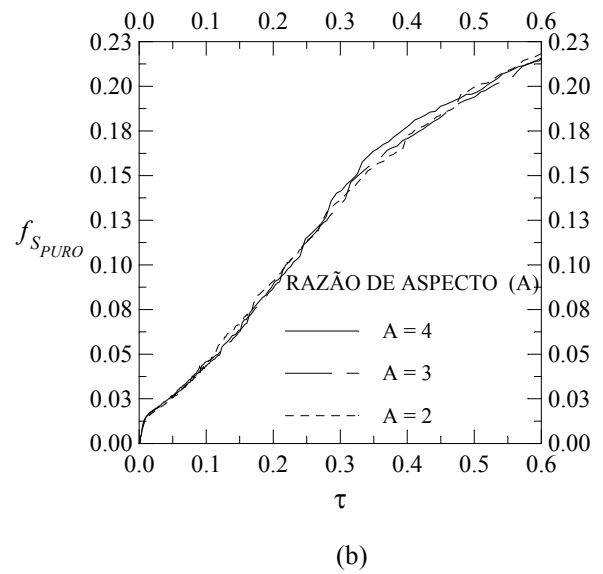
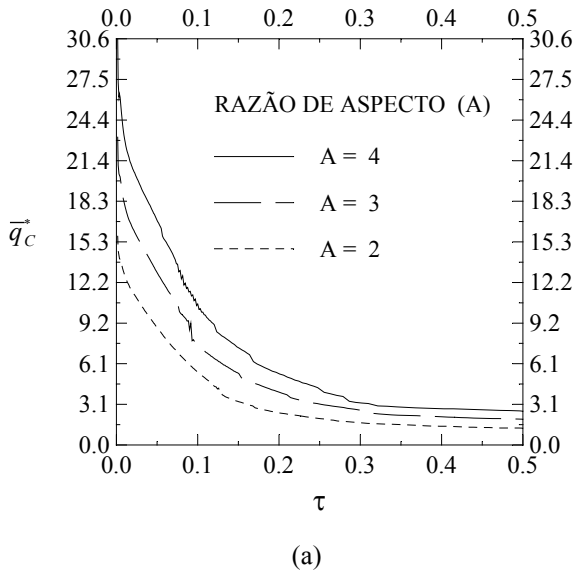
onde o subscrito “ant” denota nível de tempo anterior. Assim,  $C_\alpha$  pode ser calculado diretamente a partir do conhecimento das temperaturas nos pontos nodais contidos na zona de *mushy*. Na região de líquido puro ( $\varepsilon_\ell = 1$ ),  $C_\alpha$  e  $C_{\alpha_\ell}^\ell$  são iguais, e na região de sólido puro ( $\varepsilon_\ell = \vec{U} = 0$ ) os fluxos convectivo e difusivo tendem a zero. Portanto, a Eq. (4) pode ser resolvida para  $C_\alpha$  sem qualquer modificação para as regiões de líquido e sólido puros, enquanto que na zona de *mushy*, o valor de  $C_\alpha$  é obtido da Eq. (14).

**Tabela 1.** Propriedades termofísicas do NH<sub>4</sub>CL-H<sub>2</sub>O consideradas.

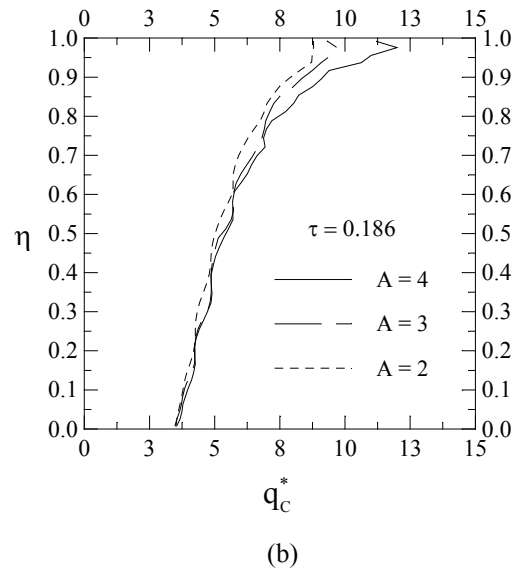
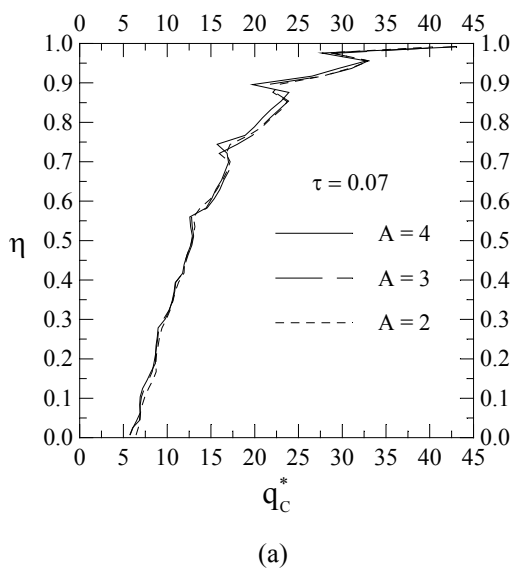
Propriedades	Sólido	Líquido	Dados suplementares	
$c$ (J Kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	1977	3705	$H$ (J Kg <sup>-1</sup> ) = 3,336 x 10 <sup>5</sup>	$C_{\alpha_{eut}}^{eut} = 0,197$
$k$ (W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	2,2	0,468	$k_o$ (m <sup>2</sup> ) = 5,56 x 10 <sup>-11</sup>	$T_p$ (K) = 273,15
$\rho$ (Kg m <sup>-3</sup> )	918,7	1046	$\beta_T$ (K <sup>-1</sup> ) = 2,046 x 10 <sup>-4</sup>	$\kappa = 0,0$
$D$ (m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> )	—	0,75 x 10 <sup>-9</sup>	$\beta_s = -0,286$	
$\mu$ (Kg m <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup> )	—	1,3 x 10 <sup>-3</sup>	$T_{EUT}$ (K) = 257,75	
Parâmetros adimensionais				
A = 4 ; Pr = 10,3 ; Le = 161,1 ; Ra = 2,752 x 10 <sup>8</sup> ; Rs = 4,6 ; Ste = 0,666 ; Da = 1,787 x 10 <sup>-11</sup>				
$\theta_p = 0,333$ ; $m^* = 0,261$ ; $\rho^* (\varepsilon=0) = 0,878$ ; $k^* (\varepsilon=0) = 4,7$ ; $(\rho c_p)^* (\varepsilon=0) = 0,469$				

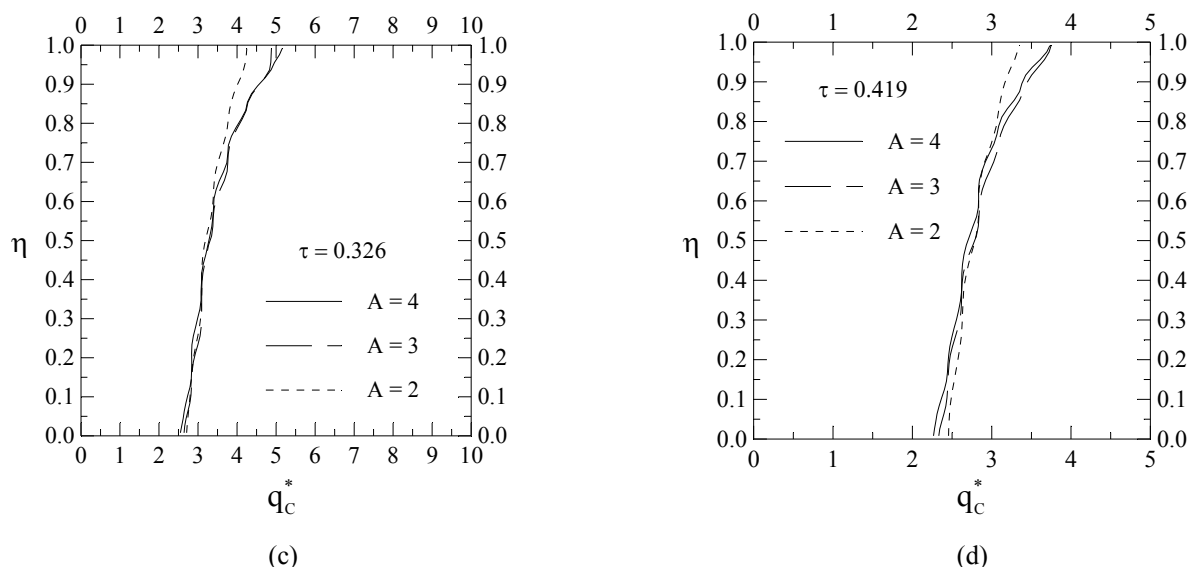
### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A influência do valor da razão de aspecto sobre a extração de calor armazenado em uma cavidade, é uma informação bastante útil em projetos de termo-acumuladores. São mostrados resultados sobre a solidificação de uma solução com concentração de 10% de NH<sub>4</sub>CL, abrangendo três valores de razão de aspecto, escolhidos como A=2, 3 e 4. Em todos os cálculos foram adotados as condições iniciais  $T_{in} = 313$  K e  $C_{in} = C_{\alpha_\ell}^\ell = 0,10$ , com  $T_c$  fixada em 253 K e



**Figura 3.** Variações transientes: (a) fluxo de calor adimensional médio na parede fria (b) fração mássica de sólido puro e (c) fração mássica de sólido total.





**Figura 4.** Distribuição do fluxo de calor adimensional na parede fria: (a)  $\tau = 0.07$  , (b)  $\tau = 0.186$  , (c)  $\tau = 0.326$  e (d)  $\tau = 0.419$ .

$\text{NH}_4\text{Cl}$  como espécie química  $\alpha$ . As propriedades termofísicas e parâmetros adimensionais usados, constam da Tab.(1) (Bianchi, 1997) e, são baseados nas propriedades do líquido.

A Figura 3 descreve o comportamento transiente do fluxo adimensional médio de calor na parede fria, fração mássica de sólido puro e fração mássica total (sólido primário + sólido puro), respectivamente. O sólido primário compreende àquele formado entre o início e o final do processo de solidificação, que no caso em questão é o gelo. Já o sólido puro é aquele com composição eutética. A Fig. 3(a) mostra um rápido decaimento na extração de calor, durante os momentos iniciais da solidificação. Neste período, as taxas de crescimento da fase sólida são elevadas. Porém, logo tendem à uma redução, devido à dificuldade de transferência de calor na parede fria, imposta pela estrutura de sólido em formação. Verifica-se ainda, que a maior taxa de extração de calor ocorre para a cavidade com razão de aspecto  $A=4$ . Isto acontece como consequência de sua menor formação de sólido total, conforme mostra a Fig.3(c), embora o crescimento de sólido puro seja similar para todas as cavidades (Fig. 3(b)). Este fato sugere a existência de uma possível relação entre extração de calor e sólido formado, ou mais especificamente, deslocamento das interfaces liquidus e solidus.

A Figura 4 ilustra a distribuição do fluxo adimensional de calor na parede fria para os três valores de razão de aspecto considerados, correspondentes aos tempos adimensionais de  $\tau=0,07(180 \text{ s})$ ,  $\tau=0,186(480 \text{ s})$ ,  $\tau=0,326(840 \text{ s})$  e  $\tau=0,419(1080 \text{ s})$ . Nota-se que para os tempos iniciais da solidificação, os fluxos de calor são muito mais intensos no topo da cavidade. Esta intensidade diminui ao longo do tempo, conforme cresce a espessura de sólido próximo ao topo da cavidade. Nos estágios finais da solidificação, as distribuições de fluxo na parede são aproximadamente uniformes, indicando que o transporte de energia é unidirecional e dominado por condução.

## 5. CONCLUSÃO

O presente trabalho visou o fornecimento de informações básicas, relativas à dispositivos de armazenamento de calor latente de fusão. Utilizou-se uma solução hipo-eutética de  $\text{NH}_4\text{Cl}-\text{H}_2\text{O}$  como material de mudança de fase, considerando-se o processo de solidificação em uma cavidade anular vertical. A análise se baseou na influência da razão de aspecto sobre a extração do calor armazenado na cavidade e, a maneira pela a qual o fluxo de calor é distribuído ao longo da parede fria ao longo do tempo. Para tal, considerou-se condições de contorno e inicial idênticas, para três valores de razão de aspecto ( $A=2,3$  e  $4$ ).

Os resultados mostraram que a maior cavidade detém a maior taxa de extração de calor, devido à sua menor formação de sólido, cujo papel é o de dificultar as trocas térmicas. Além disso, verifica-se a existência de uma relação proporcional entre a diminuição da taxa de calor extraído e do aumento da taxa de formação de sólido total. Esta informação induz a necessidade de prescrição de velocidade para a fase sólida, não considerada no presente modelo. Nos tempos iniciais, a distribuição do fluxo de calor ao longo da parede fria mostrou, para todas as cavidades, intensa extração de calor através da parte superior da cavidade. No entanto, com o passar do tempo, esta distribuição tende a ser uniforme ao longo da parede, com a menor cavidade chegando a esta condição mais rapidamente. Outras condições de superaquecimento da solução, contorno e inicial devem ser testadas, visto que interferem fortemente nas taxas de crescimento da estrutura de sólido, portanto, na extração do calor armazenado.

## 6. REFERÊNCIAS

- Beavers, G. S. e Sparrow, E. M., 1969, Non-Darcy Flow through Fibrous Porous Media, J. Applied Mechanics, Vol. 36, pp. 711-714.
- Beckermann, C. e Viskanta. R., 1988, Double-diffusive Convection during Dendritic Solidification of a Binary Mixture, Physics Chemistry Hydrology, Vol. 10, pp. 195-213.
- Bianchi, M. V. A., 1997, Crystal Morphology and Gas Evolution during Solidification Processes, Ph. D. Thesis, Purdue University, West Lafayette, IN.
- Ergun, S., 1952, Fluid Flow through Packed Columns, Chem. Eng. Progress. , Vol. 48, pp. 89-94.
- Fang, L. J.; Cheung, F. B.; Linehan, J. H. e Pedersen, D. R., 1984, Selective Freezing of a Dilute Salt Solution on a Cold Ice Surface, ASME, J. Heat Transfer, Vol. 106, pp. 385-393.
- Fleury, A. F., 1996, Phase Change Materials, Heat Transfer Engineering, Vol. 17, No. 2, Apr-Jun, pp. 72-74.
- Greper, G. M. e Szekely, J., 1984, Heat and Fluid Flow Phenomena in Weld Pools, J.Fluid Mechanics, Vol. 147, pp. 53-79.
- Kurklu,-A.; Wheldon,-A. e Hadley,-P., 1996, Mathematical Modelling of the Thermal Performance of a Phase-Change Material (PCM) Store: Cooling Cycle, Appl-Therm-Eng. Vol. 16, no. 7, pp. 613-623.
- Lane, G. A., 1983, Solar Heat Storage Latent Heat Material, CRC Press, Boca Raton, Vol. 1.
- Patankar, S. V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing, New York.
- Stampa, C. S. e Braga, S. L., 1996, Estudo da Recuperação do Calor Armazenado em Materiais de Mudança de Fase no Interior de Dutos Cilíndricos, Encontro Nacional de Ciências Térmicas, Vol. 2, pp.985-989.
- Steiner,-D.; Wierse,-M.e Groll,-M., 1995, Development and Investigation of Thermal Energy Storage Systems for the Medium Temperature Range, Proc Intersoc Energy Convers Eng Conf. Vol. 2, pp. 193-198.
- Sundarraj, S. e Voller, V. R., 1990, The Binary Alloy Problem in an Expanding Domain : The Microsegregation Problem, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 36, pp. 713-723.
- Viskanta, R., Bianchi, M. V. A., Critser, J. K. e Gao, D., 1997, Solidification Processes of Solutions, Cryobiology, Vol. 34, pp. 348-362.

### MAKE-UP OF THE HEAT EXTRACTION RATE FROM A VERTICAL ANNULUS, INVOLVING THERMO-SOLUTAL CONVECTION IN AN AQUEOUS AMMONIUM CHLORIDE SOLUTION

#### Cleyton Senior Stampa

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Laboratório de Refrigeração e Aquecimento, 25685-070, Rio de Janeiro, RJ, Brasil. E-mail: cleyton@mec.puc-rio.br.

#### Sergio Leal Braga

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 25685-070, Rio de Janeiro, RJ, Brazil. E-mail: slbraga@mec.puc-rio.br

**Abstract:** *In the present study it was numerically investigated the making-up of the heat extracted from a cold wall of an annular cavity. To do so, it was considered a solidification process occurring in a  $NH_4CL-H_2O$  solution, with initial concentration of 0.1% on weight of  $NH_4CL$ . The problem has been solved two-dimensionally, utilizing the finite volume method and, analytically, it was applied the volume averaged technique to the conservation equations. Three cavities with identical diameters and different heights were studied. The shape and growth time evolution of the mushy and pure solid regions has been showed that the heat extraction may be regulated by controlling the growth of the pure solid layer, which highlights a correlation between heat extraction and solidus interface velocity.*

**Keywords:** *Solidification, Thermo-solutal convection, Geometric parameter.*

# NUMERICAL SIMULATION OF A 8-VALVE 4-STROKE OTTO CYCLE ENGINE

**João Roberto Barbosa**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Departamento de Energia, 12.228-901 São José dos Campos – SP – Brazil  
 barbosa@mec.ita.cta.br

**Márcio Flávio Koyama**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Departamento de Energia, 12.228-901 São José dos Campos – SP – Brazil  
 mfkoyama@hotmail.com

**Abstract.** The installation of a motorcar engine in a test bed may require adaptations that make the working fluid path different of the one in the car. Usual adaptations include intake and exhaust pipes. Since ducts play important role in the way the pressure waves travel about, measured performance in a test stand may differ significantly from the achieved in a vehicle. An 8-valve 4-stroke Otto cycle gasoline engine has been analysed concerning these phenomena in order to predict different performance during tests, using a computer program to simulate the engine from its main components.. The influence of ducts at inlet and exhaust are analysed as a means of identifying the resonance types encountered in that particular engine and installation. The organ pipe and the Helmholtz resonance frequencies were identified and their effects discussed.

*Keywords.* Otto cycle, numerical simulation, intake

## 1. Introduction

Internal combustion engines are characterized by the working fluid as combustion products generated in a complex combustion chamber. Depending on the way air is admitted in the combustion chamber and the energy is released, different supporting thermodynamic cycles may be defined. This work uses the standard Otto cycle and its modifications to best represent an actual piston engine used in motorcars. Major engine characteristics are listed in Table (1).

Table (1) - Engine particulars

Cycle type	Otto
Strokes	four
Number of cylinders	4
Number of valves per cylinder	2
Number of carters	0
Number of volumes	7
Number of junctions	5
Number of long ducts	18
Number of short ducts	0
Turbocharger	No

To numerically simulate the engine object of this work a computer program (Monteiro, 1999) was used. This program is based on the assumption that the engine may be modeled by blocks, each one of it represented by sets of equations written to represent the 1-D conservation of mass, momentum, energy and state, together with empirical correlations to bring to reality the idealization of the flow through the engine. Details of the supporting theory and of the program may be seen at Langeani (1995), Monteiro (1999), Monteiro and Barbosa (2000a, 2000b).

Simulations were carried out to investigate the effects of the installation of the engine in a test bed, specifically the effects of possible resonance in the intake and exhaust pipes.

The organ pipe and the Helmholtz resonance frequencies were calculated and their effects discussed in order to enlighten the possible performance discrepancies when the engine is run in a different environment of that used in a standard motorcar, having in mind that the test bed uses extended exhaust pipes do direct the exhaust gases out of the test cell and reduce noise, as well as air metering devices before the intake manifold. These laboratorial equipment change drastically the air path in and out of the engine, therefore enabling performance degradation in most cases.

## 1. Resonance in ducts

In a piston engine the air and air-fuel mixture may experience high velocities in the admission ducts, half the sound speed being figures easily attainable. At such speeds it is necessary to consider the compressibility of the flow, enabling

the possibility of resonance due to the compressibility and elasticity in certain engine operating speed. Contrary to other undesirable resonance that may appear in other mechanical parts, causing excessive mechanical vibration that may lead to failure, that resonance in the ducts can be beneficial and is usually directed to increase the volumetric efficiency. Two types of resonance may exist in an engine duct, namely the organ pipe and the Helmholtz resonator.

**1.1 The organ pipe resonance**

During the admission part of the cycle, the air or air-fuel mixture passes through the admission valves, driven by the pressure difference induced by the piston downward movement. At the valve closure, a pressure wave is generated and travels backwards in the admission pipe. Reflection of that wave at the open side of the duct twice gives rise to a compression wave traveling in the direction of the inlet valve. If during the next cycle that extra pressure of the incoming compression wave arrives during the admission of new fresh charge, the volumetric efficiency is increased. This may be possible if the wave travels an odd number of times the admission duct during the period of two consecutive cycles. Defining the period of oscillation in the duct with a closed admission valve by  $4L/c$ , where  $L$  is the duct effective length and  $c$  the speed of the sound referred to the duct conditions, in a 4-stroke piston engine running at  $N$  turns per second (rps), then the number of oscillations of the organ pipe is

$$q = \frac{c}{2NL} \tag{1}$$

As the sound speed depends only on the flow properties, fixing the duct length the effect of resonance will show up at the engine speeds that are multiple integer of  $q$ . Although infinity of resonance frequencies exist, high values of  $q$  are not useful because of the losses. Therefore only the first two or three low frequencies may result in significant improvement. Experiments show that the resonance happens at a value that is not exactly  $q$ , but near to it, due to the valve movement that affects the actual duct length, as recognized by Thompson et al. (1969).

**1.2 The Helmholtz resonance**

The Helmholtz resonator is schematically indicated in Fig. (1), comprising one volume and an interconnected duct, modeled as a mass-spring device, where the air in the duct is the mass and air in the volume is the spring.

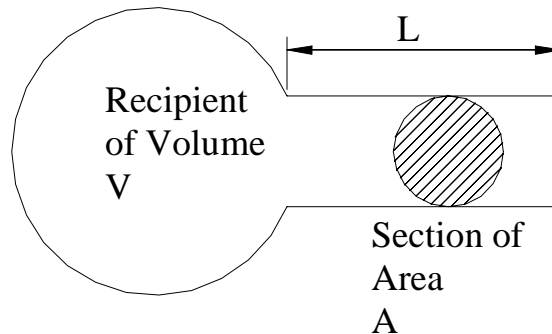


Figure (1) - The Helmholtz resonator

The major difference between the organ pipe resonance type and the Helmholtz resonator is that for the former the effect of pressure waves produced in a previous cycle may cause the increase of the volumetric efficiency while for the latter the phenomenon occurs at the same cycle and is felt at a broader engine speed range.

The natural frequency of the Helmholtz resonator,  $f$ , is given by Engelman (1973):

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{L.V}} \tag{2}$$

where  $A$  is the duct cross-sectional area,  $L$  the duct length and  $V$  the volume.

In the engine, the piston movement in the admission cycle excites the system. The oscillation of the duct-volume system causes pressure variation inside the cylinder, whose behavior may be described sinusoidal. The inertia of the gases during the beginning of the cycle causes drop of the pressure inside the cylinder. It is then desirable that the excitation frequencies both of excitation and of the system, at the time of closing the admission valves, are such that the pressure inside the cylinder be at a maximum. This happens after  $3/4$  of the period of oscillation giving rise to admitting that an approximate value for the opening lapse be  $270^\circ$ , that is,  $3/8$  of the engine period. Thus, the engine frequency is

roughly half the frequency of the duct-volume system. This fact is illustrated in Fig. (2).

Utilization of this model for an engine requires further modeling and assumptions. Care must be taken when the value of the volume is needed because Eq. (2) considers a constant volume, what is not the case since the piston movement causes the combustion chamber volume to alter during the admission process. It is suggested to adopt a mean volume as indicated by Engelman (1973):

$$V_{\text{eff}} = \frac{V_D}{2} \left( \frac{R_c + 1}{R_c - 1} \right) \tag{3}$$

from which follows, if  $N=f/2$

$$N = \frac{c}{4\pi} \sqrt{\frac{2A}{L \cdot V_D}} \sqrt{\frac{R_c - 1}{R_c + 1}} \tag{4}$$

where  $V_D$  is the displacement and  $R_c$  the pressure ratio.

Limitations for this model are mainly because just one cylinder has been used so that the others are considered isolated, not allowing for the interference among the cylinders, what is the case of the engine used in this work. For the 4-cylinder 4-stroke engine considered there are moments when the valves are open for two cylinders simultaneously. Other shortcoming is that the actual duct length is different from the effective duct length. Part of the air at the inlet has enough velocity to be considered as belonging to the duct. The region of the valves is complex to allow exact determination of the point at which the duct ends. Laboratory tests may be used to determine the effective length. This work did not include such refinement.

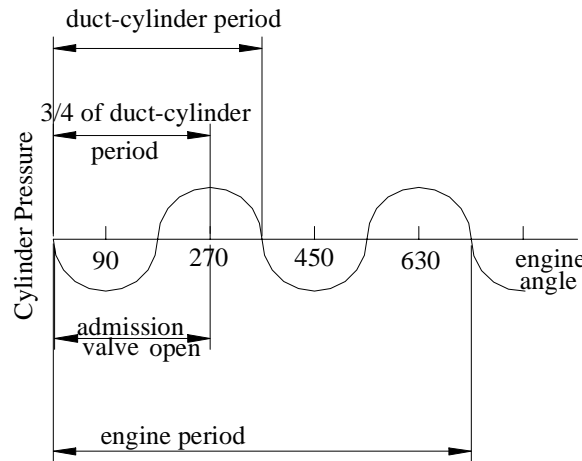


Figure (2) - Duct-system and engine periods for the resonance maximization in the Helmholtz resonator

### 1.3 Applicable restrictions

The results shown hereafter are the results of simulation of a piston engine from a computer program that uses semi-empirical data. This implies that several constants used by the program needed to be fixed for the engine under simulation. At this time no valid laboratory tests are available to tune the program via the above-mentioned constants so that the values used for simulation were the best available in the literature. Therefore it may be questioned quantitatively the results shown in the following sections whereas the qualitative aspects may be correct.

## 2. The Methodolgy and the engine model data

### 2.1 The engine in the motorcar

A 4-cylinder, 4-stroke, 2 liters, 8 valves Otto engine that powers many motorcars in Brazil has been selected for this study. The computer program mentioned above was modified to make allowance for details of the engine, mainly the ones related to the camshaft, whose data where measured and inserted in the program as data input. Initially the engine was simulated in its basic configuration as it occurs in the car, from which measurements where taken to reasonably represent the actual dimensions.

Fig. (3) presents the sketch of the engine with indication of its major components, in the level required for the

present numerical simulation. Tables (2) through (6) have additional information on those components.

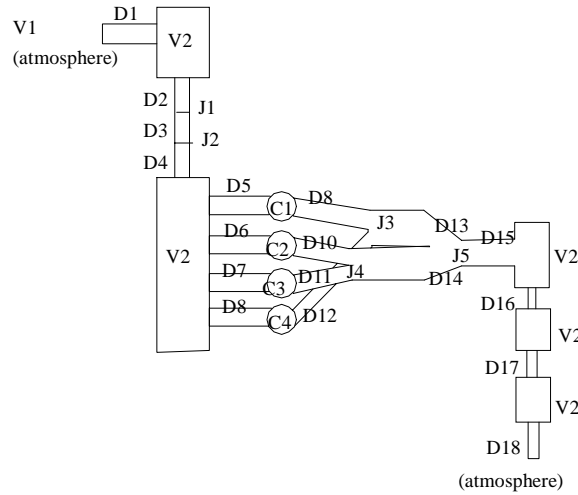


Figure (3) - The blocks for the engine modeling.

Details of the engine are shown on Fig. (3) and Tables (1) to (6)

Table (2) - Firing order

Cylinder number	Reference angle	Side attached to turbine
1	0 °	not needed
2	-540 °	not needed
3	-180 °	not needed
4	-360 °	not needed

Table (2) establishes the firing order for the cylinders. Backward counting was used to avoid problems of divergence of the calculations.

Table (3) - List of Valves considered in the engine model

Cylinder	Valve N <sup>o</sup>	Function	Type	Attached duct N <sup>o</sup>	Attached to Duct side
1	1	Admission	Tulip	5	Two
1	2	Exhaust	Tulip	9	One
2	1	Admission	Tulip	6	Two
2	2	Exhaust	Tulip	10	One
3	1	Admission	Tulip	7	Two
3	2	Exhaust	Tulip	11	One
4	1	Admission	Tulip	8	Two
4	2	Exhaust	Tulip	12	One

Table (3) describes the valves used for the model and the ducts attached to their ports. Indicates also the sides of duct attachments.

Table (4) - List of Volumes considered in the engine model

Vol. N <sup>o</sup>	Type	Position	Attached Ducts (side)	Volume (m <sup>3</sup> )
1	Constant Properties	Ambient	1 (one)	(not needed)
2	Variable Properties	Ambient	1 (two), 2 (one)	0,0084
3	Variable Properties	Ambient	4 (two), 5 (one), 6 (one), 7 (one), 8 (one)	0,002
4	Variable Properties	Ambient	15 (two), 16 (one)	0,003
5	Variable Properties	Ambient	16 (two), 17 (one)	0,006
6	Variable Properties	Ambient	17 (two), 18 (one)	0,007
7	Constant Properties	Ambient	18 (two)	(not needed)



Table (4) indicates the volumes used in the model, the attached ducts and their sides of attachment and the volumes of each one, calculated from measurements taken at the engine.

Table (5) - List of Junctions considered in the engine model

Junction N°	Type	Position	Attached Ducts (side)
1	Normal	Ambient	2 (two), 3 (one)
2	Normal	Ambient	3 (two), 4 (one)
3	Normal	Ambient	9 (two), 10 (two), 13 (one)
4	Normal	Ambient	11 (two), 12 (two), 14 (one)
5	Normal	Ambient	13 (two), 14 (two), 15 (one)

Table (5) describes the junctions used to link the ducts and the ducts attachment sides.

Table (6) - List of Ducts considered in the engine model and the number of divisions (nodes).

Duct N°	Position	N° of Nodes	Wall Temp. (K)	Length (m)	Inlet diameter (m)	outlet diameter (m)
1	Ambient	10	300	0,60	0,062	0,062
2	Ambient	10	300	0,153	0,045	0,060
3	Ambient	10	300	0,29	0,060	0,060
4	Ambient	10	300	0,11	0,054	0,054
5	Ambient	20	350	0,38	0,033	0,033
6	Ambient	20	350	0,38	0,033	0,033
7	Ambient	20	350	0,38	0,033	0,033
8	Ambient	20	350	0,38	0,033	0,033
9	Ambient	20	400	0,23	0,034	0,034
10	Ambient	20	400	0,23	0,034	0,034
11	Ambient	20	400	0,23	0,034	0,034
12	Ambient	20	400	0,23	0,034	0,034
13	Ambient	10	400	0,67	0,039	0,039
14	Ambient	10	400	0,67	0,039	0,039
15	Ambient	10	400	0,22	0,039	0,039
16	Ambient	10	400	0,23	0,039	0,039
17	Ambient	10	400	1,36	0,039	0,039
18	Ambient	10	400	0,33	0,039	0,039

Table (6) gives details of the ducts used in the model. The values for the duct temperatures were taken as average values encountered in some installations. The correct values would then be reintroduced in the program and the simulation carried out again. Nevertheless, simulating the engine with values for the temperatures chosen around the ones indicated above resulted in small quantitative differences so that the influence of the actual temperatures was not considered.

Table (7) - List of Valves considered in the engine model

	Admission valves	Exhaust valves
Diameter (m)	0,0408	0,0355
Beginning of opening angle (deg)	-16	-239
End of closing angle (deg)	252	31
Folga (m)	0,000029	0,000045
Lever ratio	1	1
Max lift (m)	0,00667	0,00667

Table (7) states the valves dimensions as used in the program.

Figure (4) shows the valves movement scheduling, as indicated by the engine manufacturer and in agreement with measurements on the camshaft, whose illustration is on Fig. (5).

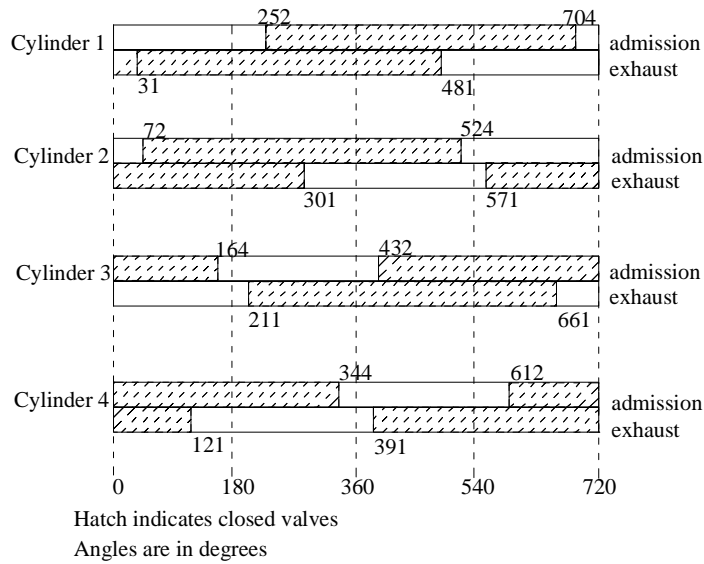


Figure (4) - Valves opening diagram

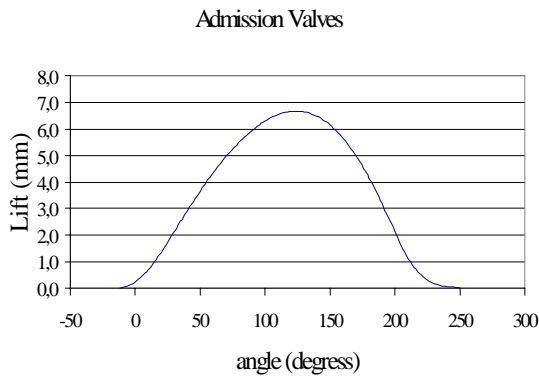


Figure (5a) - Admission valves lift diagram.

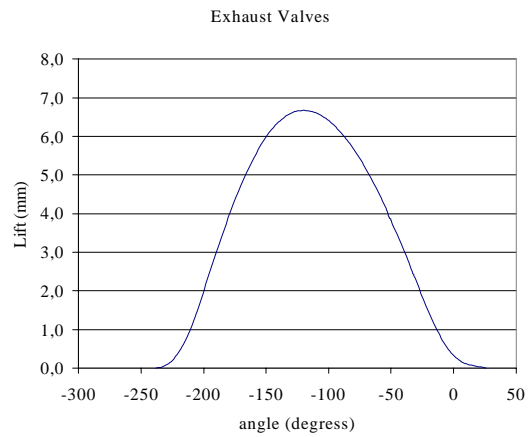


Figure (5b) - Exhaust valves lift diagram

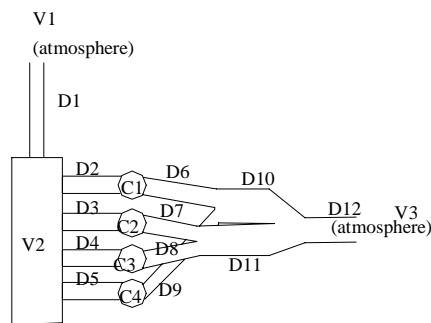


Figure (6) - Engine modeled for the laboratory installation.

Table (8) - Cylinder data.

Diameter (m)	0,086
Stroke (m)	0,086
Lever length (m)	0,14302
Compression ratio	9,2
Max concentration	1
Beginning of fuel injection angle (deg)	-10
End of fuel injection angle (deg)	40

Table (8) indicates the cylinder dimensions e peculiarities of fuel injection schedule.

### 2.2 The engine in laboratory

Major differences are those related to the ducts in the admission and the exhaust sides. The engine model for the laboratory installation is indicated in Fig. (6). From the original installation depicted on Fig. (3) were kept the intake manifold, exhaust ducts D2 to D9, cylinders C1 to C4, plenum V2 and Junctions J1 and J2. Additional data for the ducts are on Table (9).

Table (9) - Ducts for the laboratory installation

Duct N°	Position	N° of Nodes	Wall Temp. (K)	Length (m)	Pipe diameter (m)
1	Ambient	10	300	1,12	0,054
2	Ambient	20	350	0,38	0,033
3	Ambient	20	350	0,38	0,033
4	Ambient	20	350	0,38	0,033
5	Ambient	20	350	0,38	0,033
6	Ambient	20	400	0,23	0,034
7	Ambient	20	400	0,23	0,034
8	Ambient	20	400	0,23	0,034
9	Ambient	20	400	0,23	0,034
10	Ambient	10	400	1,80	0,039
11	Ambient	10	400	1,80	0,039
12	Ambient	10	400	3,00	0,050

### 3 Engine simulation

#### 3.1 Motor car original configuration

Figure (7) shows the volumetric efficiency and torque of the car installation, for several engine speeds. Two peaks can be seen, one around 2500 rpm and the other at 5000 rpm. They may indicate the occurrence of resonance. Calculations based on Eq. (2), for  $q = 3, 4$  and  $5$  and  $c = 375$  m/s corresponding to a temperature of 350 K give the values of  $N = 9868, 7401$  and  $5921$  respectively, while with Eq. (4) the result is 4817 rpm. The value for the Helmholtz resonator is close to the peak seen on Fig. (7). The shape of the peak, spread among a range of engine speeds, also is an indication of the possibility of such a phenomenon.

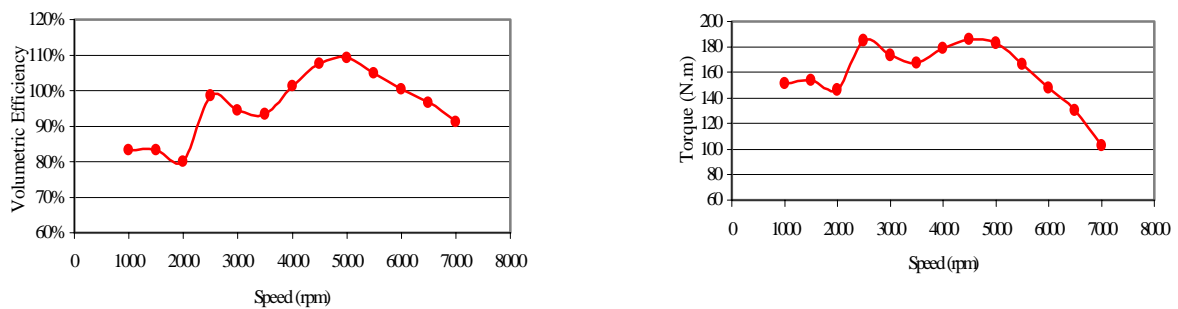


Figure (7) - Effective Torque and Power estimated for the engine installed in the car.

Table (10) - Dimensions for ducts D5 to D8

Configurations	Lengths of D5 to D8 (m)
Original	0,38
1	0,18
2	0,28
3	0,48
4	0,58
5	0,68
6	0,78

Table (11) -Resonance frequencies

Configurations	Resonance N (Helmholz) (rpm)	Resonance N - (organ pipe) (rpm)		
		q = 3	q = 4	q = 5
Original	4817	9868	7401	5921
1	6999	20833	15625	12500
2	5612	13393	10045	8036
3	4286	7813	5859	4688
4	3899	6466	4849	3879
5	3601	5515	4136	3309
6	3362	4808	3606	2885

### 3.1 Motor car with varying admission ducts D5 to D8

Study was carried out to investigate different configurations for ducts D5 to D8, according to the values shown on Table (10) and the results plotted on Figure (8)

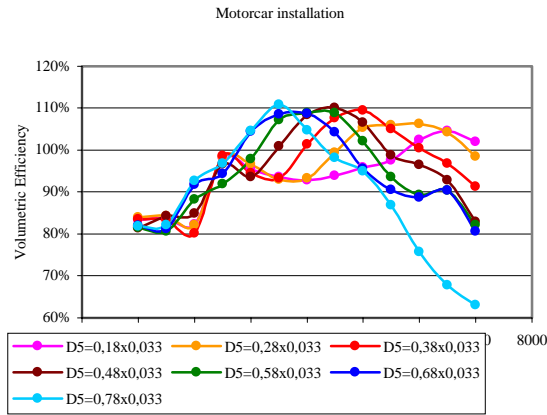


Figure (8) - Volumetric efficiency for different ducts length.

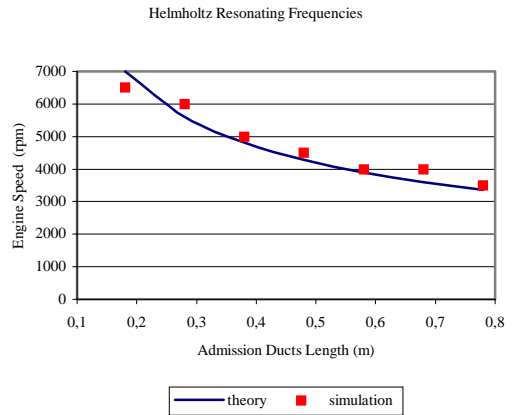


Figure (9) - Comparison among the Helmholtz resonant frequencies.

Figures (10) and (11) show the effective power and effective torque for several engine speeds in the engine installed in the car.

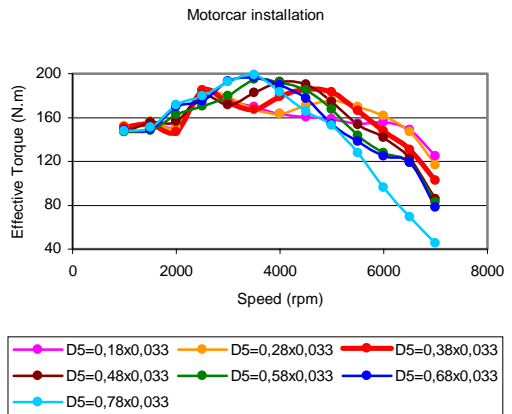
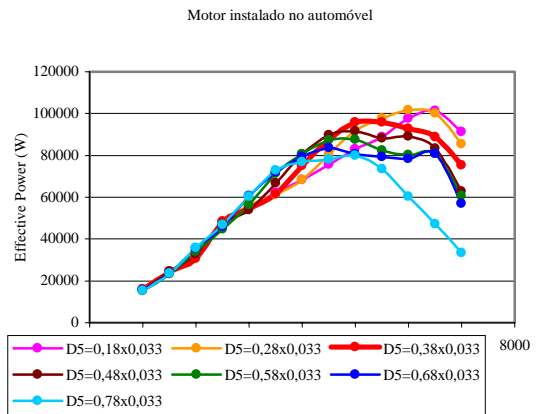


Figure (10) - Comparison of the effective power for different duct lengths in the admission.

Figure (10) - Comparison of the effective torque for different duct lengths in the admission.

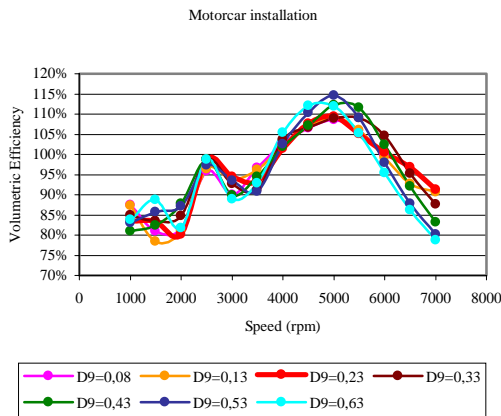


Figure (12) - Volumetric efficiency for several duct lengths - D9 to D12

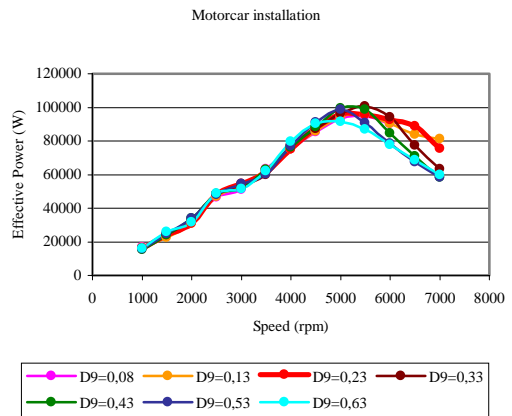


Figure (13) - Effective power for several duct lengths - D9 to D12

For the exhaust ducts similar study was carried out and the results are shown on Fig. (12), (13) and (14).

For the engine installed in the laboratory similar simulations were carried out and the results shown on Fig.(15) to (17), comparatively with the car installation.

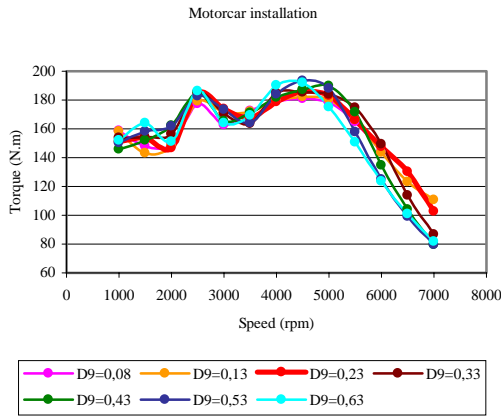


Figure (14) - Effective torque for several duct lengths - D9 to D12

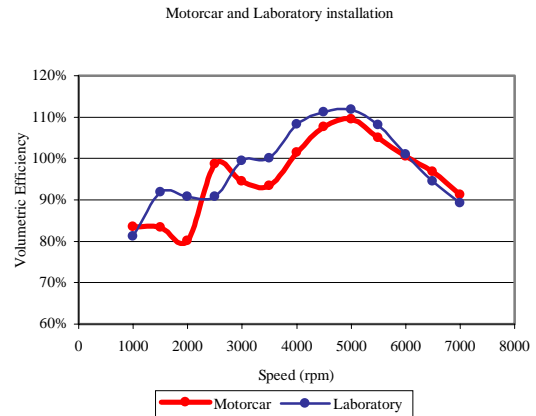


Figure (15) - Comparison of the volumetric efficiency for both engine installations

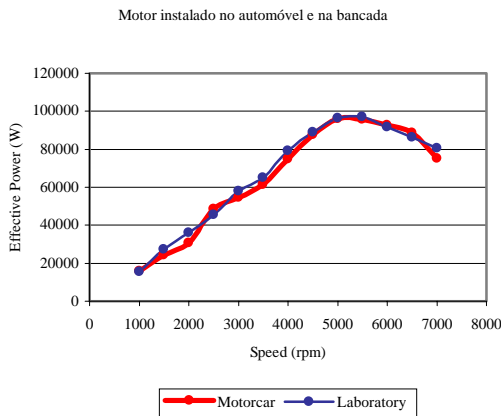


Figure (16) - Comparison of the effective power for both engine installations

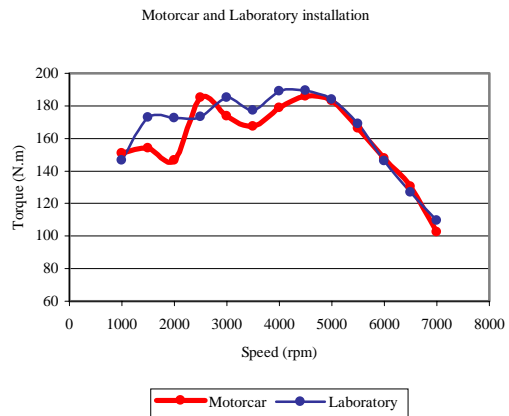


Figure (17) - Comparison of the effective torque for both engine installations

**4 Discussion**

Simulation of the engine for the car installation gave the results of Table (12). Comparison of those results to the brochure data published by the manufacturer indicates that the maximum nominal power was overestimated by about 18%, while the maxima were at 5000 and 5200 rpm respectively. For the torque there is an error of about 6%, while the speeds were 2600 and 2500 rpm respectively.

Table (12) Results of the simulation for the original engine configuration

Speed (rpm)	Volumetric efficiency	Effective Power (W)	Effective Torque (N.m)
1000	83,46%	15816	151,0
1500	83,32%	24184	154,0
2000	80,13%	30707	146,6
2500	98,68%	48395	184,9
3000	94,47%	54576	173,7
3500	93,36%	61383	167,5
4000	101,39%	74893	178,8
4500	107,65%	87578	185,9
5000	109,42%	95929	183,2
5500	105,05%	95708	166,2
6000	100,48%	92745	147,6
6500	96,86%	88780	130,4
7000	91,26%	75252	102,7

Bearing in mind that the friction power was calculated by equation (5) of Heywood (1988), an empirical formula based on the piston diameter and stroke, did not considering losses in the filter and catalyst; the errors may be considered acceptable in this context.

$$P_{at} = 1.63 * N * (0.97 + 0.15 * 10^{-3} * N + 0.5 * 10^{-7} * N^2) \quad (5)$$

## 5 Conclusions

The engine model used in the present work is capable of numerically simulate the effects of varying duct dimensions. Results from the simulation of the engine in its motorcar configuration and the laboratory installation indicate the influence of the adaptations for the tests may be severe in terms of main performance parameters. Such changes cause not only a proportional difference, explained by virtue of removal of flow restrictive elements, but also changes in the shape of the volumetric efficiency, indicating that the resonance frequencies were changed. For purposes of quantitative analysis, it is required to further improve the quality of data input, as stressed before. From the results obtained it is possible to conclude that the engine is optimized as far as maximum power and torque are concerned, for medium engine speeds. For example, the maximum torque at 2600 rpm may suggest that there is a beneficial intervention of a peak of volumetric efficiency due to the Helmholtz resonance. It is then suggested that the engine is already using the benefits of the resonance. The simulations carried out varying duct lengths indicate that it is not possible to increase the volumetric efficiency at all speeds.

## 5 References

- Langeani, Marcos. "Motor de dois tempos com válvulas no cabeçote: um estudo termodinâmico", 1995. Tese de Mestrado (Engenharia Aeronáutica e Mecânica) - Instituto Tecnológico da Aeronáutica.
- Monteiro, José Francisco de Castro, "Modelos Matemáticos e Computacionais para Simulação Numérica de Motores de Combustão Interna", 1999. Dissertação (Engenharia Aeronáutica e Mecânica) - Instituto Tecnológico da Aeronáutica.
- Monteiro, José Francisco de Castro, Barbosa, João Roberto. "Simulação de desempenho de motores de combustão interna", In: ENCIT 2000, 3-6 outubro de 2000, 2000, Porto Alegre - RS. Anais do Encit2000 - paper S24P05. 2000.
- Monteiro, José Francisco de Castro, Barbosa, João Roberto. "Simulação numérica de motores de combustão interna", In: CONEM 2000 - Congresso Nacional de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste, 7-11 de agosto de 2000, 2000, Natal - RN. Anais do Conem2000 - paper EC8842. 2000
- Engelman, H. W., "Design of a Tuned Intake Manifold", ASME paper, 1973.
- Heywood, J. B., "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill Book Company, First edition, EUA, 1988.
- Thompson, M. P. e Engelman, H. W., "The Two Types of Resonance in Intake Tuning", ASME paper, 1969.

# VARIABLE GEOMETRY TURBINE PERFORMANCE MAPS FOR THE VARIABLE GEOMETRY GAS TURBINES

**Cleverson Bringhamti**  
**João Roberto Barbosa**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Departamento de Energia - 12228-901 - São José dos Campos -SP - Brazil  
barbosa@mec.ita.cta.br

**Helder Fernando de França Mendes Carneiro**

Instituto de Aeronáutica e Espaço, Subdivisão de Propulsão - 12228-904 - São José dos Campos -SP - Brazil  
helder@iae.cta.br

**Abstract.** Variable geometry gas turbines are engines designed aiming at peaking efficiency. Variable geometry compressor (Variable Inlet Guide Vane (IGV) and stators) as well as variable geometry turbine (variable Nozzle Guide Vane (NGV)) are usually used in these engines. For the simulation of such engines with variable geometries modeled by blocks (compressors, combustion chambers, turbines, ducts, etc.) it is required the performance characteristics of each component. For the turbine component the performance maps are usually the pressure ratio and efficiency versus corrected mass flow, for specified corrected speeds. As those set of curves depend heavily on the blade row geometry, e.g. stagger, opening, etc., for each stator angle position a set of curves is required. Usually up to ten turbine performance maps are required, each corresponding to one blade setting. The production of such maps is very expensive, since extensive tests are required. Nevertheless, turbine performance prediction may be reliably numerically predicted. This work uses the well-established Ainley-Mathieson correlations to design and calculate the performance of an axial turbine, at design and off-design, as well as for the performance prediction of that turbine with different NGV settings. With little extra work it is possible to adapt the used correlations to incorporate modifications suggested by other researchers to the Ainley-Mathieson correlations.

**Keywords** *gas turbines, numerical simulation, variable geometry, engine performance.*

## 1. Introduction

The gas turbine cycle performance is optimized at the design point of the engine, where the engine components are all well matched and operating at the high efficiency region. On the other hand, when the engine is operating away from its design point, that is, at off-design, the performance deteriorates because the components may be operating at regions of low efficiency. The bad matching between the components at off-design is probably because the areas of these components are calculated at the design point, therefore, limiting the operation in other conditions. Alternatives that allow the flow control of the components, such as variable geometry, are usually adopted in an attempt to improve the off-design efficiency (or matching) of gas turbines components. Variable geometry has been used in several components of the engine, such that: compressors, turbines, nozzle, etc. In this work is only considered variable geometry in turbines. Variable geometry in other components will be treated in future works.

There are several advantages when Variable Geometry Turbine (VGT) is used. The most important is that it can increase the compressor surge margin, lowering the operating line with an accompanying increase in mass flow at a fixed rotational speed. Additionally, varying the turbine flow, which may attenuate the engine efficiency deterioration, can do the thrust control of the engine. Variable area turbine can also be used coupled with a simpler inlet to solve the problem of the spillage drag (Roy-Aikins, 1988; Sirinoglou, 1992).

There is a limit for cycle improvement at off-design by use of variable geometry turbine, since the geometry variation in turbines affects the entire engine cycle. Changes of turbine area affect the engine cycle, improving the performance. However, a restriction should exist on the amount of area which can be changed, because limits on parameters such as surge margin, spool speed, etc, on the other components may be exceeded.

The analysis of variable geometry engines usually relies on cycle simulation codes, which are more flexible, faster and cheaper than experimental tools. The simulation can be considered the basis of all engine assessment. The most complete codes for engine simulation are based on blocks representing each of the engine components. In order to perform the simulation it is required that the performance characteristics of those components are available. The accuracy of the engine model is a function of the quality of these data. Usually these codes adopt some typical characteristic maps of the components available in the literature. This approach produces a fairly good simulation of the engine behavior. The problem appears when a variable geometry gas turbine needs being simulated, since the set of curves representing the component performance for each geometric change is necessary. These maps are very difficult to find in the open literature, since, in general, they are obtained by very expensive test campaign. An alternative is to introduce some sort of interpolation to the maps available in the literature for a fixed geometry, but this introduces a further approximation in the simulation and may not be adequate. Since tests are very expensive another possibility is to simulate the engine component numerically using, for example, in the case of turbomachinery, the streamline curvature method, Denton, 1978. The characteristic maps of a turbine are very time consuming to obtain in this way. The use of semi-empirical one-dimensional approaches seems to be a better option when very high precision is not an important

issue.

Ainley and Mathieson (AM) developed a method in 1951 that is the most known approach included in this class. It allows the performance estimation of a gas turbine stage under different conditions of speed and pressure ratio, making use of data obtained mainly from cascade tests, Ainley and Mathieson, 1951. The method is applied to axial flow turbines only. In spite of its age, this method and its variants are adopted in many important analyses, like in Rodi et al., 1980. Dunham and Smith, 1968, carried out a preliminary study of variable geometry turbine based on test results. They also predicted the mass flow and efficiency using the AM method. They concluded that this method presents a fairly good mass flow prediction but underestimated the efficiency loss, mainly because of a poor representation of the tip clearance loss. Other authors introduced improvements to the original loss model proposed in this method later.

Dunham and Came (DC) reviewed the Ainley-Mathieson method in 1970. This review has been made based on detailed comparison between the measured and predicted performance of a wide range of turbines designed at that time. As a result, improvements have been made in the formulas for secondary and tip clearance losses prediction (Dunham and Came, 1970).

In 1982, Kacker and Okapuu (KO) reviewed the AM method. In fact, they reviewed the complete loss model system proposed by AM and later on modified by DC. The proposed modifications were tested against experimental results where possible. The performance results were finally tested against design point efficiencies of 33 more modern turbines, designed for different manufactures (Kacker and Okapuu, 1982).

This work aims at programming of the well-established Ainley-Mathieson method, including the upgrades that followed in terms of the loss models, to obtain the performance maps of axial turbine at design and off-design, as well as for turbine with different NGV (nozzle guide vanes) settings. The performance calculation of the original method is conducted as far as the choking point is achieved. After that the corrected mass flow remains nearly constant when the expansion ratio increases, but the efficiency decreases. In this work the calculations were extended beyond the choking conditions for completeness.

The two upgrades to this method due to DC and KO, in terms of the loss model, quoted above, are available in the program too, at the choice of the code user. The authors had to decide for one of these models to accomplish the turbine maps generation, the scope of this work. The original AM model was adopted for the program validation purpose. For the sake of completeness, overviews of all three methods are in what follows.

Other loss models are intended of being implemented in the program in the future, as the one proposed by Craig and Cox, 1980, to allow a comparative analysis being carried out.

## 2. Ainley-Mathieson Method

The most important aspects of the AM method are in this section. The reader should refer to the full paper, Ainley and Mathieson, 1951, for complete details on the method. It makes use of data derived from the analysis of a large number of turbine tests and other associated test work, enabling the performance calculation of a turbine over wide range of its operating range. They claim that the tolerance on the absolute values of mass flow and peak efficiency is in the order of 2% for efficiency and 3% for mass flow, for the turbine they analyzed. The procedure is split into two parts. The first is the determination of pressure loss and gas outlet angle for each blade row, for a range of inlet conditions. The second is to fix a set of conditions at turbine inlet and its rotational speed and, for a fixed mass flow, to calculate the gas conditions at the blade edges. A complete turbine map may be calculated repeating the procedures for other initial conditions and rotational speeds.

The calculations are carried out at a 'reference diameter', assuming therefore that, in any one cross sectional plane the flow between adjacent blade rows, the total pressure, the total temperature and the axial velocity are the same.

At an intermediate speed curve, the flow properties may be obtained by interpolation from two other calculated curves.

The method assumes: (a) the gas Mach number does not influence the pressure loss coefficient in each blade row; (b) the gas incidence angle does not influence the gas outlet angle from a blade; (c) the specific heat at constant pressure and specific-heat ratio remain constant throughout.

### 2.1 Ainley-Mathieson loss model

The pressure loss is due to: (a) profile; (b) secondary and (c) tip or shroud clearance losses. The influence of blade thickness is taken into account by a multiplication factor to the summation of all losses, that is, to the total loss or loss factor. The losses are functions of blade inlet angle, maximum thickness, trailing edge thickness, pitch, chord, incidence and gas relative outlet angle. The influence of low Reynolds number is accomplished by a correction to the turbine efficiency. The total loss factor is:

$$Y_T = \{(Y_P + Y_S) f_{RE} + Y_{TC}\} f_{TE} \tag{1}$$

where

$$Y_P = \left\{ Y_{P(\beta_1=0)} + \left( \frac{\beta_1}{\alpha_2} \right)^2 \left[ Y_{P(\beta_1=-\alpha_2)} - Y_{P(\beta_1=0)} \right] \right\} \left( \frac{t/c}{0.2} \right)^{-\beta_1/\alpha_2} \tag{2}$$



$Y_{P(\beta_1=0)}$  and  $Y_{P(\beta_1=\alpha_2)}$  are the profile loss coefficient of a blade having  $\beta_1=0$  and  $\beta_1=\alpha_2$ , respectively, and same  $\alpha_2$  and  $s/c$  as the actual blade,  $\beta$  is the blade angle,  $\alpha$  is the air angle, the subscripts 1 and 2 the inlet and outlet blade edges,  $t$  the blade maximum thickness,  $c$  the blade chord,  $i$  the incidence angle,  $f_{RE}$  is a Reynolds number correction factor and  $F_{TE}$  is the trailing edge correction factor.

In the original paper, the tip clearance and secondary losses are bundled together:

$$Y_{TC} + Y_S = \left[ \lambda + B \frac{k}{h} \right] \left[ \frac{C_L}{\frac{s}{c}} \right]^2 \left[ \frac{\cos^2 \alpha_2}{\cos^3 \alpha_m} \right] \quad (3)$$

where

$$\lambda = f \left( \frac{\left( \frac{A_2}{A_1} \right)^2}{1 + \frac{I.D.}{O.D.}} \right), \quad A_1 = A_{n0} \cos \beta_1, \quad A_2 = A_{n2} \cos \alpha_2, \quad \frac{C_L}{\frac{s}{c}} = 2(\text{tg} \alpha_1 - \text{tg} \alpha_2) \cos \alpha_m, \quad \alpha_m = \text{tg}^{-1} \left( \frac{\text{tg} \alpha_1 + \text{tg} \alpha_2}{2} \right),$$

$k$  is the radial tip clearance, I.D. the hub diameter, O.D. the tip diameter,  $s$  the spacing,  $h$  annulus height and

$$B = \begin{cases} 0.5 & \text{for row with tip clearance} \\ 0.25 & \text{for row with shroud seal} \end{cases}$$

$A_{n0}$  and  $A_{n2}$  are the annulus area in reference plane upstream and downstream of the row, respectively.

The paper supplies curves fitted from experimental data for the calculation of, say, the gas outlet angle relative to each row, as function of the blade throat, pitch, and relative Mach number. These curves were represented by correlations in order to allow the programming.

## 2.1 Dunham-Came loss model

The work by Dunham and Came (1970) presents a critical review of AM method and makes comparisons between the measured and predicted performance of more modern turbines. Improvements to the AM method were needed because the turbines designed later were more heavily loaded, the flow was faster and the Mach numbers were higher than the turbines used as the basis for the AM method. The influence of Mach number was detected; therefore, the empirical formulae produced by AM for the losses were not appropriated. As Mach number increases, shock waves may appear. Thus, the additional losses due to the shock needed being considerate. In addition, a correction to both the profile and secondary losses accomplished the influence of Reynolds number.

Thicker wall boundary layer resulted in higher secondary losses. This was taken in to account correcting the value given by the AM method with geometrical and flow properties.

The new loss factor is, then

$$Y_T = \{(Y_P + Y_S) f_{RE} + Y_{TC} f_{TE}\} \quad (4)$$

where

$$Y_P = Y_{P(\text{Ainley-Mathieson})} \times (1 + 60(M_n - 1)^2) \quad (5)$$

$$Y_S = 0.0334 \times \frac{c}{h} \times \left( \frac{\cos \alpha_2}{\cos \beta_1} \right) \times Z \quad (6)$$

$$Z = \left[ \frac{C_L}{\frac{s}{c}} \right]^2 \frac{\cos^2 \alpha_2}{\cos^3 \alpha_m} \quad (7)$$

$$(Y_P + Y_S)_{\text{corr}} = (Y_P + Y_S) \left( \frac{\text{Re}}{2 \times 10^5} \right)^{-0.2} \quad (8)$$

$$Y_{TC} = B \frac{c}{h} \left( \frac{k}{c} \right)^{0.78} Z \quad (9)$$

$M_n$  is the relative Mach number at exit from blade row,  $f_{TE}$  is the trailing edge correction factor, and  $k$ , now, is given by

$$k = k_{(Ainley-Mathieson)} \times (\text{number of seals})^{-0.42} Z \quad (10)$$

The other parameters stand as before.

Tip clearance losses depend on the blade loading, size and nature of the clearance. In spite of the secondary flow being affected by the clearance, the secondary loss coefficient had been taken to be unaltered. The AM loss model uses linear dependence of loss on tip clearance for plain clearance. The DC model suggests that a power law should replace this dependence.

The AM performance prediction was satisfactory for typical aircraft turbines, but not for small, as observed by Dunham and Came, 1970. This has been corrected through a new formulation for the loss correlations, especially the secondary loss one. Provided the blades are competently designed, the DC loss model delivered more reliable results over wider range of turbine operation, according to them.

Dunham and Panton, 1973, analytically and experimentally studied four small axial flow turbines using this methodology, concluding that the AM method modified by DC loss model gives fairly good performance prediction.

### 2.3 Kacker-Okapuu loss model

The paper by Kacker and Okapuu, 1982, describes modifications to the AM and DC loss models and compares their results against the well-known ‘‘Smith’s chart’’, Smith, 1965, and against a more updated version of this chart. They claim to be able to predict the efficiencies of wider range of axial turbines of conventional stage loadings.

The losses are the summation of: (a) profile losses; (b) secondary losses; (c) trailing edge losses; and (d) tip clearance losses. The influence of Reynolds number was taken into account by a correction factor multiplied to the profile loss. Negative inlet angle, Mach number and associated shock wave, channel flow acceleration (supersonic drag rise) and compressibility influence the profile loss and were taken into consideration.

Kacker and Okapuu used the data of 33 existing turbines to validate their model. Inevitably, a comparison was made with the original AM method. They concluded that their method made a better prediction of the design point efficiencies of all turbines than the original AM method, and the reason was certainly that the turbines used for comparison were designed more recently and with higher loadings. Turbines with these characteristics were not correctly analyzed by the original AM method.

The total loss coefficient is then:

$$Y_T = Y_P \times f_{RE} + Y_S + Y_{TE} + Y_{TC} \quad (11)$$

where

$$Y_P = 0.914 \left( \frac{2}{3} Y_{P(AMDC)} \times K_P + Y_{Shock} \right) \quad (12)$$

$$Y_{P(AMDC)} = \left\{ Y_{P(\beta_1=0)} + \left| \frac{\beta_1}{\alpha_2} \left( \frac{\beta_1}{\alpha_2} \right) \left[ Y_{P(\beta_1=\alpha_2)} - Y_{P(\beta_1=0)} \right] \right| \left( \frac{t/c}{0.2} \right)^{-\frac{\beta_1}{\alpha_2}} \right\} \quad (13)$$

$$K_P = 1 - K_2 (1 - K_1) \quad (14)$$

$$Y_{Shock} = \left( \frac{\Delta P_t}{q_1} \right)_{Shock} \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{1 - \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \frac{1}{1 - \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (15)$$

$$K_1 = 1 - 1.25(M_2 - 0.2), \text{ for } M_2 > 0.2, \quad K_2 = \left( \frac{M_1}{M_2} \right)^2 \text{ and } K_1 = 1 \text{ otherwise} \quad (16)$$

$$Y_S = 1.2Y_{S(AMDC)} \times K_S, \quad K_S = 1 - K_3(1 - K_P), \quad K_3 = \left( \frac{1}{\frac{h}{b_x}} \right)^2 \quad (17)$$

$$Y_{S(AMDC)} = 0.0334 \times f_{AR} \frac{\cos \alpha_2}{\cos \beta_1} Z \quad (18)$$

$$f_{AR} = \begin{cases} \frac{1 - 0.25 \sqrt{2 - \frac{h}{c}}}{\frac{h}{c}}, & \text{if } \frac{h}{c} \leq 2 \\ \frac{1}{\frac{h}{c}}, & \text{if } \frac{h}{c} > 2 \end{cases} \quad (19)$$

$$Y_{TE} = \frac{\left( 1 - \frac{\gamma-1}{2} M_2^2 \left( \frac{1}{1 - \Delta \Phi_{TE}^2} - 1 \right) \right)^{-\frac{\gamma}{\gamma-1}} - 1}{1 - \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2 \right)^{-\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (20)$$

$$\Delta \Phi_{TE}^2 = \Delta \Phi_{TE(\beta_1=0)}^2 + \left| \frac{\beta_1}{\alpha_2} \right| \left( \frac{\beta_1}{\alpha_2} \right) \left[ \Delta \Phi_{TE(\beta_1=\alpha_2)}^2 - \Delta \Phi_{TE(\beta_1=0)}^2 \right] \quad (21)$$

$$Y_{TC} = 0.37 \frac{c}{h} \left( \frac{k^*}{c} \right)^{0.78} Z \quad (22)$$

$$k^* = k_{(Ainley-Mathieson)} \times (\text{number of seals})^{-0.42} \quad (23)$$

q is the inlet dynamic head, P is static pressure, P<sub>t</sub> is total pressure, γ is the specific heats ratio, b<sub>x</sub> is the axial chord

### 3. Turbine Geometry

#### 3.1 Turbine stage with variable NGV

The standard turbine stage under study is the one that has the stator pinned at the center of the blade, allowing rotation to change the outlet blade angle, β<sub>2</sub> as indicated in Fig. (1). It is seen that the same amount of blade turn alters the blade outlet angle. New blade setting requires the calculation of the blade opening and axial chord, what is done taking in consideration geometrical aspects only. It is considered that the blade turning is feasible, although neither indication of how the turning of the blade is accomplished nor the difficulties arising from it is described. Blades are considered having the appropriate aerodynamic profile, not indicated in Fig. (1).

#### 3.2 Test case

It is assumed that the turbine under study, the same single stage axial turbine adopted by Ainley and Mathieson, 1951, was previously designed, therefore its rotational speed and dimensions are available. The aerodynamic design of the turbine is outside the scope of this work. Table (1) shows the necessary data for the performance calculations, where t<sub>e</sub> is the blade trailing-edge thickness and e is the mean radius of curvature of convex surface of a blade between the throat and the trailing edge.

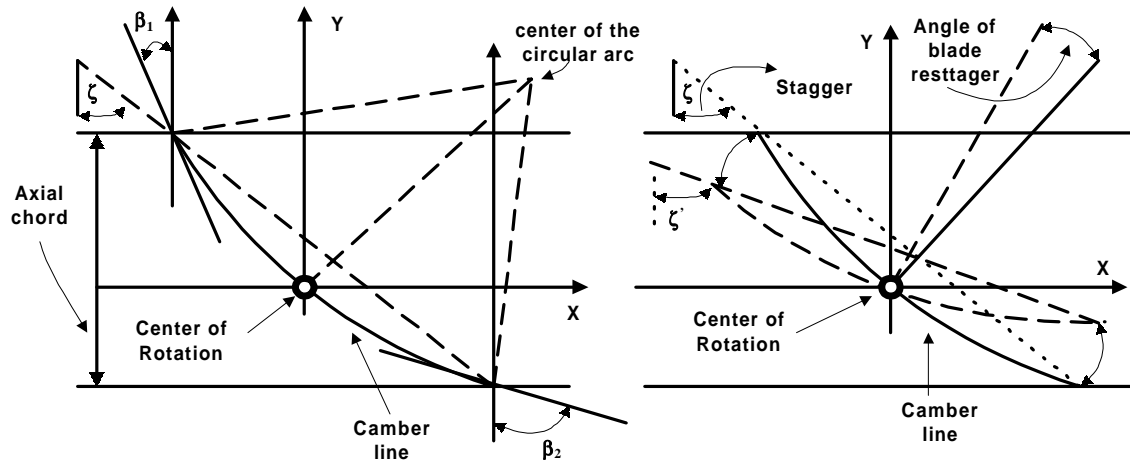


Figure 1. Blade geometry sketch.

Table 1. Turbine dimensions.

Parameter	Dimension	Stator	Rotor
Beta - inlet blade angle	degree	0	36
c - blade true chord	m	0.033782	0.02413
s - blade pitch	m	0.02493518	0.01806702
s/c	-	0.739	0.749
o - blade opening	m	0.0108966	0.0113538
e	m	0.0893064	0.0508
s/e	-	0.279	0.355
t/c	-	0.2	0.15
te/s	-	0.02	0.01
o/s	-	0.437	0.629
k - radial tip clearance	m	0	0.000762
h - annulus height	m	0.04445	0.04445
ID - inside diameter	m	0.2413	0.2413
OD - outside diameter	m	0.3302	0.3302
DM - mid diameter	m	0.28575	0.28575

#### 4. Performance Calculation

To carry out the performance calculations based on the AM method, a computer program, written in FORTRAN, was developed. Its major tasks are indicated in the simplified flowchart of Fig. (2).

The structure of the program is based on a fixed set of inlet conditions. Given the discharge pressure, the conditions at each blade edge are calculated progressively. Choking of the stator and/or the rotor is verified. If the rotor chokes first, all the properties within the turbine are fixed, occurring additional expansion outside the rotor without the production of work in the rotor. If the stator chokes first, the expansion continues in the rotor until it may eventually also choke, with additional work developed in the rotor. The stage efficiency is based on the actual turbine work and on the work the turbine would develop if all the expansion occurred inside the blade rows.

Note that, in general, opening the nozzles has a relatively small effect on the turbine stage flow, because the rotor is more nearly choked than nozzles. On the other hand, closing the nozzles causes them to choke first, and the calculated flow then varies in proportion to the nozzle area, Dunham and Smith, 1968. In the present case the rotor opening is circa of 10% larger than the nozzle opening.

#### 5. Results

Table (2) presents the main data used for the validation of the code, by comparison with the results obtained originally by Ainley and Mathieson, 1951. It is seen excellent agreement, since the errors are less than 1% for most cases, except for the efficiency where an error as high as 3.6% was observed. However, it is worth noting that the AM results may be considered more inaccurate in the sense they were carried out by hand calculations, and the iterative

processes were certainly concluded when tolerances higher than the ones used in this work were reached. The results for choked turbine could not be checked since the original AM method does not progress beyond this point.

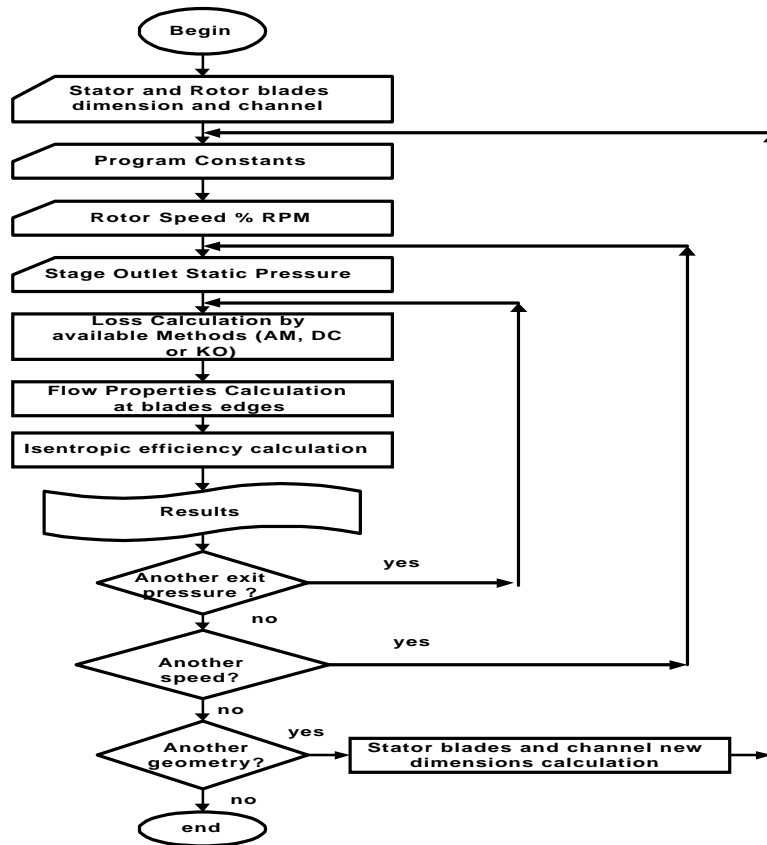


Figure 2. Computer program simplified flowchart indicating major tasks undertaken.

Table 2. Data used for the validation of the program

Mass flow	AM calculation	3.28	3.82	4.37	4.92	5.47
	This work	3.294	3.794	4.355	4.905	5.451
	% Error	0.43	0.68	0.34	0.30	0.35
Efficiency	AM calculation	0.745	0.855	0.88	0.8715	0.837
	This work	0.73	0.824	0.865	0.863	0.82
	% Error	2.0	3.6	1.7	0.97	2.0
Absolute total gas temperature at rotor outlet	AM calculation	1081.75	1069.75	1056.19	1039.24	1010.15
	This work	1081.2	1070.2	1056.3	1039.2	1011.1
	% Error	$5.1 \times 10^{-2}$	$4.2 \times 10^{-2}$	$1.0 \times 10^{-2}$	$3.8 \times 10^{-3}$	$9.4 \times 10^{-2}$
Absolute total head pressure at rotor outlet	AM calculation	252026	242062	229155	212297	182965
	This work	252028	242059	229164	212303	182959
	% Error	$7.9 \times 10^{-4}$	$1.2 \times 10^{-3}$	$3.9 \times 10^{-3}$	$2.8 \times 10^{-3}$	$3.27 \times 10^{-3}$
Mach number stator	AM calculation	0.345	0.423	0.505	0.61	0.791
	This work	0.353	0.419	0.504	0.61	0.785
	% Error	2.3	0.95	0.2	0.0	0.76
Mach number Rotor	AM calculation	0.239	0.289	0.349	0.425	0.563
	This work	0.240	0.287	0.347	0.424	0.561
	% Error	0.42	0.7	0.58	0.24	0.36
Gas outlet angle from Rotor	AM calculation	-47.3	-47.3	-47.3	-47.3	-47.31
	This work	-47.31	-47.31	-47.31	-47.31	-47.44
	% Error	$2.1 \times 10^{-2}$	$2.1 \times 10^{-2}$	$2.1 \times 10^{-2}$	$2.1 \times 10^{-2}$	0.28

The performance maps of the study case turbine, as shown on figures (3) to (6) below, were derived from the calculations performed by the computer program described previously. Starting with the basic geometry, identified as 0

degree of NGV turning, several stagger positions were used for the analysis. Only the ones corresponding to +5 degrees and -5 degrees are shown, for the sake of clarity of the graphics.

Figure (3) contains the characteristics of the basic turbine (0 degree of NGV turning), showing the corrected mass flow versus expansion ratio and efficiency versus corrected mass flow.

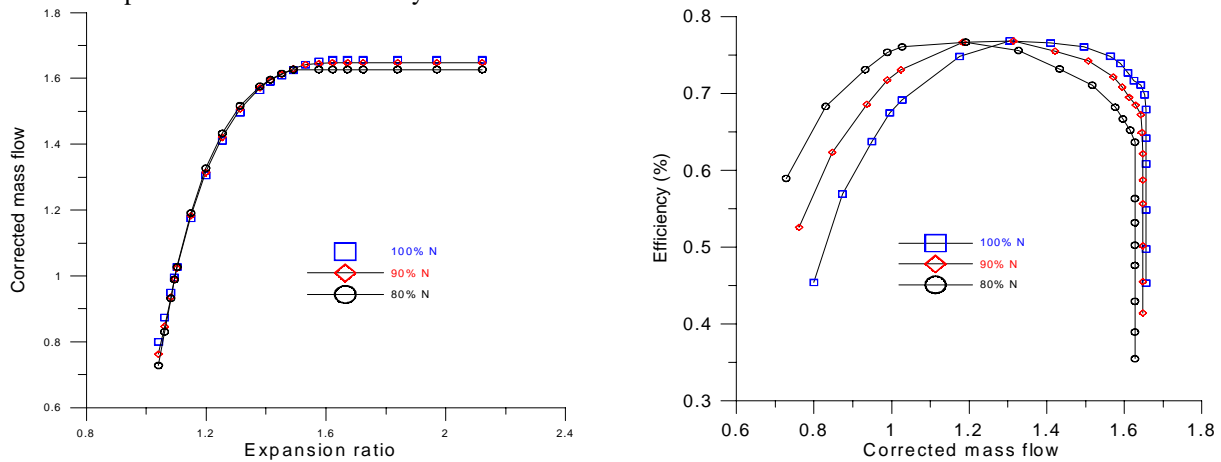


Figure 3. Variable geometry turbine – corrected mass flow and efficiency for stagger angle of 0 degree.

Figure 4 shows the characteristics of the same turbine in which the stagger has been altered by +5 degrees in the direction of increasing the throat area, therefore increasing the mass flow.

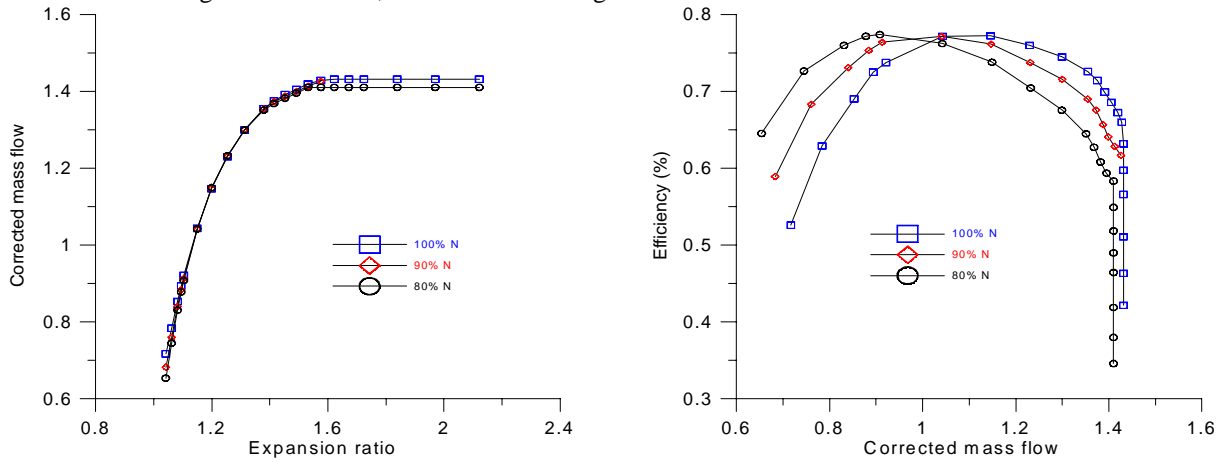


Figure 4. Variable area turbine – corrected mass flow and efficiency for stagger angle of 5 degrees.

Figure (5) shows the characteristics of the same turbine in which the stagger has been altered by -5 degrees in the direction of decreasing the throat area, therefore decreasing the mass flow.

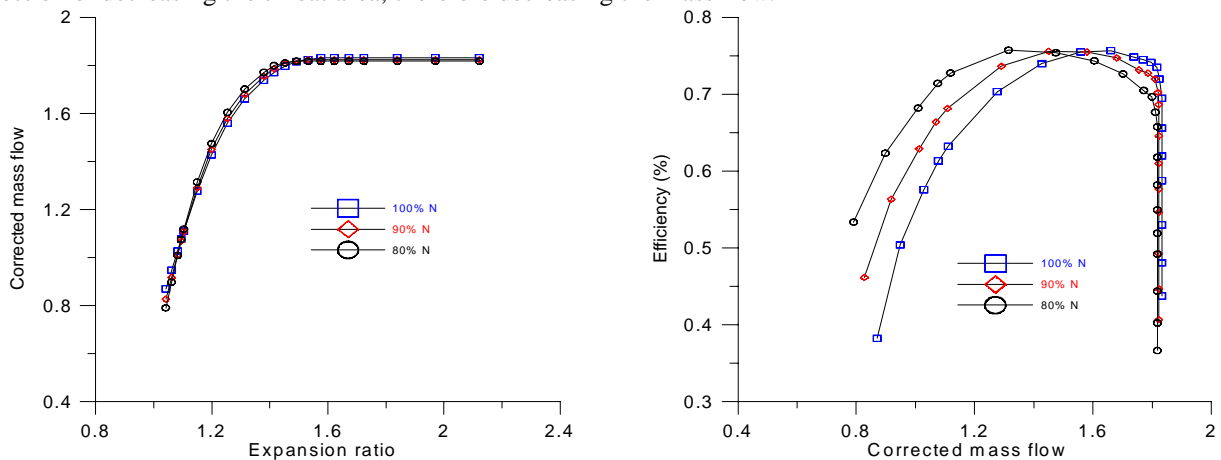


Figure 5. Variable geometry turbine – corrected mass flow and efficiency for stagger angle of -5 degrees.

On Fig. (6) the curves for the three NGV positions are superimposed. Only the design speed is shown, for the sake of good visibility.

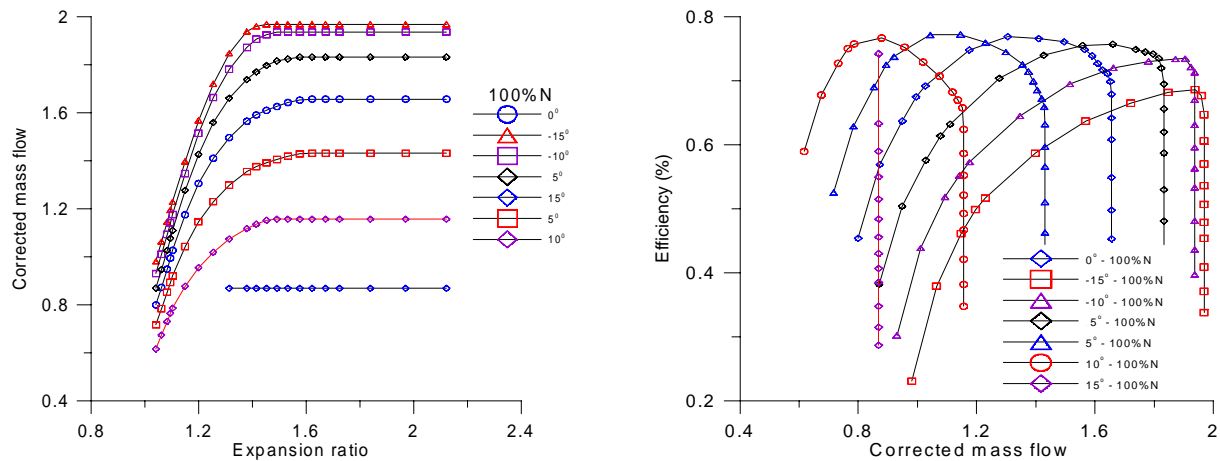


Figure 6. Corrected mass flow and efficiency for stagger angles of -15, -10, -5, 0, 5, 10 and 15 degrees, at design speed.

The curves for NGV angles of  $-15$  to  $15$  degrees are shown in Fig. (6). The curves for mass flow variation confirms the fact already mentioned that increasing the NGV angle, that is, in the direction of increasing the NGV area, results in a relatively smaller mass flow change, since the rotor is more prone to choke first than the nozzle. The tendency is that after a certain value of NGV angle there is no noticeable mass flow increase in the choke region of the curves.

It can also be observed that the curves representing the efficiency present a flat region of high efficiency, but this region is not so large since after the choke condition being achieved the efficiency drops sharply. This is a typical behaviour of a single stage turbine.

## 6. Conclusions

An analytical model for the performance prediction of an axial flow turbine was chosen and implemented in a computer program written in FORTRAN, that is able to analyze axial flow turbines with variable stator geometry. The computer program incorporates several loss models, from which the one to use can be selected at the user choice. In this work the Ainley and Mathieson model has been used and applied to the performance calculation of a single stage, variable NGV, axial flow turbine. Expansion ratio over 2.7 were considered, well in excess of the choking expansion ratio. The results were compared with the original work of Ainley and Mathieson, 1951 for validation purpose, showing good agreement as can be seen in Table (2).

Thus, a tool for prediction of performance maps for variable geometry (NGV) axial flow turbine has been developed, becoming possible the use of more realistic data due to the restagger of the NGVs in the research on variable geometry gas turbine engines by the authors.

## 7. Acknowledgement

The authors wish to acknowledge the grant received from Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) for the support of this research, under a Ph.D. scholarship.

## 8. References

- Ainley, D. G. and Mathieson, G.C.R., "A Method of Performance Estimation for Axial Flow Turbines", British ARC, R&M 2974, 1951.
- Craig, H. R. M. and Cox, H. J. A., "Performance Estimation of Axial Flow Turbines", Proc. Instn. Of Mech. Engrs, Vol. 185, Section 32, 1971, pp. 407 – 424.
- Denton, J. D., "Throughflow Calculations for Transonic Axial Flow Turbines", ASME, Journal of Engineering for Power, Vol. 100, 1978, pp. 212 – 218.
- Dunham, J. and Smith, D. J. L., "Some Aerodynamic Aspect of Turbine Design", In: Advanced Components for Turbojet Engines, AGARD CP 34, Part 2, 1968, pp. 21.1 – 21.15.
- Dunham, J. and Came, P. M., "Improvement to the Ainley/Mathieson Method of Turbine Performance Prediction", ASME, Journal of Engineering for Power, Vol. 92, 1970, pp. 252-256.
- Dunham, J. and Panton, J., "Experiments on the design of a small axial turbine", IMech Conference Publication N. 3, pp 56-65, 1973.
- Kacker, S.C. and Okapuu, U. "A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency", ASME, Journal of Engineering for Power, Vol 104, 1982, pp.111-119.
- Rody, F., Varetta, M. and Tomat, R., "Low Pressure Turbine testing", AGARD CP 293, 1980, pp. 30.1 – 30.13.

- Roy-Aikins, J.E.A. "A Study of Variable Geometry in Advanced Gas Turbines", Cranfield Institute of Technology, PhD Thesis, 1988.
- Sirinoglou, Alexander A. "Implementation of Variable Geometry for Gas Turbine Performance Simulation Turbomatch Improvement", Cranfield Institute of Technology, MSc. Thesis, 1992
- Smith, S.F. "A Simple Correlation of Turbine Efficiency", Journal of Royal Aeronautical Society, Vol. 69, July 1965, pp. 467-470.



## AN OVERVIEW OF VARIABLE GEOMETRY GAS TURBINES

Cleverson Bringhamti  
João Roberto Barbosa

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Departamento de Energia - 12228-901 São José dos Campos –SP Brasil  
[barbosa@mec.ita.cta.br](mailto:barbosa@mec.ita.cta.br)

**Abstract.** Gas turbines are usually designed to operate at optimized efficiency. When the engine is operating off-design there is loss of performance. This is primarily due to the rapid drop of the major cycle performance parameters with decrease in power, which may be aggravated by poor component performance. Variable geometry in key engine components offers the advantage of either improving the internal component performance or re-matching engine cycle to alter the flow-temperature-pressure relationships. This work stresses the importance and the necessity of variable geometry, its benefits in modern fighter aircraft, as well as the components which variable geometry can be incorporated to.

**Keywords** *turbines, gas turbines, variable geometry, overview.*

### 1. Introduction

#### 1.1. General

Several authors have analyzed the convenience of variable geometry in context with some application. In what follows, their most significant points of view and conclusions are put together in an attempt to revisit and review their research and to produce a consistent approach to the problem. As far as feasible, their words are unchanged to preserve their reasoning and conclusions unmodified.

Variable geometry has been used in compressors and propelling nozzle for many years in an attempt to improve the matching of gas turbines components at off-design. Variable geometry in compressors is used passively to improve the matching of the compressors stages whereas a variable-area propelling nozzle affects the matching of the entire engine by being able to move the operating line of a low-pressure compressor (LPC) or fan thereby permitting a greater excursion on the map. There is further potential for improved engine performance by the use of variable geometry in a turbine.

If future engines are to give performance levels much higher than those of present day engines, then some degree of flexibility has to be incorporated into the design of the engines. For instance, the operating point of the critical components may be controlled to fall in regions of the components performance maps, which will give an improvement in overall engine performance (Roy-Aikins, 1988).

A reason for poor matching of the components at off-design is that the area at inlet to the various components is determined from the flow conditions at the design point and operation with these areas at off-design restricts the range in which the operating point may fall on the component performance maps. So if these areas can be varied with flow conditions a better matching may be obtained.

Operation of the gas turbines require to satisfying the conditions of compatibility between the components. At the design point, the components are all well matched and therefore the cycle performance is optimized. When the engine is operating away from its design point, that is, at off-design, the performance is deteriorated because, to satisfy the compatibility equations, it is possible that the components may be badly matched such that one or more are operating in regions of low efficiency leading to poor engine performance.

Loss of thrust or increase in sfc (specific fuel consumption), or both, may be the end result. Future gas turbines, more those for aeronautical applications, will extensively use variable geometry components.

The off-design performance of a gas turbine can be significantly improved by the use of variable geometry in one or more components. The improvement may occur as a saving in fuel consumption, or an increase in output, or both, brought about by improvement in component performance and/or cycle parameters.

Variable geometry in compressors and turbines can be used to improve engine response. It is possible to modulate output at constant gas generator speed by using variable inlet guide or stator vanes to control the flow into a compressor. It may be necessary to use other power modulated devices to augment VIGV (variable inlet guide vane) or VSV (variable stator vane) power attenuation in certain parts of the power spectrum either to preclude a higher fuel burn due to low compressor efficiencies or to further modulate power when the vanes can no longer be rotated any further (Sirinoglou, 1992).

Gas turbine parameter corrections are important and used in performance analysis, diagnostics, and control design. These typically take the form of so-called dimensionless quantities derivable from dimensional analysis, which has been the primary technique for establishing the classical parameter corrections (Volponi, 1999).

## 1.2. Aircrafts

For supersonic propulsion, a high specific thrust is desirable in order to keep weight and frontal area down and hence drag. A high specific thrust results in a low propulsive efficiency, which is detrimental to good subsonic performance. Therefore, a compromise has to be struck in the selection of the cycle parameters for engines capable of supersonic propulsion. An ideal engine would be the one whose cycle can be varied to suit any given flight conditions. This requires active control of the cycle parameters, which can only be achieved by the use of variable geometry within the engine.

We have mentioned variable geometry only in compressors, turbine, nozzle, but there are other variable geometry items. The advances in aeronautics have been closely linked to the introduction of many different variable geometry features (Toll, 1963).

With fixed geometry engines there is only one flow-speed relationship for the various components of the engine. Though it is sometimes possible to design the components so that this flow-speed relation is acceptable, it is sometimes desirable to change this relationship in order to improve the performance of the whole engine. Turbine flow capacity can be changed in two ways either by re-staggering the stator blades or by restricting the annulus area. The most efficient way of controlling turbine entry flow is by stator stagger variations (Latimer, 1976).

In the case of aircraft, rapid response rates are needed both for maneuverability and safety. The requirements for civil and military aircraft are quite different. In the case of civil aircraft the basic reason for specifying response rates is the requirement for balked landing, but, apart from that, there is a little reason for rapid throttle movements. Military aircraft, and fighters in particular, must be able to change power settings very rapidly in air combat situations and a large number of throttle excursions will be experienced during a typical flight. A further problem that affects fighters is the extremely rapid changes of altitude and Mach number, which are encountered, leading to large changes in stagnation pressure and temperature at the engine inlet. During extremely rapid maneuvers, intake distortion could result, causing deterioration in the surge line, which would adversely affect handling characteristics.

The requirements to fly faster than the speed of the sound has resulted in increasingly sophisticated inlet designs with more and more use of variable geometry. Similarly, since the need for supersonic speed is usually of quite short duration, the afterburner remains the only logical design approach. Afterburners and variable nozzles have thus seen considerable development. The combination of inlet, engine and propelling nozzle represents a multi-variable propulsion system, requiring very complex controls to ensure efficient use of variable system. If the inlet is equipped with variable geometry and/or bypass ducting, it can be set up to minimize the pressure losses at the required airflow. The result is improved propulsion system performance and greater aircraft speed (Saravanamuttoo, 1983).

An aircraft, such as a commercial supersonic transport, that has widely diverse requirements, such as high specific thrust during climb and supersonic cruise and low specific thrust at take off, descent, approach, subsonic cruise and configured for low acoustic levels, require a propulsion system with wide operating flexibility which can be obtained through engine and inlet variable geometry (Steinmetz, 1987).

## 1.3. Industrial

A variable geometry power turbine was included in the Ford 702 turbine engine for the automotive application. Moveable power turbine nozzle vanes resulted in several engine vehicle operating advantages and disadvantages too. The relative importance of these advantages and disadvantages depends upon overall engine objectives and applications, as well as the aerodynamic performance of the variable-geometry power turbine stage (Rahnke, 1969).

## 1.4. Military

A trend in military aircraft is toward increasing thrust loading for improved maneuverability coupled with a requirement to extend subsonic cruise range at low power settings. Conventional gas turbine engine designed to meet these requirements must operate over large ranges of airflow between maximum power and cruise. As a result the inlets and nozzles designed for these engines cannot perform efficiently with the low engine airflow rates typical of subsonic operation. Variable turbine geometry offers a promising approach for obtaining both high thrust and efficient cruise performance by permitting large amounts of thrust modulation at constant airflow rates. Installed performance comparisons between a fixed geometry turbofan, a fixed geometry turbojet, and a variable geometry turbojet are made at typical subsonic cruise, supersonic cruise and combat flight conditions. A variable geometry turbine turbojet can offer substantial reduction in fuel consumption. The variable turbine was used to maintain design compressor operating point as the engine was throttled back to a cruise power settings. This resulted in improved thermal and propulsive efficiencies. There was a reduction in inlet and nozzle losses achieved by maintaining the engine airflow at the design level over a wide range of power settings. As a consequence, airplanes incorporating variable geometry turbojets will have the flexibility to provide good performance for a wide variety of missions (May, 1976).

## 1.5. Power plants

The current incentives for the study of variable cycle power plants may be stated in terms of the following broad headings: increasing thrust capability, improving fuel economy, reducing noise (Armstrong, 1976).

## 1.6. Marine

Westinghouse and Rolls Royce developed a marine gas turbine with variable area nozzle (VAN), which is used to control turbine capacity across the power range. This engine achieves a 30% fuel saving over existing simple cycle marine power-plant installations. In comparison to the US Navy's simple cycle propulsion engine, the engine has superior fuel efficiency not only at full power but also maintains this down to low power (Cox, 1995).

## 1.7. Trends

The trends of the propulsion requirements of future fighter aircraft is to use engines that have capability to change their cycle to match any current flight conditions. These variable cycle engines would incorporate some variable geometry features which would enable them to change the primary cycle parameters (Roy-Aikins, 1988; Yaffee, 1974; Yaffee, 1975; Johnson, 1976; Kamman, 1982; Plourde, 1983; Litchfield, 1987; Petty, 1987).

The present trend in fighter logistics is to deploy these aircraft flexibility to cover both offensive and defensive roles effectively. In addition to the traditional characteristics such as maneuverability, range, and payload, postulated mission requirements of future fighter aircraft will include high levels of supersonic persistence, reduced observable or stealth, and short take-off and landing capability (Roy-Aikins, 1988).

## 2. Variable Geometry

The amount of energy that can be added to the air entering a gas turbine combustor is proportional to the mass of air consumed, and for efficient combustion, the pressure of the delivered air should be quite high. The compressor should be able to provide a maximum of high-pressure air with minimum temperature rise while, at the same time, keeping within stable operation if a high overall engine performance is to be obtained. Therefore, the compression system is a key element in all gas turbine operations.

The compressor type commonly used in large gas turbines is the axial flow compressor due to its inherently high efficiency and small frontal area for a given airflow compared with those of centrifugal type. Some of these compressors have variable inlet guide vanes and stators, which permit the flow angles entering the downstream stage to change with rotational speed in order to improve their off-design performance. These can also be used to control the flow into the compressor at fixed rotational speed to improve engine response.

The axial flow turbine is used in the vast majority of gas turbine engines to drive one or more compressors and accessories, or to produce power to drive a load as in the case of shaft engines. The nozzle guide vane area is a critical part of engine design as its size greatly impacts the surging, acceleration, and sfc (specific fuel consumption) characteristics of the engine. The turbine is normally designed with the guide vanes choked over a wide range of operating conditions and this puts a restriction on the excursions that can be made on the compressor characteristics which in turn limits engine operational flexibility. Since a duty of the guide vanes is to direct the flow onto the turbine blades at the correct angle to produce a large component of force in the plane of the rotor, then ideally, the vane angle should vary the flow conditions but are normally kept fixed due to mechanical complexity. A variable geometry turbine can improve the matching characteristics of some of the engine components (Roy-Aikins, 1988).

### 2.1. Aircrafts

The high by-pass turbofan is used to power subsonic transport aircraft due to its low specific fuel consumption characteristics at cruise. However, loss of fan performance, especially at take off, could contribute to a larger less efficient core, which has an impact on cruise performance. Variable geometry components can be employed to improve the performance and flexibility of such engines. Some engines that were studied (Roy-Aikins, 1988; Schweiger, 1987) demonstrated improved performance over conventional engines at take off, cruise, and landing, by the use of variable geometry in critical components.

An application of variable geometry in which great interest has been developed is that of using compressor variable geometry to control the flow into a fan or compressor so as to modulate output at constant rotational speed. VIGVs (variable inlet guide vanes) and variable compressor stators have been in extensive use in gas turbines for quite a number of years but are chiefly employed to control the stability of compressors at low and intermediate corrected speeds. Controlling output at constant speed is highly desirable for vertical and short take-off and landing (V/STOL) aircraft control during take off, landing, hover, and emergency, for fast response (Roy-Aikins, 1988; Healy, 1979; Woollet, 1981; Pontonides, 1984).

There is the investigation of the possibility of using a variable geometry compressor in conjunction with other possible power modulation devices to control the power of helicopter turboshafts. With turbofans, VIGVs positioned to span only the outer annulus can result in a saving in engine weight and fuel consumption while at the same time providing the desired response (Roy-Aikins, 1988; Mann, 1987).

## 2.2. Shaft power

With shaft power cycles, the justification for the use of variable geometry need not be elaborated on as in the case of the aircraft gas turbines since these engines do not have to operate over a wide range of inlet temperatures (Roy-Aikins, 1988).

## 2.3. Vehicular

In an attempt to improve the part load performance and handling characteristics of regenerative gas turbines for road vehicular operation in particular, variable geometry has been used in the compressors and turbines of this class of engines. Large power augmentation can be obtained by the use of variable inlet guide vanes (VIGV) thereby permitting the use of a smaller engine, which gives lower losses at part load operation, resulting in improved fuel economy in addition to providing better acceleration characteristics. The variable geometry turbine can also be significantly improved. The part load performance of turboshaft engines sfc (specific fuel consumption) can be held down. Other operating advantages can also be obtained such as excellent starting, acceleration, and breaking characteristics (Roy-Aikins, 1988; Rahnke, 1969).

## 2.4. The Use of Variable Geometry Compressors

An axial flow compressor is usually made up of several stages, each with its own characteristics. Therefore, its performance characteristics greatly depend on the characteristics of the individual stages and their relative matching.

There are two important parameters, which affect the performance of axial compressors. These are the non-dimensional airflow and speed. Though an axial compressor can attain high efficiency, its inherently narrow range of operation poses some engine operational difficulties. As can be seen from Fig. (1), the useful flow range at any given speed may be limited by either a rapid change in pressure ratio with small changes of flow, or a marked drop in efficiency with changes of flow. There is also the possibility of unstable operation, that is, surging when the flow is decreased beyond a certain point.

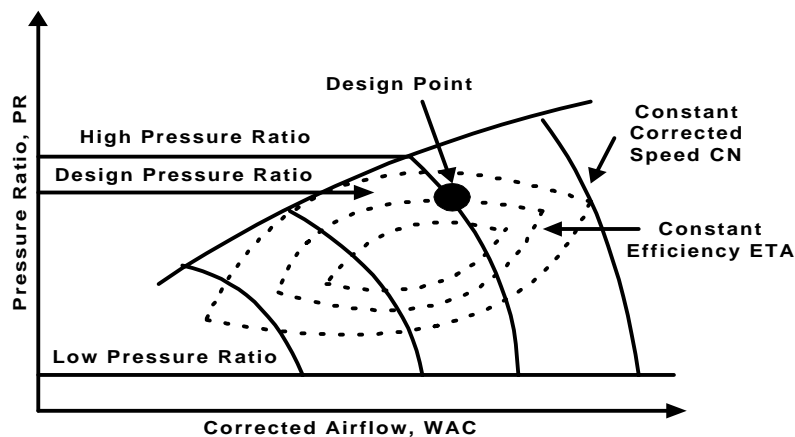


Figure 1. Typical Compressor Characteristics

A marked drop in efficiency also limits the useful speed range with changes in speed or by a large difference between the peak efficiency flow and the required flow at speeds appreciably different from the design. If the operating line intersects or runs as close to the surge line as possible at low and intermediate speeds, the engine will not be able to deliver the maximum power without some remedial action being taken. A closer look at stage performance at off-design will give an insight into the problem of performance degradation at off-design to which a solution can then be sought (Roy-aikins, 1988; Sirinoglou, 1992).

## 3. Variable Geometry Compressor

Variable geometry in compressors is used for surge control but it is finding increasing use in other areas of engine performance control.

As is shown in Fig. (2), the running line may be quite close to the surge line at low speeds at the nominal angle setting but by closing the IGV, the surge margin can be raised thereby increasing the margin for safe operation. It is possible that even though the surge margin may be adequate for safe engine operation, the compressor may be operating at low efficiency levels. The vane angles could be reset to give better efficiencies (Sirinoglou, 1992).

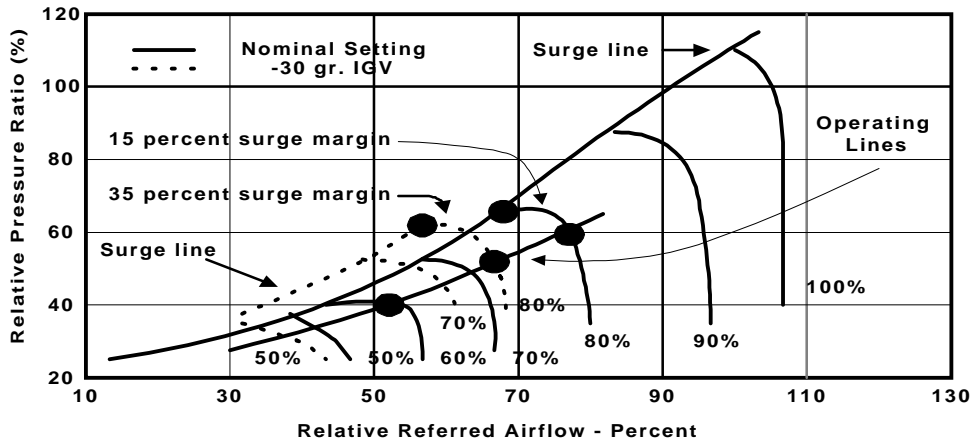


Figure 2. Effect of IGV angle on Surge Margin

An advantage of variable geometry compressors is that of reduced engine acceleration time.

The author also reports that the major drawback to the development of component-based engine models is the lack of available component data. The most troublesome component in this regard is the compressor because of the strong dependency of its performance on rotational speed. The computer program he uses has solved the above problem by incorporation of five standard compressor maps, which suffice for most purposes. The method is not adequate when the geometry of the component and especially of the compressor is variable. This happens simply because the compressor geometry changes, during the off-design course, the performance map also changes. That is, because as the stator angle changes, e.g. increases, the stage area drops and thus the mass flow decreases and the inlet pressure increases. This phenomenon, which is shown in Fig. (3), causes the non-dimensional mass flow at the compressor inlet to drop quickly and the pressure ratio to decrease more slowly (Sirinoglou, 1992).

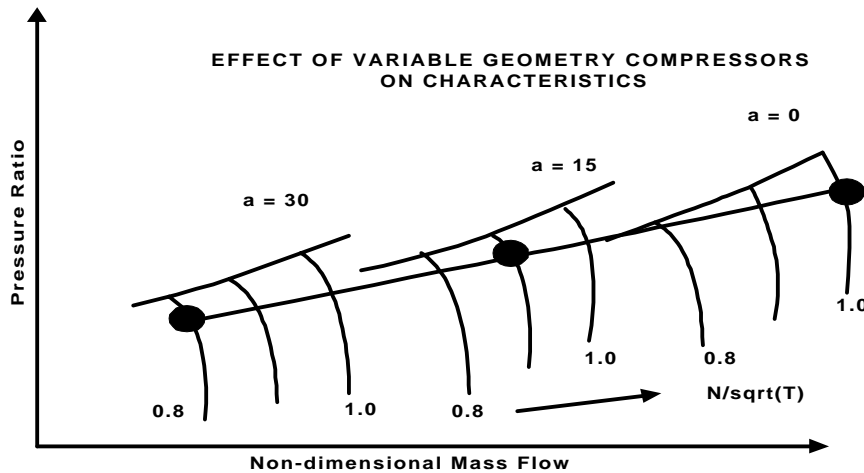


Figure 3. Compressor Performance map and the Stator angle increase

Thus, a different technique for estimating compressor performance might be introduced so that the scheme is adequate under the new circumstances, when the user demands a variable geometry compressor. There is a choice of two possible methods of estimating variable geometry compressor performance; a relatively simple one where having established a component-based engine model, the influence of specific modes of component degradation on overall engine performance can be investigated by appropriately modifying the individual component performance maps. This is a scaling technique, based on the idea of scaling a compressor map given initially at the design point to produce a suitable map, which will suffice for the operation of the changed geometry's compressor during off-design calculations. The second method has been considered a relatively new modeling technique, which utilizes individual stage performance characteristics to synthesize overall compressor performance by a "stage stacking" method. This enables the performance of variable geometry axial compressors to be estimated more accurately (Sirinoglou, 1992).

This is the technique under development by the authors of this paper, which seems to produce better engine modeling.

#### 4. Variable Geometry Turbine

The restriction put on the matching characteristics between a compressor and a turbine by a fixed geometry turbine is partly responsible for the poor part load performance of gas turbines engines (Sirinoglu, 1992). Any improvement in off-design performance would require some degree of flexibility within the engine, but the specified mode of operation will determine whether this flexibility should be provided by the compressor, or turbine, or both. Since variable geometry in compressors is deployed passively, it can only affect the internal performance of geometry in turbines affects the entire engine cycle as it is active in nature, so therefore, there is a scope for cycle improvement at off-design by the use of such turbines. The three most important variables that determine the off-design characteristics of any gas turbine are: airflow, turbine entry temperature (TET) and overall pressure ratio. Airflow and turbine inlet temperature primarily determine the output of the engine whilst TET and overall pressure ratio dictate the level of cycle efficiency and hence, sfc. The components of any gas turbine engine match such that a specified combination of these three variables gives a unique combination of output and sfc, but the type of engine and/or control method may impose a restriction on the possible combination of these three variables at off-design. The variable geometry turbine, within certain limitations, can alter the flow-temperature-pressure ratio matching characteristics of a gas turbine such that any of these variables, or a combination of them, can be controlled to improve cycle performance (Alves, 2000).

Since a change of turbine area affects the engine cycle, there may be a restriction on the amount of area change used, because limits on variables such as surge margin, spool speed, etc, on the other components may be exceeded. Also, a turbine shares the work to drive the compression system with other turbines in a multi-spool engine. In jet engines, the nozzle is also involved in the pressure ratio split. Therefore, employing a variable area turbine may require one or more of other components in the expansion system to vary its area as well.

The inlet of an aircraft engine has airflow characteristics independent of that of the engine and when the two are installed in the aircraft, they will match efficiently at some operating point whereas a mismatch at other points could lead to excessive drag on the aircraft with poor system performance. This is most critical for high Mach aircraft, especially when flying at subsonic speeds where the engine has been throttled back considerably. With high-speed aircraft, the inlet would normally be sized to pass the maximum airflow encountered at altitude, and this is most likely to occur at high Mach number and most probably with the afterburner on. The nozzle area will be large and therefore aft-end drag will be minimal. At the low power settings required for subsonic cruise, the inlet air handling capability exceeds the engine demand and therefore some air is spilled around the intake resulting in a large increase in drag. Also, the exhaust nozzle area, if variable, will have to close down due to lower exhaust flow, giving rise to a large aft-end drag.

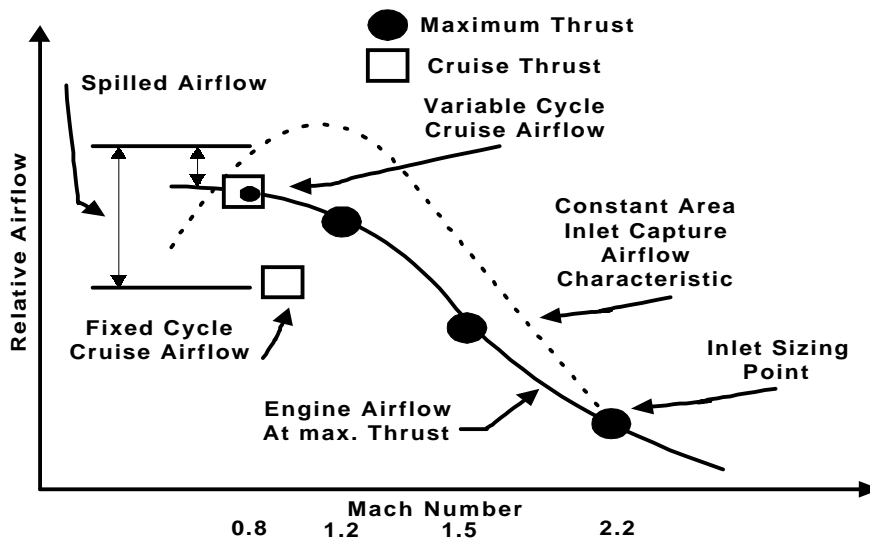


Figure 4. Inlet-engine airflow characteristics

Figure (4) shows the problem of inlet-engine incompatibility. Spillage drag can be eliminated if the fan or LP (low pressure) compressor can be controlled with the aid of a VGT (variable guide turbine) to swallow all the airflow passed by the inlet, as shown by dashed line, or can be reduced if the engine airflow is scheduled to follow the solid line. In both cases, the aft-end drag is reduced, since the exit area is larger to pass a higher mass flow. This problem of inlet-engine mismatch is solved in present day aircraft systems by use of complicated variable geometry inlets. A variable area turbine coupled with a simpler inlet could be more attractive.

Another promising operating advantages of the VGT (variable guide turbine) is that of surge control. Variable geometry compressors are used extensively in current engines to raise the surge line at low and medium spool speeds but at the expense of a reduction in airflow at a given spool speed. If low speed operation is caused by flight Mach

number, then the available power is reduced. On the other hand, a VGT can be used to lower the operating line with an accompanying increase in mass flow at fixed rotational speed, as indicated by (Roy-Aikins, 1988; Sirinoglou, 1992).

The VGT (Variable Gas Turbine) is an equally strong candidate for surge control as is the variable geometry compressor. Since the deployment of both compressor and turbine variable geometry to control surge could be restricted by limits on some variables, a combination of variables geometries in these two components could be used effectively for surge control such that no limits are encountered.

It may not be possible for a gas turbine to deliver more thrust or power at certain operating conditions as a result of one or more components reaching an operating limit. The limits encountered are usually spool speed and TET. Figure (5) is an illustration of possible restrictions put on engine performance for a particular flight envelope.

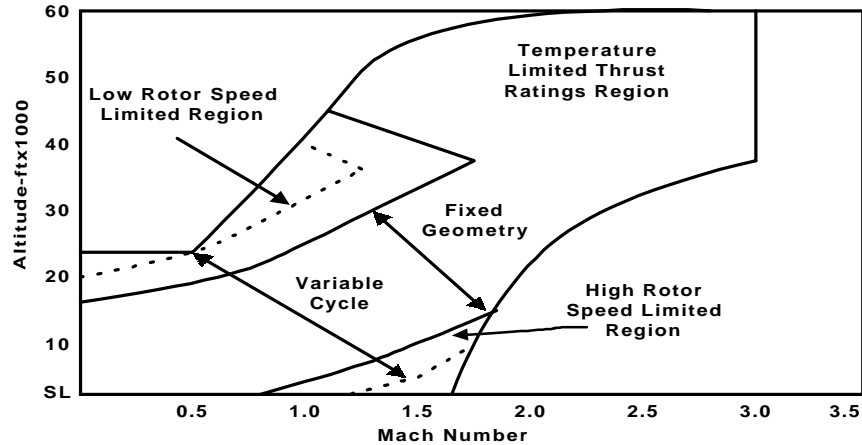


Figure 5. Extension of flight corridor by operating at engine limits

Since a nozzle, either propelling or turbine, immediately downstream of a compressor turbine controls turbine work function, a VGT can be used to improve engine performance by increasing one or more variables while keeping the limiting variable at bay (Roy-Aikins, 1988; Sirinoglou, 1992).

**6. VARIABLE NOZZLE**

The nozzle behind it controls the working line of a compressor. A very close control can be obtained if the size of the nozzle can be varied. Variable nozzles are usually heavy and therefore the weight penalty often out-weighs the performance advantage. For engines with afterburning, that provides extra thrust for short duration and often used on military aircraft, some nozzle variation is necessary to ensure that afterburning is effective. If a fully variable nozzle is provided then it can be used to control the fan working line with afterburning off, as well as to control the engine operation with afterburning on. Modern low by-pass ratio military engines employ variable nozzle for these purposes (Curnock, 1993).

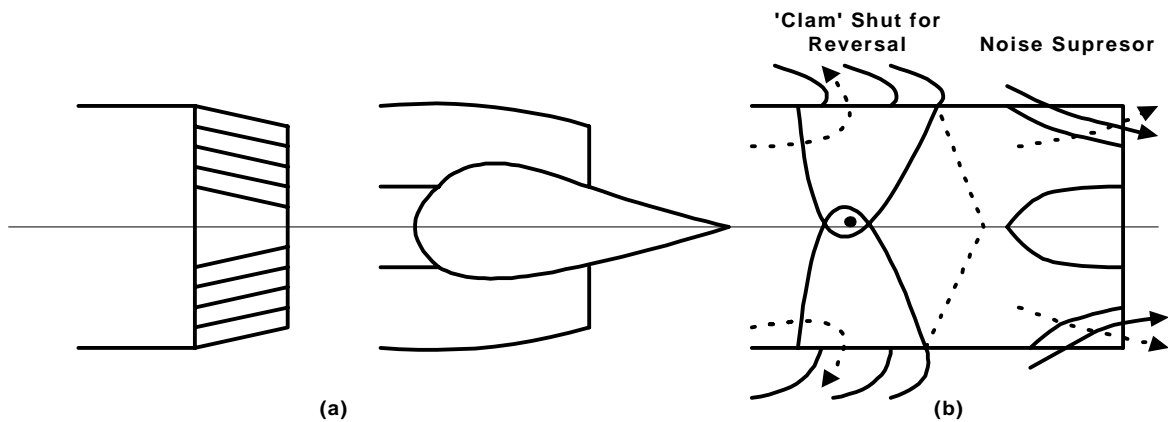


Figure 6. Variable area (iris and central plug), thrust reversor and noise suppressor

Features that can be incorporated:

- a) Variable area, which is essential when an afterburner is incorporated. Earlier engines sometimes used variable area to improve starting performance, but this is seldom necessary today. Figure (6) illustrates the 'iris' and 'central plug' methods of achieving variation of propelling nozzle area.
- b) Thrust reversor, to reduce the length of runway required for landing, used almost universally in civil transport aircraft. Figure (6) illustrates a thrust reversor.
- c) Noise suppressor. Most of the jet noise is due to the mixing of the high velocity hot stream with the cold atmospheric air. Its intensity decreases as the jet velocity is reduced. For this reason the jet noise of the turbofan is less than that of the simple turbojet. In any given case, accelerating the mixing process can reduce the noise level and this is normally achieved by increasing the surface area of the jet stream. Figure (6) illustrates a noise suppressor.

With most modern compressors surge is likely to be encountered at low values of  $N/\sqrt{T}$  (non-dimensional speed) and is less of a problem at high rotational speeds. To overcome the problem it is necessary to lower the running line locally in dangerous regions of operation. One common method of achieving this is blow-off, where air is bled from some intermediate stage. Compressor blow-off clearly involves a waste of turbine work, so that the blow-off valve must be designed to operate only over the essential part of the running range. Furthermore, it may be difficult to discharge the air when space around the engine is at a premium as in a nacelle. An alternative to blow-off would be variable area propelling nozzle in a jet engine.

One of the major advantages of variable nozzle is that it permits selection of rotor speed and turbine inlet temperature independently; or in terms more relevant to an aircraft, of airflow and thrust. This is a valuable feature for an engine that has to operate over a wide range of intake temperature that produces significant changes in non-dimensional speed and mass flow (Saravanamuttoo, 1996).

The area of the jet nozzle is critical, since it affects the backpressure on the turbine and hence the rpm, thrust, and exhaust gas temperatures. Decreasing exhaust nozzle area a small amount will sharply increase the exhaust gas temperature, pressure, and velocity, and will also increase thrust.

Since the high velocity exhaust gas shearing through the still air produces the noise, it follows that if the exhaust velocity is slower and the mixing area wider, the exhaust noise levels can be brought down to the point where a sound suppressor is not necessary. The exhaust gas velocity of a turbofan is slower than a turbojet of comparable size because the turbine to drive the fan must remove more energy. The fan exhaust velocity is relatively low and creates less of a noise problem.

The noise generated by this effect occurs when the rapidly moving compressor blades, generating high-frequency pressure fluctuations, cut the columns of air created by the compressor inlet guide vanes. Further noise reductions are achieved by lining the fan shroud with acoustical materials, thus dampening the pressure fluctuations by gearing the fan speed down, and by spacing the outlet guide vanes farther away from the fan. For these reasons, fan engines in general do not need sound suppressors (Treager, 1998).

## 7. Conclusions

Improvement may occur at off-design performance of gas turbines by the use of variable geometry. These improvements can be: saving in fuel consumption, increase in output, or both. Rapid engine response may also exist.

For a given output saving in fuel consumption can be obtained by the use of the variable area turbine, because de pressure ratio and maximum cycle temperature can be maintained at the design value, or at a high level than that obtained with conventional fixed geometry engines, through the control the operating line on a compressor.

Variable inlet guide vanes can be used to control the flow into a compressor and with this is possible to modulate the output at constant gas generator speed.

When compressor design point is fixed over a wide range of operating conditions and power settings the installed performance can be improved. This can be done using both a variable area turbine and a variable area propelling nozzle. The result of this is a reducing inlet and aft-end losses given a higher thrust and reduction in specific fuel consumption levels.

## 8. Acknowledgements

The authors wish to thank the Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) for the support of this research, under a Ph.D. scholarship.



## 9. References

- Alves, M.A.C., Carneiro, H.F.F.M., Barbosa, J.R., Traviero, L.E., Pilidis, P., "An Insight on Reheat Gas Turbine for Combined Cycle", Paper S24P01 ENCIT 2000, 3-6 oct. 2000, Porto Alegre-RS, Brazil, 2000.
- Armstrong, F.W. and Highton D.R. "Some Aspects of Variable Cycle Propulsion System", AGARD CPP-205, 1976.
- Cox, John C., Hutchinson David, Oswald James I. "The Westinghouse/Rolls-Royce WR21 Gas Turbine Variable Area Power Turbine Design" ASME 95-GT-54, 1995.
- Curnock, B. Rolls-Royce PLC UK, "Gas Turbine Engine Steady-State behavior", Von Karman Institute, Lecture Series, 1993.
- Healy, H.S., "V/STOL Performance Comparisons with Variable Pitch and Variable Inlet Guide Vane Fans: A Report on Experimental Data", AIAA-79-1286, June 1979.
- Johnson, J.E., "Variable Cycle Engines – The next Step In Propulsion Evolution?". AIAA-76-758, 1976.
- Kamman, J.H. , Perryman, D.C., "Propulsion System Requirements for advanced Fighter Aircraft". AIAA-82-1143, 1982.
- Latimer, R.J. "Variable Flow Turbines" AGARD cpp-205, 1976.
- Litchfield, M.R., Philpot, M.G., "An Examination of the impact of potential Advances in component Technology for Future Military Engines". AGARD CP 421, Paper No. 3, May 1987.
- Mann, D.L., "Appraisal of an advanced Turboshaft Engine Control System Concept Using Performance Synthesis Methods", Cranfield Institute of Technology, M.Sc. Thesis, September 1987.
- May Jr. Robert J. , Tall Wayne A., Bush H. Ivan "Potential Improvements in Engine Performance Using a Variable Geometry Turbine" AGARD cpp-205, 1976.
- Petty, J.S., Henderson, R.E. "A Coming Revolution in Turbine Engine Technology". AGARD CP 421, Paper No. 1, May 1987.
- Plourde, G.A., Sims, R.E., Cea, R.A. "Fighter Engine Cycle Selection". AIAA-83-1300, June 1983.
- Pontonides, H.C., Mebes, M.J., "Effect of Variable Inlet Guide Vanes on Operating Characteristics on Tilt Nacelle Inlet/Powered Fan Model", AIAA-84-1398, 1984.
- Rahnke Christian J. "The Variable-Geometry Power Turbine" , Society of Automotive Engineers, International Automotive Engineering Congress, Detroit, Mich. January 13-17, 1969.
- Roy-Aikins, J.E.A. "A Study of Variable Geometry in Advanced Gas Turbines", Cranfield Institute of Technology, 1988.
- Saravanamutto, H.I.H. and MacIsaac, B.D. "An Overview of Engine Dynamic Response and Mathematical Modeling Concepts", AGARD cp-324, 1983.
- Saravanamutto, H.I.H. "Gas Turbine Theory" , 4TH Edition, 1996.
- Schweiger, F.A., "Dual Cycle Turbofan Engine", AIAA-87-2102, 1987.
- Sirinoglou, Alexander A. "Implementation of Variable Geometry for Gas Turbine Performance Simulation Turbomatch Improvement", Cranfield Institute of Technology, 1992.
- Steinmetz, R.B. and Hines, B.G. "Engine Variable Geometry Effects on Commercial Supersonic Transport Development", AIAA-87-2101, 1987.
- Toll, T.A., Polhamus, E.C and Aiken, W.S.Jr. "Nasa Variable Geometry Research", Twenty-Second Meeting of the Flight Mechanics Panel, Torino, Italy, 16-19 April, 1963.
- Treager, Irwin E. "Aircraft Gas Turbine Engine Technology", third edition, Glencoe McGraw-Hill, 1998.
- Volponi, A.J. "Gas Turbine Parameter Corrections", Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 1999.
- Yaffee, M.L. "Propulsion Research Emphasis Shifts", Aviation Week and Space Technology, July 14 1975, pp 46-49.
- Yaffee, M.L. "Variable Cycle Jet Engine Seen Next", Aviation Week and Space Technology, April 29 1974, pp 40-43.
- Woollet, R.R., "Thrust Modulation Methods for a Subsonic V/STOL Aircraft", AIAA-81-2633, December 1981.

# AN INSIGHT INTO THE ELECTRICITY MARKET IN BRAZIL - THE GAS TURBINE POWER GENERATION

## João Roberto Barbosa

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Departamento de Energia 228-901 São José dos Campos – SP – Brazil  
barbosa@mec.ita.cta.br

## Ricardo Salgado Martins

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Departamento de Energia 228-901 São José dos Campos – SP – Brazil  
ricardo.martins@elpaso.com

**Abstract.** Besides the use of gas turbines for aeronautical propulsion, industrial application may increase in the near future due to the new policies for electricity production in Brazil. Power plants having gas turbines as prime movers or peak generation are options when commissioning is required in short period, as it seems to happen these days. Ordering new gas turbine based powerplants may be solution for electricity shortage but it is required that adequate economical studies precede the placement order if the cost or the generated electricity has to be competitive. This work describes a methodology for the cost analysis of generating electricity in either a gas turbine based powerplant or a based on a combined cycle. The size, in terms of generated power, is also analysed.

**Keywords:** gas turbines, energy and thermal systems, production management.

## 1 Introduction

The use of gas turbines in Brazil is mostly limited to aeronautical applications. The crude oil industry has been the most important market for these equipments applied to power generation. The enormous sources of streams have shaped the characteristic of the Brazilian electricity power sector essentially hydro. Investments in the last ten years were very limited to keep pace with the electricity demand, causing in these days urgent need to rapidly increase the amount of electricity generation. Natural gas fueled gas turbine power plants are the most adequate means. The Brazilian market is entirely new as far as thermal power plants running on gas turbines are concerned. Recently the electricity generation in the whole country was government responsibility. Costs were not always the major concern. Nowadays, with the privatization and the new regulation and market rules of the power sector, means for viability assessment of power plants that have to compete in the privatized market became a must.

On the other hand, there are other interests on gas turbines like for aero propulsion. It has been the Aerospace Technical Center's (CTA) concern the development of national expertise on such machines. Since the aero application is very restricted, if there were considerable demand for industrial application an environment for the development of local expertise could be set out. The use of gas turbines in Brazil was always thought as a necessary condition for the local development of gas turbine related industries. Therefore the need of specialized human resources caused the gas turbine program to be developed at CTA. The technical aspects of aero gas turbines have been studied for decades at CTA. Industrial applications, specifically for the electric power generation, are only now being studied due to the urgent need for new power generation, stimulated by the new policies that facilitate prediction.

In the past, the lack of policies for the electricity market in Brazil caused the difficulty of gas turbines application as prime movers, since the fuel was charged in dollars and the electricity in national currency. With the establishment of a competitive environment and, in addition to the urgent need to increase the power generation in the whole country to support the increasing on consumption, the scenario for the simulation of thermal power plants is set out.

A comprehensive reference list is available at Martins (2000).

## 2 Today's scenario

The Brazilian electric sector restructuring process aims at the reduction of the State's role in undertakings. New entities were created to define new rules, which will support the system expansion through private investments and their follow-up. This restructuring affected the sector's perspectives in particular, creating several opportunities for thermal power plant projects. In fact, these opportunities generated an enormous market for natural gas fired power plants, due to the many advantages offered by that fuel. Large investments are needed. Therefore best projects are sought.

At the present stage of the restructuring process, since the new policies allow investments not centralized on large power plants, that is, smaller units can be installed where there is more profitability, a means of cost assessment became a must. In such an environment, methods capable of evaluating the performance and the risk exposure of those investments became an important tool. A risk model to assess a power plant risk exposure shall take into consideration the following main items:

a) The long-term failure may shut down the power plant for a considerable period, which, for the purpose of this study was considered one month or more;

b) Because electricity will be commercialized in the spot market, the model also must analyze the risk and the benefits associated to the spot price volatility and also the dispatch schedule.

The spot prices variation is very important because it gives rise to the possibility of high earnings and to the indication of the future energy commercialization price contracts. On the other hand, forced long shut down periods may cause serious cash flow problems to the power plant companies.

This paper sets forth to define means of evaluating some risk involved in thermal power plant operation, measuring the most important ones and showing their effects upon a given project cash flow. Then, among the several kinds of risks that thermal power plant projects are exposed to in the Brazilian electric market, two were selected, namely: **market risk**, represented by spot price volatility, and **the long term equipment risk failure**, such as in cases when the plant has an outage for more than one month.

### 3 Statement of the Problem

The repowering of a conventional steam thermal power plant with last generation gas turbines is being considered as a competitive strategy by electricity generation companies, because it is possible to transform inefficient electrical power generation into modern and low operational cost one.

The substantial performance improvement achieved by repowering gives rise to relative pollutant emissions reduction in the atmosphere and an increase in the effective power generated up to three times the original figure.

In this context, it would be of much importance that a methodology that is applicable to the assessment of new power plants could be also applicable to the repowering.

To prove the applicability of the developed methodology, it has been analyzed the repowering of a 32 MW conventional steam power plant with 2 gas turbines (54 MW).

The study constraints are: power plant connected to the Southeast-Central west subsystem, turn-key purchase, 30° C ambient temperature, base load, no ship-or-pay on the natural gas and inflexibility of 70% of the maximum generation capacity due to the take-or-pay contract for natural gas fuel supply.

### 4 The methodology

A methodology was set to analyze existing steam cycle power plants repowered with gas turbines and to analyze new projects, such as the modern power plants powered by gas turbines for peak operation or the combined cycle power plants operating at base load.

Two procedures for the evaluation of the risk of thermal power plants in Brazil were studied. The first refers to the deterministic and stationary analysis for the identification of the minimum electrical energy generated by a thermal power plant. The second, which is a complimentary analysis to the first methodology, consists of a probabilistic analysis of the technical and economical risks for a thermal power plant working with a portfolio of contracts and linked to the Brazilian national grid. The model existing for the economic analysis and risk, in 1998, is good for the evaluation of new power generation projects but was not able to create more adverse situations than the generated by the economic analysis, what implies the inability to measure risk of profitable projects. The model that has been developed and is used in this work is able to detect the effects of extended technical failures in the plant performance. Therefore, the new type of analysis may show worse situations than the ones reported by an economical analysis. It is then possible to measure the risk of a profitable project in a deterministic way.

The first methodology allows the calculation of the minimal price for the power plant contracts. The second methodology permits the calculation of the risk. The risk is dependent on the spot market volatility and to the lack of availability. in the case of one or several outages with lapse greater than one month.

#### 4.1 The minimum price

The economic viability of thermal generation of electricity relies on the prices of the energy, that is, either the fuel or the generated electricity. These are not the only factors that influence the electricity price. There are others equally important, e.g. the plant thermal efficiency, its capacity factor, the operational costs of the generating unity, financial costs for the project and for the investment. A deterministic mathematical model (Martins, 1999, 2000) was developed that includes: a) the price of the electricity, b) the price of the fuel, c) the operational and maintenance costs, d) the cost of investment, e) the fiscal and accountant variables. Main input data for the model are:

- 1) Installed MW;
- 2) Power Specific Cost (\$/MW);
- 3) Plant Thermal Efficiency based on the fuel heat rate;
- 4) Discount rate applicable for the project;
- 5) Operating and Maintenance Costs with allowance for the payback;
- 6) Lapse time to recover the investment;
- 7) Taxes (Social and Revenue);

- 8) PIS and COFINS;
- 9) Other applicable taxes;
- 10) Rate of Account Depreciation.

The methodology permits a quick evaluation of the tariff that makes the net present value (NPV) null after the considered elapsed time; the fuel tariff that makes the NPV null for the assigned conditions; the total investment that makes the NPV null for considered elapsed time; the rate applicable to the cash flow that makes the NPV null for the considered elapsed time. All these indicators may be calculated deterministically from the cash flow. The sensitivity analysis may be calculated from the capacity factor.

Figure (1) shows the components in a pictorial view.

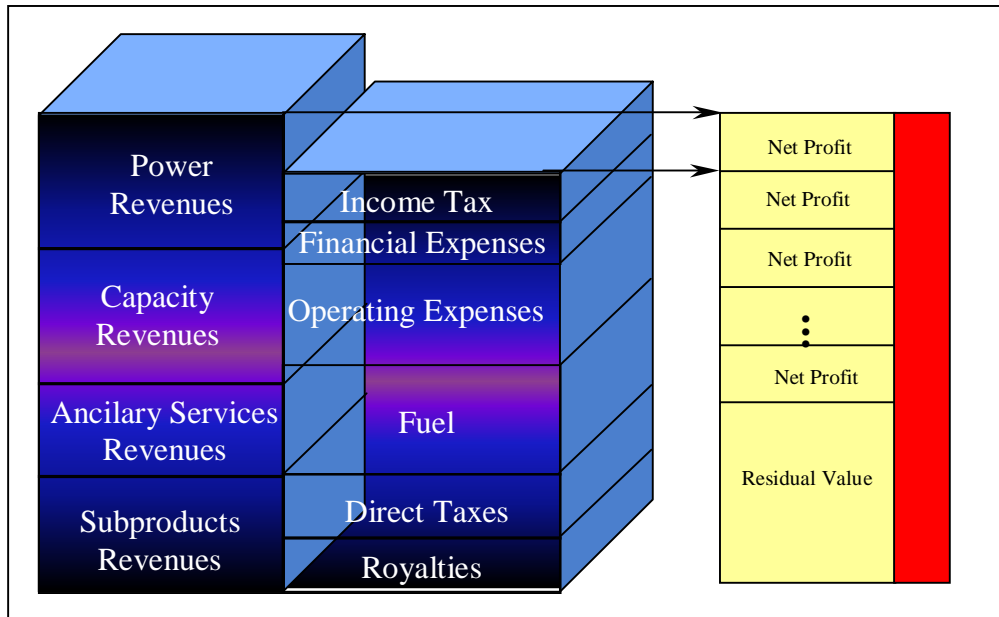


Figure 1 - The components and their inter relationship in the deterministic analysis.

For a power plant there were eleven components that were considered of significance, namely:

- 1) Income, from the electricity sold (\$/MWh).
- 2) Capacity income, from the electric power that the power plant can generate (\$/kW<sub>month</sub>).
- 3) Ancillary income, from products that the power plant may sell, like reaction loads, additional capacity, etc.
- 4) Sub-products income, from the rejects during the electricity production, like ashes, CO<sub>2</sub>, etc.
- 5) Royalties.
- 6) Direct taxes (VAT).
- 7) Fuel expenses.
- 8) Variable operating costs (\$/MWh).
- 9) Direct operating costs (\$/year).
- 10) Economic Expenses, due to the financing rates.
- 11) Inland Revenue after taxes (IRR).

Details of the mathematical model can be seen in Martins (2000).

#### 4.2 The risk

The risk calculation requires both technical and economical analysis. For the specific case of thermal power plants, the deterministic variables must be determined and, in addition, the probabilistic variables that influence the project performance.

Some examples of applications of the methodology are shown, emphasizing the use of risk analysis to the appraisal of thermal power plants operating into the Brazilian interconnected electric system, the latter obtained from a risk table (Tomlinson, 1994). On the most influential probabilistic variables a stochastic model must be applied (Vieira et al., 1998). The application of the stochastic model on the deterministic economic analysis generates a probabilistic analysis model, namely the risk analysis, as depicted in Fig. (2).

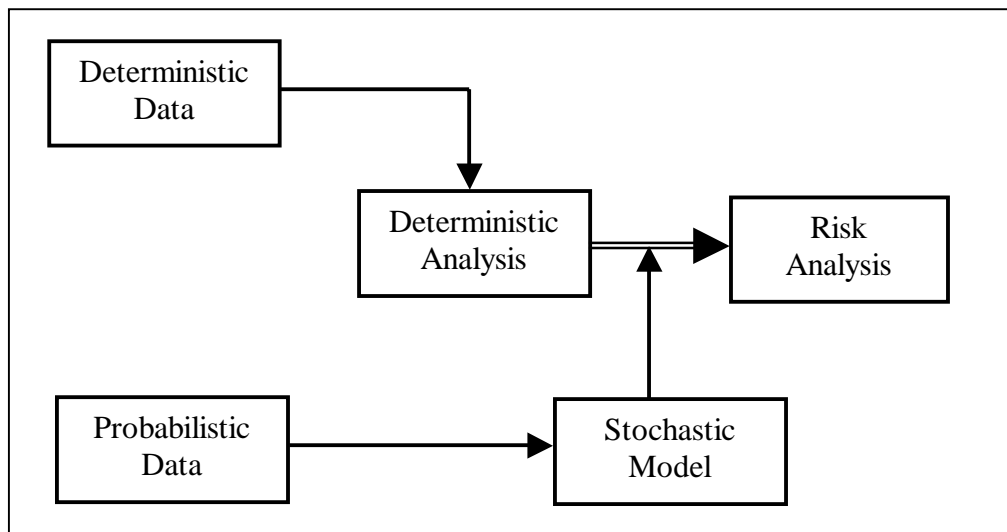


Figure 2 - Methodology for risk simulation schematics

The deterministic analysis implies that the power plant would be always profitable. Nevertheless, it is always predicted with less than 100% certainty. The risk of a project may be defined as the probability of the economic performance did not behave like the initially predicted, specially being lowest.

To measure the risk associated to a thermo-electric project it is necessary to stratify the project into phases and for each one of the phases to find the risk variables that can be measured. For instance, such a project may be divided into three phases: the first related to the plant build up; the second to the plant operation and the last to exogenous factors.

## 5. Application

Three different types of application of gas turbines were chosen that permit the study, evaluation and decision making for the recommendation of use of such prime movers.

The first application deals with the gas turbine power range, when used for peak. This would be a typical and important application due to the possibility of power shortage in the near future. The second refers to a gas turbine powered power plant of 50 MW operating under simple cycle, connected to the national grid. The advantages of operational flexibility are a plus, even if the fuel unit cost were higher. The third application concerns with the re-powering of existing steam plants. This application is very attractive due to the high plant efficiency associated to combined cycles.

### 5.1 Turbine power and the price of electricity

The sensitivity to the level of power depends on the equipment technology, the price of the fuel, the operating regime and the availability of the equipment in the market.

The application of the deterministic methodology to this problem provided the data shown in Fig. (3), from which two distinct ranges may be identified. For the first, from 10 to 100 MW, the projects are much sensitive to the power. The second abridges the plants above 100 MW, which are not so sensitive as the others.

These distinct areas can be identified through Table (1), where the coefficient of variation and the mean values may be good indicators.

Table (1) - Indicators for the power plant electricity production costs.

	From 10 to 100MW	Above 100MW	All
Mean (US\$/MWh)	61.1	52.6	60.1
Standard Deviation (US\$/MWh)	9.3	1.6	8.9
Coeff of Variation (%)	14.0 %	2.0 %	14.0 %

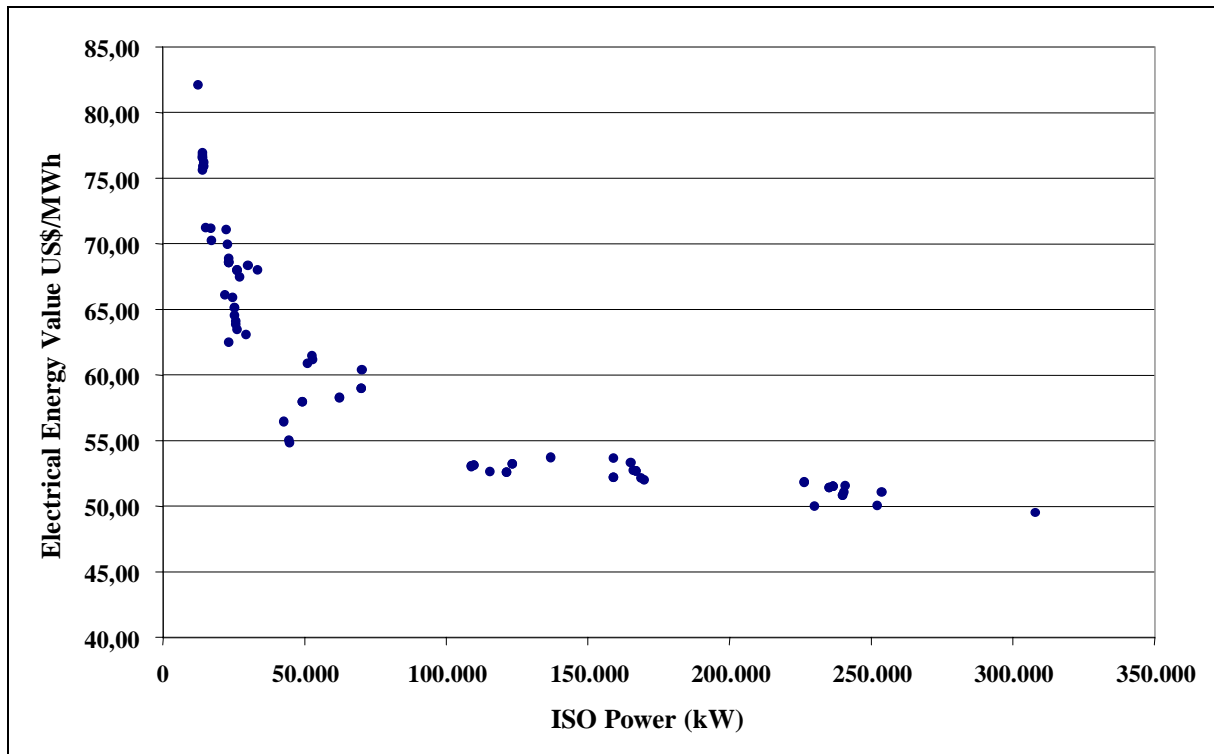


Figure 3 -The cost of electricity as function of plant power.

### 5.2 Power plant of 54 MW in the Southwest

The southeast is the region of the greatest installed power in Brazil. Although sometimes considered an homogeneous system, in fact there are many transmission restrictions there. This study refers to the case of the erection of a 54 MW ISA SL (15° C, sea level) in area of installation incentives through negative transmission tariff. It has been envisaged an aero derivative Rolls-Royce RB211 engine, that seems to adapt well to the characteristic frequency oscillation of the Brazilian electric system. The manufacturer made data for such study available.

Two major focus were considered: one to demonstrate the benefits that a thermal power plant may have by virtue of being integrated in the national grid; the other, do demonstrate that the ancillary can generate additional income, and therefore indicating an adequate grid node for the plant erection.

Two operational constraints were studied: 70% inflexibility and 100% inflexibility. The former, if the spot market prices were low, the results must indicate that the flexibility is beneficial to the power plant economics since it would be operating most efficient for the system.

Table (2) shows the results of the economic analysis for both cases. Table (3) contains the risk analysis for both cases also. Figure (4) contains the curves of the NPV for 70% and 100% inflexibilities.

Table (2) - Economic Analysis

Inflexib.	Economic Analysis			Risk Analysis		
	NPV (10 <sup>6</sup> US\$)	IRR (%a.a.)	VAT*	Expected Loss (10 <sup>6</sup> US\$)	Expected Gain (10 <sup>6</sup> US\$)	el (%)
70%	0.58	20	1.1	-0.6	2.1	5.
100%	1.53	31	1.4	-0.1	1.	0.

Table (3) - Risk analysis

Compl. Risk Analysis	Value at Risk 5% (10 <sup>6</sup> US\$)	Value at Risk 20% (10 <sup>6</sup> US\$)	Value at Risk 40% (10 <sup>6</sup> US\$)	Risk of negativeNPV (%)
70%	-1.0	1.9	3.1	7.
100%	0.8	1.5	1.2	2.

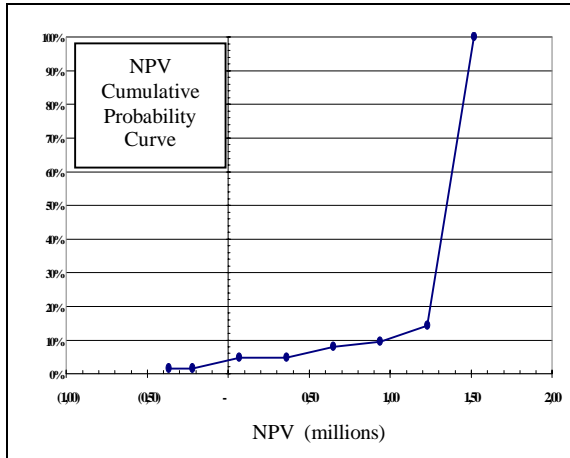


Figure 4a - 100% inflexibility

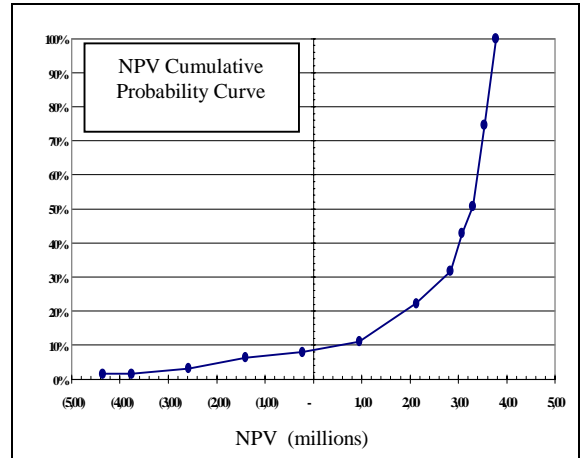


Figure 4b - 70% inflexibility

The deterministic analysis shows (Table (2)) that 100% inflexibility is better than the case of 70%. Nevertheless, the risk analysis demonstrates that 70% inflexibility may be the best option. This is a strong indication that the investment in a power plant linked to the national basic grid cannot be exclusively evaluated through its deterministic economic analysis. The risk analysis permits that the investment be dynamically analyzed, what is of much importance for projects alike.

### 5.2 Repowering of a power plant of 32 MW with 2 gas turbines

Repowering thermal power plants with last generation gas turbines is worldwide considered in a competitive strategy. It may transform inefficient thermal power plants in modern and low operating cost unit. Substantial performance improvement may be achieved. As a bonus a relative decrease in pollutants emission, in addition to the increase in the effective generated power, in some cases tripling the original output.

The developed methodology has been applied also to the application of two Rolls-Royce RB211 engines to repower a steam power plant of 32 MW, according to the scheme of Fig. (5).

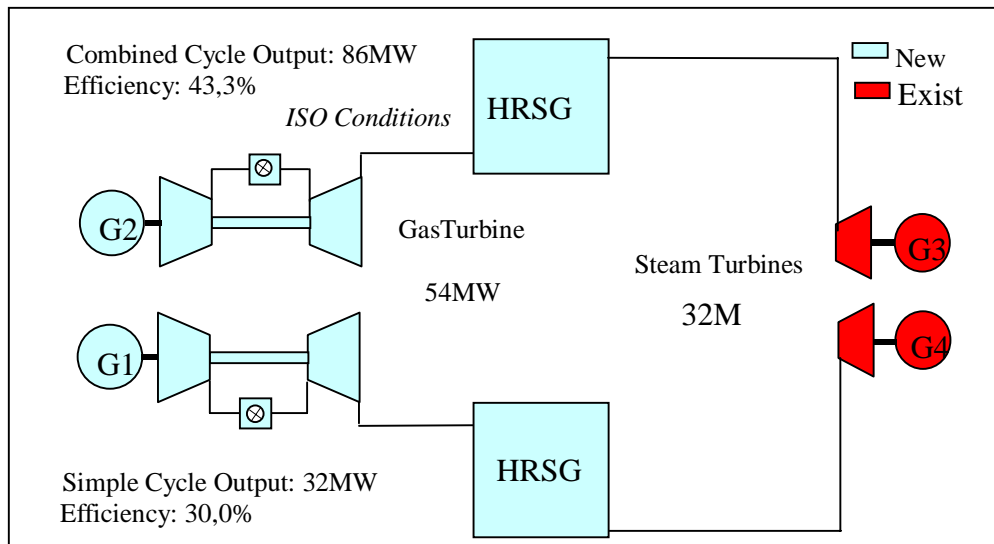


Figure 5 - Idealized repowering of a steam power plant.

Similarly to the previous case, Tables (4) and (5) show the results of analysis and Fig. (7) the probabilities of the NPV with and without the repowering. It is clearly shown the advantages of renewing the power plant.

Detailed financial analyses were carried out, of which Tables (4) and (5) are a summary.

Table (4) - Results of the financial and risk analyses for the repowering project

Inflexibility	Financial			Risk		
	NPV (10 <sup>6</sup> US\$)	IRR (% y.)	VAT	Expected loss (10 <sup>6</sup> US\$)	Expected gain (10 <sup>6</sup> US\$)	el (%)
steam	1.4	-	1.5	0.0	21.4	0
repowered	-4.8	-	0.7	0.0	50.5	0

Table (5) - Value at Risk calculation

Complementary risk analysis	Value at Risk 5% (10 <sup>6</sup> US\$)	Value at Risk 20% (10 <sup>6</sup> US\$)	Value at Risk 40% (10 <sup>6</sup> US\$)	Negative NPV risk (%)
Steam	14.1	20.5	23.6	0
Repowered	31.5	42.9	48.1	0

The financial analysis indicates that it is not interesting the repowering since the NPV of the repowering project is negative and lower than the one without the gas turbines. This is true provided that the power plant were not connected to the national grid and, therefore, without dispatch control.

On the other hand, if the risk is considered, the conclusion is the opposite, since the project with repowering is the one to be considered, as indicates Table 2.

If there is a connection to the national grid, the result is modified considerably, as Table 1 indicates. The best option, from the financial point of view, does not imply greater expected gain. Both projects are risk free because the expected loss is null, in the context of this methodology. The expected gain is 21.44 million US\$ for the project without repowering and 50.95 million US\$ for the other.

Figure (6) indicates the NPV accumulated probabilities for both projects, as an additional basis for decisions.

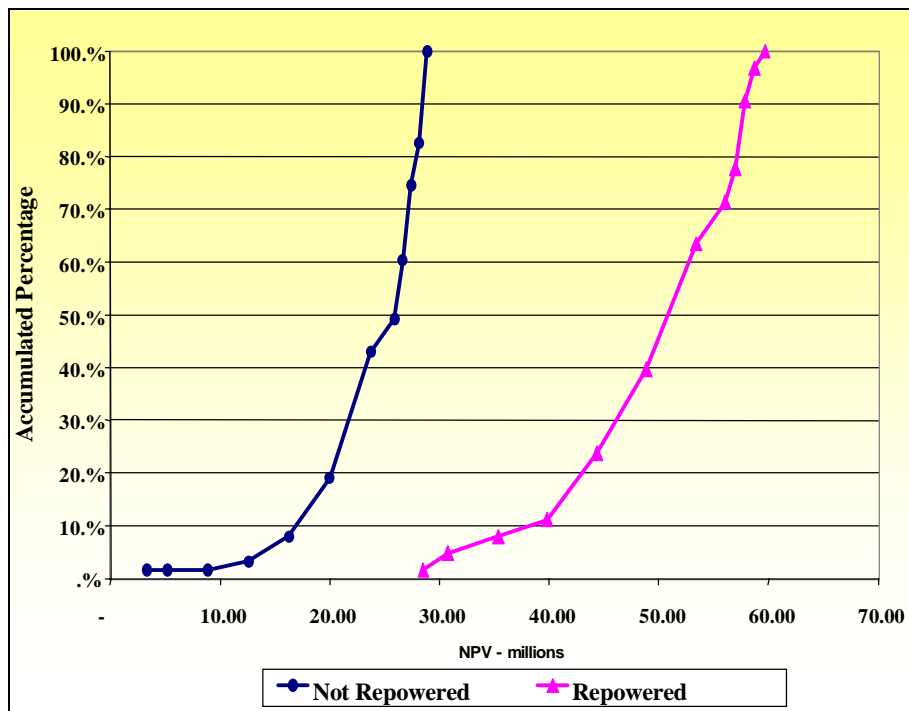


Figure 6 - NPV accumulated probabilities

## 6 Conclusions

The conventional financial analyses based on NPV and IRR are not effective under a scenario with uncertainties like in the new Brazilian electric sector presents. The companies that really want to be an active player in this market shall develop its own proprietary risk analysis tools, in order to keep up the competition.



## 7 References

- Martins, R. Salgado, Avaliação da Aplicabilidade de Turbinas a Gás em Usinas Termoelétricas no Brasil, 2000, Tese de Mestrado, Instituto Tecnológico de Aeronáutica (in Portuguese).
- Martins, R. Salgado, Barbosa, J. Roberto e Vieira, A. de Mesquita, Sistema para Análise Financeira e de Sensibilidade de Investimentos em Usinas Termoelétricas – O Aplicativo TERMOFIN versão 1.0. In: VIII Congresso Brasileiro de Energia, 30 de novembro a 2 de dezembro, 1999. Anais do Congresso, Rio de Janeiro: COPPE/UFRJ, 1999 (in Portuguese).
- Tomlinson, Leroy O., Single-Shaft Combined Cycle Power Generation System. In: GE Turbine State of the Art Technology Seminar, 1994, Schenectady, USA. Anais do Congresso, Schenectady, NY: GE, 1994.
- Vieira, Ailton de Mesquita, Pereira, Basílio de Bragança e Sales, Paulo Roberto de Holanda, Estimativa Conjunta dos Parâmetros de um Modelo Estocástico Multivariado Contemporâneo Periódico Auto-Regressivo – PAR(p). RBRH – Revista Brasileira de Recursos Hídricos, Rio de Janeiro, v. 3, n. 4, p. 5-17, out./dez., 1998 (in Portuguese).

# NUMERICAL SIMULATION OF TWO-STAGE AXIAL IMPULSE TURBINE FOR TURBOPUMPS OF LIQUID PROPELLANT ROCKET ENGINE IN OFF-DESIGN CONDITIONS

**Fernando Cesar Ventura Pereira**

Instituto de Aeronáutica e Espaço – IAE / Centro Técnico Aeroespacial – CTA, Pça. Mal. Eduardo Gomes, 50 Jd. das Acácias, São José dos Campos/SP 12.228-904 – e-mail: [ventura@iae.cta.br](mailto:ventura@iae.cta.br)

**João Roberto Barbosa**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica – ITA / Centro Técnico Aeroespacial – CTA, Pça. Mal. Eduardo Gomes, 50 Jd. das Acácias, São José dos Campos/SP 12.228-900 – e-mail: [barbosa@mec.ita.cta.br](mailto:barbosa@mec.ita.cta.br)

**Abstract.** *The Brazilian Space Agency intends to develop a launcher for communication and meteorological satellites. To investigate the turbine that best suits the turbopump new engine, it was proposed a computer program, using the Mathcad® software, to analyze the performances of some design options. The main goal was the implementation of a computing design tool to define turbine mass and energy characteristics at design and off-design conditions as function of shaft rotational speed and/or total inlet pressure variations in the range of 50% to 105% of their design values. Turbine geometry, shaft rotational speed, total inlet pressure, and total inlet temperature were input data and mass flow rate, static outlet pressure, turbine power, and efficiency were the output data. The algorithm for one-stage turbine was used to validate the methodology and the computer program. At the design point, comparative analysis was made with data from the turbine of the Russian engine RD-0109. Discrepancies were lower than 7.0 %. At off-design points, empirical relations defined from linear regression of test data, proposed by the Russian researcher Borovsky (1990) were used to validate the algorithm. In conclusion, the program was adequate to estimate the turbine mass and energy characteristics at design and off-design conditions, enabling the turbine-pump matching studies for the sake of engine control simulation.*

**Keywords:** *Turbine; Turbopump; Liquid propellant rocket engine; Loss model; Partial admission.*

## 1. Introduction

The Brazilian Space Agency (AEB), according to the National Program of Space Activities (1997), intends to develop a vehicle for launching communication and meteorological satellites to low orbits, in a first phase of the development program and to geosynchronous transfer orbits, in a second phase of the development program.

In this first phase, the engines that are adequate for the first and the second stages of the launcher are liquid propellant rocket engines (LRE) with a thrust-chamber assembly, a control system and its elements (valves, regulators, reductors, etc), a turbopump unit (TPU) as propellant-feed system, and a turbine drive system, using heated pressurized gas from gas accumulator at starting mode and main propellant's combustion products from gas generator at operational mode.

In light of the need to numerically investigate the turbine design that best suits those engines, this work was concerned with the analysis of the design and off-design performance of the one and two-stage axial impulse turbines to evaluate the mass flow and energy characteristics. The off-design conditions were established by varying the total inlet pressure  $P_{0o,I}$  and the shaft rotational speed  $\omega_T$  in the range of 50% to 105% of the design values.

Therefore, the main aim of this work was to implement a computer program, using the "Mathcad®" software to simulate the operation of the LRE axial impulse turbines at design and off-design conditions, and, consequently, to develop a design tool, as a by-product, since all the turbine geometric characteristics may be investigated as a means to maximize the efficiency. It can be also applied to define the ideal number of stages.

## 2. The program

### 2.1. The algorithm

The initial algorithm was written based on the work of Ovsyannikov and Borovsky (1973) about the design of TPU turbines. Starting from basic principles of gas dynamics, the basic features of the turbines, the gas flow through the cascades, the main losses, efficiency, energy characteristics, selection of parameters for calculation and joint operation with TPU pumps were discussed. Equations for designing the flow parts of one and two-stage turbines (radial or axial flow) that maximize the efficiency were defined. Moreover, the authors used their experience in turbine design and manufacture at Soviet aerospace industries for presenting many empirical relations and data for safety coefficients and loss and efficiency factors.

Tchervakov (1997) presented a method, based on Ovsyannikov and Borovsky (1973), for designing a two-stage axial impulse turbine focusing the efficiency. The dimensions of the turbine elements and the flow characteristics (temperature, pressure, velocity, etc) were defined according to initial data and gas dynamics parameters at preceding

stage only for design point to achieve a maximum efficiency.

This work was set out to define means of assessing the off-design performance of an axial impulse turbine, which geometry should be set as initial data, which is an inverse mode of calculation of the previous author. Then, it deals with the simulation of a two-stage axial impulse turbines of LRE at design and off-design conditions, for the prediction of its behavior to drive the oxidizer and fuel pumps, under varying operational shaft rotational speed and total inlet pressure.

To this end, the algorithm of Fig. (1) was defined, using the total inlet pressure  $P_{\infty,I}$  and the shaft rotational speed  $\omega_T$  as independent variables, both defined for twelve points, which corresponds to twelve different regimes. The index 0 refers to 50 % of nominal value; index 10 or p to nominal or design value; and index 11 to 105 % of nominal value of the total inlet pressure  $P_{\infty,I}$  or the rotational speed  $\omega_T$ .

The index  $i$  is related to the variation of the shaft rotational speed  $\omega_T$  and the index  $j$  to the variation of the total inlet pressure  $P_{\infty,I}$ . These indexes also allow the calculation of design and off-design values for all calculated parameters. For example, the relative velocity at the first rotor outlet  $w_{2,1}$  for 65 % of nominal value of the total inlet pressure  $P_{\infty,I}$  and 85 % of nominal value of the shaft rotational speed  $\omega_T$  corresponds to  $w_{2,1\ 7,3}$ . Furthermore, the turbine parameters that use both indexes ( $i$  and  $j$ ) are function of the total inlet pressure  $P_{\infty,I}$  and the shaft rotational speed  $\omega_T$  simultaneously and are defined for the design point and other 143 off-design points.

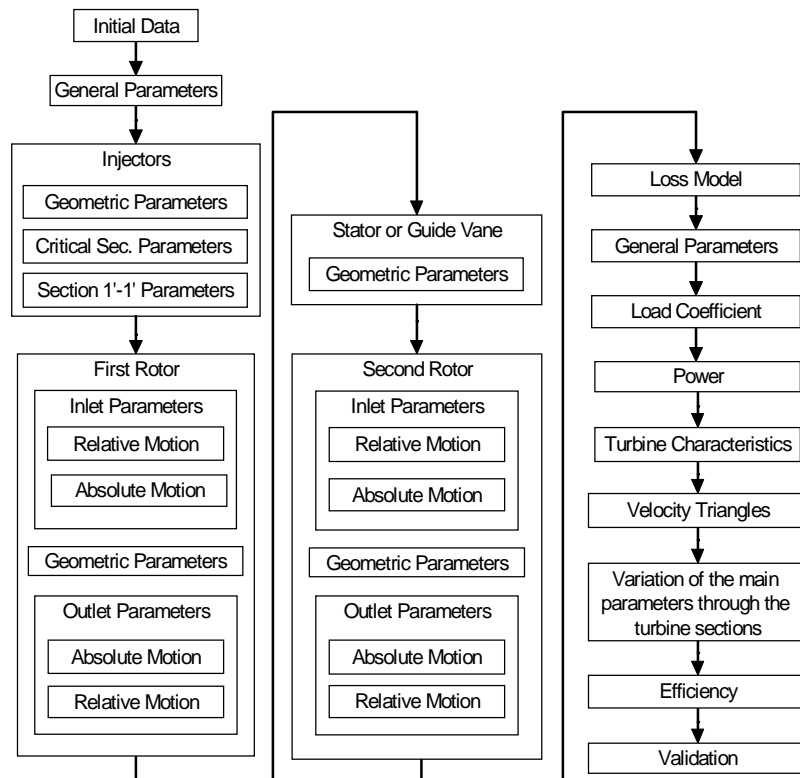


Figure 1. Algorithm for numeric simulation of the two-stage axial impulse turbine.

The algorithm in Fig. (1) has some particular characteristics to make further works to improve it easy. One singular characteristic is the “Working area”. After developing the algorithm in Fig. (1), an area was defined, where the velocity triangles, the efficiency  $\eta_u$ , the load coefficient  $L_{u,ratio}$ , the main loss factors  $\zeta$ , the turbine efficiency  $\eta_T$ , and their respective graphics can be obtained for any point of the shaft rotational speed  $\omega_T$  (index  $x$ ) and the total inlet pressure  $P_{\infty,I}$  (index  $y$ ) in the range of 50 % to 105 % of the design value. To use the “Working area”, it is only necessary to select the desirable regime by setting the adequate index  $x$  and  $y$  that corresponds to the shaft rotational speed  $\omega_T$  and the total inlet pressure  $P_{\infty,I}$ , respectively. In addition, the main turbine parameters as total  $P_0$  and static  $P$  pressures, total  $T_0$  and static  $T$  temperatures and others can be seen for each turbine section from inlet nozzle critical section to turbine outlet section.

Another characteristic of the algorithm in Fig. (1) are the formulae presented in a logical sequence, when the last calculated parameter is immediately used in the next expression, which allows grouping the related formulae as a block. Consequently, the formulae that define parameters at the same turbine section may be easily grouped in a subroutine for that stage. In addition, the logical sequences of calculation for the first and second rotor parameters are the same.

Therefore, it is easy to add and remove stages by adding or removing its respective subroutines, if it is necessary to develop an algorithm for one or three-stage axial impulse turbine.

So, it was proposed another algorithm for one-stage axial impulse turbine, starting from the algorithm for two-stage axial impulse turbine in Fig. (1), by removing the blocks for calculating the guide cascade and the second rotor parameters and making adjustments for not taking into account the guide cascade and the second rotor parameter contributions in turbine general characteristic equations as turbine isentropic specific energy  $L_{0.ad.T}$ , load coefficient  $L_{u.ratio}$ , turbine power  $N_T$  and turbine efficiency  $\eta_T$ .

Moreover, the most important change was the efficiency  $\eta_u$  that was defined by Eq. (11) for two-stage axial impulse turbine and by the “Banki equation” - Eq. (10) - for one-stage axial impulse turbine.

For investigating the mass flow and energy characteristics in an incompressible regime, friction and local viscous losses at inlet and outlet devices and cascade channels were defined as function of the working fluid velocity, according to Ildecik (1969). To model the problems related to compressible flow through nozzles and blade channels at the off-design condition and the losses associated with normal or oblique shock waves, it was considered the gas dynamics theory and steady state relations.

**2.2. The working fluid**

Before dealing with the problems related to the losses, it was necessary to define the working fluid particular characteristics

In TPU turbines reducing gas is more frequently used, i.e., the gas generator (index gg) operates using propellant mixture with fuel excess because liquid rocket engines use uncooled blade turbines, which are simpler, lighter, and do not resist to the corrosive properties of oxidizing gas.

Considering the propellant stoichiometric ratio  $Km_0$  and the relations:

$$K_{gg} = \frac{Km_{gg}}{Km_0} \tag{1}$$

$$Km_{gg} = \frac{m_{o,gg}}{m_{f,gg}} \tag{2}$$

where  $m_{o,gg}$  is the oxidizer mass flow rate through gas generator and  $m_{f,gg}$  is the fuel mass flow rate through gas generator, the combustion product parameters from two-stage reducing gas generator should be defined from empirical test data, because the routines assume infinite combustion area, burning process at chemical equilibrium, and complete combustion or infinite residence time. Thus, according to Kessaev (1997), the definition of the working fluid parameters from reducing gas generator as temperature  $T_{gg}$ , gas constant  $R_{gg}$ , and adiabatic coefficient  $n$  is given in Tab. (1) for gas generator core pressure  $P_{gg}$  at 5 and 10 MPa.

Table 1. Parameters of the reducing gas generator using kerosene and liquid oxygen as liquid propellants.

$P_{gg}$ (MPa)	$\alpha_{gg}$	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16
5	$T_{gg}$ (K)	640	755	870	980	1085	1195
	$R_{gg}$ (J/kg K)	175	215	248	280	08	327
	$n$	1.06	1.07	1.075	1.08	1.09	1.10
10	$T_{gg}$ (K)	660	770	880	990	1100	1215
	$R_{gg}$ (J/kg K)	173	213	246	278	306	325
	$n$	1.05	1.06	1.07	1.07	1.08	1.095

**3. The loss model**

According to Ovsienikov et al. (1973), the working fluid flowing through the rotor vanes causes the rotor resistant moment  $M_u$ . In this context, the power  $N_u$  is resulting from the moment  $M_u$  produced when the wheel is rotating at shaft rotational speed  $\omega_T$ . By this way, the turbine power  $N_T$  is defined as the power  $N_u$  decreased by the power expended in losses as disk and shroud friction losses and partial admission losses. For axial impulse turbines, Ovsienikov et al. (1973) suggested the empirical formulation described below for definition of the loss factors.

**3.1. Disk friction losses.**

Due to wheel rotation, the fluid (gas) also begins to rotate inside the clearances as a result of friction forces. Thus,

power is dissipated according to the following expression:

$$N_{fr,disk} = 2 \cdot C_{fr,disk} \cdot \rho_1 \cdot \left( \frac{D_{av} - h_{bl,1}}{2} \right)^5 \cdot \omega_T^3 \quad (3)$$

Here,  $D_{av}$  is the average diameter of the turbine wheel. Considering that the indexes 1 and 2 refer to inlet and outlet conditions, respectively,  $\rho_1$  is the fluid density at the rotor inlet and  $h_{bl,1}$  is the inlet blade height. Ovsienikov et al. (1973) defined the disk friction loss coefficient  $C_{fr,disk}$  as function of the Reynolds number of the fluid near the disk  $Re_{disk}$ , taking into account experimental data and considering the following conditions:  $Re_{disk} > 10^5$ , smooth disk surfaces, and fluid angular velocity inside the clearance equal to half of shaft rotational speed  $\omega_T$ .

### 3.2. Shroud friction losses.

In axial turbines with large ratio  $D_{av}/h_{bl,1}$ , the friction energy expended at shroud external surface is significant. It is similar to the resistance of a rotating cylinder inside another cylinder. Then, the power expended on shroud friction losses is:

$$N_{fr,shr} = C_{fr,shr} \cdot \rho_1 \cdot b_{shr} \cdot (D_{av} + h_{bl,1})^4 \cdot \omega_T^3 \quad (4)$$

where  $b_{shr}$  is the shroud width and  $C_{fr,shr}$  is the shroud friction loss coefficient defined as function of the Reynolds number of the working fluid near the shroud  $Re_{shr}$ .

### 3.3. Partial admission losses

In LRE turbines, the tip leakage would be very high if the working fluid is fed over the entire row, because of the short blades and working fluid low flow rate. Therefore, partial admission is frequently used, in spite of additional energy losses.

Partial admission losses are divided in four groups, according to flow pattern: losses due to sudden expansion on nozzle arc boundaries; losses due to "ejection" of the stagnating gas from the channels, which come from non-operative zone; losses due to blade edge friction against residual gas, backflow moment, residual gas mixing and turbulence along the non-operative zone and losses due to gas leakage in circular direction.

It is difficult to evaluate the individual effect of each one of these losses experimentally, because they are interconnected, but Ovsienikov et al. (1973) proposed the following equation for evaluating the first three groups:

$$N_\varepsilon = 0.015 \cdot \rho_1 \cdot \frac{h_{bl,1}}{D_{av}} \cdot \left( 1 + 10 \cdot \frac{b_{bl,1}}{D_{av}} \right) \cdot (1 - \varepsilon) \cdot D_{av}^5 \cdot \omega_T^3 \quad (5)$$

where  $b_{bl,1}$  is the blade width and  $\varepsilon$  is the admission degree at the rotor inlet.

When the number of group of nozzles  $i_C$  increases, losses due to "ejection" and due to sudden expansion increases approximately in the same proportion to  $i_C$  and losses due to flowing effects along non-operative zone do not change.

Since these three kinds of losses due to partial admission are commensurable, it is possible to consider that  $N_\varepsilon$  increases 0.5 ( $i_C - 1$ ) times, while the groups of nozzles increase  $i_C$  times.

In axial two-stage partial admission turbines, the losses due to partial admission are defined as the sum of losses in each stage.

### 3.4. Tip losses

The tip losses are mainly determined by the flow characteristic and the surface conditions of the casing and the blade tip, because they determine friction losses and, consequently, stagnation conditions, which imply velocity gradient and developed boundary layer over these surfaces. Then, friction losses on blade limiting surfaces cause parasitic vortex flows called pair vortices, which sharply increase when pair vortices are linked to each other at blades with relative height  $h_{bl,1}/b_{bl,1}$  lower than 1-1.5.

Ovsienikov et al. (1973) proposed that tip losses should be considered as a correcting factor  $\eta_k$  of the efficiency  $\eta_u$ , according to the expression:

$$\eta_k = 1 - \frac{0.003}{0.003 + \frac{h_{bl.1}}{D_{av}}} \quad (6)$$

### 3.5. Leakage losses

The working fluid leakage  $m_y$  through clearances  $\Delta$  between the casing and the rotor decreases the amount of fluid passing through the rotor, compared to the fluid that passed through the inlet nozzles  $m_T$ . The correct account for the turbine power  $N_T$  and the turbine efficiency  $\eta_T$  must consider the leakage  $m_y$  through clearances  $\Delta$  between casing and rotor, since the fluid that passes through the cascades is significantly lower than the fluid from the turbine drive system  $m_T$ . The expressions of  $m_y$  for different types of rotors and labyrinth seals can be found at Ovsienikov et al. (1973). Since efficiency  $\eta_T$  calculation refers to adiabatic work of the 1 kg of working fluid mass, using fluid parameters at rotor inlet, the leakage should be considered as a correcting factor  $\eta_P$  of the efficiency  $\eta_u$ , according to the expression:

$$\eta_P = 1 - \frac{m_y}{m_T} = 1 - \mu_{clr} \cdot \sqrt{1 + \rho_T \cdot \left[ \frac{1}{\phi^2 \cdot \sin^2(\alpha_1)} - 1 \right]} \cdot \left( 1 + \frac{h_{\Lambda.1}}{D_{cp}} \right) \cdot \frac{\Delta}{h_{\Lambda.1}} \quad (7)$$

where  $\rho_T$  is the reaction degree of the cascade;  $\alpha_1$  is the absolute flow angle at the inlet section;  $h_{\Lambda.1}$  is the rotor inlet vane height and  $\mu_{clr}$  is the coefficient of the flow rate leakage through the clearance between casing and shroud.

### 3.6. Incidence angle losses

When the turbine operates at off-design conditions, it is necessary to correct the efficiency  $\eta_u$ , considering a correction factor connected with the flow incidence angle  $i$ , different from the design one  $i_p$ , which is called incidence angle loss at rotor inlet  $\eta_i$ .

$$\eta_i = 1 - \left( \frac{\beta_{\Lambda.1} - \beta_1}{\beta_{\Lambda.1}} \right)^2 \text{ if the incidence angle } i > 0; \quad (8)$$

$$\eta_i = 1 \text{ if the incidence angle } i = 0; \quad (9)$$

$$\eta_i = 1 - 0.15 \cdot \left( \frac{\beta_{\Lambda.1} - \beta_1}{\beta_{\Lambda.1}} \right)^2 \text{ if the incidence angle } i < 0; \quad (10)$$

where  $\beta_{\Lambda.1}$  is the blade angle at the rotor inlet section and  $\beta_1$  is the relative flow angle at the rotor inlet section.

## 4. The turbine efficiency calculation

Thus, the turbine efficiency  $\eta_T$  is defined as:

$$\eta_T = \eta_u \cdot \eta_i \cdot \eta_P \cdot \eta_k - \zeta_{fr.disk} \cdot \zeta_{fr.shr} \cdot \zeta_\varepsilon \quad (11)$$

The general expression (9) is used for one-stage axial impulse turbines when  $\eta_u$  is defined as:

$$\eta_u = 2 \cdot \phi^2 \left[ \cos(\alpha_1) - \frac{u}{\phi \cdot c_{ad1}} \right] \left[ 1 + \psi_{av} \cdot \frac{\cos(\beta_2)}{\cos(\beta_1)} \right] \frac{u}{\phi \cdot c_{ad1}} \quad (12)$$

and for two-stage axial impulse turbines when  $\eta_u$  is described by:

$$\eta_u = 2 \cdot \phi^2 \cdot (1 + \psi_{av}) \cdot \left\{ \left( 1 + \psi_{av}^2 \right) \cdot \left[ \cos(\alpha_1) - \frac{u}{\phi \cdot c_{ad1}} \right] - (1 + \psi_{av}) \cdot \frac{u}{\phi \cdot c_{ad1}} \right\} \cdot \frac{u}{\phi \cdot c_{ad1}} \quad (13)$$

where  $u$  is the tangential velocity at turbine wheel mean diameter;  $\beta_2$  is relative flow angle at the rotor outlet;  $c_{ad1}$  is the adiabatic absolute velocity at the first rotor inlet;  $\phi$  is the velocity coefficient, which express the profile losses in nozzles; and  $\psi_{av}$  is the average value of the first rotor velocity coefficient  $\psi_I$ , stator velocity coefficient  $\phi_{st}$  and second rotor velocity coefficient  $\psi_{II}$  that express the profile losses in their cascades.

The disk friction loss factor  $\zeta_{fr, disk}$ , shroud friction loss factor  $\zeta_{fr, shr}$  and partial admission loss factor  $\zeta_\varepsilon$  are obtained, respectively by:

$$\zeta_{fr, disk} = \frac{N_{fr, disk}}{m_T \cdot \frac{c_{ad1}^2}{2}} = 0.32 \cdot \frac{C_{fr, disk} \cdot \left( 1 - \frac{h_{bl,1}}{D_{av}} \right)^5}{\varepsilon \cdot \phi \cdot \frac{h_{bl,1}}{D_{av}} \cdot \sin(\alpha_1)} \cdot \left( \frac{u}{c_{ad1}} \right)^3 \quad (14)$$

$$\zeta_{fr, shr} = \frac{N_{fr, shr}}{m_T \cdot \frac{c_{ad1}^2}{2}} = 0.58 \cdot \frac{C_{fr, shr} \cdot \frac{b_{shr}}{D_{av}} \cdot \left( 1 + \frac{h_{bl,1}}{D_{av}} \right)^4}{\varepsilon \cdot \phi \cdot \frac{h_{bl,1}}{D_{av}} \cdot \sin(\alpha_1)} \cdot \left( \frac{u}{c_{ad1}} \right)^3 \quad (15)$$

$$\zeta_\varepsilon = \frac{N_\varepsilon}{m_T \cdot \frac{c_{ad1}^2}{2}} = 0.076 \cdot \frac{\left( 1 + 10 \cdot \frac{b_{bl,1}}{D_{av}} \right)}{\phi \cdot \sin(\alpha_1)} \cdot \left( \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \right) \cdot \left( \frac{u}{c_{ad1}} \right)^3 \quad (16)$$

## 5. Results and discussion

Actual design data of the one-stage turbine of the Russian engine RD-0109, from Garun et al. (1973), which is shown in Tab. (2), was used to validate the methodology and the computer program at design point.

Table 2. Main parameters of the turbine of the RD-0109 engine.

Type (RD-0109 turbine)	One-stage, axial, impulse
Shaft rotational speed $\omega_T$ (rpm)	24600
Mean diameter $D_{cp}$ (mm)	200
Tangential velocity at mean diameter $u$ (m/s)	258
Mass flow rate $m_T$ (kg/s)	0.752
Total inlet pressure $P_{\infty, I}$ (MPa)	3.923
Static outlet pressure $P_{2, II}$ (MPa)	0.49
Total inlet temperature $T_{\infty, I}$ (K)	1008.15
Turbine power $N_T$ (MW)	0.19
Turbine power $N_T$ (HP)	255
Turbine efficiency $\eta_T$	0.463 or 46.3 %

The RD-0109 turbine geometry, the shaft rotational speed  $\omega_T$ , the design total inlet pressure  $P_{\infty, I}$ , and total inlet temperature  $T_{\infty, I}$  were set as algorithm input data and mass flow  $m_T$ , turbine power  $N_T$ , turbine efficiency  $\eta_T$ , and the static outlet pressure  $P_{2, II}$  from algorithm (output data) were compared with RD-0109 data from Garun et all (1973). The results are shown in Tab. (3).

Table 3. Comparative analysis of RD-0109 turbine actual data and calculations.

Parameter	RD-0109 data	Algorithm output	Error [%]
Mass flow rate $m_T$ (kg/s)	0.752	0.786	4.34
Static outlet pressure $P_{2,II}$ (MPa)	0.49	0.527	6.9
Turbine power $N_{T,P}$ (MW)	0.19	0.179	5.68
Turbine efficiency $\eta_{T,P}$	0.463	0.445	3.92

In addition to the results obtained by using RD-0109 turbine initial data to validate the methodology at design conditions, the statistical investigation of actual one and two-stage axial impulse turbines proposed by Borovsky (1990) was used to validate the algorithm at off-design conditions. He considered some general empirical correlations obtained from linear regression of test data of one and two-stage axial impulse turbines to be able to express the turbine efficiency  $\eta_T$  as function of the ratio of the tangential velocity  $u$  and the isentropic absolute velocity  $c_{ad}$ .

Figure (2) compares the turbine efficiency from program output data  $\eta_T$  and turbine efficiency from Borovsky relations  $\eta_{T,exp}$ , both as function of the velocity ratio  $u / c_{ad}$ .

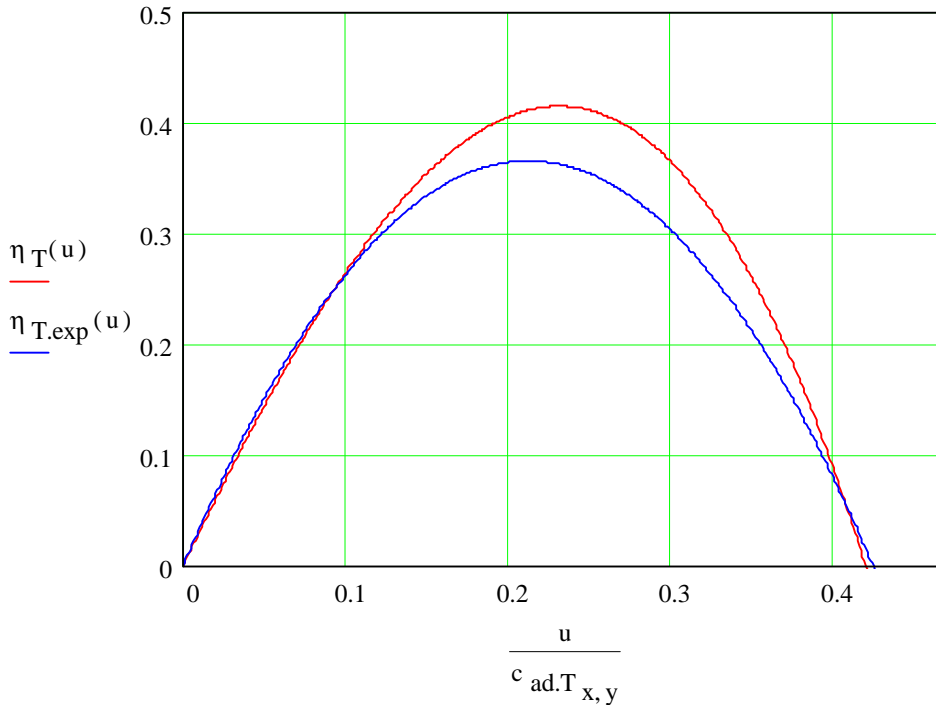


Figure 2. Turbine efficiency from algorithm output data  $\eta_T$  and from Borovsky relations  $\eta_{T,exp}$  as function of the velocity ratio  $u / c_{ad}$ .

In addition to numerical output data, the program is able to define the graphics of the mass flow and energy characteristics. Considering the turbine power coefficient  $N_{T, \text{ratio}}$  in Eq. (15) as a non-dimensional form of the turbine power  $N_T$ , the Fig. (3) shows the behavior of the power due to variation of rotational speed coefficient  $\omega_T / (T_{\infty I})^{0.5}$ , for different pressure ratios  $\delta_T$  (ratio between total inlet pressure  $P_{\infty I}$  and static outlet pressure  $P_{2,II p}$ ).

$$N_{T, \text{ratio}} = \frac{N_T \sqrt{T_{\infty I}}}{\omega_T^2 \cdot P_{\infty I}} \quad (17)$$



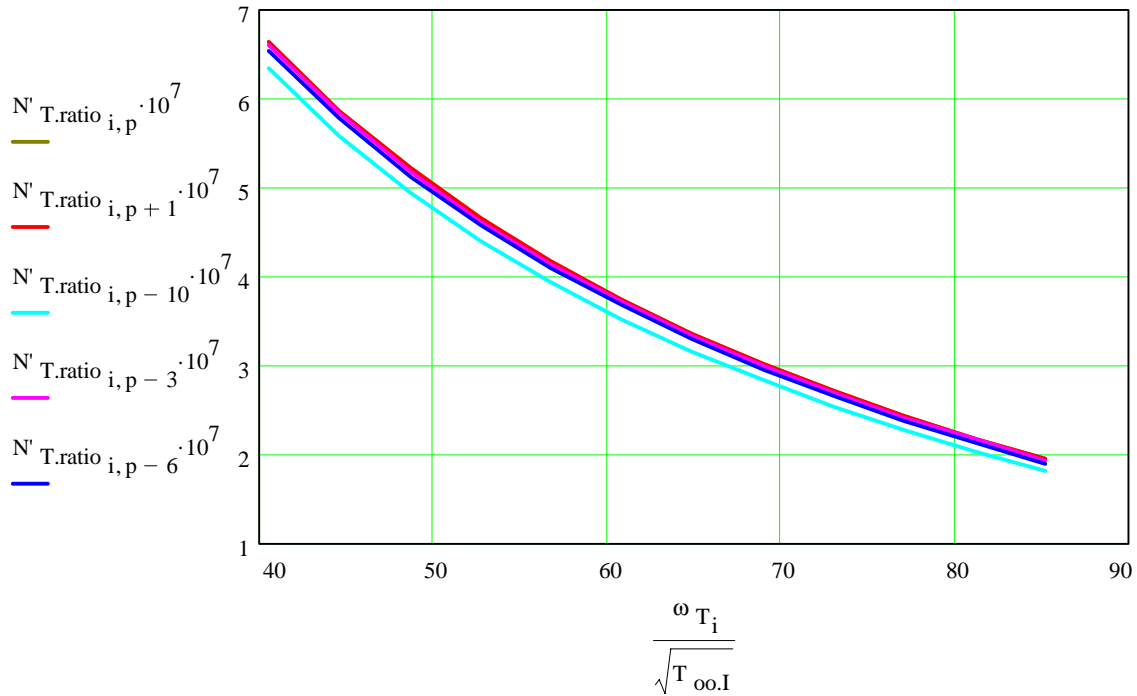


Figure 3. Turbine power coefficient  $N_{T,ratio}$  as function of the rotational speed coefficient  $\omega_T/(T_{\infty I})^{0.5}$  for  $\delta_{T,p+1} = 8.4$ ,  $\delta_{T,p} = 8$ ,  $\delta_{T,p-3} = 6.8$ ,  $\delta_{T,p-6} = 5.6$  and  $\delta_{T,p-10} = 4$ .

Considering the mass flow coefficient  $m_{T,ratio}$  in Eq. (16) as a non-dimensional form of mass flow  $m_T$ , the Fig. (4) shows the calculated mass flow coefficient  $m_{T,ratio}$  as function of the pressure ratio  $\delta_T$  for several rotational speeds  $\omega_T$ , strictly in accordance with choked conditions.

$$m_{T,ratio} = \frac{m_T \cdot \sqrt{T_{\infty,I}}}{P_{\infty,I}} \tag{18}$$

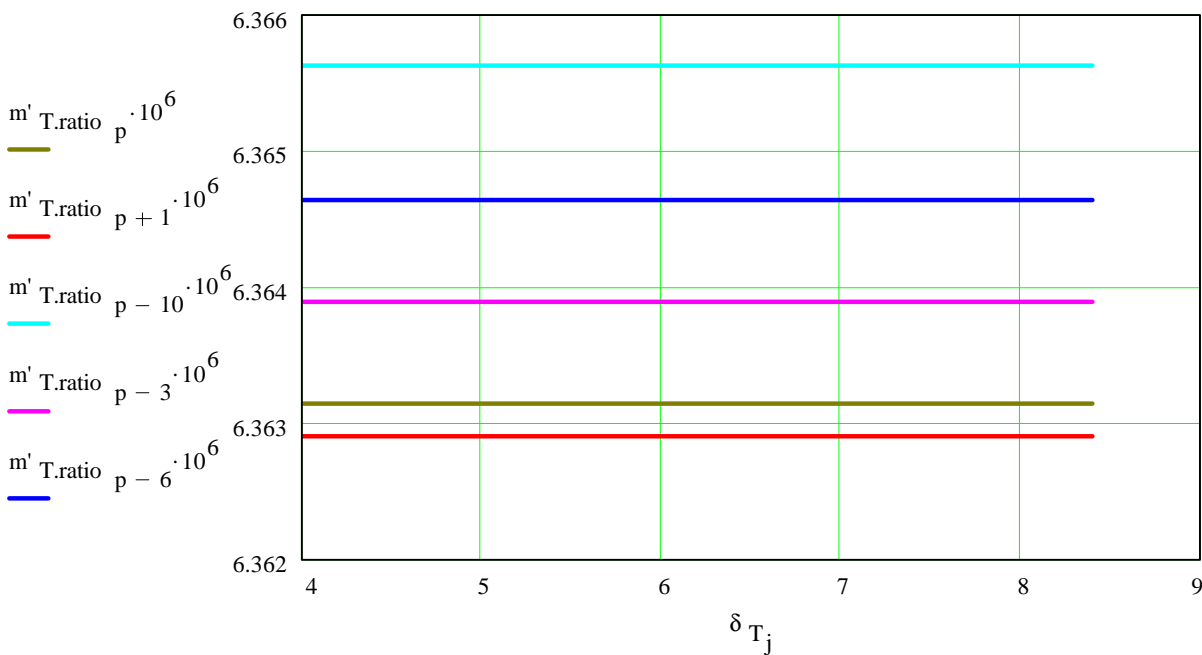


Figure 4. Mass flow coefficient  $m_{T,ratio}$  as function of the pressure ratio  $\delta_T$  for:  $\omega_{T,p+1} = 2704.9$  rad/s;  $\omega_T = 2576.1$  rad/s;  $\omega_{T,p-3} = 2189.7$  rad/s;  $\omega_{T,p-6} = 1803.3$  rad/s and  $\omega_{T,p-10} = 1288.1$  rad/s.

To analyze the results, one must bear in mind that the turbine studied is a supersonic one, so that it works always choked for the referred pressure ratios  $\delta_T$ . Therefore, the mass flow coefficient  $m_{T, \text{ratio}}$  is invariable as function of the pressure ratio  $\delta_T$ , for any rotational speed  $\omega_T$ , as it can be seen in Fig. (4).

Figure (5) shows essentially the same results of Fig. (4). This figure shows a typical curve of the ratio between total inlet pressure  $P_{\infty I}$  and total outlet pressure  $P_{0.2, II}$  as function of the coefficient  $(m_T \cdot \omega_T \cdot 10^2) / P_{\infty I}$ , which is the mass flow coefficient  $m_{T, \text{ratio}}$  multiplied by the rotational speed coefficient  $\omega_T / (T_{\infty I})^{0.5}$ . It must be observed that the curves are vertical because turbine passages are choked. Nevertheless, the curve most to the right (the red one), corresponding to 105% speed, indicates that the passages start to unchoke at the lower pressure ratio, so that it is not entirely vertical.

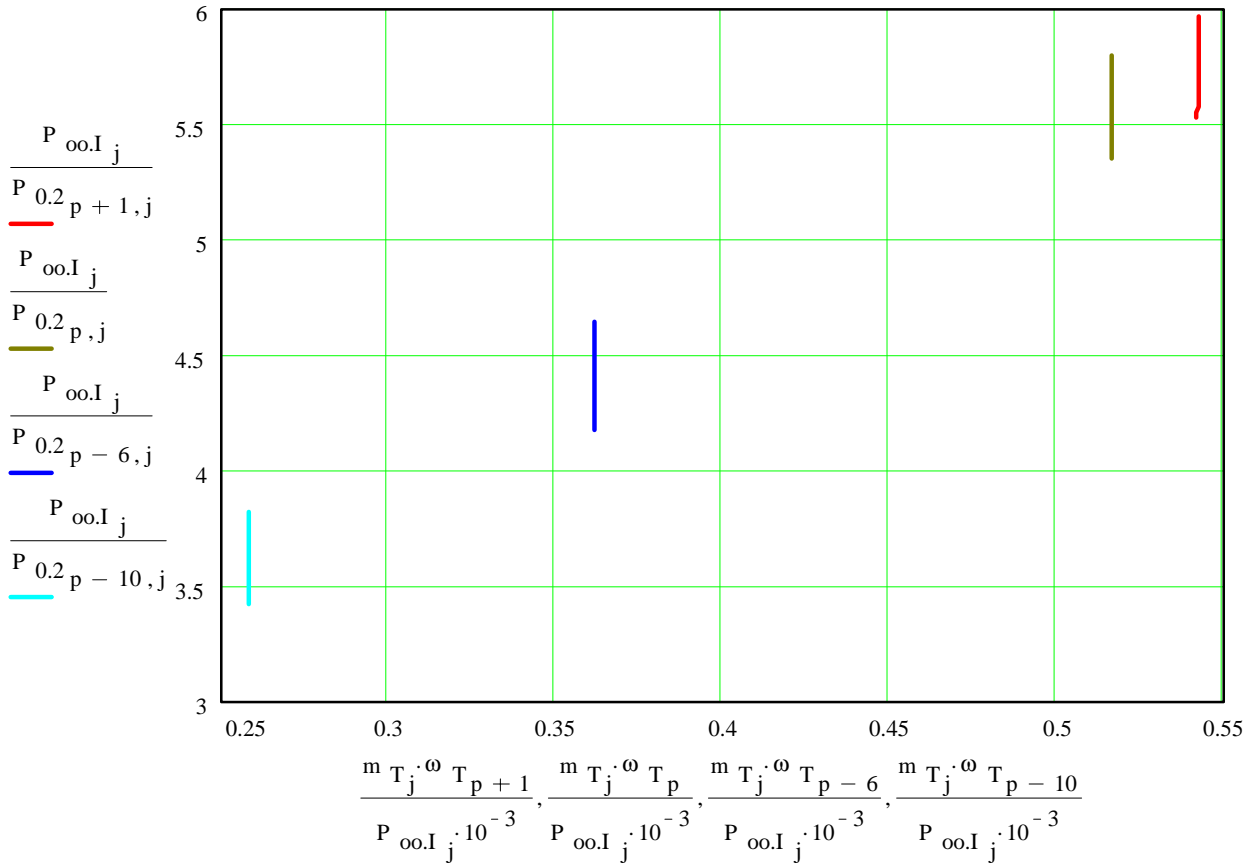


Figure 5. Ratio of total inlet and total outlet pressure  $P_{\infty I} / P_{0.2, II}$  as function of the coefficient  $(m_T \cdot \omega_T \cdot 10^2) / P_{\infty I}$  for:  $\omega_{T, p+1} = 2704.9$  rad/s;  $\omega_{T, p} = 2576.1$  rad/s;  $\omega_{T, p-6} = 1803.3$  rad/s and  $\omega_{T, p-10} = 1288.1$  rad/s.

**6. Conclusion**

The paper presents a numerical simulation of two-stage axial impulse turbine for turbopumps of liquid propellant rocket engine in off-design conditions. In its core, the paper implements the off-design simulation by improving the model and formulation presented by Tchervakov (1997) and Ovsyannikov and Borovsky (1973) for turbine design conditions.

As it was pointed before, test data for fully validation the methodology and its results are scarce, the reason clearly understood.

Access to actual design and test data was not possible, except for the information contained in Garun et al. (1973) and in Emin and Rosanov (1961). Nevertheless, personal discussions with researchers that used, and in some extent contributed to the construction of those large amount of information, resulted in the confidence on some of the fitted curves, whose coefficients were obtained from actual test data, mainly from the RD-0109 Russian liquid propellant rocket engine.

According to Tab. (3), the comparison of the calculated data at design point and actual design point data of RD-0109 turbine proves that the methodology is able to estimate fairly well the gas dynamic process in one-stage axial impulse turbines for liquid propellant rocket engines because the results obtained from algorithm are close to actual data (discrepancies are lower than 7.0 %).

The calculated data may also be considered as satisfactory to define the turbine efficiency  $\eta_T$  as function of the

ratio of the tangential velocity  $u$  to the isentropic absolute velocity  $c_{ad}$ , for off-design conditions, considering that the graphic of the turbine efficiency obtained from the algorithm output data  $\eta_T$  is in good agreement with Borovsky curve  $\eta_{T.exp}$ .

Therefore, it is believed that the argument for the validation of the suggested methodology is acceptable, supported also by the knowledge of the range in which falls the efficiency and specific work of such turbines.

Even considering that the first rotor is responsible for the majority of the total turbine power  $N_T$ , a second rotor is able to decrease strongly the kinetics energy loss factor and improve the turbine efficiency  $\eta_T$ .

Therefore, if no satisfactory turbine efficiency  $\eta_T$  is reached using one-stage turbine, the two-stage turbine as a possible solution may be investigated using the algorithms as a readily applicable method to compare both performances. Consequently, the two-stage turbine may be an interesting solution to improve performance if its higher height and more complex construction are not relevant.

## 7. References

- Borovsky, B. Y., 1990, "Definition of efficiency of partial admission turbines for drive units using complete parameters", MAI, Moscow, Rússia, pp. 78-79.
- Brasil. Presidência da República, Agência Espacial Brasileira, 1998, "Programa Nacional de Atividades Espaciais PNAE: 1998-2007", 2. Ed., Brasília, 76 p.
- Emin, O. H.; Rosanov, I. G., 1961, "Escoamento e perdas em grades de perfis planos de turbinas", Manual de ensino do Instituto de Aviação Sergo Ordijonikdze, Editora estatal técnico-científica Oborongiz, Moscou, Rússia, pp. 57; 62; 65.
- Garun, G. G.; Alekseev, I. G.; Baulin, V. I., 1973, "Atlas de construção de motor foguete a propelente líquido (Descrição) Parte II", Instituto de Aviação Sergo Ordijonikdze/Cátedra 203, Moscou, Rússia, pp. 108-109.
- Ildecik, I. E., 1969, "Memento des pertes de charge", traduzido por M. Meury, Eyroles, Paris, França, 231 p.
- Kessaev, J., 1997, "Theory and calculation of liquid propellant engines", Apostila ministrada no Fundamental Course in Engine Design do Moscow State Aviation Institute, CTA/IAE/ASA-P, São José dos Campos, 289 p.
- Ovsiannikov, B. V.; Borovsky, B. Y., 1973, "Theory and calculation of feed units of liquid propellant rocket engines", Foreign Technology Division of Wright-Patterson Air Force Base, Ohio, USA, 764 p. (FTD-MT-24-1524-72).
- Tchervakov, V. V., 1997, "Theory and calculation of turbopumps", Apostila ministrada no Fundamental Course in Engine Design do Moscow State Aviation Institute, CTA/IAE/ASA-P, São José dos Campos, 259 p.

# ANÁLISE TERMODINÂMICA ASSOCIADA A UM PROCESSO DE RECICLAGEM DE POLIESTIRENO EXPANDIDO (ISOPOR)

## Zilmara Volpe Grote

UNESP Campus de Guaratinguetá - Departamento de Energia - Av. Ariberto Pereira da Cunha,333 – CEP: 12516-410  
Guaratinguetá, SP, Brasil  
e-mail: zilmaragrote@yahoo.com

## José Luz Silveira

UNESP Campus de Guaratinguetá - Departamento de Energia - Av. Ariberto Pereira da Cunha,333 – CEP: 12516-410  
Guaratinguetá, SP, Brasil  
e-mail: joseluz@feg.unesp.br

**Resumo:** O aproveitamento dos rejeitos de Isopor (materiais a base de poliestireno expandido) que hoje em dia são descartados por fábricas, setores comerciais e residenciais, podem vir a contribuir na redução dos consumos energéticos primários (combustível, eletricidade) e na redução da poluição ambiental.

Deste modo, realiza-se, neste trabalho, estudos energéticos e exergeticos associados a um processo de reciclagem de resíduos de Isopor, considerando diversas aplicações e dados reais de uma indústria. A análise consiste em verificar a relação do benefício da reciclagem considerando a produção de materiais moldados com os rejeitos (reciclando-os) e materiais moldados com matéria prima nova (virgem).

Descreve-se soluções para o uso final dos materiais rejeitados, reciclando-os e adequando-os a suas novas aplicações, considerando suas qualidades e suas propriedades. Conclui-se com as análises de 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica, comparando os processos de fabricação de blocos de EPS com e sem reciclagem.

**Palavras chave:** reciclagem de EPS, poliestireno expandido, análise termodinâmica, irreversibilidade

## 1. Introdução

Na busca de novos métodos e materiais alternativos mais eficientes, justificados pela necessidade da redução de custos e aumento de competitividade da indústria, a reciclagem de materiais que são rejeitados (resíduos de processos que usam materiais a base de poliestireno expandido) vem a contribuir com essas necessidades de mercado e consequentemente ajudar no desenvolvimento do país.

Esta contribuição ocorre evitando o mau uso dos resíduos, que atualmente são depositados em aterros sanitários ou lixões sem nenhum controle, e que devido ao grande volume ocupado e a dificuldade de se evitar que esses se espalhem por ação eólica, causam danos ao meio ambiente. Outro aspecto é o gasto com energia associado ao processo de fabricação de poliestireno expandido (Isopor), que no caso da reciclagem, pode permitir redução de insumo (eletricidade, combustível, etc.) já que várias etapas iniciais da fabricação da matéria prima virgem podem ser eliminadas. Deve-se considerar que o poliestireno expandido é obtido a partir do petróleo, que é um recurso mineral natural esgotável, e sua reciclagem implica em uma melhor utilização deste insumo energético.

Como exemplo de uma situação real, uma indústria localizada no Vale do Paraíba que utiliza blocos de poliestireno expandido na fabricação de moldes para a fundição, gera cerca de 7,7 m<sup>3</sup>/dia de resíduos desse material, provenientes do processo, e que são transportados para um aterro municipal da região. Esse destino final vem causando grandes problemas ambientais, pois o poliestireno expandido residual está se espalhando facilmente para fora dos limites do local, prejudicando regiões vizinhas. Deve ser considerado também o custo para esses rejeitos serem transportados até os lixões ou aterros que são encargos da empresa ou, em outros casos, assumidos pela prefeitura municipal.

Assim, o objetivo desse trabalho consiste em comparar energeticamente e exergeticamente a reciclagem de materiais a base de poliestireno expandido em relação a processos utilizando matéria prima virgem, de modo a traduzir os resultados dos benefícios da reciclagem, incorporando unicamente os fatores associados a energia e exergia, complementando os trabalhos desenvolvidos anteriormente (Grote & Silveira, 2000)

## 2. Poliestireno Expandido – Isopor

### 2.1. Aplicações dos materiais a base de poliestireno expandido

O poliestireno expandido tem como sigla internacional o EPS e o nome ISOPOR é uma marca registrada. De acordo com a norma ISO-1043/78, esse material é identificado como celular rígido, resultante da polimerização do estireno (um derivado de petróleo) em água e pertencendo ao grupo dos termoplásticos (Technical Information, 1992).

O EPS é composto de 98% de ar e 2% de matéria prima (em massa), que desde a sua criação, aproximadamente a 50 anos atrás, tem sido amplamente aplicado de diversas formas como embalagens industriais, conservação de produtos

alimentícios, proteção de equipamentos, artigos de consumo, materiais para construção civil, isolante térmico, aplicação em processos de fundição de blocos de motores na indústria automobilística, etc. (Silveira et al, 1998).

A seguir é detalhada algumas aplicações na construção civil, baseados nos manuais técnicos da Central EPS – Tecnologia e Serviços (sd):

- Caixão Perdido e Formas para concreto;
- Isolamento Térmico de Lajes Impermeabilizadas;
- Isolamento Térmico de Dutos de Ar Condicionado;
- Drenagem em Muro de Arrimo;
- Forros Isolantes e Decorativos;
- Isolamento Térmico de Telhados;
- Pisos Compostos;
- Concreto Leve;
- Painéis Divisórios;
- Juntas de Dilatação;
- Fundação para Estradas;
- etc.

A produção mundial de poliestireno expandido, de acordo com Franca et al (1997), era de aproximadamente 2 milhões de toneladas anuais e no Brasil o segmento que mais consome é o de embalagens com 50% da produção total, seguido da construção civil com 35%, e utilidades domésticas com 15%.

Os dados de um artigo do Grupo Polimex (1997) com o nome de “Reciclabilidade y Ecologia”, mostram que o EPS é um material inerte quimicamente, não é biodegradável, isto é, não se decompõe, não se desintegra, não desaparece no ambiente e não contém CFC; com isso não contamina quimicamente o solo, a água ou o ar, mas constitui de um problema ambiental se não reciclado pois é um material considerado eterno e ocupa muito espaço devido a sua baixa densidade, causando problemas nos lixões ou aterros sanitários municipais como já mencionado.

## 2.2. O processo de fabricação do EPS

A Fig. (1) ilustra o processo de fabricação da matéria prima e a Fig. (2) mostra o processo de fabricação para o processo de transformação da matéria prima em artigos finais conforme a utilização.

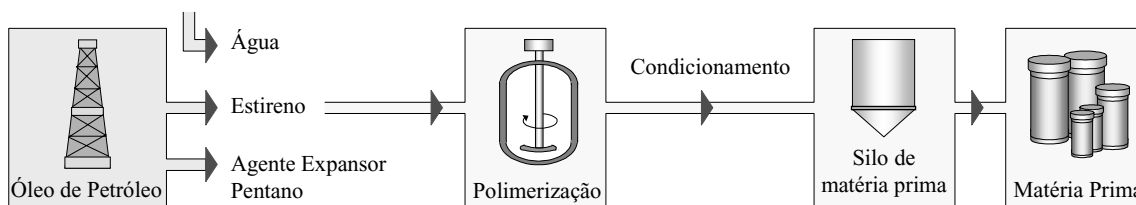


Figura 1. Processo de fabricação da matéria prima de poliestireno

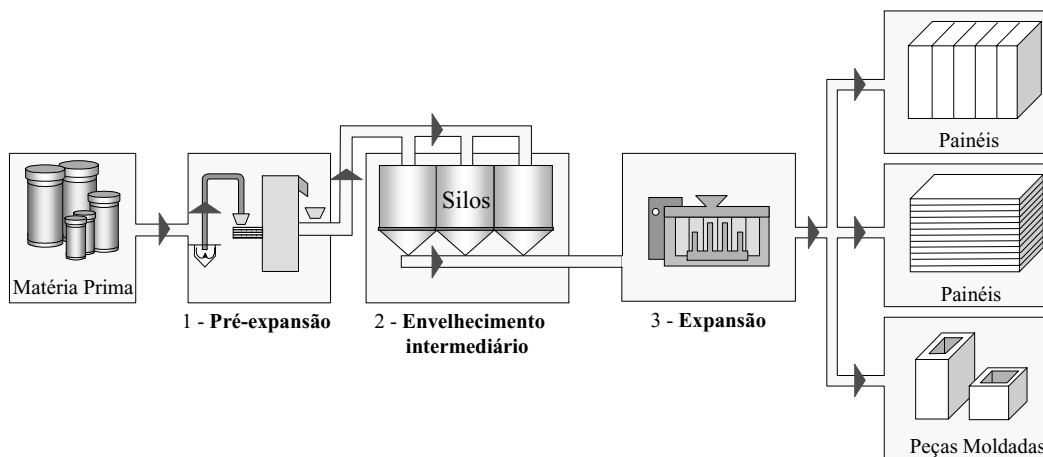


Figura 2. Processo de transformação da matéria prima (poliestireno)

## 2.3. A reciclagem de EPS

Existem alguns processos para a reciclagem dos materiais a base de EPS, estes são aplicados conforme a utilização final do produto. Os rejeitos podem ser processados para serem novamente moldados em forma de blocos, injetados para formar peças para embalagens, serem usados como substratos para melhoramento de solo, para drenagens e jardineiras, na aeração de substâncias para melhoria da decomposição, podem ser reutilizados na construção civil ou até gerar energia elétrica ou calorífica por combustão direta, também podem ser aplicados como complemento em moldes de peças injetadas ou fundição no ramo industrial (automobilístico, metalúrgico, etc.)

A Fig. (3) ilustra os processos de transformação dos resíduos em seus usos finais conforme o catálogo Información Técnica (1992). Verifica-se existir vários processos para se reciclar o EPS (Isopor).

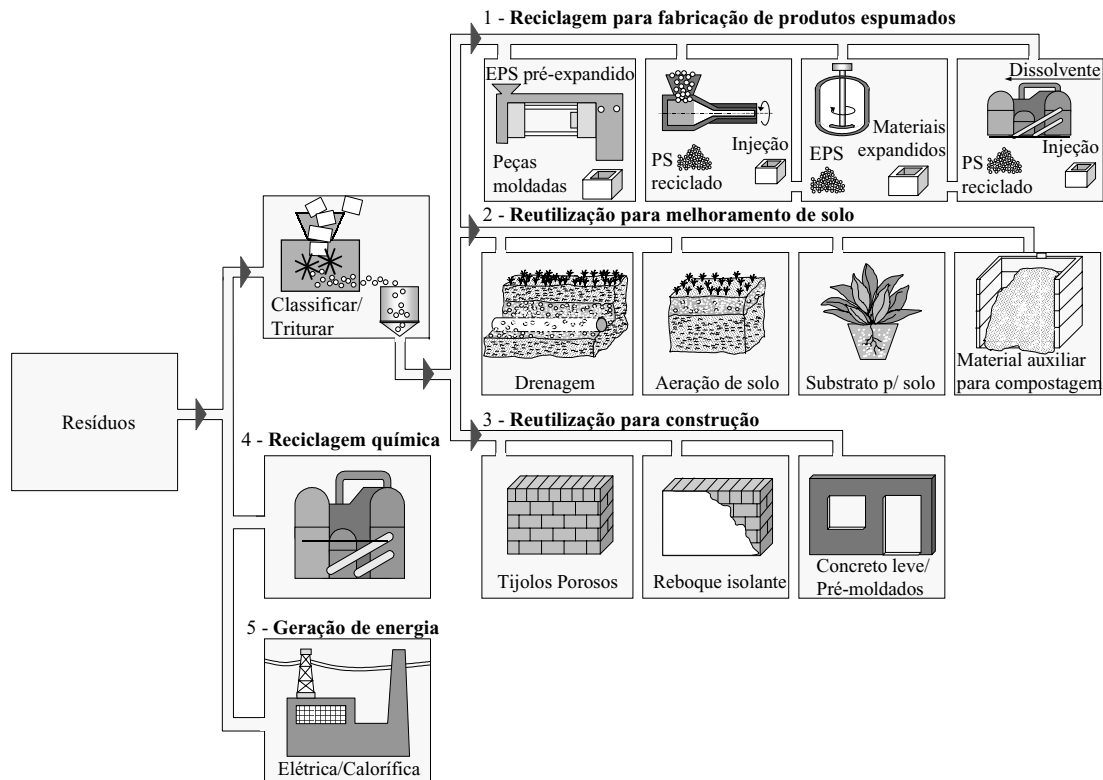


Figura 3. Processos de reciclagem de resíduos a base de poliestireno expandido

Acredita-se que qualquer forma de reciclagem deve estar relacionada com o meio ambiente e não somente interligada à relação econômica tradicional, isto é, ao se quebrar a cadeia de produção de um produto inserindo matéria prima reciclada, diminui-se parte do processo de fabricação, o que conseqüentemente traz economias, tanto em termos de custos diretos e conservação de energia (energia gasta no processo, combustível, eletricidade) como em termos de preservação do meio ambiente, pois este produto quando não reciclado estará poluindo locais de despejo (aterros sanitários, rios, mares, etc.), e por sua vez se o processo usar algum tipo de combustível haverá poluição devido a queima inerente,

A Fig. (4) esquematiza o ciclo de vida do EPS (isopor) considerando a sua reciclagem, se baseando no texto acima citado.

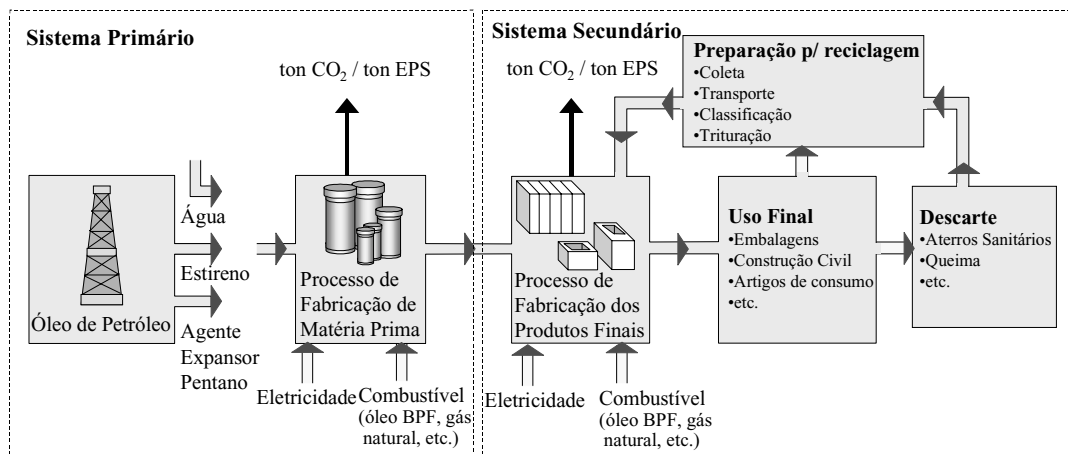


Figura 4. Esquema do ciclo de vida do EPS (isopor) considerando sua reciclagem

Ao se produzir produtos com os resíduos de Isopor, no caso da reciclagem através de processo térmico para produção de blocos, placas e/ou painéis, necessita-se que na composição haja também uma parte de matéria prima virgem para efetivar a união entre as partículas dos resíduos. Essa composição é de aproximadamente 60 a 70% de matéria prima virgem e respectivamente 40 a 30% de resíduos de isopor, como já verificado experimentalmente em ensaios para se obter uma composição ideal, conforme as características desejadas e exigíveis para cada produto final, em função das densidades exigidas que variam em faixas entre 12 a 45 kg/m<sup>3</sup>.

Como se diminui praticamente um terço da matéria prima virgem para a produção de produtos reciclados, existe também uma economia no processo de produção. Conseqüentemente todos os gastos relacionados com essa etapa serão minimizados, isto é, serão usados menos combustível e eletricidade na realização do processo produtivo e assim ter-se-a

redução na emissão de gases poluentes, pela queima de combustível; menos tempo de mão de obra; serão usados menos derivados de petróleo (agente expensor e estireno), e ainda reduzido a emissão em ton CO<sub>2</sub>/ton EPS, conforme mostra a Fig. (4). Em relação ao uso racional dos derivados de petróleo, deve-se salientar a importância dessa economia, pois o petróleo é um insumo esgotável e quanto mais se prolongar a sua utilização melhor será para a sociedade.

No processo de fabricação, deve-se considerar que com os produtos reciclados haverá uma etapa no sistema primário, Fig. (5), (com os devidos custos) para a preparação da reciclagem, onde estão incluídos a coleta dos resíduos de isopor, a classificação ou seleção, o transporte do local de despejo ou de utilização até o local de processamento do produto, e a trituração quando necessária.

### 3. Estudo de caso

Trata-se da modelagem termodinâmica de uma indústria localizada no Sul de Minas Gerais que produz blocos de EPS de diferentes densidades para serem cortados em forma de placas ou painéis, conforme a utilização final de cada cliente. As densidades dos blocos de EPS produzidos são divididas em cinco grupos: P1 (12 a 16 kg/m<sup>3</sup>), P2 (16 a 20 kg/m<sup>3</sup>), P3 (20 a 25 kg/m<sup>3</sup>), P5 (32 a 38 kg/m<sup>3</sup>) e P6 (38 a 45 kg/m<sup>3</sup>). A produção anual de blocos é de aproximadamente 8.000 m<sup>3</sup> de blocos de EPS; o consumo anual de óleo combustível é de 100.000 litros e o consumo de energia elétrica é de aproximadamente 4500 kWh/mês conforme dados coletados pelos autores na própria empresa (2001).

A Fig. (5) esquematiza o processo de fabricação dos blocos, painéis e placas de EPS onde tem-se os fluxos energéticos e o fluxo de material. Na caldeira é produzido vapor saturado para alimentar o pré-expansor e a bloqueira, componentes nos quais ocorre a expansão das pérolas de poliestireno. O material virgem, poliestireno (PS), entra no pré-expansor para uma primeira expansão, depois vai para um tanque de descanso, perdendo calor para o meio ambiente e depois vai para a bloqueira para a segunda e última expansão. Quando o bloco está pronto, no devido tempo este irá para o corte. Esses tempos são variáveis conforme a densidade desejada, tanto no pré-expansor como na bloqueira (em função da pressão), isto é, no pré-expansor o tempo varia de 140 a 225 segundos para as densidades de P1 e P6, respectivamente, e na bloqueira de 80 a 120 segundos para as P6 a P1, respectivamente.

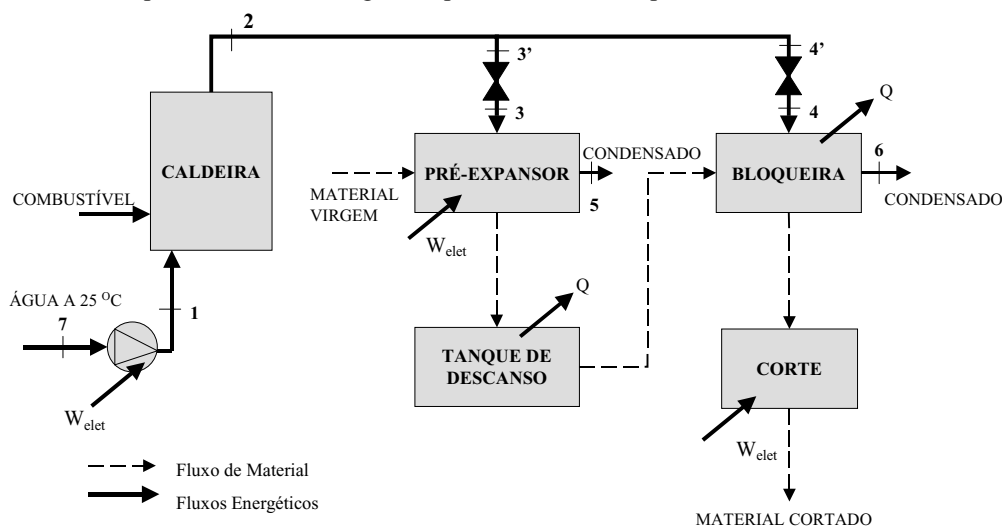


Figura 5. Esquema do processo de fabricação de blocos, painéis e placas de EPS

O processo estudado opera em um ciclo aberto, não tendo retorno de condensado para a caldeira. Os dados e resultados obtidos do processo são fornecidos e calculados por m<sup>3</sup> de EPS produzido. A captação de água é feita em um poço aberto por uma bomba, o consumo de água no processo é de 4,37 m<sup>3</sup>/dia. Na caldeira é usado óleo BPF tipo 1A (PCI = 41553,056 kJ/kg) e antes de ser queimado, sua temperatura é elevada de 25 °C a 125 °C por resistência elétrica de 20 kW. Os dados de vapor, pressão e temperatura usados na bloqueira estão citados na Tab. 1 e Tab. 4; no pré-expansor, além do vapor para essa primeira expansão é necessário um motor elétrico de agitação de 4 HP (4 x 0,746 kW); no tanque de descanso o material perde calor para o meio ambiente atingindo a temperatura ambiente. No corte a potência usada é de aproximadamente 1,1 kW.

#### 3.1. Sistema de reciclagem proposto

O processo de reciclagem analisado está esquematizado na Fig. (6). Este mostra a inserção de resíduos junto com material virgem na bloqueira, isto é, é misturado uma porcentagem de material virgem pré-expandido junto com resíduos, selecionados e cortados num tamanho adequado ao processo; depois é feita a expansão para permitir a união dos resíduos com o material virgem, formando assim um bloco para ser cortado conforme as necessidades do cliente. O fluxo de vapor é o mesmo no caso de processo sem reciclagem, porém o tempo de uso do pré-expansor é reduzido. Os blocos de EPS reciclados produzidos são divididos em dois novos grupos, isto é, P1R (12 a 16 kg/m<sup>3</sup>) que usa o rejeito mais limpo, proveniente da produção e REC (12 a 16 kg/m<sup>3</sup>), que usa rejeitos gerados de outras indústrias, construção civil, etc.

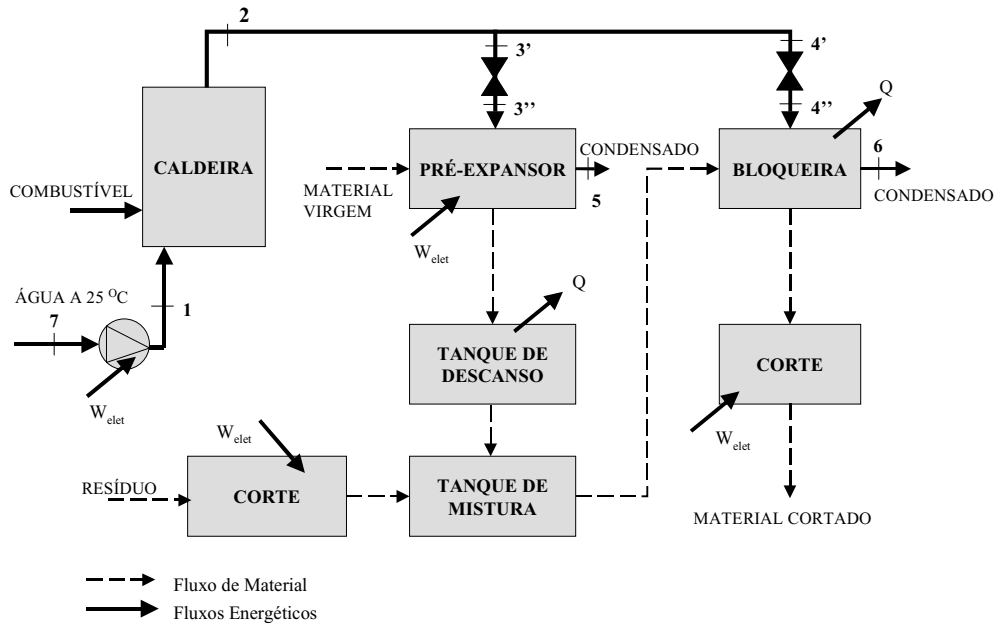


Figura 6. Esquema do processo de fabricação de blocos de EPS inserindo a reciclagem de resíduos

### 3.2. Análise Termodinâmica

O balanço energético sobre o volume de controle considerado em torno de cada componente da Fig. (5) é dado pela Eq. (1):

$$Q - W = \Delta H + \Delta Ec + \Delta Ep \tag{1}$$

sendo  $Q$  [kW] o calor transferido no equipamento,  $W$  o trabalho no equipamento [kW],  $\Delta H$  a variação de entalpia [kW],  $\Delta Ec$  a variação na energia cinética [kW] e  $\Delta Ep$  a variação na energia potencial [kW]. Desprezando-se as variações nas energias cinética e potencial, a Primeira Lei pode ser escrita como: (Wark Jr. K., 1995):

$$Q - W = \Delta H \tag{2}$$

O conceito de exergia permite calcular perdas termodinâmicas e classificar a verdadeira transformação das diferentes formas de energia (Bedrigas et al, 1997). A exergia pode ser definida como o máximo trabalho que pode ser obtido a partir de uma dada forma de energia utilizando os parâmetros do meio ambiente como estado de referência. Um dos principais usos deste conceito está no balanço exergetico, que pode ser consultado como uma “contagem da degradação da energia”. Esta “degradação” é equivalente a destruição irreversível da exergia em processos reais. Esta medida da “ineficiência” de um processo real é chamada irreversibilidade.

Na ausência de efeitos magnéticos, elétricos e nucleares, a exergia, em geral, é dada por (Utgikar et al, 1995):

$$Ex = Ex_c + Ex_p + Ex_f + Ex_{ch} \tag{3}$$

sendo:

$Ex$  = exergia total [kW]

$Ex_c = \frac{1}{2} \dot{m}.c_0^2$  = exergia cinética [kW]

$Ex_p = g.\dot{m}.z_0$  = exergia potencial [kW]

$Ex_f$  = exergia termodinâmica [kW], que é dada pela fórmula:  $Ex_f = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$

$Ex_{ch}$  = energia química =  $\sum_{i=1}^n x_i . Ex_{ch,i}^0 + \dot{m}.R.T_0 . \sum_{i=1}^n x_i \ln(x_i)$

sendo,  $h$  entalpia específica [kJ/kg],  $s$  entropia específica [kJ/kg],  $h_0$  entalpia específica e  $s_0$  entropia específica na pressão e temperatura ( $T_0$ ) do meio ambiente no estado de referência,  $\dot{m}$  é o fluxo mássico [kg/s],  $c_0$  a velocidade de referência,  $g$  a aceleração da gravidade,  $z_0$  a cota de referência  $ex_i$  é a fração molar dos componentes  $i$  em uma mistura de gases.

Desprezando as variações nas exergias cinética, potencial e química, tem-se que a exergia total será igual a exergia termodinâmica dada na Eq. (4).

$$Ex = + Ex_f \tag{4}$$



A irreversibilidade,  $I$  [kW], é determinada pela relação:

$$I = \sum Ex_{sai} + \sum Ex_{entra} \tag{5}$$

Para o estado de referência, foram utilizados os valores de temperatura ( $T_0$ ) de 25 °C (298 K) e pressão ( $P_0$ ) de 1 atm (101 kPa).

A transferência de calor do material para o ar, neste caso, foi no tanque de descanso e na bloqueira, pode ser calculada por convecção livre. A convecção livre ou convecção natural ocorre sobre um fluido no qual existe gradiente de densidade. A transferência de calor ( $Q$ ) do material para o ar pode ser dado por (Incropera & DeWitt, 1998):

$$Q = h' A (T_{sup} - T_{inf}) \tag{6}$$

sendo,  $h'$  o coeficiente de transferência de calor por convecção [ $W/m^2K$ ],  $A$  área superficial [ $m^2$ ],  $T_{sup}$  a temperatura na superfície [K] e  $T_{inf}$  a temperatura do ar livre da ação viscosa [K].

O coeficiente de transferência de calor por convecção pode ser calculado a partir de (Incropera & DeWitt, 1998):

$$\frac{h' L}{k} = C Ra_L^n \tag{7}$$

onde  $Ra_L$  é o número de Rayleigh. A constante  $C$  e o coeficiente  $n$  têm valores em função do intervalo de  $Ra_L$ , foi adotado para estes cálculos escoamento turbulento, sendo  $C = 0,1$  e  $n = 1/3$  (Incropera & DeWitt, 1998). O número de Rayleigh é obtido pela Eq. (8) conforme Incropera & DeWitt (1998):

$$Ra_L = \frac{g \beta (T_{sup} - T_{inf}) L^3}{\nu \alpha} \tag{8}$$

$$\beta = \frac{2}{(T_{sup} - T_{inf})} \tag{9}$$

sendo,  $L$  o comprimento característico [m],  $k$  o condutividade térmica [ $W/mK$ ],  $g$  aceleração da gravidade [ $m/s^2$ ],  $\beta$  coeficiente volumétrico de expansão térmica [ $K^{-1}$ ],  $\nu$  a viscosidade cinemática [ $m^2/s$ ] e  $\alpha$  a difusividade térmica [ $m^2/s$ ].

### 3.3. Resultados

A metodologia apresentada neste trabalho, engloba conceitos relativos a 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica, aplicadas para a análise dos processos de produção de EPS com e sem reciclagem. Levando-se em consideração o fluxo mássico ( $m$ ), temperatura ( $T$ ), entalpia ( $h$ ), entropia ( $s$ ) e exergia total ( $Ex$ ) e exergia específica ( $ex$ ) em cada ponto do processo, a Tab. (1) mostra os resultados obtidos para os pontos indicados na Fig. (5). Na Tab. (2) são mostrados os resultados da análise energética para o processo sem incorporar a reciclagem e a Tab. (3) mostra os resultados de performance exérgica desse mesmo processo.

As seguintes considerações foram feitas para a análise termodinâmica pretendida:

- ° Tempo de operação do processo de 160 h/mês (informações coligidas pelos autores - 2000)
- °  $C_p$  dos gases de exaustão de 1,08 kJ/kg K (Dias, 1999).

As nomenclaturas usadas nas tabelas são: Ecomb - Energia do combustível, Rt(óleo) - energia para aquecimento do óleo de 25 °C a 125 °C, Wbomba - trabalho da bomba de água, Qpreéx - calor fornecido ao material no pré-expansor, Qperd1 - calor perdido no condensado do pré-expansor, Wmotor - trabalho do motor de agitação, Qbloc - calor fornecido ao material na bloqueira, Q perd2 e Q perd3 - calor perdido no condensado e no material ao meio, Wcorte - trabalho necessário para o corte do material, Qperd 4 - calor perdido ao meio no tanque de descanso e  $I$  - irreversibilidade.

Tabela 1. Dados para os pontos da Fig. (5), processo de produção de EPS sem incorporar a reciclagem

Tipo	Pontos	Pressão [MPa]	Temp. [°C]	Massa [kg/s]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	ex [kJ/kg]	Ex [kW]
P1 a P6	1	0,863	25,0	0,152	105,7	0,3671	0,86	0,13
P1 a P6	2	0,863	173,6	0,152	2772,0	6,6370	797,83	121,27
P1	3	0,069	110,0	0,076	2700,0	7,5970	439,60	33,41
P2	3	0,059	110,0	0,076	2701,0	7,6700	418,84	31,83
P3	3	0,049	110,0	0,076	2702,0	7,7560	394,20	29,96
P5	3	0,029	110,0	0,076	2704,0	7,9960	324,64	24,67
P6	3	0,025	110,0	0,076	2705,0	8,0810	300,30	22,82
P1 a P6	4	0,539	154,7	0,076	2752,0	6,7960	730,42	55,51
P1 a P6	5	0,101	100,0	0,076	419,0	1,3066	34,09	2,59
P1 a P6	6	0,101	100,0	0,076	419,0	1,3066	34,09	2,59
P1 a P6	7	0,101	25,0	0,076	104,8	0,3673	0,00	0,00

Tabela 2. Resultados de performance energética para o processo de produção de EPS sem incorporar a reciclagem

Tipo	Caldeira		Bomba	Pré-expansor			Bloqueira			Corte	Tanque
	Ecomb [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Rt(óleo) [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Wbomba [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Qpréex [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Qperd1 [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Wmotor [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Qbloqu [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Qperd2 [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Qperd3 [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Wcorte [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Qperd4 [kW.h/m <sup>3</sup> ]
P1	25,828	0,8285	0,0052	8,584	1,182	0,148	5,910	0,796	0,047	0,0894	1,593
P2	25,454	0,8165	0,0052	8,861	1,220	0,152	5,418	0,729	0,043	0,0894	1,393
P3	24,226	0,7771	0,0049	8,663	1,192	0,149	4,925	0,663	0,039	0,0894	1,194
P5	27,090	0,8690	0,0055	10,749	1,478	0,185	4,433	0,597	0,035	0,0894	0,597
P6	42,368	1,3590	0,0086	19,750	2,714	0,339	3,940	0,531	0,031	0,0894	0,398

Tabela 3. Resultados de performance exerérgica para o processo de produção de EPS sem incorporar a reciclagem

Componente	Tipo	Ex(entra) [kWh/m <sup>3</sup> ]	Ex(sai) [kWh/m <sup>3</sup> ]	I [kWh/m <sup>3</sup> ]
Pré-expansor	P1	1,8020	0,1283	1,6737
	P2	1,7787	0,1324	1,6464
	P3	1,6448	0,1294	1,5154
	P5	1,7118	0,1603	1,5514
	P6	2,9335	0,2945	2,6390
	Bloqueira	P1	1,8504	0,0864
P2		1,6962	0,0792	1,6170
P3		1,5420	0,0720	1,4700
P5		1,3878	0,0648	1,3230
P6		1,2336	0,0576	1,1760
Caldeira		P1	25,8884	5,5123
	P2	25,5130	5,4324	20,0807
	P3	24,2822	5,1703	19,1119
	P5	27,1531	5,7816	21,3715
	P6	42,4662	9,0421	33,4241
	Bomba	P1	0,0059	0,0054
P2		0,0058	0,0053	0,0004
P3		0,0055	0,0051	0,0004
P5		0,0061	0,0057	0,0005
P6		0,0096	0,0089	0,0007
Corte		P1	0,0894	0,0000
	P2	0,0894	0,0000	0,0894
	P3	0,0894	0,0000	0,0894
	P5	0,0894	0,0000	0,0894
	P6	0,0894	0,0000	0,0894

A Fig. (7) mostra os resultados obtidos da análise exerérgica para produção de blocos de EPS - densidade tipo P1 (12 a 16 kg/m<sup>3</sup>) - na forma de Diagrama de Grassman.

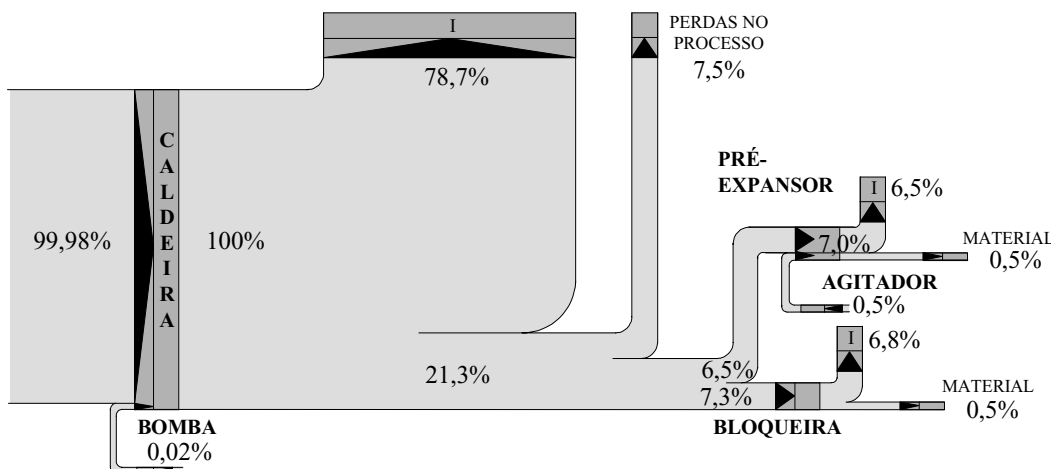


Figura 7. Diagrama de Grassman para blocos de EPS - densidade P1 (12 a 16 kg/m<sup>3</sup>).

A Tab. (4) mostra os resultados obtidos para os pontos indicados na Fig. (6) correspondente ao processo de fabricação do EPS incorporando a reciclagem. As Tab. (5) e (6) mostram os resultados de performance energética e exerérgica.

Tabela 4. Dados para os pontos da Fig. (6), processo de produção de EPS incorporando a reciclagem

Pontos	Pressão [MPa]	Temp. [°C]	Massa [kg/s]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	ex [kJ/kg]	Ex [kW]
1	0,863	25,0	0,152	105,7	0,3671	0,86	0,13
2	0,863	173,6	0,152	2772,0	6,6370	797,83	121,27
3	0,069	110,0	0,076	2700,0	7,5970	439,60	33,41
4	0,539	154,7	0,076	2752,0	6,7960	730,42	55,51
5	0,101	100,0	0,076	419,0	1,3066	34,09	2,59
6	0,101	100,0	0,076	419,0	1,3066	34,09	2,59
7	0,101	25,0	0,076	104,8	0,3673	0,00	0,00

Tabela 5. Resultados de performance energética para o processo de produção de EPS incorporando a reciclagem

Tipo	Caldeira		Bomba	Pré-expansor			Bloqueira			Cortes	Tanque
	Ecomb [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Rt(óleo) [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Wbomba [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Qpréex [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Qperd1 [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Wmotor [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Qbloqu [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Qperd2 [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Qperd3 [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Wcorte [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Qperd4 [kW.h/m <sup>3</sup> ]
P1R	21,197	0,6799	0,0043	6,009	0,827	0,103	5,910	0,796	0,047	0,1073	1,115
REC	19,654	0,6304	0,0040	5,150	0,709	0,089	5,910	0,796	0,047	0,1073	0,956

Tabela 6. Resultados de performance exérgica para o processo de produção de EPS incorporando a reciclagem

Componente	Tipo	Ex(entra) [kWh/m <sup>3</sup> ]	Ex(sai) [kWh/m <sup>3</sup> ]	I [kWh/m <sup>3</sup> ]
Pré-expansor	P1R	1,2614	0,0898	1,1716
	REC	1,7378	0,0770	1,6608
Bloqueira	P1R	1,8504	0,0864	1,7640
	REC	1,8504	0,0864	1,7640
Caldeira	P1R	21,2467	4,5240	16,7228
	REC	19,6995	4,1945	15,5050
Bomba	P1R	0,0048	0,0044	0,0004
	REC	0,0045	0,0041	0,0003
Corte	P1R	0,0894	0,0000	0,0894
	REC	0,0894	0,0000	0,0894
Corte de resíduos	P1R	0,0179	0,0000	0,0179
	REC	0,0179	0,0000	0,0179

A Tab. (7) mostra a totalização da análise energética dos dois processos de produção do EPS considerados, indicando também a redução percentual. A Fig. (8) mostra graficamente os resultados obtidos da análise para os tipos de blocos P1, P1R e REC.

Tabela 7. Totalização da análise energética dos dois processos e a redução percentual energética no caso da reciclagem do tipo P1 (P1R e REC)

Total (sem reciclagem)				
Tipo	Ecomb [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Q <sub>T</sub> [kW.h/m <sup>3</sup> ]	W <sub>T</sub> [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Q <sub>P</sub> [kW.h/m <sup>3</sup> ]
P1	25,828	14,494	1,0708	3,617
P2	25,454	14,279	1,0634	3,385
P3	24,226	13,588	1,0203	3,088
P5	27,090	15,181	1,1485	2,707
P6	42,368	23,690	1,7961	3,674

Total (com reciclagem)				
Tipo	Ecomb [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Q <sub>T</sub> [kW.h/m <sup>3</sup> ]	W <sub>T</sub> [kW.h/m <sup>3</sup> ]	Q <sub>P</sub> [kW.h/m <sup>3</sup> ]
P1R	21,197	11,919	0,8949	2,785
REC	19,654	11,060	0,8303	2,507
Comparação				
Tipo	Ecomb [%]	Q <sub>T</sub> [%]	W <sub>T</sub> [%]	Q <sub>P</sub> [%]
P1R -P1	17,9	17,8	16,4	23,0
REC-P1	23,9	23,7	22,5	30,7

Obs: Ecomb - Energia do combustível, W<sub>T</sub> - trabalho total no ciclo, Q<sub>T</sub> - calor total fornecido, Q<sub>P</sub> - calor total perdido para o meio.

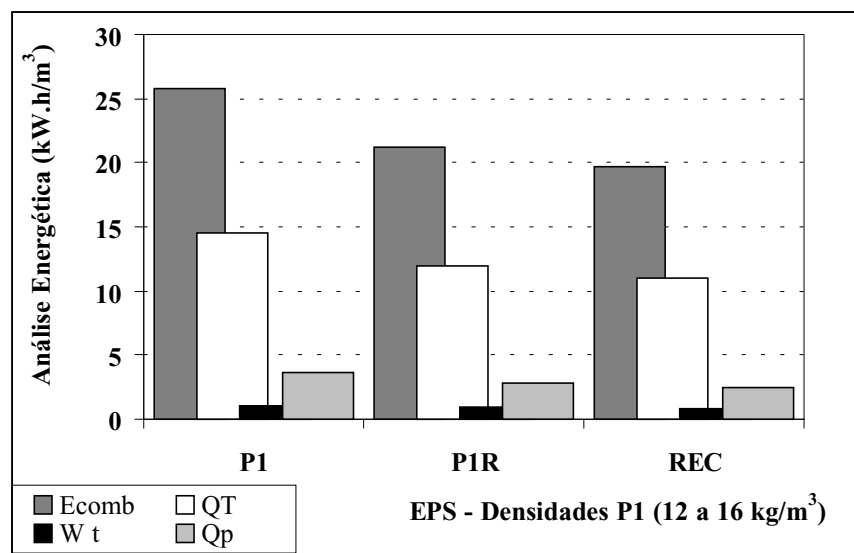


Figura 8. Gráfico comparativo das análises energéticas associadas às produções dos blocos de EPS para densidade tipo P1 (12 a 16 kg/m³) com reciclagem de resíduos na proporção de 30 % (P1R) e de 40% (REC).

#### 4. Discussão dos resultados e Conclusão

Este estudo mostra e deixa em evidência a vantagem da reciclagem do EPS, tanto pelo aspecto da redução indireta dos impactos ambientais associados ao sistema primário, em termos de emissões de CO<sub>2</sub>, como também pelo aspecto de redução de uso de insumos energéticos (petróleo, combustível e eletricidade).

Em termos energéticos, os resultados indicam que no caso da reciclagem P1R (caso de EPS com densidade tipo P1, com resíduos mais limpo na proporção de mistura 30%), ocorrem consideráveis reduções de uso de combustível, cerca de 17,9 %; de calor fornecido ao material (calor de processo), cerca de 17,8 %; de eletricidade cerca de 16,4 %, com considerável redução de perdas de calor de processo (condensado, tanque de descanso e bloqueira) ao meio ambiente, num percentual de 23,0 %. No caso da reciclagem REC (caso de EPS com densidade tipo P1, com uso de resíduos mais sujos na proporção 40 %), os percentuais de redução são mais significativos, com valores de 23,9 % no uso de combustível, 23,7% de calor de processo fornecido ao material, 22,5 % de eletricidade e 30,7 % nas perdas de calor. Fica evidente o benefício energético oriundo da reciclagem.

Em termos exergéticos, os resultados indicam que tanto no processo sem reciclagem como no incorporando a reciclagem, o componente de maior índice de irreversibilidade é a caldeira, cuja eficiência exergética é consideravelmente baixa (cerca de 21,29 %), tratando-se neste caso, de uma antiga caldeira flamotubular com pressão de operação de 0,863 MPa, evidenciando a inerente necessidade de melhoria no processo de geração de vapor. Ainda em termos de irreversibilidades, os resultados mostram que os maiores índices consecutivos de irreversibilidades estão associados a bloqueira, seguido do Pré-Expansor.

Finalmente, conclui-se que a contribuição da reciclagem se consolida a partir do momento que ela evita o descarte dos resíduos no meio ambiente, reduções nos consumos de energéticos e a redução de emissão de CO<sub>2</sub> (relativamente ao sistema primário). No caso do Petróleo como matéria prima extraída da natureza, a reciclagem permite reduzir o uso desse insumo esgotável, tendo em vista que neste caso, o processo produtivo de EPS é iniciado em um estágio secundário. Considerando ainda que as previsões de extinção das atuais reservas mundiais de petróleo propicia aumentos nos custos dos seus derivados, somadas ao crescente risco de colapso energético no Brasil e ao constante aumento da poluição, a reciclagem do poliestireno expandido, propicia cenários ideais para minimizar os danos causados por estes fatores, com inerentes benefícios para sociedade em geral.

Não se envolveu estudos econômicos associados a reciclagem do EPS neste trabalho, ficando estes objetivos para um próximo trabalho em fase de preparação.

#### 5. Agradecimentos

Os autores agradecem à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo – FAPESP, pelo apoio financeiro a pesquisa em escopo. Também agradecem a Polinco Indústria e Comércio de Polímeros Ltda e a General Motor do Brasil pelo fornecimento de dados e auxílio nos ensaios experimentais realizados.

#### 6. Referências

Bedringås, K. W.; Ertesvåg, I. S.; Byggstøyl, S. and Magnussen, B. F., 1997, "Exergy Analysis of Solid-Oxide Fuel-Cell (SOFC) Systems", Energy, Vol. 22, pp.403-412.

- Central EPS - Tecnologia E Serviços. "Características Exigíveis para o Poliestireno Expandido". São Paulo: Catálogo Técnico da Basf, Shell, Resinor e Tupy, (sd).
- Dias, R. A., 1999, "Impactos da Substituição de Equipamentos na Conservação de Energia", Agosto 1999. 94p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.
- Franca, A.B.M.; Viana, M.F.A.; Rodrigues, M.F., 1997, "Estudo Comparativo Entre Laje Convencional e Lajes Com Blocos de EPS nas Modernas Construções de Concreto Armado". João Pessoa, UFP - Universidade Federal da Paraíba.
- Grote, Z. V.; Silveira, J.L., 2000, "Processo térmico de reciclagem de poliestireno expandido (isopor): uma realidade para a redução de custos e a conservação de energia": Conservação de Energia. In: JORNADA 2000 Jornada de Iniciação Científica e de Pós-graduação, 4o, Guaratinguetá-SP – Brasil. Anais do JORNADA'2000. Guaratinguetá: UNESP – Campus de Guaratinguetá, 2000. p.196-201.
- Grupo Polimex, 1997, "Reciclabilidade y ecologia" [on line]. México: Grupo Polimex. Available from Word Wide Web: <<http://www.Polimex.com.mx/reciclado.html>>.
- Incropera, F.; DeWitt, D. P., 1998, "Fundamentos da transferência de calor e massa", 4ª ed, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 494 p.
- Información Técnica, 1992, "Reciclar/Eliminar – Procedimientos de reciclado y eliminación de materiales expandidos de EPS usados" [CD-ROM]. Ludwigshafen, Alemanha: Catálogo Técnico da Basf. no 23734
- Informaciones Técnicas, 1992, "Propiedades – Resistência Química de los Materiais Expandidos de Styropor" [CD-ROM]. Ludwigshafen, Alemanha: Catálogo Técnico da Basf, Maio. no 33684.
- Silveira, J.L; Grote, Z. V.; Travassos; S.E.P., 1998, "Análise comparativa entre materiais empregados na construção de uma câmara frigorífica: Styroblock e Alvenaria de tijolos maciços": Transferência de Calor. In: LATCYM - Congresso Latinoamericano De Transferencia De Calor Y Materia, 7o, Salta – Argentina. Anais do 7o LATCYM. Salta: INIQUI – Instituto de Investigaciones para la Industria Química, 1998. p.476-480.
- Technical Information, 1992, "Properties – General" [CD-ROM]. Ludwigshafen, Alemanha: Catálogo Técnico da Basf, no 22246.
- Utgikar, P.S. and Prasada Rao, P.J., 1995, "Thermoeconomic analysis of gas turbine cogeneration plant - a case study", Journal of Power and Energy. Part A.
- Wark Jr, K., 1995, "Advanced Thermodynamics for Engineers". McGraw-Hill, New York.

## **THERMODYNAMIC ANALYSIS ASSOCIATED TO THE RECYCLING PROCESS OF EXPANDED POLYSTYRENE - EPS**

### **Zilmara Volpe Grote**

UNESP Campus de Guaratinguetá - Departamento de Energia - Av. Ariberto Pereira da Cunha,333 – CEP: 12516-410 Guaratinguetá, SP, Brasil  
e-mail: zilmaragrote@yahoo.com

### **José Luz Silveira**

UNESP Campus de Guaratinguetá - Departamento de Energia - Av. Ariberto Pereira da Cunha,333 – CEP: 12516-410 Guaratinguetá, SP, Brasil  
e-mail: joseluz@feg.unesp.br

**Abstract:** *The use of residues of polystyrene-based materials, which nowadays are discarded from factories, commercial and residential sections, civil construction, may contribute to the energy reduction and the environmental pollution control. This contribution happens avoiding the inadequate use of the residues, which are now deposited in disposal sites, and due to the great volume occupied and the difficulty of avoiding them to be spread by wind, they cause damages to the environment. One important aspects is the use of energy associated with the production process, which may be translated into economy in the case of recycling, because several initial stages of the production of the raw materials are eliminated. Finally, we should consider that the expanded polystyrene is obtained from the petroleum (basically the styrene), which is a natural and exhaustible resource, and that its recycling implies in a better use for that product. This work aims to accomplish energetic studies associated to the recycling of expanded polystyrene-based materials, considering their several applications and the existing recycling processes. The analysis consists of verifying, mainly, the benefit relation of the recycling process, taking into consideration the manufacturing of products molded from recycled and raw materials. It is also intended to propose solutions for the final use of the rejected or recycled materials, adapting them to their new applications, considering their qualities and properties.*

**Keywords:** *Recycling process, polystyrene expanded, EPS, thermodynamics analysis, irreversibility*

# AVALIAÇÃO TEÓRICO/EXPERIMENTAL DAS EMISSÕES DE ÓXIDO DE NITROGÊNIO (NO<sub>x</sub>) EM CALDEIRAS PARA BAGAÇO

Flavio Neves Teixeira

Electo Eduardo Silva Lora

Escola Federal de Engenharia de Itajubá

Av BPS 1303, CP 50, Itajubá, MG, Brasil, 37.500-903

[flavio@iem.efei.br](mailto:flavio@iem.efei.br) / [electo@iem.efei.br](mailto:electo@iem.efei.br)

**Resumo.** Os óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>) tem sido considerados mundialmente como uma das principais causas da chuva ácida; deve se considerar também o seu efeito fitotóxico e o seu papel no processo de formação do ozônio estratosférico. Dessa forma alguns países tem se ocupado deste assunto monitorando e restringindo a emissão destes gases poluentes dentro de padrões pré-estabelecidos. No Brasil, pouca ênfase se tem dado a este assunto e poucos dados sobre as emissões de NO<sub>x</sub> em caldeiras a bagaço estão disponíveis na literatura técnica brasileira e internacional. Neste trabalho, a partir de dados medidos na usina de açúcar e álcool Monte Alegre (MG), faz-se uma comparação entre estes resultados da medição com resultados de cálculos de um modelo empírico. Avalia-se também a influência dos parâmetros de operação da caldeira (variação do excesso de ar) e também na carga da mesma sobre o valor das emissões.

**Palavras chave:** óxidos de nitrogênio, caldeiras a bagaço, emissão.

## 1. Introdução

A expansão contínua da capacidade de geração de energia elétrica no Brasil é um requisito primordial quando se deseja a retomada do crescimento econômico do país. Dessa forma, estudos realizados mostram que, com o atual ritmo de crescimento da economia brasileira, existe a possibilidade de racionamento ou mesmo falta de energia elétrica a curto prazo. A fim de se evitar, ou ao menos amenizar tais efeitos, o Ministério de Minas e Energia elaborou um Programa Prioritário de Termelétricidade (PPT) o qual prevê a construção de 49 usinas térmicas até 2005, como forma emergencial de aumentar a oferta de energia no país (cerca de 15.000 MW adicionais), sendo que a grande maioria deverá operar com gás natural.

Porém, quando se analisa o atendimento à demanda e a sustentabilidade de recursos naturais a longo prazo, a necessidade de diversificação das fontes primárias é inevitável, uma vez que estes recursos ou são não renováveis (designação que se dá aos combustíveis que levam centenas de milhões de anos para serem produzidos pela natureza, tal como os combustíveis fósseis - petróleo e seus derivados, gás natural e carvão mineral) ou renováveis (energia proveniente de fontes hidráulicas, solar, eólica, geotérmica, biomassa, etc.). O consumo de combustíveis fósseis responde pela maior parte da poluição ambiental. Harper (1995), mostra que 95 % de todos os óxidos de enxofre e de nitrogênio, assim como todo o dióxido de carbono (causa principal do efeito estufa) de origem antropogênica são produtos da combustão de combustíveis fósseis. No caso do monóxido de carbono e dos compostos orgânicos voláteis, a porcentagem é de aproximadamente 70 %. É por estas razões que o acréscimo no consumo de energia provenientes de centrais termelétricas tem um impacto ambiental tão grande.

Por outro lado, as fontes renováveis de energia caracterizam-se por impactos ambientais muito menores. O desenvolvimento tecnológico nos últimos 20 anos tem provocado uma redução sensível no custo da energia final obtida a partir destas fontes. Em alguns casos o kWh de eletricidade já apresenta preços competitivos. Assim, as fontes renováveis de energia podem chegar a ser, num futuro próximo, uma oportunidade de negócios no setor energético.

No Brasil, a utilização da biomassa como insumo para a geração de eletricidade já é uma prática, principalmente nos setores de açúcar e álcool, papel e celulose e alimentos e bebidas. Particularmente no setor sucro-alcóoleiro, auto-suficiente no consumo de energia elétrica através de sistemas de cogeração empregando o bagaço como combustível, estima-se uma capacidade instalada de aproximadamente 2.500 MW (Coelho et al, 2000), ainda que exista um potencial maior de aproveitamento. O Grupo Coordenador do Planejamento dos Sistemas Elétricos (GCPS), elaborou um estudo identificando os potenciais de cogeração, dando ênfase nos projetos passíveis de inclusão nos Planos Decenais de Expansão do Ministério de Minas e Energia, mediante consultas às concessionárias, entidades de classe, empresas e literatura especializada. Para o setor sucro-alcóoleiro, estimou-se um potencial termodinâmico de 5.584 MW (sistemas convencionais) e um potencial técnico de 4.020 MW, sendo que deste, 1.340 MW são relativos a autoprodução e os 2.680 MW restantes relativos a excedentes energéticos comercializáveis (Eletrobrás, 1999).

Porém, cabe ressaltar que a queima do bagaço também contribui nas emissões de poluentes à atmosfera. Os principais emitidos nas caldeiras que queimam bagaço são particulados, monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos não queimados (C<sub>x</sub>H<sub>y</sub>) e os óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>).

Neste sentido, este trabalho objetiva, a partir de dados de emissão de NO<sub>x</sub> medidos na usina de açúcar e álcool Monte Alegre (MG), fazer uma comparação entre estes resultados da medição com resultados de cálculos segundo o modelo apresentado por Sigal (1988). Avalia-se também a influência dos parâmetros de operação da caldeira (variação do excesso de ar) e também na carga da mesma sobre o valor das emissões.

## 2. Os óxidos de nitrogênio e sua formação

No século XIX foi identificada a presença de NO<sub>x</sub> nos produtos de queima de combustíveis orgânicos. Ao final dos anos 50 começaram investigações sistemáticas dos processos físico-químicos de geração de NO<sub>x</sub> em fornalhas de caldeiras, motores de combustão interna e fornalhas industriais. Atualmente, a contribuição das emissões de NO<sub>x</sub>, pelos sistemas de combustão, para a formação da chuva ácida, *smog* fotoquímico e partículas finas na atmosfera é amplamente reconhecida, como também o seu efeito fitotóxico e o seu papel no processo de formação do ozônio estratosférico. Dessa forma alguns países tem se ocupado deste assunto monitorando e restringindo a emissão destes gases poluentes dentro de padrões pré-estabelecidos. Por exemplo, segundo Kucowski et all (1997), o padrão de emissão para os óxidos de nitrogênio na Comunidade Européia, Áustria e Japão é de 650, 200 e 411 mg/Nm<sup>3</sup>, respectivamente, considerando novas centrais termelétricas queimando combustíveis sólidos. No Brasil, pouca ênfase se tem dado a este assunto, podendo-se citar que na Resolução CONAMA 008/90, a qual estabelece limites máximos de emissão de poluentes do ar (padrões de emissão) para processos de combustão externa em fontes fixas, nenhuma menção quanto a emissão de NO<sub>x</sub> é feita. Esta Resolução apenas limita os óxidos de enxofre e particulados. Além disso, poucos dados sobre as emissões de NO<sub>x</sub> em caldeiras a bagaço estão disponíveis na literatura técnica brasileira e internacional e pouco se tem feito com relação à pesquisas sobre a influência do tipo de sistema de combustão, dos parâmetros de operação (excesso de ar) e das características do combustível na prevenção da formação de NO<sub>x</sub>.

Durante a queima de combustíveis orgânicos em fornalhas de geradores de vapor, forma-se principalmente o óxido nítrico (NO). Os óxidos de nitrogênio podem se formar a partir do nitrogênio do combustível e a partir do nitrogênio do ar. De acordo com o mecanismo de formação, podem ser classificados como mostrado na Fig. (1) (Lora, 2000):

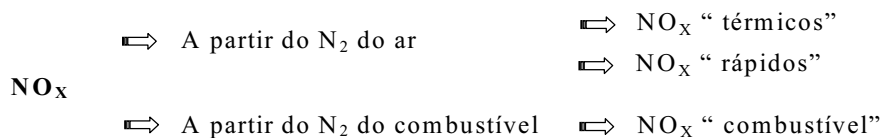


Figura 1. Classificação dos óxidos de nitrogênio de acordo com o mecanismo de sua formação.

- NO<sub>x</sub> “ térmicos” : formados a partir da reação do nitrogênio e do oxigênio atômico do ar a altas temperaturas ( $T_{\text{fornalha,max}} > 1500 \text{ K}$ ). O fator determinante neste mecanismo é a temperatura máxima na zona de combustão;
- NO<sub>x</sub> “ combustível” : Formados a partir do nitrogênio do combustível. Os fatores determinantes são a quantidade de nitrogênio na composição elementar do combustível, a concentração de O<sub>2</sub> na região da chama e em menor medida sua temperatura;
- NO<sub>x</sub> “ rápidos” : Formados a partir da reação do nitrogênio do ar com a participação de radicais  $\dot{C}H_Y$  na região de baixas temperaturas da chama ( $T_{\text{fornalha,max}} < 1500 \text{ K}$ ).

A importância relativa dos diferentes mecanismos de formação dos óxidos de nitrogênio depende dos seguintes fatores:

- temperatura no núcleo da chama;
- conteúdo de nitrogênio no combustível;
- parâmetros do processo na fornalha (excesso de ar).

Existem dois métodos de controle de óxidos de nitrogênio: métodos pré-combustão (preventivos) ou métodos pós-combustão (corretivos) conforme podem ser observados na Tab. 1. Analisando-se estes métodos, pode-se concluir que as principais precauções a serem tomadas referem-se ao controle da temperatura na fornalha e da relação ar/combustível (excesso de ar). Uma tecnologia preventiva que vem apresentando bons resultados é o sistema com “*requeima*” de gás (“*gas reburn systems*”). Ela tem sido utilizada com sucesso em caldeiras industriais e de utilidades, e está sendo oferecida comercialmente como uma tecnologia de controle das emissões de NO<sub>x</sub>. Aplicações deste processo incluem caldeiras com queimadores localizados nas paredes (“*wall fired*”), com queima tangencial (“*tangentially fired*”) e com pré-fornalha ciclônica (“*cyclone fired*”). Segundo Latham et all (1997), reduções de 58 a 77 % nas emissões de NO<sub>x</sub> têm sido conseguidas usando como combustível primário carvão ou gás, e combustíveis de “*requeima*”.

## 3. Modelo de predição da emissão total de NO<sub>x</sub>

Existem alguns modelos na literatura técnica que permitem quantificar as emissões de NO<sub>x</sub> quando se queima combustíveis sólidos. Neste trabalho, utilizou para o cálculo da concentração total de NO<sub>x</sub> a Eq. 1 sugerida por Sigal (1988).

$$C_{\text{NO}_x} = 0,48872 \cdot A \cdot d_e^{0,8} \cdot Q_v^{0,5} \cdot \alpha_h^3 \tag{1}$$

sendo:

A- constante de proporcionalidade igual 0,17;

$d_e$ - diâmetro equivalente na seção quadrada da fornalha, [m], e equivalente a quatro vezes a área da seção quadrada da fornalha dividida pelo seu perímetro;  
 $Q_v$ - tensão térmica volumétrica da fornalha, [GJ/m<sup>3</sup>·h];  
 $\alpha_h$ - coeficiente de excesso de ar na saída da fornalha.

Tabela 1. Classificação dos métodos de controle das emissões de óxidos de nitrogênio (Lora, 2000).

Tipo	Denominação	Fundamentação
Métodos pré-combustão (preventivos).	Recirculação dos produtos da combustão.	Diminuição da temperatura e concentração de oxigênio no núcleo da chama.
	Combustão por etapas.	Diminuição da temperatura e concentração de oxigênio no núcleo da chama.
	Queimadores com baixa emissão de NO <sub>x</sub> (LNB).	Diminuição da temperatura e concentração de oxigênio no núcleo da chama.
	Injeção de água e vapor.	Diminuição da temperatura e concentração de oxigênio no núcleo da chama.
	Combustão em leito fluidizado.	Temperaturas de combustão menores que em sistemas convencionais para combustíveis sólidos pulverizados.
Métodos pós-combustão (corretivos).	Redução seletiva não catalítica (SNCR).	Redução do NO <sub>x</sub> até N <sub>2</sub> por injeção de amônia sem a utilização de catalisadores (alta temperatura dos gases).
	Redução catalítica seletiva (SCR).	Redução do NO <sub>x</sub> até N <sub>2</sub> por injeção de amônia com a utilização de catalisadores (baixa temperatura dos gases).

#### 4. Dados medidos na Usina Monte Alegre

Os dados referentes às medições são apresentados na Tab. 2 a seguir:

Tabela 2. Dados de operação da caldeira.

Medição	$m_v$ [t/h]	$P_v$ [bar]	$T_v$ [°C]	O <sub>2</sub> [%]	NO <sub>x</sub> [mg/Nm <sup>3</sup> ]	Excesso de ar
1	39,7	20,2	296	5,7	108,0	1,30
2	43,6	19,7	296	5,4	99,0	1,34
3	42,5	20,3	296	4,9	134,0	1,30
4	44,3	20,0	296	5,5	161,0	1,30
5	40,3	20,0	296	5,2	100,0	1,33
6	42,2	19,6	293	5,8	110,0	1,33
7	44,4	19,6	295	7,5	148,0	1,51
8	44,0	20,9	296	7,2	169,0	1,50
9	41,1	20,9	302	7,7	188,0	1,56
10	36,0	19,3	292	8,6	173,0	1,67
11	43,9	19,6	295	8,2	145,0	1,58
12	41,2	20,6	295	8,4	140,0	1,60
13	46,2	20,7	296	8,6	135,0	1,61
14	45,7	19,6	295	7,1	116,0	1,45
15	44,8	19,7	292	7,3	122,0	1,47
16	41,1	19,7	294	8,1	139,0	1,59
17	44,7	19,7	292	7,7	105,0	1,48
18	45,0	19,8	295	7,2	103,0	1,43
19	45,4	19,2	288	7,4	158,0	1,53
20	45,7	19,9	294	7,6	96,0	1,52
21	44,3	19,6	295	7,5	88,0	1,44
22	45,8	20,2	298	5,7	112,0	1,32
23	40,3	21,2	296	7,5	159,0	1,54
24	37,7	19,6	300	7,8	137,0	1,58
25	34,0	20,0	298	8,9	158,0	1,73
26	45,0	20,4	296	6,1	118,0	1,40
27	34,5	19,5	292	8,8	153,0	1,70
28	40,3	19,6	298	7,8	137,0	1,58
29	37,4	19,8	298	8,1	144,0	1,62



Na Tab. 2,  $m_v$  é a carga (vazão de vapor) da caldeira [t/h];  $P_v$  a pressão do vapor [bar = 0,1 MPa],  $T_v$  a temperatura do vapor [°C],  $O_2$  o conteúdo de oxigênio nos gases de exaustão [% em volume],  $NO_x$  o valor medido da concentração de óxidos de nitrogênio nos gases de exaustão [mg/Nm<sup>3</sup>] e excesso de ar o valor medido do coeficiente de excesso de ar nos gases de exaustão.

Analisando-se a Tab. 2, nota-se que os dados levantados da operação da caldeira apresentam-se muito variáveis uma vez que não foi possível, durante dois dias de testes na usina, operar a caldeira dentro de regimes pré-determinados, ou seja, o monitoramento foi realizado de acordo com a sua operação de rotina, acompanhando as necessidades do processo. Contudo foi possível analisá-los dividindo-se em faixas similares de operação, designadas por faixa mínima de excesso de ar e igual a 33,24 %, faixa média de excesso de ar e igual a 53,87 % e faixa máxima de excesso de ar e igual a 66,83 %.

## 5. Resultados e conclusões

A Fig. 2 apresenta a relação entre os valores medidos de  $NO_x$ , o excesso de ar e a carga da caldeira. É possível concluir que o fator que define a concentração dos óxidos de nitrogênio é o excesso de ar, enquanto que a influência da carga da caldeira é praticamente nula. As medidas com excesso de ar na faixa máxima (66,83 %) correspondem a uma queda na carga para cerca de 39,3 t/h, e conseqüentemente, uma redução da temperatura de chama na fornalha já que se queima menos combustível. Então, a predominância do mecanismo “combustível” na formação de óxido de nitrogênio em caldeiras a bagaço é, experimentalmente, demonstrada.

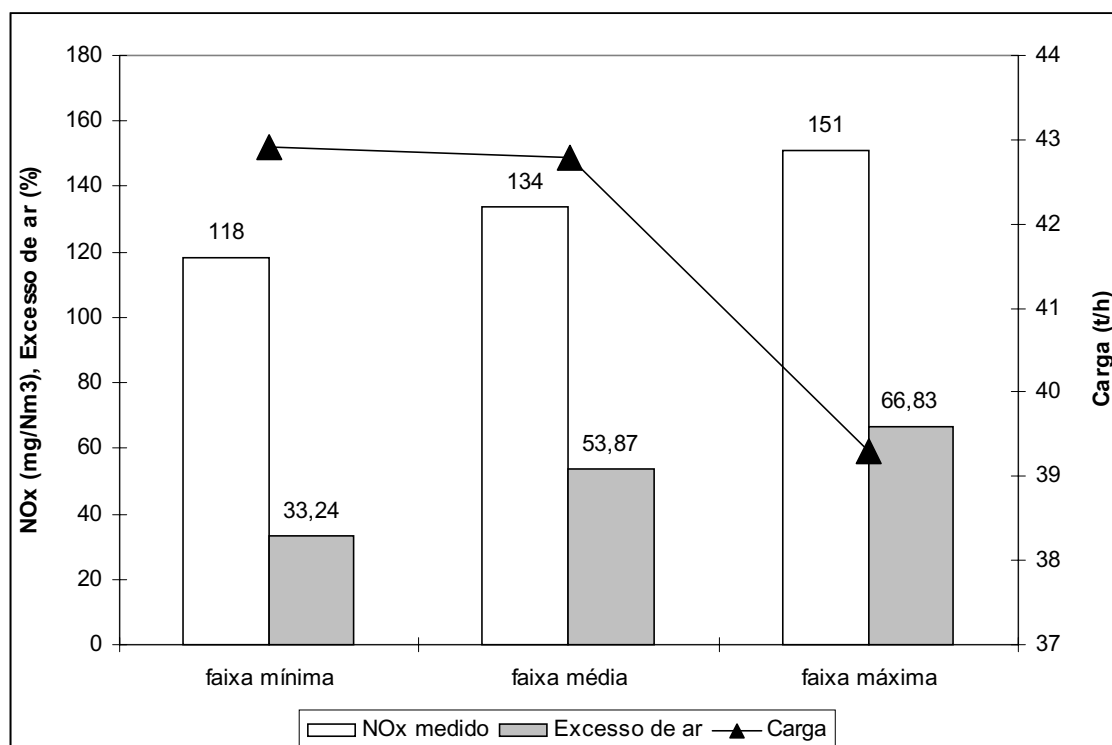


Figura 2. Influência dos parâmetros de operação da caldeira na formação de  $NO_x$  para as faixas avaliadas.

A fim de se avaliar o modelo matemático para o cálculo das emissões totais de óxidos de nitrogênio, apresenta-se a Fig. 3. Para os valores da faixa mínima de excesso de ar, o modelo não se mostrou adequado. Porém, para os valores de operação na faixa média e máxima, que correspondem com a faixa típica de operação com excesso de ar ótimo, o modelo se mostrou adequado, com um erro entre o valor medido e o calculado da ordem de 5 %. Nesta Fig. 3 também se pode observar claramente que à medida que se aumenta o valor do excesso de ar, as emissões de  $NO_x$  também aumentam.

Finalmente, na Fig. 4, se apresenta a relação entre os valores de óxidos de nitrogênio medidos e o teor de oxigênio ( $O_2$ ) nos gases. A existência de uma relação linear entre a concentração de  $NO_x$  nos gases de exaustão e a concentração de  $O_2$  confirma o que foi dito anteriormente.

## 6. Agradecimentos

Gostaríamos de prestar o agradecimento à Usina Monte Alegre (Monte Belo - MG) pela possibilidade da medição e publicação dos dados, em especial ao Gerente Industrial Eng. Luiz Fernando Pereira Alves pelas informações solicitadas.

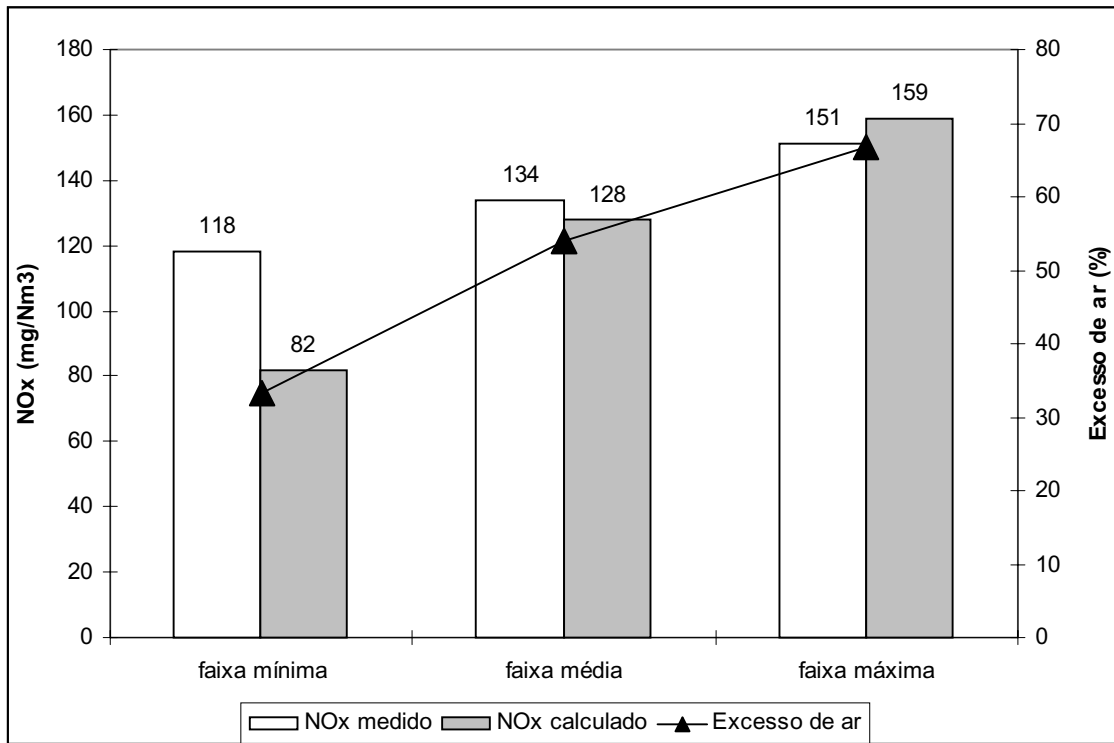


Figura 3. Comparação entre os valores de emissão de NO<sub>x</sub> medidos e calculados, segundo o modelo adotado.

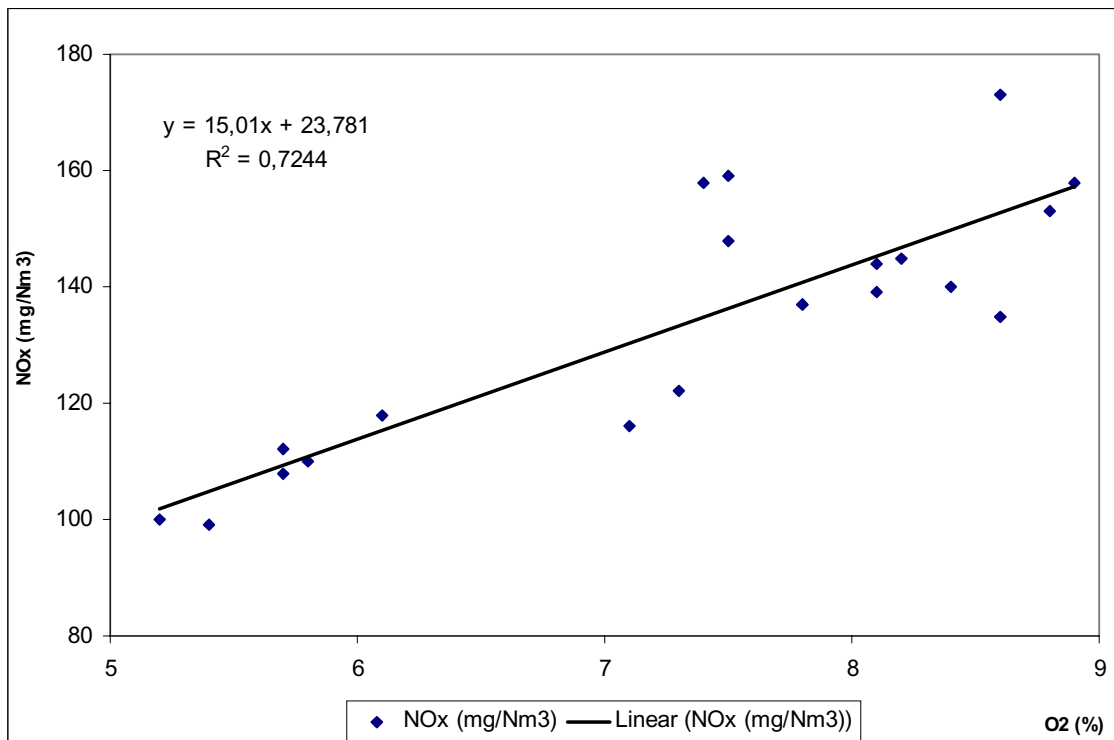


Figura 4. Relação entre a concentração de NO<sub>x</sub> e o conteúdo de oxigênio nos gases de exaustão.

**7. Referências**

Coelho, S.T., Paletta, C.E.M., Freitas, M.A.V., 2000, “ Medidas Mitigadoras para a Redução de Emissões de Gases de Efeito Estufa na Geração Termelétrica” , trabalho em colaboração de ANEEL, CENBIO, BUN, MCT e PNUD, Brasília;

ELETROBRÁS, 1999, “ Estimativa do Potencial de Cogeração no Brasil” , Grupo Coordenador do Planejamento dos Sistemas Elétricos (GCPS);

- Harper, S., 1995, "Energy Efficiency, Renewable Energy And Sustainable Development", EPA, trabalho apresentado no "Third International Seminar Of The Environmental Problems Of Urban Centers", Rio de Janeiro;
- Kucowski, J., Laudyn, D., Przekwas, M., 1997, "Energetyka a Ochrona Srodowiska", Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, (em polonês);
- Latham, C.E., Engelhardt, D.A., Sommer, T.M., 1997, "Reburn Technology - A Commercial Update", Conference Proceedings Power-Gen' 97 International, Dallas-Texas, USA;
- Lora, E. E. S., 2000, "Prevenção e Controle da Poluição nos Setores Energético, Industrial e de Transporte", MCT/PNUD/ANEEL;
- Resolução CONAMA N°008 de 06 de Dezembro de 1990;
- Sigal, I.YA., 1988, "Proteção da bacia do ar durante a queima de combustíveis", Niedra, (em russo);

### **Experimental and analytical evaluation of NO<sub>x</sub> emissions in bagasse boilers**

**Flavio Neves Teixeira**

**Electo Eduardo Silva Lora**

Federal School of Engineering of Itajuba

Av BPS 1303, CP 50, Itajuba, MG, Brazil, 37.500-903

[flavio@iem.efei.br](mailto:flavio@iem.efei.br) / [electo@iem.efei.br](mailto:electo@iem.efei.br)

**Abstract.** Nitrogen oxides (NO<sub>x</sub>) have been considered worldwide as one of the acid rain main causes; it must be considered also its fitotoxic effect as well as its importance in the stratospheric ozone formation mechanism. In this way some countries have engaged in this subject monitoring and restricting the emission of this pollutant gases within pre-established emission standards. In Brazil, little emphasis has been given to this subject and there are only a few data about NO<sub>x</sub> emissions in sugar cane bagasse boilers in the Brazilian and international technical literature. In this paper, based on data measured in the Monte Alegre sugar mill (Brazil), it is made a comparison between measured data with the calculation according to different models and with available data from technical literature (EPA). It is also evaluated the influence of the boiler operation parameters (excess air variation and boiler load) on emissions values.

**Keywords.** nitrogen oxides, bagasse boilers, emission.

## ESTUDO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO DE UM FORNO TÚNEL UTILIZADO NA INDÚSTRIA DE CERÂMICA VERMELHA

### Gabriel Mann dos Santos

Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, Departamento de Engenharia Mecânica, Campus Universitário, Trindade, Florianópolis – Santa Catarina – Brasil  
mann@emc.ufsc.br

### Edson Bazzo

Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, Departamento de Engenharia Mecânica, Campus Universitário, Trindade, Florianópolis – Santa Catarina – Brasil  
ebazzo@emc.ufsc.br

### Vicente de Paulo Nicolau

Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, Departamento de Engenharia Mecânica, Campus Universitário, Trindade, Florianópolis – Santa Catarina – Brasil  
vicente@lmpt.ufsc.br

**Resumo.** No presente trabalho é analisado o comportamento térmico de um forno túnel existente, com vistas à conversão da queima de serragem para gás natural. Uma formulação matemática foi proposta para simular o comportamento térmico do forno, levando em consideração o processo de combustão, as reações endotérmicas e as trocas de calor entre os diferentes componentes. Simulações foram realizadas para diferentes condições de operação visando obter o perfil de temperaturas ao longo do forno. Dados experimentais foram obtidos em campo, a partir de medições de temperatura, pressão, composição dos gases, consumo de serragem, produção, temperatura e vazão de ar quente recuperado para secagem. Alguns parâmetros foram utilizados como dados de entrada para o programa de simulação. Os resultados teóricos obtidos com as simulações do forno operando com serragem apresentaram boa concordância com os resultados experimentais. Trabalhos continuam com simulações e a conversão do forno, de modo a permitir futuras análises de viabilidade para o uso para do gás natural como combustível na cerâmica vermelha.

**Palavras chave:** forno túnel, cerâmica vermelha, comportamento térmico.

### 1. Introdução

Os fornos túneis são fornos mais modernos e eficientes no uso de energia. No Brasil, as empresas estão começando a instalar fornos deste tipo para a queima de produtos cerâmicos, buscando melhorar a produtividade e a qualidade. O combustível mais utilizado ainda é a lenha ou seus derivados, apesar da expectativa de escassez prevista para os próximos anos.

A indústria de cerâmica vermelha brasileira e, mais especificamente, a catarinense, encontra-se relativamente atrasada frente às novas tecnologias existentes, sobretudo, se comparada a de países europeus como Espanha e Itália. Os fornos túneis são os mais utilizados em todo o mundo devido a maior capacidade produtiva e ao melhor aproveitamento da energia fornecida pelo combustível. No Brasil, as empresas estão começando a instalar fornos deste tipo, buscando melhorar sua produção e a qualidade de seus produtos. Há uma expectativa das entidades representativas do setor cerâmico de que, em médio prazo, as empresas que não passarem por essa transição deixarão de funcionar.

A utilização do gás natural para a queima nesses fornos, é também uma tendência mundial, por ser um combustível mais nobre, menos poluente, que facilita o controle do processo de queima e a obtenção de produtos de maior qualidade. No Brasil, o uso de lenha e seus derivados, como a serragem, é bastante difundido, porém, encontra-se ameaçado. No caso da lenha a ameaça é devida às crescentes barreiras impostas pela legislação ambiental, no que diz respeito às madeiras nativas. Já no caso dos derivados de madeira, a ameaça encontra-se no aumento da geração de energia elétrica a partir da biomassa no Brasil, previsto para os próximos anos, e no aumento da utilização destes derivados na fabricação de produtos para a indústria moveleira, como é o caso dos aglomerados.

Deste modo, é importante conhecer o comportamento térmico dos fornos túneis frente a conversão para o uso de combustíveis mais nobres como o gás natural, de modo que se possa analisar a viabilidade deste processo de substituição.

Neste sentido, a UFSC vem executando um projeto piloto desenvolvido em convênio com a REDEGÁS, envolvendo a GASPETRO – PETROBRAS Gás S.A., a TBG – Transportadora Brasileira Gasoduto Bolívia-Brasil S.A. e a SCGÁS – Companhia de Gás de Santa Catarina, com o propósito de estudar o comportamento térmico de um forno túnel existente a serragem e eventual conversão para gás natural. Numa primeira etapa o projeto consiste na medição e análise dos parâmetros de queima com serragem, desenvolvimento de um programa de simulação e análise termoeconômica para verificar a viabilidade do processo de conversão. Primeiros resultados já foram publicados por Santos et al. (2000). Onde foi analisada a viabilidade econômica da conversão com base em dados obtidos junto a algumas cerâmicas catarinenses.

Um forno túnel convencional a serragem foi escolhido considerando-se o interesse da empresa em participar do projeto e sua proximidade em relação à rede de distribuição de gás natural, já vislumbrando uma possível conversão. O presente trabalho apresenta a formulação matemática e o programa desenvolvido para simular este forno, os parâmetros medidos com o forno operando com serragem e comparação dos resultados das medições com os resultados teóricos simulados.

## 2. Fornos túneis

### 2.1. Descrição do funcionamento

Os fornos túneis, cujo esquema de funcionamento é mostrado na Fig. (1), são fornos mais modernos e eficientes no uso de energia. Possuem três seções: preaquecimento, queima e resfriamento, havendo o aproveitamento de calor de uma seção para outra. O ar quente, que sai da zona de resfriamento, é injetado na zona de queima e serve como ar de combustão. Os gases de combustão que deixam a zona de queima são dirigidos à zona de preaquecimento, aproveitando-se o calor residual.

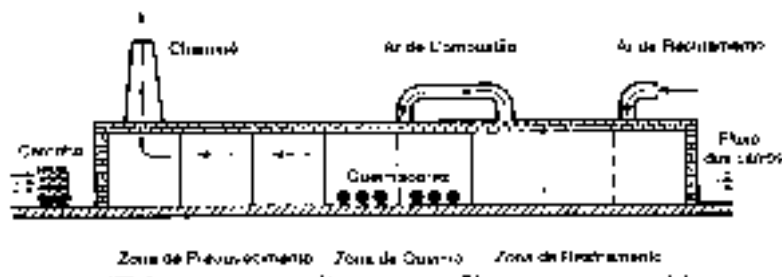


Figura 1. Esquema de um forno túnel convencional (Henriques Jr. et al., 1993).

O transporte da carga de peças cerâmicas a serem queimadas é realizado por meio de vagonetas especiais ou esteiras móveis, acionados através de sistema hidráulico automático. Este tipo de forno foi originalmente utilizado na indústria de cerâmica branca, mas devido as suas vantagens passou a ser empregado com sucesso também na indústria de cerâmica vermelha.

Os fornos túneis convencionais apresentam uma grande variedade de dimensões, de características construtivas como o aproveitamento dos gases, de ciclos de queima, de disposição de queimadores, de tipos de isolamentos empregados nas paredes e nas estruturas das vagonetas, de possibilidades de controle automático do processo. Tudo isso depende das disponibilidades econômicas e das necessidades produtivas.

Quanto as dimensões, em geral, estes fornos apresentam comprimentos entre 80 e 130 metros, altura de carga entre 1 e 2 metros e larguras entre 2 e 4 metros. Segundo o Centro de Estudios de la Energia (1980), em geral 2/5 do comprimento total do forno são reservados à zona de preaquecimento, 1/5 à zona de queima e outros 2/5 à zona de resfriamento. Os fornos podem ser construídos de maneira tradicional, onde são erguidas as paredes, ou em módulos pré-fabricados, constituídos por painéis moduláveis tanto na altura como na largura.

Os ciclos de queima que normalmente se adotam em fornos túneis podem variar de 16 a 48 horas, de acordo com o tipo de forno e as características das peças a produzir (Chiara et al., 2000).

Os queimadores, de acordo com as necessidades podem ser posicionados 100% lateralmente, para fornos de baixa largura, 100% no teto do forno, para fornos de baixa altura ou de forma mista (lateral e teto), para fornos de largura e altura elevadas.

Os isolamentos empregados nas paredes dos fornos vêm sendo cada vez mais aperfeiçoados, sendo que além do emprego de materiais refratários vem se fazendo uso também de fibras cerâmicas, que diminuem as perdas térmicas e, ainda, reduzem o custo e facilitam a construção dos fornos.

As vagonetas são elementos bastante solicitados ao desgaste mecânico e térmico, e apresentam desde estruturas refratárias até composições entre materiais refratários e fibras cerâmicas, com a finalidade de reduzir perdas térmicas, desgaste e conseqüente manutenção das mesmas.

### 2.2. Características do forno estudado

O forno túnel estudado apresenta uma capacidade produtiva máxima de 900 toneladas de produto queimado por mês, sendo projetado e patenteado pela empresa Renascer. O forno pertence à Cerâmica Heinig, localizada no município de Brusque/SC, e sua escolha foi baseada, exclusivamente, no interesse da cerâmica em participar do trabalho, disponibilizando suas instalações, e na sua proximidade em relação à rede de distribuição de gás natural, o que reduz os custos com o ramal de interligação.

O forno possui comprimento total de 80 metros, largura de 2,5 metros e altura de 2 metros. O combustível utilizado é a serragem, para o qual, foram projetadas as fornalhas. Um esquema do forno e de seu funcionamento pode ser visto na Fig. (2). Ao longo do comprimento pode-se identificar as três zonas do forno:

- Preaquecimento.
- Queima.
- Resfriamento.

A zona de preaquecimento é relativamente extensa, com comprimento de 57 metros, possuindo paredes laterais duplas, entre as quais estão canais laterais por onde circulam gases de combustão. A região compreendida entre a entrada do forno e o exaustor funciona como um pré-forno, onde é retirada a umidade residual ainda presente nos poros do material após a secagem.

A zona de queima tem comprimento de 11 metros e paredes laterais simples, porém de maior espessura. Ao longo desta zona estão distribuídas 8 fornalhas, das quais somente 6 encontram-se em operação.

A zona de resfriamento é relativamente curta, com comprimento de 12 metros, possuindo paredes laterais idênticas às da zona anterior. Por ser curta, o resfriamento é mais rápido e as perdas térmicas através da carga e da vagoneta são mais elevadas.

Detalhes relativos ao funcionamento do forno estudado são abordados, no momento oportuno, ao longo deste trabalho, chamando a atenção para os balanços de massa e de energia.

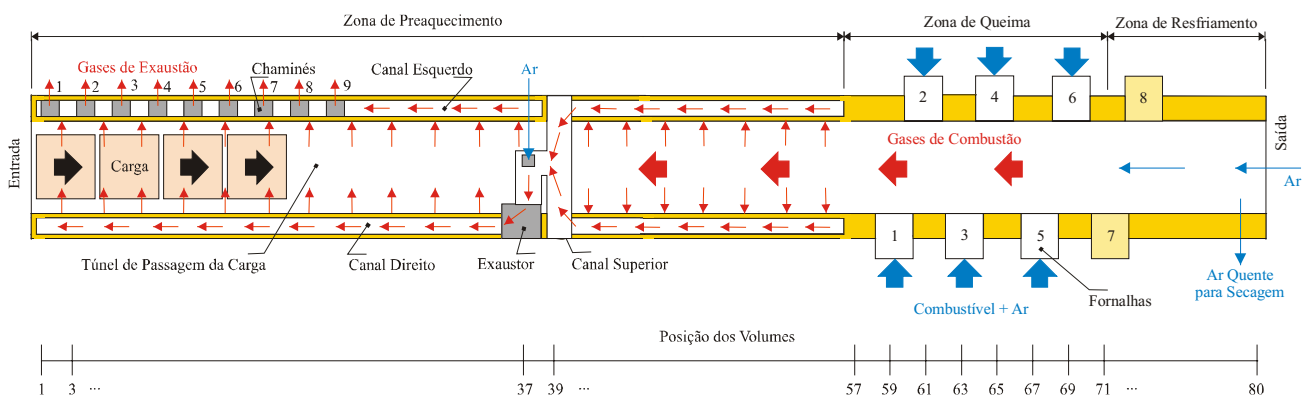


Figura 2. Esquema do funcionamento do forno túnel identificando alguns componentes e o fluxo de gases.

### 3. Formulação matemática

Uma formulação matemática foi desenvolvida com o propósito de simular o comportamento térmico do forno túnel estudado e comparar resultados teóricos com dados experimentais obtidos em campo. Desta forma, procurou-se ajustar a formulação matemática de acordo com a situação real, validando um modelo matemático específico que servisse de suporte para a análise da operação do forno com outros combustíveis industriais, em particular, com o gás natural. Em termos gerais, mediante a introdução de modificações na formulação matemática, pretende-se de fato criar uma metodologia de análise que atenda igualmente outros tipos de fornos túneis.

O forno é dividido em 80 volumes de 1 m cada conforme indicado na Fig. (2) e são calculados os balanços de massa e energia. Os balanços de massa e de energia, mostrando como ocorre a transferência de calor em cada uma das três zonas do forno são modelados e discutidos nos itens seguintes.

#### 3.1. Balanço de massa

Ao contrário do modelo proposto por Yu (1994) onde o perfil de temperaturas e a atmosfera eram fornecidos e dados como o consumo de combustível, o consumo de ar primário e de resfriamento e o fluxo de gases de exaustão eram calculados, no modelo apresentado devem ser fornecidas informações a respeito de como ocorre o fluxo de gases ao longo do forno. Devem ser conhecidos dados como as saídas de gases, entradas de ar externo, saídas de ar de resfriamento, consumo de combustível e de ar primário. Com esses dados pode-se conhecer a vazão mássica que atravessa cada volume do forno.

O fluxo dos gases é sempre contrário ao fluxo da carga no interior do forno como mostrado na Fig. (2). Assim, ar de resfriamento entra pela saída do forno e segue axialmente no túnel de passagem da carga, em direção à zona de queima onde é misturado com os gases gerados pela combustão em cada uma das 6 fornalhas. Na zona de resfriamento, no volume 80, há uma saída de ar de resfriamento que é reaproveitado no secador. A massa de gases gerada pela combustão é encontrada através de um balanço nas fornalhas, onde, para o caso da queima de serragem, entram ar e combustível e saem gases e cinzas.

Na zona de preaquecimento, na região posterior ao exaustor (volume 38 ao volume 57), a cada volume uma parcela igual dos gases que circulam pelo túnel de passagem da carga é adicionada aos canais laterais direito e esquerdo,

simulando a sucção provocada pelo exaustor. Essa parcela é constituída por gases que deixam a região de queima e por gases provenientes da desidroxilação da caulinita presente na carga que, com base nos ensaios feitos na argila, corresponde a cerca de 7,5% da massa de carga que entra no forno. Deste modo, a partir do volume 37 não há mais fluxo axial de gases no túnel de passagem e todo o fluxo passa aos canais laterais.

O fluxo de gases que deixa o exaustor (no volume 37), é formado pela soma dos fluxos dos canais laterais direito e esquerdo, mais o fluxo de ar externo succionado pelo exaustor. Todo esse fluxo que deixa o volume 37 entra no volume 36 através do canal lateral direito. A partir daí, até o volume 1, na entrada do forno, a cada volume uma parcela igual dos gases que circulam pelo canal lateral direito é adicionada ao túnel de passagem onde se mistura com a água residual evaporada da carga e segue para o canal lateral esquerdo, perfazendo um fluxo transversal à carga. A massa de água residual evaporada da carga é encontrada considerando-se, com base nos ensaios feitos na argila, que a carga que entra no forno sofre uma redução de massa de 2,5% devido à evaporação. No canal lateral esquerdo, o fluxo passa a ser novamente axial, e vai se somando ao fluxo de cada novo volume, até que nos volumes onde se encontram as chaminés, os fluxos de gases vão sendo eliminados.

Esse tipo de fluxo e a presença dos canais laterais, pode ser explicada pelo fato de a primeira porção da zona de preaquecimento funcionar como um pré-forno onde é evaporada a água residual ainda presente nos poros do material após a secagem. Desta forma, o fluxo atravessa a carga transversalmente e é eliminado no outro canal, através das chaminés, evitando que a umidade se condense sobre a carga que se encontra no volume seguinte, como poderia ocorrer no caso de um fluxo axial.

É importante observar que a linearidade com que foi tratado o problema do escoamento dos gases pode não condizer exatamente com a realidade, uma vez que não foi considerada a perda de carga nos canais laterais e em seus orifícios, a recirculação de gases na região próxima ao exaustor e onde não há certeza de que toda a massa de gases seja succionada para dentro dos canais, na região posterior ao exaustor.

### 3.2. Balanço de energia

Os três processos conhecidos de transferência de calor, condução, convecção e radiação, estão presentes nas trocas de calor entre as diferentes estruturas de um forno túnel durante o processo de queima. A Fig. (3) apresenta um esquema global dessas trocas de calor.

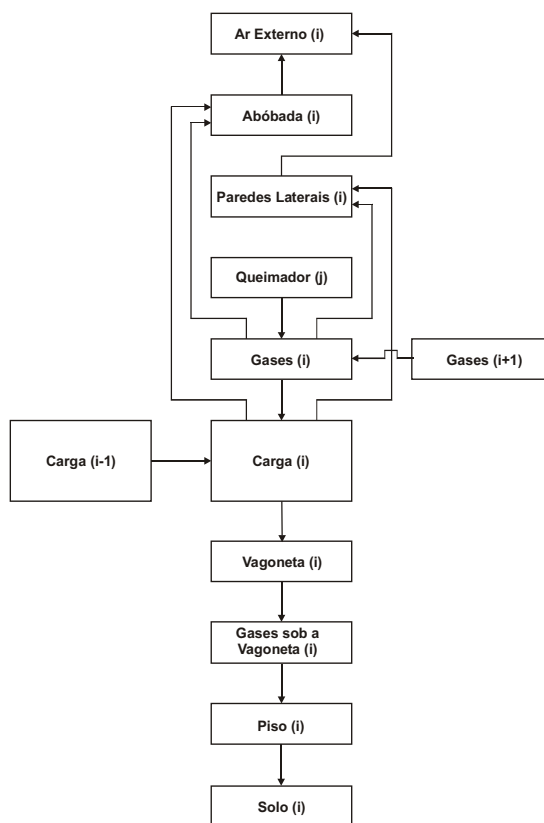


Figura 3. Esquema global das trocas de calor em um forno túnel, durante o processo de queima.

A condução ocorre nas paredes laterais, na abóbada, no piso, no solo, nas vagonetas e na carga de material. Nas três primeiras estruturas, a condução ocorre em regime permanente, pois o fluxo de calor se mantém constante no tempo, de modo que o perfil de temperatura se sustenta ao longo do percurso do calor. Já na carga e nas vagonetas, a condução ocorre em regime transiente. Este tipo de condução é também verificada nas paredes de fornos do tipo intermitente, uma

vez que funcionam em regime de batelada e toda estrutura é aquecida e resfriada a cada queima. Entretanto, no modelo proposto a condução na carga e nas vagonetas também foi considerada como sendo permanente, tendo em vista que o tempo de penetração do calor calculado para a carga de tijolos foi inferior ao tempo de residência da carga em uma mesma posição. Isso significa que toda a carga assimila rapidamente a mudança de temperatura e que, portanto, a condução transiente não apresenta grande importância no processo de transferência de calor.

A convecção acontece nas trocas de calor entre paredes laterais e gases no interior do forno, abóbada e gases, piso e gases sob as vagonetas, vagonetas e gases sob as vagonetas, paredes laterais e ar externo, abóbada e ar externo, e ocorre ainda entre gases e carga, na superfície externa e no interior, nos espaços deixados entre os tijolos, na pilha, ou mesmo, nos furos dos tijolos.

Estudos sobre coeficientes de convecção em fornos túneis são muito difíceis de serem encontrados na literatura. Yu (1994) diz que podem ser utilizados valores entre 40 e 110 W/m<sup>2</sup>K para coeficientes globais (de convecção e radiação) de troca entre os gases e a carga. Chiara (2000) apresenta o balanço térmico de um forno túnel onde utilizou um coeficiente de convecção de 12 W/m<sup>2</sup>K para calcular a perda de calor das paredes e abóbada para o ar externo.

No modelo proposto para o forno túnel analisado, os coeficientes de convecção para as diferentes trocas são considerados constantes, não variando em função da temperatura ou velocidade dos gases ou do ar externo. Entretanto, os valores utilizados foram tomados com base nos valores apresentados anteriormente.

A radiação em fornos ocorre diretamente, da chama luminosa gerada pela queima do combustível, e indiretamente, pelas trocas entre as superfícies sólidas e pela radiação gasosa.

A radiação entre superfícies sólidas acontece nas trocas de calor entre paredes laterais e carga, abóbada e carga, piso e vagonetas, paredes laterais e exterior, e abóbada e exterior. Valores de coeficientes de troca radiativa entre superfícies não são apresentados na literatura de fornos cerâmicos. No modelo proposto, foram utilizadas as emissividades das superfícies para os cálculos de radiação necessários. A radiação gasosa ocorre devido à presença de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) e vapor d'água (H<sub>2</sub>O) nos gases de combustão e é crescente com a temperatura, a concentração dos gases e a espessura do fluxo ao longo do canal de passagem (Facincani, 1992). Considerando que as frações volumétricas de CO<sub>2</sub> e H<sub>2</sub>O são relativamente baixas, no modelo proposto não foi computado o calor trocado por radiação gasosa, sendo considerada somente a radiação entre superfícies sólidas.

Para obter o perfil de temperaturas dos gases e da carga no interior do forno, assim como as temperaturas nas superfícies externas das paredes laterais, da abóbada e do piso foram feitos balanços de energia nos volumes do forno. Para permitir uma análise consistente do problema, o forno foi dividido em três partes que coincidem com as zonas de preaquecimento, queima e resfriamento. Um modelo físico foi adotado para cada uma das zonas. A título de demonstração, é apresentado na Fig. (4), o modelo físico da zona de queima. As trocas de calor entre os diversos elementos mostrados no modelo foram consideradas no balanço de cada volume, em cada uma das três zonas do forno. Por consistir num volume relativamente grande, as equações de balanço que governam o processo de transferência de calor foram aqui omitidas, sendo apresentadas com detalhes em Santos (2001).

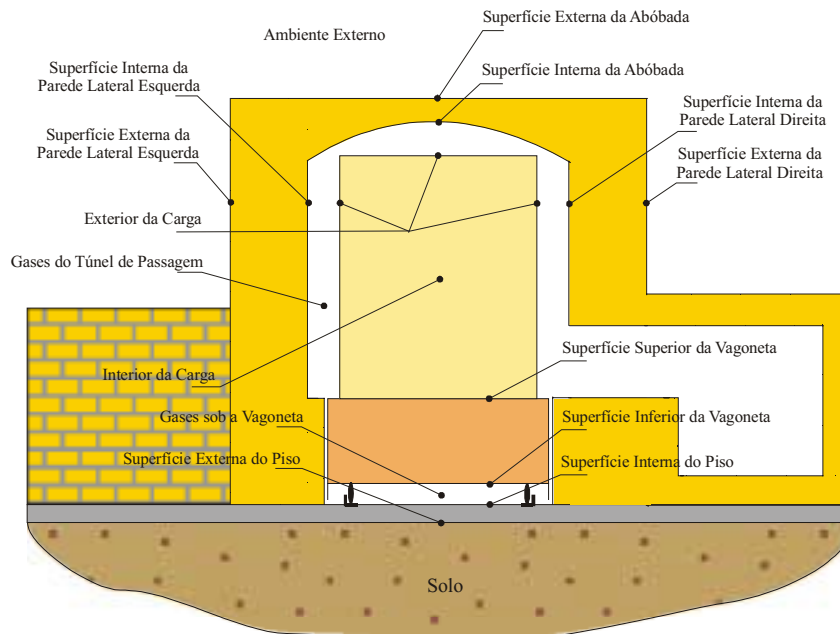


Figura 4. Modelo físico da zona de queima do forno túnel.

Em cada um dos volumes se realiza um balanço de energia individual para os diversos elementos constituintes como a carga do forno, a vagoneta, as paredes laterais, a abóbada, os gases circulantes, entre outros, como mostrado anteriormente. Nestes balanços são consideradas as trocas de calor por radiação, por convecção e por condução, dependendo da importância que cada troca representar. Os movimentos das vagonetas e dos gases são considerados



como ganhos e perdas de massa através da fronteira do elemento considerado, acrescentando ou retirando energia do elemento.

Com o balanço de energia estabelecido, pode-se obter uma equação relativa a cada volume e desta equação pode-se isolar a temperatura referente a cada elemento deste volume. Assim, obtém-se um sistema formado por diversas equações e o mesmo número de incógnitas que são as temperaturas dos elementos de cada volume. Através de um processo iterativo o programa é resolvido e tem-se como resultado as temperaturas dos diversos elementos nos diversos volumes ao longo do forno. Para a solução das equações foi utilizado o Método das Sobre-Relaxações Sucessivas (S.O.R.) que é um método iterativo ponto a ponto que procura acelerar o processo de convergência, aplicando uma sobre-relaxação nos valores obtidos com o Método de Gauss-Seidel.

Um resultado interessante é o perfil de temperatura que a carga assume ao longo do forno, que permite verificar todo o processo de aquecimento, queima e resfriamento ao qual a mesma é submetida.

Como dados de entrada, além de todas as dimensões, propriedades dos materiais do forno, da vagoneta e do material a ser queimado, deve-se fornecer informações sobre os processos de troca de calor por convecção e radiação. Dados sobre a vazão de ar, o consumo e as características do combustível também são necessários. No processo de simulação as várias temperaturas são obtidas nos diversos pontos do forno e nos diversos elementos constituintes como carga, paredes internas e externas, gases, entre outros.

Com as temperaturas já determinadas volta-se às equações de balanço de energia para, então, obter o valor numérico de cada parcela envolvida neste balanço. Assim, é possível conhecer quanto de calor está sendo perdido pelas paredes laterais, pela abóbada e pela chaminé. É possível também determinar o quanto de energia é consumido para a queima do produto (reações endotérmicas) e o quanto é despendido no aquecimento da vagoneta, por exemplo. Portanto, com base nas temperaturas determinadas, o modelo permite encontrar um balanço global de energia no forno como um todo.

#### 4. Análise de resultados

Os resultados experimentais foram obtidos através de medições em campo no forno túnel escolhido. No total foram realizadas medições em cinco diferentes datas entre os meses de outubro de 2000 e fevereiro de 2001. Na Fig. (5) são apresentadas as curvas das temperaturas medidas dos gases no interior do forno túnel. Observa-se claramente três regiões distintas. Na parte inicial, entre 0 e 37 metros onde encontra-se localizado o exaustor, ocorre aquecimento sob temperaturas da ordem de 120°C, demonstrando que esta seção funciona como um pré-forno, retirando a umidade residual da carga. Após 37 metros, ainda na zona de preaquecimento, ocorre um aquecimento mais acentuado, com as temperaturas subindo de 120°C para cerca de 650°C. Entre 57 e 69 metros, o aquecimento é lento e as temperaturas mantêm-se próximas a 800°C, caracterizando a zona de queima do forno. Posteriormente, ocorre uma redução rápida de temperatura, caracterizando a zona de resfriamento, que é relativamente curta neste forno.

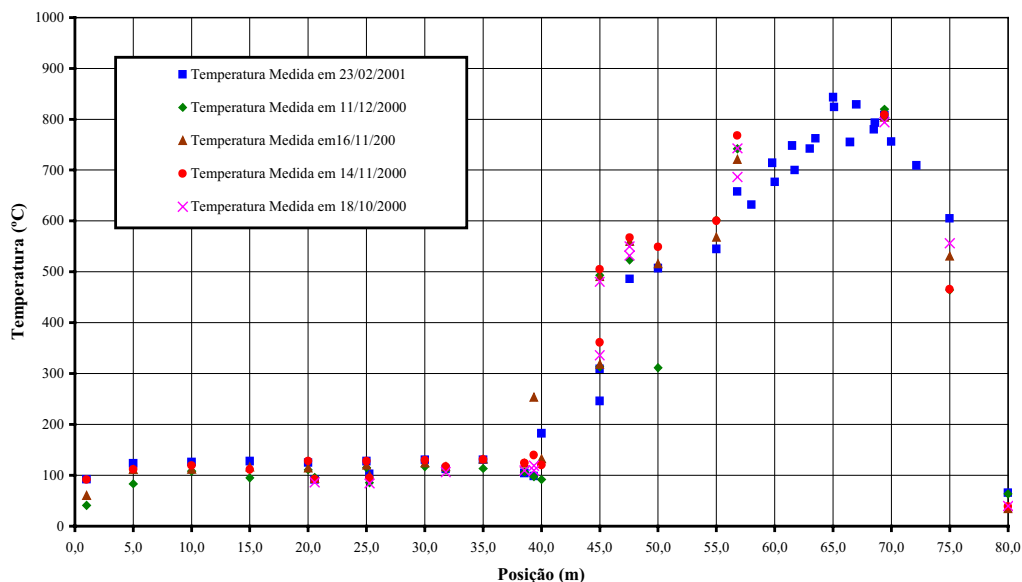


Figura 5. Temperaturas medidas dos gases do túnel de passagem da carga para diferentes meses de medição em campo.

Alguns dados medidos em campo, como o consumo de serragem (760 m<sup>3</sup>/mês), vazão de ar quente para secagem (0,9 kg/s a 120°C), vazão de ar externo para preaquecimento (0,9 kg/s a 35°C) e produção de tijolos queimados (24 vagonetas/dia ou 720 ton/mês), foram utilizados como dados de entrada no programa de simulação. O excesso de ar na câmara de combustão também deve ser fornecido ao programa. Porém, não foi possível medir este parâmetro em

campo, devido às infiltrações de ar existentes nas fornalhas, o que dificulta uma simulação real do processo de queima e do perfil de temperatura dos gases ao longo do forno. Para efeito de análise, são apresentadas na Fig. (6) curvas de queima para diferentes excessos de ar, comuns neste tipo de forno, juntamente com a curva medida em campo. Como pode ser observado, o excesso de ar que melhor se ajusta à curva medida é o de 80% (coeficiente de excesso de ar  $\epsilon = 1,8$ ). Do mesmo modo, com excesso de 80%, a temperatura calculada para os gases de combustão na saída das fornalhas, foi da ordem de 950°C, valor este, próximo aos valores medidos no interior das fornalhas.

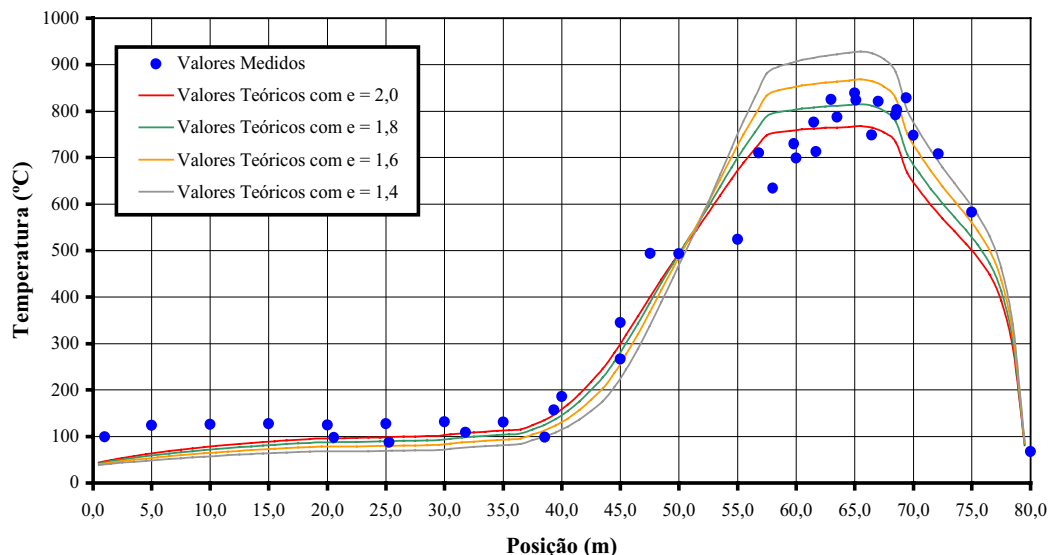


Figura 6. Variação da temperatura teórica dos gases do túnel de passagem da carga com o excesso de ar utilizado na combustão com serragem.

Ainda pela Fig. (6), pode-se observar dois patamares na curva medida. O primeiro patamar refere-se à evaporação da água residual da carga, na parte inicial da zona de preaquecimento. O segundo patamar, localizado entre 45 e 55 metros, refere-se à reação endotérmica de desidroxilação da caulinita, na parte final da zona de preaquecimento. A energia consumida por estas reações foi considerada na formulação matemática proposta. Entretanto, as curvas teóricas não refletiram a presença destes patamares, recomendando um estudo mais aprofundado, onde se considere as equações de cinética das reações químicas envolvidas no processo.

Alguns pontos medidos para as temperaturas da superfície externa da parede lateral direita, da superfície interna do piso e dos gases sob as vagonetas são apresentados na Fig. (7), juntamente com as respectivas curvas teóricas de temperatura e com a curva teórica da temperatura da superfície externa da abóbada. As temperaturas na parede lateral são inferiores às da abóbada, que possui uma espessura menor. Os resultados teóricos para a parede lateral apresentaram boa concordância com as medições, sobretudo na região de preaquecimento e resfriamento. As curvas teóricas para o piso e os gases sob as vagonetas praticamente coincidem, apresentando um rápido crescimento de 100°C para 350°C, a partir da zona de queima até a saída do forno. Os pontos experimentais para essas temperaturas não mostraram boa concordância, mas deve-se considerar que são apenas dados indicativos, por ser uma região de difícil acesso, não podendo-se avaliar o estado dos termopares ao longo do tempo. Entretanto se constituem em dados únicos, ainda não apresentados na literatura.

A Fig. (8) apresenta o perfil simulado das perdas de calor através das paredes laterais, da abóbada e do piso do forno. As curvas de perda por convecção e radiação nas paredes laterais do forno apresentam uma queda no final da zona de preaquecimento (posição 55 metros). Essa queda é devida à existência dos canais laterais por onde circulam gases quentes, na região de preaquecimento, e onde a espessura da parede externa é de apenas 15 cm, enquanto que, nas zonas de queima e resfriamento a espessura é de 50 cm. Tal queda não ocorre nas curvas para a abóbada, que possui uma espessura constante de 20 cm ao longo de todo o forno. Em ambos os casos, paredes laterais e abóbada, as perdas por convecção são maiores que as perdas por radiação. As perdas no piso do forno ocorrem por condução e são muito menores que as anteriores, sofrendo um leve aumento nas zonas de queima e de resfriamento, onde a temperatura do piso é mais elevada.

Pela Tab. (1), que apresenta os consumos de energia teóricos no forno estudado, observa-se que as perdas pelas paredes laterais, abóbada e piso consomem juntas, cerca de 50% da energia entregue pelo combustível. Observa-se também um grande acúmulo de energia na carga e nas vagonetas na saída do forno. Essa energia poderia ser aproveitada se o forno possuísse uma zona de resfriamento de maior comprimento. Com isto, poder-se-ia recuperar mais calor para o secador ou aquecer o ar externo que entra no exaustor na zona de preaquecimento do forno.

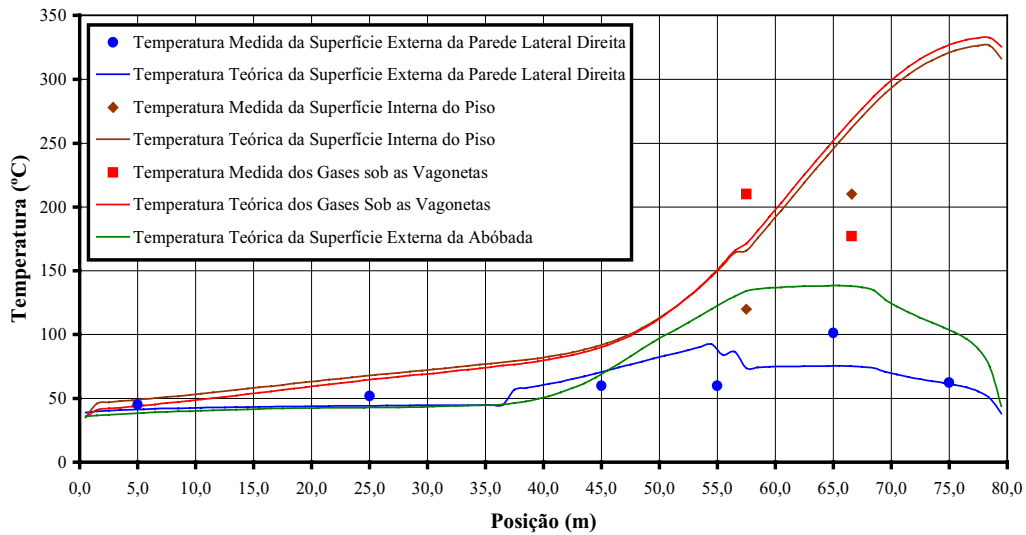


Figura 7. Comparativo dos valores medidos e teóricos das temperaturas da superfície externa da parede lateral direita, da superfície interna do piso e dos gases sob as vagonetas e valores teóricos da temperatura da superfície externa da abóbada.

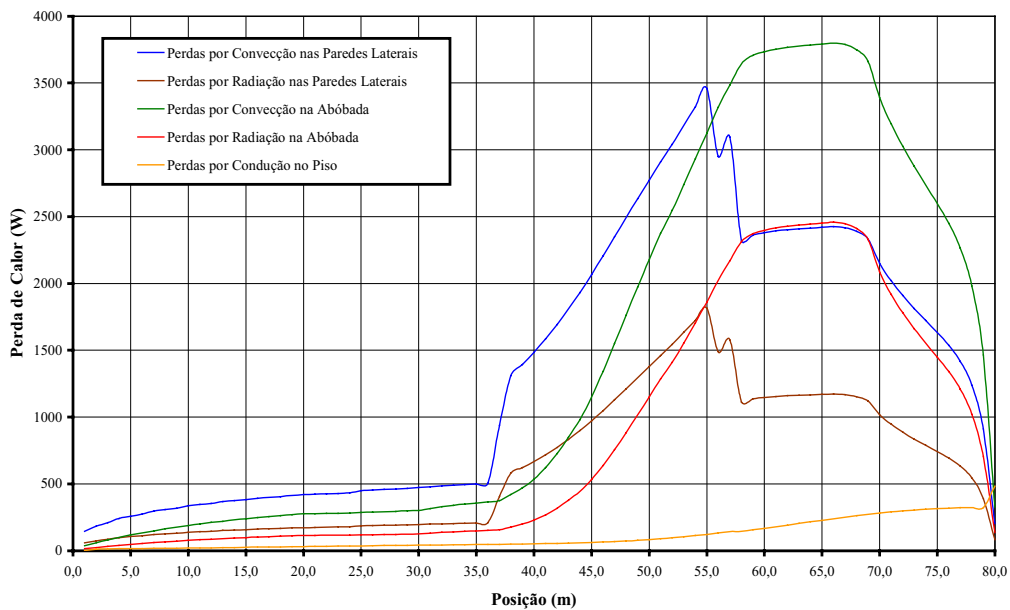


Figura (8). Valores teóricos das perdas de calor por convecção e radiação através das paredes laterais e abóbada e por condução através do piso.

Considerando a produção medida de 24 vagonetas/dia como referência, analisou-se a influência da produção no consumo de serragem do forno, para que se mantenha a curva de queima do material. Como exemplo, um aumento de produção de 24 para 30 vagonetas/dia (900 ton/mês de material queimado), o que equivale a um aumento de 25%, implica num aumento de 9% no consumo de serragem, que passa de 760 para 830 m<sup>3</sup>/mês.

Para as simulações com gás natural foram utilizados os mesmos dados experimentais utilizados como dados de entrada do programa, no caso da serragem. De modo simplificado, considerou-se como base de cálculo que a quantidade de gás natural fornecesse a mesma energia fornecida pela quantidade de serragem. Como no estudo do forno operando com serragem, foram considerados diferentes excessos de ar, na faixa de 120 e 200%. As curvas para os gases do túnel de passagem da carga são apresentadas na Fig. (9) para diferentes coeficientes de excesso de ar, juntamente com a curva medida em campo para a serragem. No sentido de manter a curva de queima, conclui-se que o excesso de ar na queima de gás natural deve ser da ordem de 160% (coeficiente de excesso de ar = 2,6).

Tabela (1). Consumos de energia teóricos no forno túnel estudado.

Consumos de Energia no Forno	(kW)	(%)
Perdas por convecção pelas paredes laterais	107,7	15,6
Perdas por radiação pelas paredes laterais	50,9	7,4
Perdas por convecção pela abóbada	115,3	16,7
Perdas por radiação pela abóbada	66,4	9,6
Perdas por condução pelo piso	8,8	1,3
Perdas pelos gases das chaminés	83,3	12,1
Calor recuperado para o secador	52,9	7,7
Acúmulo de energia na carga que deixa o forno	61,0	8,9
Acúmulo de energia nas vagonetas que deixam o forno	61,3	8,9
Calor consumido nas reações endotérmicas da carga	81,6	11,8
<b>Consumo Total de Energia</b>	<b>689,2</b>	<b>100,0</b>

Com este excesso, os consumos de energia no forno ficaram semelhantes aos consumos apresentados para o caso da serragem, indicados na Tab. (1). Da mesma forma, o perfil das perdas de calor através das paredes laterais, abóbada e piso do forno ficaram semelhantes aos apresentados na Fig. (8). Em consequência dos cálculos aqui considerados para a conversão do forno para gás natural, de modo similar à queima de serragem, um aumento de produção de 24 para 30 vagonetas/dia (25%), implica num aumento de 9% no consumo de gás natural, que passa de 45.000 para 49.000 m<sup>3</sup>/mês.

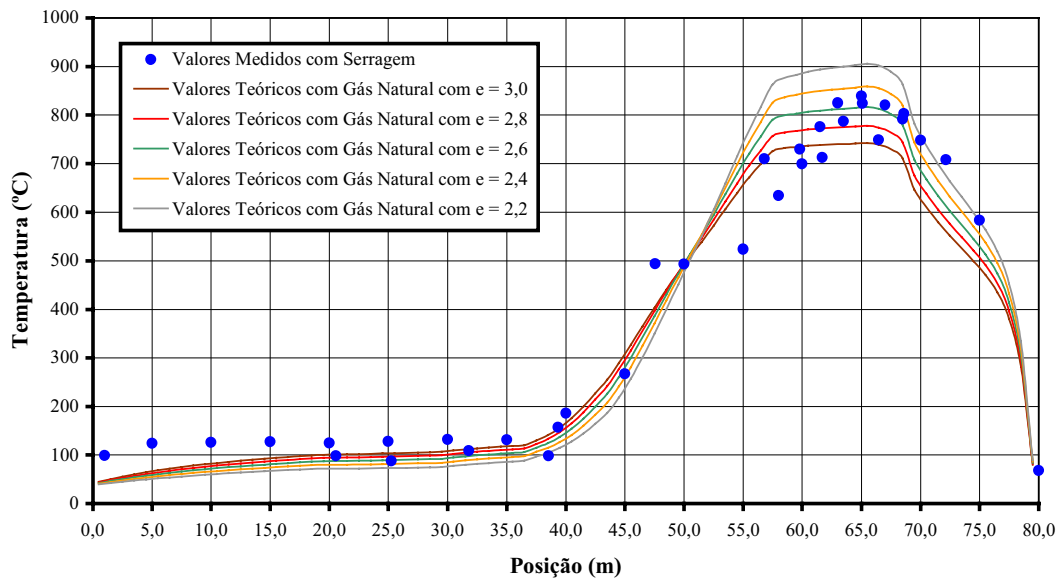


Figura (9). Variação da temperatura teórica dos gases do túnel de passagem da carga com o excesso de ar utilizado na combustão com gás natural.

### 5. Conclusões

A formulação matemática apresentada neste trabalho se constitui numa metodologia bastante adequada para análise do comportamento térmico do forno túnel estudado, com vistas à implementações que resultem em conservação de energia e/ou conversão para outros combustíveis, podendo ser estendida para fornos túneis com outras configurações, desde que atendidas as modificações pertinentes.

Na queima de serragem, os resultados teóricos simulados para excesso de ar da ordem de 80%, apresentaram uma melhor concordância com valores medidos em campo. Estes resultados indicam que cerca de 50% do consumo de energia no forno se dá através das perdas de calor por convecção e radiação através das paredes laterais e da abóbada e por condução através do piso. Já o acúmulo térmico na carga e nas vagonetas na saída do forno ficou em torno de 18%, comprovando a importância de se ampliar a zona de resfriamento, como forma de aproveitar essa energia.

Na queima de gás natural, considerando uma quantidade de combustível que fornecesse a mesma energia fornecida pela queima de serragem, os resultados teóricos simulados, indicam que um excesso de ar da ordem de 160% deve ser utilizado para que se mantenha a curva de queima do material. Deste modo, para ambos os combustíveis, serragem ou gás natural, um aumento de 25% na produção de material queimado representaria um aumento de 9% no consumo de combustível.

No sentido de estudar o uso do gás natural na indústria de cerâmica vermelha, trabalhos prosseguem com a conversão para o novo combustível, instrumentação, testes e novas simulações do forno túnel estudado. Espera-se obter os primeiros resultados experimentais com o forno operando a gás natural já nos próximos meses.

## 6. Agradecimentos

À REDEGÁS (GASPETRO/TBG/SCGÁS) pelo apoio técnico e financeiro prestado para a instrumentação e testes do forno túnel.

## 7. Referências

- Centro de Estudios de la Energía, 1980, “Técnicas Energéticas en la Industria: Cerámica”, Comisaría de la Energía y Recursos Minerales, Ministerio de la Industria y Energía, Madrid, España, 135 p.
- Chiara, G. D., Borroni, M., Chiara, A. D., 2000, “A Tecnologia do Processo de Produção na Indústria de Cerâmica Vermelha”, Apostila do Curso de Formação para Profissionais da Indústria de Cerâmica Vermelha, ICE/ACIMAC, Florianópolis, Brasil, 206 p.
- Facincani, E., 1992, “Tecnologia Cerâmica: I Laterizi”, 2. ed., Gruppo Editoriale Faenza Editrice, Faenza, Italia, 267 p.
- Henriques Jr., M. F., Schwob, M. R. V., Ferreira Jr., J. A., Tapia, R. C., 1993, “Manual de Conservação de Energia na Indústria de Cerâmica Vermelha”, MCT/INT, Rio de Janeiro, Brasil, 39 p.
- Santos, G. M., Bazzo, E., Nicolau, V. P., Oliveira Jr., A. A. M., 2000, “Serragem e Gás Natural como Fontes Energéticas em Fornos Túneis na Indústria Cerâmica Vermelha”, ENCIT – 8º Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, Porto Alegre, Brasil, 9 p.
- Santos, G. M., 2001, “Estudo do Comportamento Térmico de um Forno Túnel Aplicado à Indústria de Cerâmica Vermelha”, Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis, Brasil.
- Yu, B., 1994, “Dynamic Modeling of a Tunnel Kiln”, Heat Transfer Engineering, Vol. 15, No. 2, pp. 39-53.

## STUDY OF THE THERMAL BEHAVIOR OF A TUNNEL KILN USED IN THE CLAY PRODUCT INDUSTRY

### Gabriel Mann dos Santos

Federal University of Santa Catarina – UFSC, Mechanical Engineering Department, Campus Universitário, Trindade, Florianópolis – Santa Catarina – Brazil  
mann@emc.ufsc.br

### Edson Bazzo

Federal University of Santa Catarina – UFSC, Mechanical Engineering Department, Campus Universitário, Trindade, Florianópolis – Santa Catarina – Brazil  
ebazzo@emc.ufsc.br

### Vicente de Paulo Nicolau

Federal University of Santa Catarina – UFSC, Mechanical Engineering Department, Campus Universitário, Trindade, Florianópolis – Santa Catarina – Brazil  
vicente@lmpt.ufsc.br

**Abstract.** *In present work, it was analyzed the thermal behavior of a tunnel kiln that use sawdust as fuel with an objective to convert it to use natural gas in the future. A mathematical formulation was proposed to simulate the thermal behavior of the kiln, considering the combustion process, the endothermic reactions and the heat transfer among its different components. Simulations were performed with different operational conditions of the kiln, obtaining the temperature profiles and the energy global balance. Experimental data were obtained with measurements performed in the chosen kiln. Different parameters were measured such as temperature, pressure, gases concentration, sawdust consumption, production, temperature and recovered hot air flow for drying. Some parameters were used as input data to the simulation program. The results obtained with the simulations of the kiln operating with sawdust presented good agreement with the practical situation. Simulations with natural gas were also performed to check the changes in the thermal behavior of the kiln using the fuel conversion and to allow future feasibility analysis to the use of the natural gas in the clay product industry.*

**Keywords:** *tunnel kiln, clay product, thermal behavior.*

## Um Ambiente de Ultra Baixas Temperaturas e Campos Magnéticos Super Intensos

### Ramon Valls Martin

Instituto de Física da Universidade de São Paulo, São Paulo, SP, CEP 05508-900

[mira@osite.com.br](mailto:mira@osite.com.br)

### Carlos Chien Ching Tu

Depto. de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, SP, CEP 05508-900

[carlcctu@usp.br](mailto:carlcctu@usp.br)

### Nei Fernandes de Oliveira Jr.

Instituto de Física da Universidade de São Paulo, São Paulo, SP, CEP 05508-900

[nei@if.usp.br](mailto:nei@if.usp.br)

*Construímos e testamos uma série de refrigeradores de diluição de hélio, feitos a partir de materiais plásticos, em formato compacto com diâmetro externo de 15mm, para uso nos grandes imãs de Bitter e híbridos, recordistas em campos magnéticos intensos. Os refrigeradores foram montados no imã Híbrido III do FBNML do MIT, onde estabelecemos uma marca sem precedentes de 24mK a 34T. O desempenho dos refrigeradores não foi afetado pelo campo estático intenso, varreduras do campo ( $\sim 1T/min$ ), vibrações mecânicas e ruído magnético característicos dos imãs resistivos. O aquecimento equivalente na câmara de mistura foi menor que  $1\mu W$ . Testes posteriores foram realizados no LCI do CNRS em Grenoble, em que se confirmaram as temperaturas de base em torno de 20mK e a confiabilidade do sistema. Uma termometria foi desenvolvida para estas condições extremas com termômetros capacitivos de vidro, resistores Matsushita e viscosímetros de fio vibrante. Além das medidas de várias amostras de materiais sólidos, pudemos verificar, acima de 29T, um efeito inédito na distribuição das fases do líquido na câmara de mistura devido a ação de forças magnéticas. Este fenômeno não afetou a performance dos refrigeradores.*

### Palavras chaves:

*Criogenia; Baixas Temperaturas; Campos Magnéticos Intensos; Refrigeradores de Diluição; Diluição de Hélio.*

## 1. INTRODUÇÃO

O refrigerador de diluição de hélio é o equipamento básico em laboratórios de pesquisa de materiais em que temperaturas típicas da ordem de dezenas de milikelvin são necessárias. Estes refrigeradores foram implementados inicialmente na década de 60 e baseiam-se nas propriedades peculiares da mistura de  $^3\text{He}$  e  $^4\text{He}$ . Abaixo de 0,8K a mistura se separa em duas fases distintas. A fase mais leve, composta basicamente de  $^3\text{He}$  (fase concentrada), flutua sobre a fase menos densa contendo aproximadamente 6% de  $^3\text{He}$  diluído em  $^4\text{He}$  (fase diluída). A capacidade frigorífica da máquina origina-se na entalpia maior da fase diluída em relação a da fase concentrada, de forma que há uma absorção de calor quando átomos de  $^3\text{He}$  atravessam a interface de separação de fases [1]. Esta interface é justamente o local mais frio do refrigerador e está posicionada num vaso denominado câmara de mistura. A passagem do  $^3\text{He}$  da fase rica para a pobre é forçada através de um sistema de bombeamento ou circulador.

Outro parâmetro importante no estudo das propriedades de materiais é o campo magnético. Campos produzidos por bobinas supercondutoras são extremamente estáveis, mas atualmente estão limitados à intensidades máximas em torno de 20T. Campos mais elevados podem ser obtidos através de imãs resistivos de Bitter e híbridos. Estes últimos são compostos de bobinas resistivas operando no interior de imãs supercondutores, sendo os recordistas na produção campos estáticos intensos (45T). A principal desvantagem destes imãs é o ambiente inerentemente ruidoso criado no espaço experimental. Há um grande ruído magnético e vibrações mecânicas provocadas pelo escoamento turbulento da água de refrigeração das bobinas. Refrigeradores convencionais de diluição de hélio operados em conjunto com as grandes bobinas têm seu desempenho totalmente arruinado. Isto ocorre pois os refrigeradores convencionais utilizam trocadores de calor de materiais metálicos sinterizados como prata [2, 3]. Quando materiais de baixa resistividade elétrica são submetidos à variações de campo magnético há a indução de correntes parasitas ou correntes de Foucault que provocam a geração de calor por efeito Joule. Além deste efeito, estes refrigeradores são muito sensíveis às vibrações mecânicas. Para minimizar estes problemas os trocadores metálicos devem ficar afastados da região de campo intenso e o refrigerador tem de ser montado em complexos sistemas de suspensão para amortecer as vibrações. As perdas resultantes do espaçamento entre a câmara de mistura e os trocadores de calor acabam, entretanto, comprometendo o sucesso destas tentativas. Neste trabalho desenvolvemos refrigeradores construídos totalmente a partir de materiais plásticos [4]. Devido ao seu formato compacto e imunidade às correntes de Foucault, os refrigeradores plásticos podem ser acomodados diretamente no interior do furo central dos grandes imãs. A operação destes refrigeradores também é mais simples, pois são praticamente insensíveis às vibrações, o que elimina a necessidade de sistemas de suspensão.

## 2. DESCRIÇÃO

Foi construída uma série de refrigeradores totalmente contidos em tubos de PVC com diâmetro externo de 15mm. O trocador de calor de contra-fluxo foi feito com um tubo de teflon ( $\varnothing_{INT}=0,6$  mm,  $\varnothing_{EXT}=0,8$  mm), conformado como uma mola helicoidal (duto da mistura quente - fase concentrada), que foi acomodado num carretel de PVC, usinado como um fuso de canal retangular (duto da mistura fria - fase diluída). A principal diferença entre os refrigeradores, efetivamente testados na presença de campos intensos, foi o comprimento do trocador: O PDR1502, que apresentou o melhor desempenho, tinha comprimento de 427 mm e  $0,018$  m<sup>2</sup> de área do trocador, e o PDR1503 tinha 627 mm e  $0,032$  m<sup>2</sup>. O projeto inicial previa a utilização destes refrigeradores no imã híbrido III do FBNML do MIT, que na ocasião da execução deste trabalho detinha o recorde de campo estático (35T). Para permitir a operação neste imã construímos um sistema de suporte mecânico e funcional dos refrigeradores plásticos, denominado de "insert". Com uma forma cilíndrica alongada acomoda, o refrigerador plástico, todas as tubulações e fiações elétricas que interligam o refrigerador com as bombas de circulação e instrumentação à temperatura ambiente, além de prover a isolamento térmica entre o refrigerador e o banho de hélio superfluido (1,3 K).

O espaço reservado à "carga útil" dentro da câmara de mistura é um cilindro de  $\varnothing_{INT}=11$  mm e comprimento de 55 mm. Neste espaço foram colocados vários termômetros, aquecedores e amostras. O acesso a esta câmara é feito através da parte inferior por uma tampa com junta cônica, sobre a qual são montadas as experiências. A centragem do conjunto no exíguo espaço da cauda do criostato é feita por uma prolongação delgada desta tampa, que se encaixa no furo correspondente da flange da câmara de vácuo.

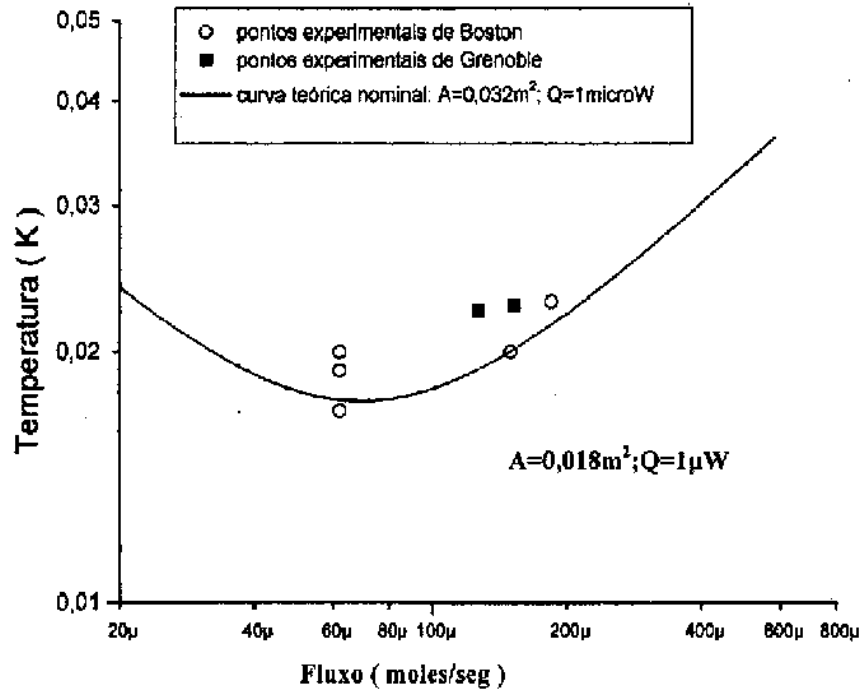
## 3. PERFORMANCE

Apesar da menor área de trocador, o refrigerador PDR1502 apresentou as melhores características. Através da figura 1 temos que as temperaturas mínimas de operação na ausência de campo magnético são menores que 19 mK, com fluxos de 70  $\mu$ moles/seg. Os tempos de estabilização estão em torno de 15 min. Para o PDR1503 estes tempos eram bem maiores, e temperaturas em torno de 20 mK só foram atingidas com fluxos abaixo de 50  $\mu$ moles/seg, enquanto a operação com fluxos mais altos era bastante instável. Os testes mostraram uma área efetiva três vezes menor que a nominal. Esta é uma indicação de um grande comprometimento da potência frigorífica do refrigerador. A causa mais provável neste refrigerador muito longo é grande impedância do tubo de teflon: O escoamento viscoso da fase concentrada (<sup>3</sup>He) provoca uma excessiva geração de calor no trocador. Notamos também uma considerável parcela de <sup>4</sup>He (~7%) nesta fase da mistura, que contribui na deterioração do desempenho. Nos dois refrigeradores avaliamos uma entrada de calor residual em torno de  $1\mu$ W, originado principalmente pelas entradas de calor por condução através da fiação, centradores e pelo corpo do refrigerador; e por radiação proveniente das paredes mais quentes do casulo de vácuo.

## 4. MEDIDAS EM CAMPOS INTENSOS

Montamos uma termometria baseada em resistores de carvão Matsushita, resistores comerciais de óxido de rutênio e termômetros capacitivos de vidro Suprasil [5, 6]. A calibração destes foi feita através da escala termométrica definida por um termômetro de susceptibilidade magnética NCM, cujas constantes foram estabelecidas com um termômetro de germânio LakeShore pré-calibrado. Posteriormente, nas experiências realizadas em Grenoble, usamos termômetros de fio vibrante [7], cuja propriedade termométrica é a viscosidade da mistura refrigerante. O sensor é simplesmente um semi-círculo de fio de manganina de  $\varnothing 75$   $\mu$ m. Verificamos que a leitura do termômetro de vidro independe da intensidade do campo até 35 T. Já as Matsushitas apresentam um pico de magnetoresistência, que decai exponencialmente com o campo. Em campos intensos, acima de 20 T, e temperaturas em torno de 20mK uma constante de 2mK pode ser acrescentada à leitura das Matsushitas para obter a temperatura correta.

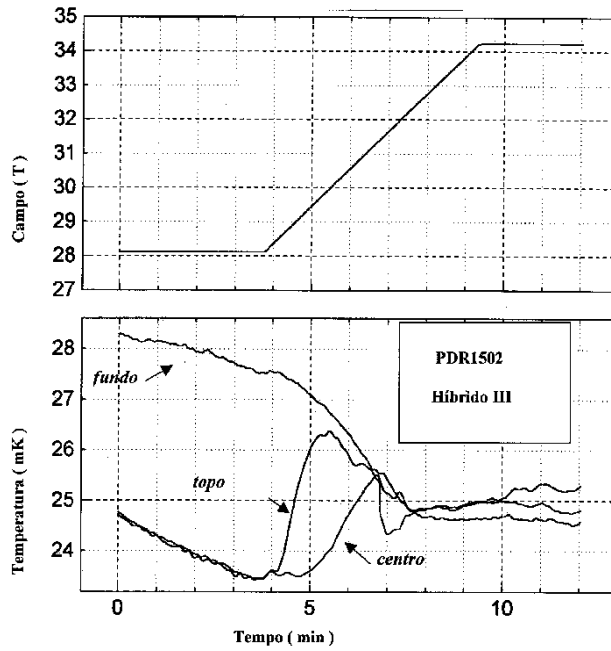
No imã híbrido, o refrigerador não é afetado pelo campo estável criado pela bobina supercondutora. Já, a contribuição da parte resistiva (bobinas de Bitter) pode ser verificada pelo efeito da flutuação do campo e da vibração provocada pela água de arrefecimento. Estes fatores, associados às rampas de varredura moderadas com  $\sim 1$ T/min, não elevam a temperatura de base mais que 3 mK, o que equivale a uma entrada de calor na câmara de mistura da ordem de  $1\mu$ W.



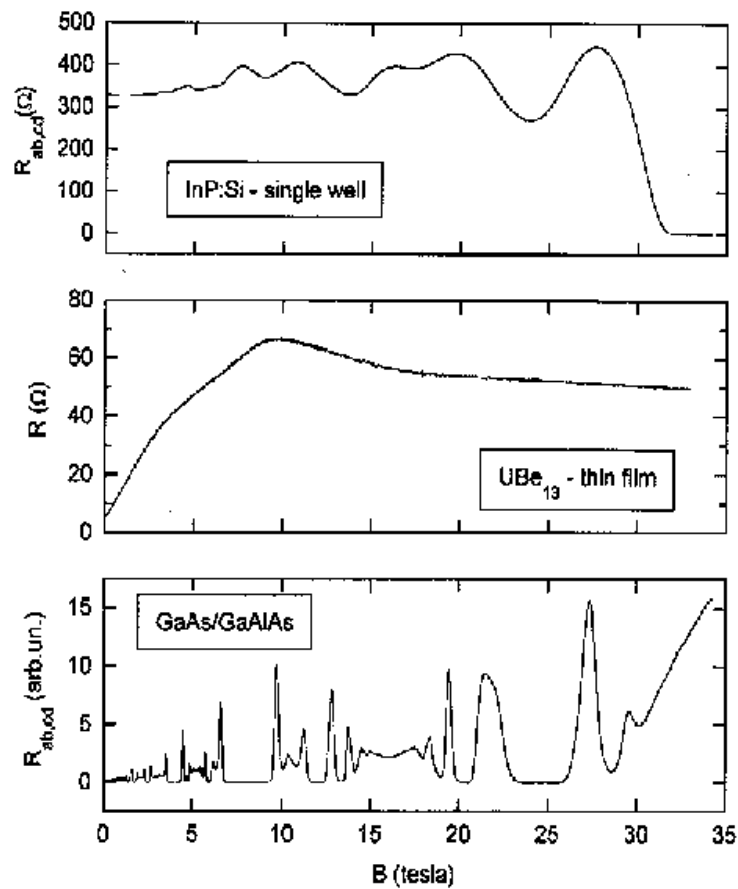
**Figura 1:** Pontos de operação medidos em Boston e Grenoble, e a curva característica nominal para o refrigerador PDR1502. Para as experiências em Grenoble, foi construído um novo "insert", mas usamos o mesmo refrigerador plástico - PDR1502. Neste "insert" o banho é mantido à pressão atmosférica (4K), enquanto no MIT o banho era superfluido (1K).

Acima de 29 T observamos um modo de operação inédito em refrigeradores de diluição. Normalmente a câmara de mistura está sujeita a gradientes térmicos, pois há duas fontes de calor: No topo, há a injeção de  $^3\text{He}$  recirculado, e no fundo, há a condução através da fiação e do centrador inferior. A região mais fria, responsável pela capacidade frigorífica, está logo abaixo da interface, situada numa posição intermediária. Estes gradientes, monitorados por três Matsushitas dispostas ao longo da câmara, desapareciam de forma abrupta acima de 29 T, e a temperatura tornava-se homogênea em toda a câmara. Repetimos as rampas de varredura em torno deste campo e verificamos que o efeito é bastante reproduzível. Esta é uma indicação da ação de forças magnéticas atuando sobre os componentes da mistura, alterando sua distribuição. De fato, usando os perfis de intensidade e gradiente de campo [8], podemos estimar que acima de 29 T e numa posição intermediária da câmara de mistura, entre o topo e a interface original, a ação das forças magnéticas altera as densidades aparentes das diferentes fases da mistura, de modo que a fase concentrada não mais flutua sobre a fase diluída mais densa. A interface, normalmente uma superfície horizontal bem definida, passa a estar dispersa em toda a câmara, possivelmente na superfície de pequenas esferas ou gotas de  $^3\text{He}$ . Testes posteriores feitos no CRTBT de Grenoble não conseguiram reproduzir este efeito, pois o imã disponível, uma bobina de Bitter de 20 T, não tinha capacidade de produzir as condições necessárias (produto do campo pelo gradiente suficientemente intenso). Na figura 2 temos uma das varreduras de campo feitas no MIT em torno do ponto de transição.





**Figura 2:** Efeito do campo magnético na distribuição das temperaturas da câmara de mistura. As temperaturas são medidas com três resistores Matsushita posicionados ao longo da câmara: fundo, topo, e em uma posição intermediária entre a interface e o topo.



**Figura 3:** Resultados das medidas de magneto-transporte nas três amostras montadas na câmara de mistura do refrigerador PDR1503. As medidas foram feitas com a temperatura média da câmara de mistura estável em 25mK.

## 5. CONCLUSÕES

A eliminação dos sistemas de suspensão torna a operação do equipamento testado mais simples do que a do sistema com refrigeradores comerciais de trocadores metálicos. A troca de amostras e experiências é simples: O "insert" é retirado do interior do criostato, que continua com hélio líquido, e a troca é feita à temperatura ambiente. O intervalo de tempo entre a troca de amostras e a reinicialização do refrigerador até que este atinja a temperatura de base é de apenas algumas horas. Nos testes iniciais, realizados em bobinas de Bitter de 26T, o sistema passou por vários ciclos térmicos com amplitude de 300K, sem apresentar qualquer problema de operação. A única falha observada foi uma deformação transversal do refrigerador plástico, facilmente corrigida com o auxílio de um gabarito retilíneo aquecido a 60°C. Este procedimento foi necessário apenas após o primeiro resfriamento.

A câmara de mistura mostrou-se adequada para acomodar toda a termometria, aquecedores, além de três amostras de materiais sólidos em experiências de magneto-transporte. As três amostras foram medidas simultaneamente em condições inéditas de 25 mK e campos de até 34T. Estes resultados são mostrados na figura 3.

O efeito da redistribuição das fases na câmara de mistura, observado acima de 29T, aparentemente não afeta o desempenho do refrigerador. A temperatura resultante após a nova distribuição de fases é uma média das temperaturas registradas ao longo da câmara antes desta transição.

## 6. AGRADECIMENTOS

Aos Profs. V. Bindilatti e E. ter Haar do IFUSP, ao Prof. E. J. McNiff do extinto FBNML do MIT (USA), ao Prof. L. Puech do CRTBT do CNRS de Grenoble (França), e ao Prof. G. Frossati do Kamerlingh Onnes Lab. de Leiden (Holanda).

## 7. REFERÊNCIAS

- [1] D. S. Betts, *"An introduction to millikelvin technology"*, Cambridge University Press (1989).
- [2] O. V. Lounasmaa, *"Experimental Principles and Methods Below 1K"*, Academic Press (1974).
- [3] *"Experimental Techniques in Condensed Matter Physics at Low Temperatures"*, Addison-Wesley Reading, Massachusetts (1998).
- [4] E. ter Haar e outros, *J. Low Temp. Phys.*, **99**, 151 (1995).
- [5] L. P. Roobol, tese de PhD, Leiden University (1993), não publicada.
- [6] P. J. Reijntjes, W. van Rijswijk, G. A. Vermeulen, R. Jochemsen e G. Frossati, *Rev. Sci. Instrum.*, **57**, 1413 (1986).
- [7] A. P. J. Voncken e outros, *J. Low Temp. Phys.*, **110**, 1105 (1998).
- [8] R. Weggel, comunicação interna, MIT, (1993).

## **A Environment of Ultra Low Temperatures and Super Intense Magnetic Field**

### **Ramon Valls Martin**

Instituto de Física da Universidade de São Paulo, São Paulo, SP, CEP 05508-900

[mira@osite.com.br](mailto:mira@osite.com.br)

### **Carlos Chien Ching Tu**

Depto. de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, SP, CEP 05508-900

[carlcctu@usp.br](mailto:carlcctu@usp.br)

### **Nei Fernandes de Oliveira Jr.**

Instituto de Física da Universidade de São Paulo, São Paulo, SP, CEP 05508-900

[nei@if.usp.br](mailto:nei@if.usp.br)

*We have developed and tested a very low temperature system based on plastic dilution refrigerators. They were designed to be very compact ( $\varnothing_{EXT} = 15\text{mm}$ ), so that they can be operated with the high field Bitter and hybrid magnets. We have run the refrigerators in the bore of the Hybrid III Magnet of the FBNML of MIT (USA), where we reach a record of 24 mK in a field of 34 T. The operation of the refrigerators was almost independent of field and field sweep velocity ( $\sim 1\text{T/min}$ ), and they are not sensitive to mechanical vibration and magnetic noise characteristic of resistive magnets. These effects correspond to less than  $1\mu\text{W}$  heating in the mixing chamber. Latter tests performed in LCI of CNRS (France) showed the same base temperature, around 20mK, and a reliable operation. Thermometry was developed for this extreme conditions, using capacitive glass thermometers, Matsushita resistors and vibrating wire viscometers. We were able to measure several solid state samples, and we observed, above 29T, a new effect in the operation of dilution refrigerators, due to magnetic forces in the liquids of the mixing chamber. This phenomenon did not affect the performance of the refrigerators.*

#### *Keywords:*

*Cryogenics, Low Temperatures, High Magnetic Fields, Dilution Refrigerators, Helium Dilution*

# CONTROLE DA EMISSÃO DE $\text{NO}_x$ ATRAVÉS DA INJEÇÃO DE $\text{NH}_3$ NA INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS AQUOSOS OPERANDO COM CHAMA ENRIQUECIDA

## Pedro Teixeira Lacava

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Divisão de Engenharia Aeronáutica  
Pça. Mal. Eduardo Gomes, 50, Vila das Acácias, São José dos Campos, SP, Brasil, CEP: 12228-900  
e-mail: lacava@aer.ita.cta.br

## João Andrade de Carvalho Jr.

Universidade Estadual Paulista, Campus de Guaratinguetá, Depto. de Energia  
Av. Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333, Guaratinguetá –SP, Brasil, CEP: 12500-000  
e-mail: joao@feg.unesp.br

## Amilcar Porto Pimenta

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Divisão de Engenharia Aeronáutica  
Pça. Mal. Eduardo Gomes, 50, Vila das Acácias, São José dos Campos, SP, Brasil, CEP: 12228-900  
e-mail: amilcar@aer.ita.cta.br

## Marco Aurélio Ferreira

Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, Laboratório Associado de Combustão e Propulsão  
Rod. Presidente Dutra, km 40, Cachoeira Paulista, SP, Brasil, CEP: 12700-000

**Resumo.** O enriquecimento do oxidante em sistemas de combustão apresenta como vantagens: aumento da produtividade, elevação da eficiência térmica, redução do volume dos gases de combustão, aumento da temperatura de operação, intensificação do processo de transferência de calor e redução do consumo de combustível. No entanto, em razão da elevada temperatura atingida na câmara, o aumento da emissão de  $\text{NO}_x$  pode se tornar um grande problema nas operações com chamas enriquecidas. Desta forma, o presente trabalho apresenta os resultados de uma investigação experimental sobre o controle da emissão de  $\text{NO}_x$  através da injeção de amônia, em uma câmara de incineração de resíduos líquidos aquosos operando com o oxidante enriquecido e gás liquefeito de petróleo como combustível auxiliar. Inicialmente foram realizados experimentos sem a injeção da amônia, para caracterizar o aumento da capacidade de incineração da câmara em função do enriquecimento e avaliar o comportamento da emissão de gases, sobretudo de  $\text{NO}_x$ . Os ensaios com a presença da amônia foram feitos para uma condição de enriquecimento com elevada emissão de  $\text{NO}_x$ , 31% de  $\text{O}_2$  e 15% de excesso de ar. Duas situações foram ensaiadas, a primeira com a amônia sendo injetada no fluxo de oxidante, a segunda a 122,5 cm a jusante do queimador. A segunda opção apresenta um resultado bastante satisfatório, chegando a atingir a emissão de 11 p.p.m., cerca de 8 vezes menor que a emissão de  $\text{NO}_x$  sem enriquecimento.

**Palavras chaves:** Combustão, Emissão de  $\text{NO}_x$ , Amônia, Enriquecimento, Incineração.

## 1. Introdução

A grande maioria dos processos de combustão utilizam o ar ambiente como fonte de oxigênio. Durante a combustão as reações desse oxigênio com o carbono e o hidrogênio presentes nos combustíveis hidrocarbonetos liberam energia térmica. No entanto, a maior parte dessa energia térmica liberada é absorvida pelo nitrogênio, visto que o ar é constituído de 78% de nitrogênio, 21% de oxigênio e 1% de traços de outros constituintes, em base volumétrica. Do ponto de vista térmico, o nitrogênio é inerte, ou seja, apenas absorve a energia liberada pelas reações de combustão, que poderia estar sendo utilizada em um processo industrial. Desta forma, enriquecer o oxidante nada mais é que aumentar a sua porcentagem de  $\text{O}_2$  acima dos 21% encontrado no ar atmosférico, podendo atingir os seguintes benefícios (Flamme e Kremer, 1993): aumento da produtividade, elevação da eficiência térmica, redução do volume dos gases de combustão, aumento da temperatura de operação, intensificação do processo de transferência de calor e redução do consumo de combustível.

A crise do petróleo e os avanços das técnicas de separação do ar para a produção de oxigênio diminuíram a diferença entre o preço do oxigênio e o preço dos combustíveis, ou seja, em algumas situações a economia de combustível provocada pelo enriquecimento do oxidante pode ser atrativa do ponto de vista de custo operacional (Shahani et al., 1996). No entanto, o aumento da temperatura na câmara de combustão pode acarretar em uma maior formação de  $\text{NO}_x$ , o que pode inviabilizar o emprego de tal tecnologia.

O termo  $\text{NO}_x$  é utilizado para designar a quantidade total de óxido de nitrogênio (NO) e dióxido de nitrogênio ( $\text{NO}_2$ ). Em geral, nos processos de combustão, a formação do NO é bem mais pronunciada do que a do  $\text{NO}_2$ ; no entanto, ao ser descarregado para atmosfera o NO é totalmente convertido a  $\text{NO}_2$ . A alta temperatura de operação das câmaras de combustão industrial e a utilização de combustíveis com teores de nitrogênio são fatores que contribuem para a formação de  $\text{NO}_x$  que, além de, como o  $\text{SO}_2$ , provocar a chuva ácida, é um componente importante das reações fotoquímicas que levam à formação de ozônio ( $\text{O}_3$ ). Além dos fatores ambientais, o  $\text{NO}_x$  é responsável direto por diversos problemas de saúde do homem, como metaemoglobina ou cianose, edemas pulmonares e alteração das características hereditárias.

O  $\text{NO}_x$  emitido durante a combustão depende da composição do combustível, do modo de operação e do projeto dos queimadores e da câmara de combustão. Cada um desses parâmetros são significativos em relação ao nível final de  $\text{NO}_x$  emitido. A formação deste poluente é atribuída a duas fontes distintas, o  $\text{N}_2$  presente no ar ou traços de nitrogênio presente no combustível (Wood,1994). O  $\text{NO}_x$  atmosférico segue principalmente dois mecanismos de formação: o térmico, sendo seu esquema reacional proposto inicialmente por Zeldovich e colaboradores (1947), e o “prompt”, formado na região de frente de chama, cujo esquema reacional foi proposto por Fenimore (1971). O mecanismo químico de formação do NO térmico, ou Zeldovich, se inicia pela reação  $\text{N}_2 + \text{O} = \text{NO} + \text{N}$ , que se desenvolve com menor velocidade que as reações de combustão dos hidrocarbonetos; sendo assim, a maior parte do NO térmico é formada na região pós-chama. O mecanismo conhecido como “prompt” envolve reações do  $\text{N}_2$  com radicais de hidrocarbonetos, como, por exemplo, CH e  $\text{CH}_2$ . Em comparação com o mecanismo de Zeldovich, essas reações são rápidas e características da região de frente de chama. Para o caso da formação do NO através da oxidação do nitrogênio presente no combustível; em geral, um composto nitrogenado primário é quebrado em radicais nitrogenados secundários (HCN,  $\text{NH}_2$ , NH e N). Esses compostos intermediários são convertidos a NO através das mesmas reações do mecanismo de Fenimore. Maiores detalhes sobre os mecanismos de formação do NO podem ser encontrados na revisão feita Miller e Bowman (1989).

O maior responsável pela quantidade total de  $\text{NO}_x$  formado em um processo de combustão é a temperatura. Desta forma, diversas técnicas de redução da emissão desse poluente estão baseadas no seu controle, com, por exemplo, a combustão estagiada ou a recirculação dos gases de combustão. Apesar de em muitos casos esse tipo de procedimento mostrar ser eficiente, ele altera as condições de queima, o que pode prejudicar o aproveitamento da energia térmica liberada pelas reações de combustão. Uma estratégia já difundida é a conversão do NO em  $\text{N}_2$  pela ação da amônia ( $\text{NH}_3$ ). Sua eficiência basicamente depende da temperatura na região onde a amônia é injetada, do tempo de residência após sua injeção, da concentração de NO nos gases de combustão e, obviamente, da quantidade de amônia acrescentada aos gases (Wood,1994).

Existem diversos trabalhos que relatam a eficiência da amônia para reduzir a emissão de  $\text{NO}_x$  na combustão dos hidrocarbonetos com o ar; no entanto, praticamente não há resultados sobre a aplicação desta técnica em situações de combustão enriquecida, onde a concentração de NO nos gases de combustão pode atingir valores extremamente elevados. Dentro deste contexto, o presente trabalho procurou fazer uma avaliação experimental sobre o potencial do controle da emissão de  $\text{NO}_x$  pela injeção de amônia na incineração de resíduos líquidos aquosos em uma câmara de combustão operando com enriquecimento do oxidante

## 2. Química da Amônia

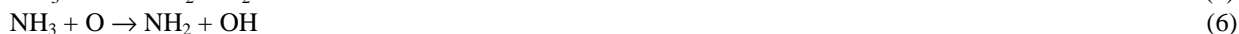
Conforme foi discutido na seção anterior, um dos obstáculos à ampla utilização das chamas enriquecidas é a elevada emissão de  $\text{NO}_x$ . Uma das tecnologias utilizadas para redução desse poluente em operações com ar como oxidante é a injeção de amônia ( $\text{NH}_3$ ) na câmara de combustão; no entanto, pouco se encontra na literatura sobre a utilização dessa técnica em chamas enriquecidas. A utilização da amônia como redutor do NO requer especial atenção quanto às condições de sua injeção. Se a amônia for injetada na região de chama, onde a temperatura é mais elevada, o efeito será contrário, ou seja, o mecanismo  $\text{NH}_3 \rightarrow \dots \rightarrow \text{NO}$  será favorecido. Por outro lado, quando a amônia é injetada na região de pós-chama, onde a temperatura é mais baixa, há uma predominância de redução do NO para  $\text{N}_2$ .

Pfefferle e Churchill (1986) confirmaram a hipótese de DeSoete (1973, 1975) e Haynes (1977) que se a amônia for injetada na região de chama seu comportamento é semelhante ao da maioria dos compostos nitrogenados contidos nos combustíveis, que são convertidos para HCN e CN na frente de chama, sendo em seguida convertidos para espécies  $\text{NH}_i$  ( $i = 0, 1$  e  $2$ ) antes da oxidação, explicando porque a taxa de conversão de amônia ( $\text{NH}_3$ ) para NO é aproximadamente a mesma das outras espécies nitrogenadas como dimetilamina e piperidina. Os fatores mais importantes para a conversão da amônia em NO, ou da redução do NO pela própria amônia, são a temperatura da chama e a estequiometria.

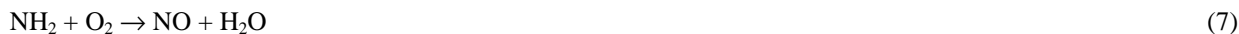
Reações de redução do tipo  $\text{NH}_i + \text{NO} \rightarrow \text{N}_2 + \dots$  ( $i = 0, 1$  e  $2$ ) não apresentam grande importância nas regiões onde a temperatura é próxima à temperatura de chama adiabática, pois as reações de oxidação das espécies  $\text{NH}_i$  em favor da formação de NO são favorecidas nesta condição, segundo Miller et al. (1981). No entanto para o caso de amônia injetada na região de pós-chama, o NO pode ser reduzido pelas reações (1), (2) e (3), como indicado por Fenimore (1976) e Haynes (1977):



As reações (1), (2) e (3) são consideradas o principal mecanismo de conversão do NO em  $\text{N}_2$ , sendo que a reação (3) é de grande importância apenas para combustão rica (Pfefferle e Churchill, 1986). Bian et al. (1986) detalharam experimentalmente o mecanismo de formação e conversão de NO em chamas de amônia queimando com oxigênio, através de medidas das concentrações de espécies químicas até a distância de 8 mm do queimador. Os resultados apontaram que a amônia desaparece por completo a 6 mm, sendo que sua máxima taxa de consumo ocorre na região onde a concentração de  $\text{NH}_2$  é máxima. Assim, as reações (4), (5) e (6) foram propostas como mecanismo de conversão da amônia em  $\text{NH}_2$ .

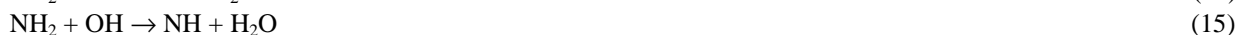


Reações subsequentes convertem o  $\text{NH}_2$  em  $\text{NH}$  e  $\text{N}$ . O radical  $\text{NH}_2$  não é importante somente para o mecanismo de redução do  $\text{NO}$  na região de pós-chama, ele também é parte fundamental do mecanismo de formação na região de chama. A reação do  $\text{NH}_2$  com o oxigênio molecular pode causar a formação direta do  $\text{NO}$ , conforme reação (7), ou produzir o radical  $\text{HNO}$ , conforme reação (8), que posteriormente é convertido em  $\text{NO}$  pelas reações (11), (12) e (13).



Entretanto, o trabalho de Hack et al. (1982) mostrou que a rota de formação do  $\text{NO}$  a partir da reação  $\text{NH}_2 + \text{O}_2 \rightarrow \dots$  é um mecanismo secundário em relação ao mecanismo iniciado pela reação do radical  $\text{NH}$  com oxigênio molecular, conforme as reações (9) e (10), semelhante ao próprio mecanismo do  $\text{NH}_2$ . O radical  $\text{HNO}$  formado também é convertido em  $\text{NO}$  pelas reações (11), (12) e (13).

Assim as reações (7) a (13) representam o principal mecanismo formador de  $\text{NO}$  proveniente da injeção direta de amônia na chama. No entanto, a importância do radical  $\text{NH}_2$  não pode ser descartada, pois o trabalho de Bian e colaboradores (1986) apontou que o aparecimento de  $\text{NH}$  na chama ocorre em uma região onde  $\text{NH}_3$  não existe mais; sendo assim, não se pode admitir uma conversão direta de  $\text{NH}_3$  para  $\text{NH}$ . Na verdade, o  $\text{NH}$  é formado pelo ataque dos radicais  $\text{H}$  e  $\text{OH}$  sofrido pelo  $\text{NH}_2$ , conforme as reações (14) e (15):



A ação da amônia nos mecanismos de formação e redução de  $\text{NO}$ , conforme discutido anteriormente, pode ser resumida pela Figura 1. No presente trabalho, o interesse maior é reduzir a emissão de  $\text{NO}_x$ ; portanto, a injeção de  $\text{NH}_3$  não foi feita como dopante do combustível, pois nessa situação sabe-se que a emissão de  $\text{NO}_x$  aumenta, como mostram os resultados experimentais de Martins (1998). Desta forma, a amônia em fase gasosa foi injetada no fluxo de oxidante, antes de passar pelo queimador e também a 122,5 cm a jusante do queimador.

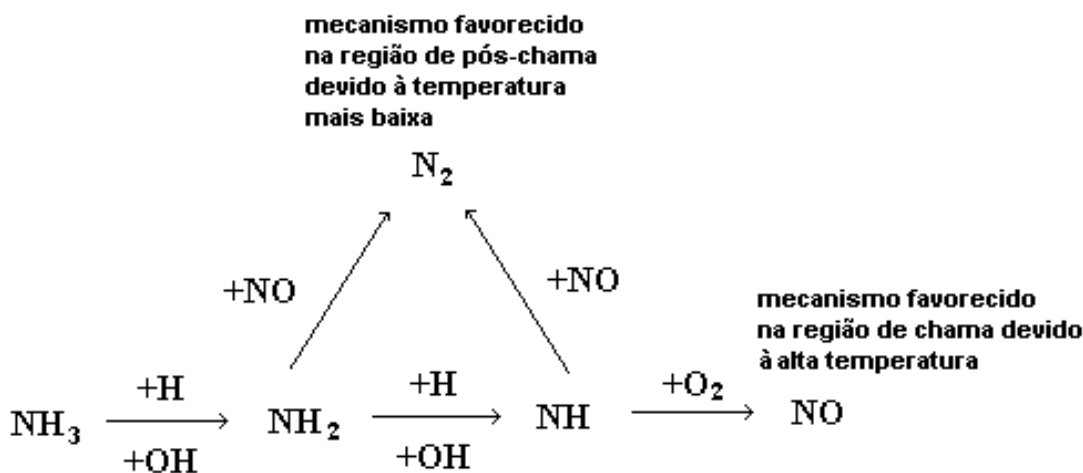


Figura 1 – Mecanismo de formação e redução do  $\text{NO}$  através da amônia.

### 3. Montagem Experimental

Em todos ensaios realizados, utilizou-se apenas água para simulação do resíduo, em virtude das facilidades experimentais envolvidas e pelo fato do enriquecimento do oxidante ser vantajoso para incineração de resíduos não combustíveis. Além disso, o presente trabalho tem como objetivo caracterizar a eficiência da amônia na destruição do  $\text{NO}_x$  formado durante o processo de combustão e não a destruição térmica de compostos presentes no resíduo. Como combustível auxiliar utilizou-se o gás liqüefeito de petróleo (GLP), adicionado à câmara através de um injetor com saída única de 4 mm de diâmetro. Tal injetor foi acoplado à lança central de um queimador com um sistema ancorador de chama do tipo *swirler*.

Os ensaios foram realizados em uma câmara de combustão vertical, com parede refratária de 0,15 m de espessura, sem refrigeração externa e com o volume total de 1000 litros. A Fig. 2 apresenta um esquema da câmara, com o queimador posicionado em sua extremidade inferior. A injeção de resíduo é feita por um injetor tipo *Y-jet*, de tal forma que o *spray* formado não incida completamente sobre a chama para não apagá-la. Através de visores posicionados ao longo da câmara, observou-se que o resíduo vaporiza-se imediatamente após ser injetado na mesma, em função da temperatura elevada nessa região.

A instrumentação associada à câmara conta com medidas de temperatura, análise da composição dos gases de combustão e vazões. Para obtenção da distribuição de temperatura, foram previstos termopares nas posições: 0,18, 0,70, 1,05, 1,40, 1,75, 2,50, 3,00 e 4,20 m a jusante do queimador. Para as regiões mais próximas à chama (0,18 e 0,70 m) utilizaram-se termopares tipo “S”; para as regiões de menor temperatura, o tipo “K”.

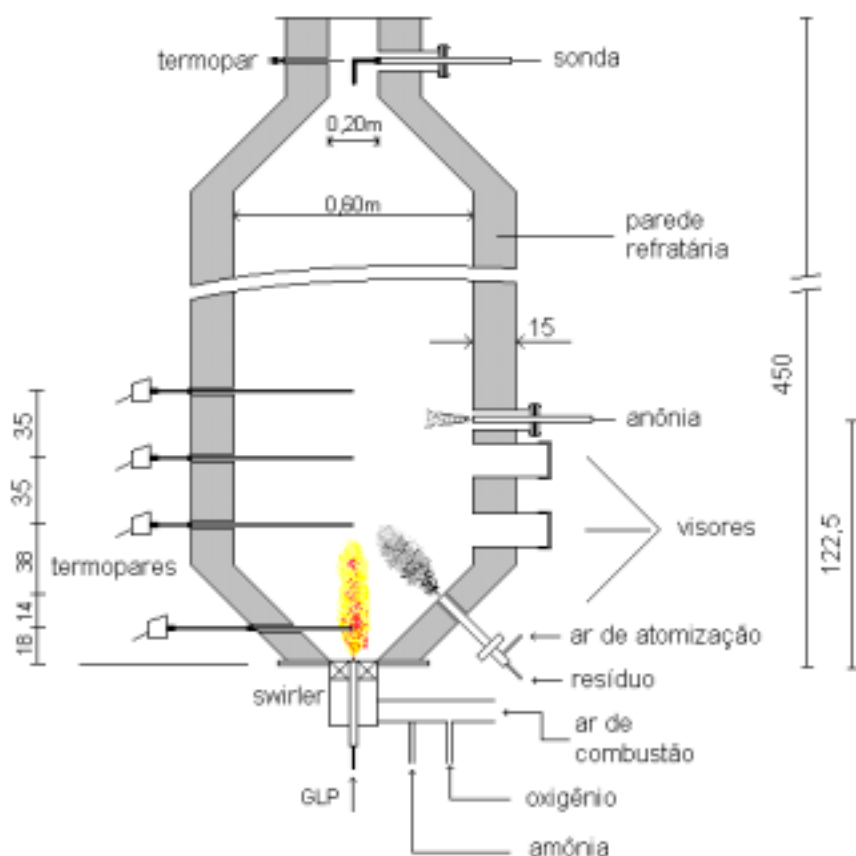


Figura 2 – Esquema da câmara de combustão (dimensões em cm).

A amostragem dos gases de combustão foi feita através de uma sonda devidamente refrigerada, posicionada a trinta centímetros antes saída da câmara. Os gases de amostragem, sugados por uma bomba de vácuo, passam por filtros e condensadores antes de chegarem aos analisadores contínuos de  $\text{CO}$  (infravermelho),  $\text{CO}_2$  (infravermelho),  $\text{O}_2$  (termomagnético) e  $\text{NO}_x$  (quimiluminescente). As leituras dos analisadores (em base seca), juntamente com as dos termopares, foram feitas em um sistema de aquisição de dados HP6554, que realiza três varreduras completas por minuto.

As vazões de GLP e do ar de combustão foram medidas por sistemas de placa de orifício. Já as vazões do ar de atomização do resíduo, do oxigênio de combustão, do resíduo e da amônia foram medidas através de rotâmetros. Para todos ensaios, manteve-se a vazão de GLP constante em 2,90 g/s, o que representa uma potência de 133,55 kW. As vazões de ar e de oxigênio foram combinadas de tal forma que a vazão mássica do oxigênio na saída da câmara fosse

1,58 g/s. Desta forma, a queima sempre ocorreu com excesso de oxigênio em torno de 15 %. Finalmente, o aproveitamento da energia disponibilizada pela redução da presença de nitrogênio foi feita ajustando a vazão de resíduo, mas mantendo a temperatura na saída da câmara em 1030 K.

A injeção de oxigênio puro foi feita na linha de ar oxidante antes da passagem do mesmo pelo queimador. A vazão de ar de atomização do resíduo foi mantida constante em 0,85 g/s. A alimentação da amônia (em estado gasoso) foi feita através da diferença de pressão entre seu reservatório e a câmara de combustão, controlada por uma válvula reguladora de pressão. A amônia foi injetada na câmara em dois pontos, na linha de oxidante antes da passagem pelo swirler e diretamente na câmara a 1,225 cm a jusante do queimador. Os resultados aqui apresentados referem-se à condição de regime permanente de operação, utilizando a distribuição de temperatura para caracterizá-la.

#### 4. Resultados

##### 4.1 Ensaios Sem Injeção de Amônia

Inicialmente, foram realizados ensaios sem a injeção de amônia para caracterizar a eficiência do aumento da taxa de incineração com o enriquecimento do oxidante. Além disso, também foram obtidos os resultados para emissão de gases, sobretudo para analisar a emissão de NO<sub>x</sub>. A Tabela 1 apresenta o conjunto de condições e resultados obtidos. Utilizando GLP, o comportamento da vazão mássica de resíduo incinerado (m<sub>res</sub>) com o aumento da porcentagem de O<sub>2</sub> no oxidante foi o mesmo observado por Lacava et al. (2000), utilizando diesel como combustível auxiliar na mesma potência e excesso de oxidante do presente trabalho. Há um aumento considerável da quantidade de resíduo incinerado até próximo a 50% de enriquecimento, cerca de 70% para 54,99% de O<sub>2</sub> em relação à operação com ar. Após, o aumento é mais tênue. Em 80,30% de O<sub>2</sub> chega a apenas 7% em relação à operação com 54,99% de O<sub>2</sub>.

Tabela 1- Condições e resultados obtidos nos ensaios sem injeção de amônia.

Nº	% de O <sub>2</sub> oxidante	m <sub>ar/comb</sub> [g/s]	m <sub>ox/comb</sub> [g/s]	m <sub>res</sub> [g/s]	excesso de oxidante %	% de O <sub>2</sub> (gases comb.)	% de CO	% de CO <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub> [p.p.m]	mg. NO <sub>2</sub> /g. resíduo
1	21,00	49,62	0	11,30	14,93	2,93±0,05	0,02 >	12,33±0,04	92,54±3,24	0,62
2	25,36	38,54	2,55	13,40	14,56	3,51±0,22	0,02 >	15,32±0,21	259,24±7,74	1,18
3	30,87	29,21	4,75	15,10	14,65	4,38±0,15	0,02 >	18,99±0,16	1330,82±27,65	4,35
4	43,35	16,88	7,72	17,62	15,53	6,75±0,08	0,02 >	27,64*	2003,20±45,06	3,85
5	54,99	10,27	9,23	19,20	15,19	8,78±0,08	0,02 >	36,75*	3163,47±74,58	4,20
6	80,30	2,60	11,12	20,52	16,15	14,91±0,29	0,02 >	58,77*	4184,83±37,59	3,25

Obs 1: Ensaios realizados para m<sub>f</sub> = 2,91 g/s (vazão mássica de GLP), ou seja, 133,55 kW, e m<sub>ar/atm</sub> = 0,85 g/s (vazão mássica do ar de atomização do resíduo).

Obs 2: m<sub>ar/comb</sub> = vazão mássica do ar de combustão, m<sub>ox/comb</sub> = vazão mássica do oxigênio de combustão e m<sub>res</sub> = vazão mássica de resíduo.

Obs3: \* representa valores obtidos teoricamente para a % de CO<sub>2</sub>, pois o fundo de escala do analisador é de 20% em volume.

O comportamento do aumento da capacidade de incineração da câmara está atrelado à vazão mássica de ar na câmara, mais especificamente a vazão de N<sub>2</sub>. Quanto menor a quantidade de N<sub>2</sub> presente no oxidante, mais energia estará disponível para incineração, visto que a vazão mássica de oxigênio total (O<sub>2</sub> do ar + O<sub>2</sub> injetado) praticamente não foi alterada nos ensaios. No entanto, a vazão de ar diminui acentuadamente até aproximadamente 50% de O<sub>2</sub>; deste ponto em diante, sua redução é menos acentuada e, conseqüentemente, menos energia estará disponível para aumentar a capacidade de incineração da câmara. Isso explica a eficiência do processo de enriquecimento até próximo a 50% de O<sub>2</sub>. Relacionando os valores da vazão mássica de resíduo (m<sub>res</sub>) com os da vazão mássica de oxigênio puro adicionado a câmara (m<sub>ox/comb</sub>), apresentados da Tabela 1, encontramos que a razão m<sub>res</sub>/ m<sub>ox/comb</sub> apresenta como valor médio 0,83 ± 0,02 gramas de resíduo/gramas de oxigênio, ou seja, para cada 1 kg de oxigênio puro injetado na câmara, 0,83 kg de resíduo poderão ser incinerados adicionalmente.

Apesar dos benefícios do processo de enriquecimento para aumentar a capacidade de incineração da câmara, o aspecto negativo que se torna um forte “gargalo” para emprego dessa técnica é aumento da emissão de NO<sub>x</sub>. A Tabela 1 apresenta os resultados da emissão de NO<sub>x</sub> em p.p.m (parte por milhão) e convertidos para razão entre a massa de NO<sub>2</sub> liberada para atmosfera e a massa de resíduo incinerado (mg de NO<sub>2</sub>/ g de resíduo). As principais razões para o intenso aumento da emissão de NO<sub>x</sub> podem ser destacadas como segue. (1) O aumento de temperatura na região de chama favorece os mecanismos reacionais de formação do NO, principalmente o de Zeldovich. A Figura 3 apresenta as temperaturas medidas pelos termopares de 1 a 4 (0,18, 0,70, 1,05 e 1,40 m a jusante do queimador, respectivamente) em função da porcentagem de O<sub>2</sub> no oxidante. (2) O aumento do teor de oxigênio no oxidante, como consequência o aumento de temperatura, acelera o desenrolar das reações químicas e o comprimento da chama reduz. Com isso, a região compreendida entre a chama e o ponto de injeção de resíduo aumenta, ou seja, o tempo de permanência dos gases de combustão na região de pós-chama, onde a temperatura é elevada, aumenta, favorecendo a formação de NO pelo mecanismo de Zeldovich. (3) A vazão mássica total na região de chama (m<sub>f</sub> + m<sub>ar/comb</sub> + m<sub>ox/comb</sub>) diminui com o enriquecimento, o que também aumenta o tempo de permanência dos gases de combustão na região de pós-chama. (4)



A baixa emissão de CO, menos de 200 p.p.m. (sensibilidade do analisador), indica que a mistura entre o combustível e o oxidante é intensa em qualquer nível de enriquecimento. Segundo Lyons (1982), para 15% de excesso de oxidante esse fator contribui para aumentar a emissão de  $\text{NO}_x$ . (5) Também, devido a intensa mistura entre os reagentes, é de se esperar que a presença de fuligem seja pequena, principalmente para maiores níveis de enriquecimento, reduzindo a transferência de calor por radiação. Como consequência a temperatura dos gases nas regiões de chama e pós-chama aumenta.

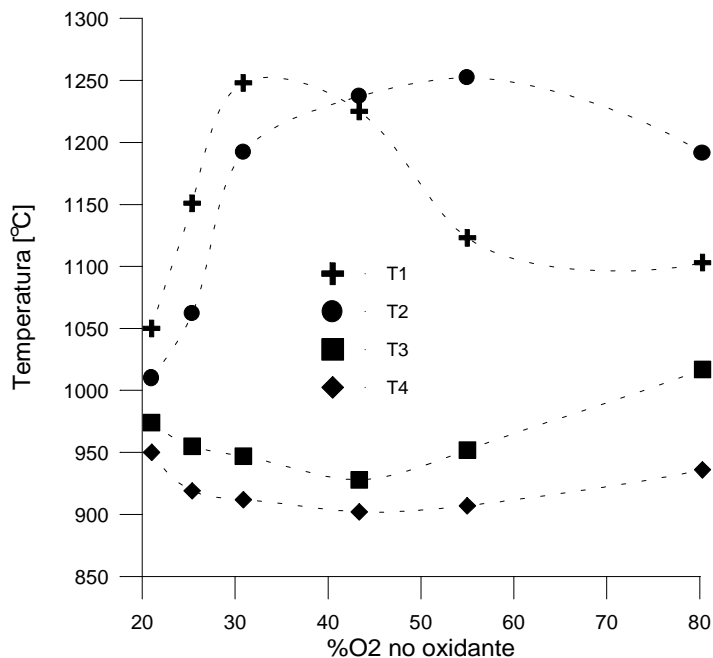


Figura 3 – Temperatura nos termopares de 1 a 4 (0,18, 0,70, 1,05 e 1,40 m a jusante do queimador, respectivamente) em função da porcentagem de O<sub>2</sub> no oxidante.

O perfil de temperatura medido pelo termopar 1 (T1) em função da %O<sub>2</sub> no oxidante, apresentado na Figura 3, mostra que até 43,35% de O<sub>2</sub> há um aumento de temperatura com o enriquecimento; no entanto, desse ponto em diante a temperatura começa a reduzir. Esse comportamento está relacionado com a geometria da chama na câmara e há basicamente dois fatores que a definem: o nível de enriquecimento e estrutura da zona de recirculação formada a jusante do queimador. A medida que se aumenta o nível de enriquecimento a taxa das reações químicas é intensificada e a tendência é que aumente a concentração de reações nas imediações do queimador. Por outro lado, o aumento do nível de enriquecimento reduz a intensidade da zona de recirculação formada nessa região, podendo se tornar extremamente fraca para elevados enriquecimentos e a tendência é reduzir a concentração de reações químicas nas proximidades da saída do queimador. Essa região de recirculação é formada devido a presença de uma componente tangencial de velocidade no escoamento de oxidante adquirida em sua passagem pelo ancorador de chama tipo *swirler*, sendo que sua intensidade, entre outras coisas, depende da vazão mássica de oxidante. Sendo assim, como há uma redução na vazão total de oxidante com o enriquecimento ( $m_{ar/comb} + m_{ox/comb}$ ) a zona de recirculação sofre um enfraquecimento. Desta forma, a explicação para o comportamento da temperatura pode ser dado como segue: até por volta de 30,87% de O<sub>2</sub> o efeito do enriquecimento se sobrepõe ao da redução da zona de recirculação, com isso a temperatura nos termopares 1 e 2 aumentam. A partir de 43,35% de O<sub>2</sub> a redução da zona de recirculação já atinge valores significativos e parte da chama começa a dissipar-se das proximidades do queimador. A temperatura no termopar 1 diminui e o aumento de temperatura no termopar 2 passa a ser menos acentuado. Em 54,99% de O<sub>2</sub> a temperatura no termopar 2 também já diminuiu, ao passo que as dos termopares 3 e 4 aumentam, indicando que, apesar do enriquecimento, com o enfraquecimento da zona de recirculação parte das reações de combustão se deslocam a jusante do queimador. A partir do termopar 4 a temperatura dos gases sofre uma queda praticamente linear ao longo da câmara até atingir cerca de 750°C na sua saída, isso para qualquer condição de enriquecimento.

De acordo com os resultados apresentados fica claro que o emprego do enriquecimento do oxidante deve ser acompanhado da alguma medida para controle da emissão de  $\text{NO}_x$ . Para avaliar a eficiência da injeção da amônia no controle da emissão desse poluente, os ensaios foram realizados para o enriquecimento próximo a 31% de O<sub>2</sub>, pois foi a maior emissão normalizada de  $\text{NO}_x$  (mg de  $\text{NO}_2$ /g de resíduo), conforme o ensaio 3 da Tabela 1.

#### 4.2 Ensaios Com Injeção de Amônia

Nos ensaios realizados com a presença da amônia, procurou-se manter as condições de operação da câmara próximas às condições do ensaio número 3 da Tabela 1, ou seja, % de O<sub>2</sub> em torno de 31%, vazão de resíduo em 15,10

g/s, excesso de oxidante em torno de 15% e temperatura na saída da câmara próxima a 750 °C. Conforme já comentado, as condições do ensaio 3 foram escolhidas por propiciarem a maior emissão normalizada de NO<sub>x</sub> (mg de NO<sub>2</sub>/ g de resíduo).

Foram investigadas duas situações experimentais distintas. Na primeira situação, o NH<sub>3</sub> é adicionado ao escoamento de oxidante (ar + O<sub>2</sub>) ainda na linha de alimentação desse, ou seja, antes da passagem pelo *swirler* do queimador. Na segunda situação, a injeção é feita a 1,225 m a jusante do queimador, ou seja, equidistante dos termopares 3 e 4, onde há a presença dos produtos de combustão e o resíduo já vaporizado.

A Figura 4 mostra a emissão de NO<sub>x</sub> em função da vazão de NH<sub>3</sub> adicionado na linha de ar oxidante. Nota-se uma queda acentuada entre a condição sem nenhum NH<sub>3</sub> e com 0,13 g/s, cerca de 20%. Aumentando a vazão de amônia, a emissão de NO<sub>x</sub> continua sendo reduzida, mas sem a intensidade inicial. Para 0,70g/s de NH<sub>3</sub> a redução total foi de aproximadamente 41% em relação à condição sem injeção de amônia, ainda representando uma emissão bastante elevada. Esse resultado está relacionado com a temperatura nas imediações do queimador.

Para a combinação das vazões de combustível e dos gases que passam pelo *swirler*, o número de *swirl*, que corresponde a razão entre a componente axial do fluxo da quantidade de movimento angular e a componente axial do fluxo da quantidade de movimento linear, grandeza adimensional utilizada para quantificar a intensidade da zona de recirculação formada nas proximidades do queimador e calculada aqui utilizando o modelo apresentado por Wall (1987) com as considerações de coeficiente de bloqueio feitas por Couto et al. (1995), apresenta valores próximos a 0,16 nos ensaios onde a amônia é injetada no escoamento de oxidante. Apesar dos valores acima de 0,30 serem considerados números de *swirl* “fortes”, a temperatura medida pelo termopar 1 nesse nível de enriquecimento (Figura 3) mostra que há uma influência intensa da presença da zona de recirculação no processo de combustão; sendo assim, parte da amônia injetada atinge a zona de recirculação da chama acompanhando o escoamento do oxidante. Como nessa região a temperatura é elevada, o NH<sub>3</sub> que a atinge é rapidamente convertido para HCN → CN → NO, conforme discutido na seção 2. A Figura 5 destaca as temperaturas medidas pelos termopares 1 (T1) e 2 (T2), posicionados a 0,18 e 0,70 m a jusante do queimador, respectivamente. Desta forma, a redução do NO acaba sendo menos acentuada, ficando limitada à ação do NH<sub>3</sub> que acompanha o escoamento de oxidante que não atingiu a zona de recirculação, convertendo parte do NO em N<sub>2</sub> em regiões onde a temperatura é mais baixa devido à presença do resíduo vaporizado. A Figura 6 esquematiza a situação descrita.

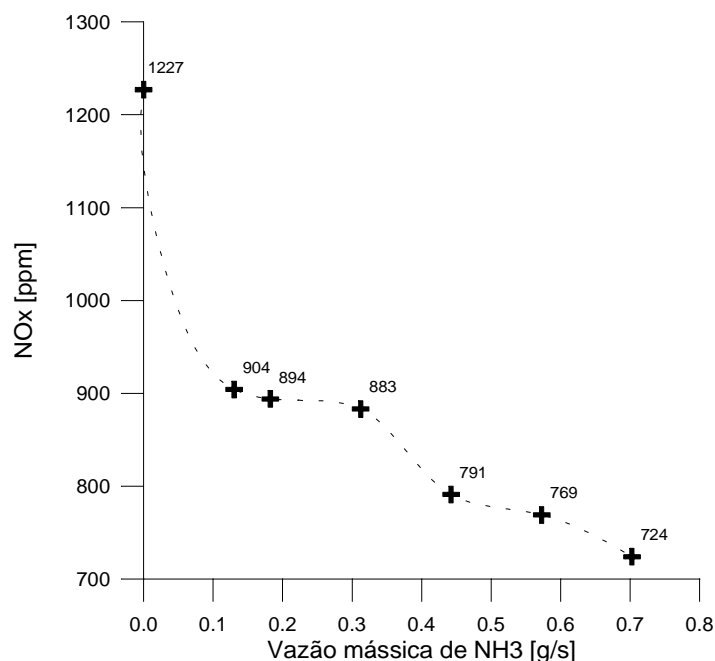


Figura 4 – Emissão de NO<sub>x</sub> em função da vazão de NH<sub>3</sub> adicionado à linha de ar oxidante.

A Figura 7 mostra a emissão de NO<sub>x</sub> em função da vazão de NH<sub>3</sub>, quando esse é injetado na região de pós-chama, a 1,225 m a jusante do queimador, entre os termopares 3 e 4, na presença do resíduo vaporizado. Nota-se uma elevada eficiência para esse processo, chegando a valores inferiores ao obtido quando a combustão foi com apenas ar como oxidante (92,54 ± 3,24 p.p.m.). Essa diferença de comportamento em relação ao caso onde a amônia é injetada na linha de oxidante, deve-se principalmente à temperatura mais baixa na região de injeção da amônia, que no caso esteve entre 940 °C e 980 °C, favorecendo as reações do tipo NH<sub>i</sub> + NO → N<sub>2</sub> + ..... (i = 0, 1 e 2). Turns (1996) relata que a redução do NO pela amônia é mais eficiente na estreita faixa de temperatura entre 927 °C e 977 °C, ou seja, muito próximo à condição de temperatura da região onde foi injetada a amônia. A Figura 8 apresenta as temperaturas medidas pelos termopares 3 (T3) e 4 (T4), posicionados a 1,05 e 1,40 m a jusante do queimador, respectivamente.

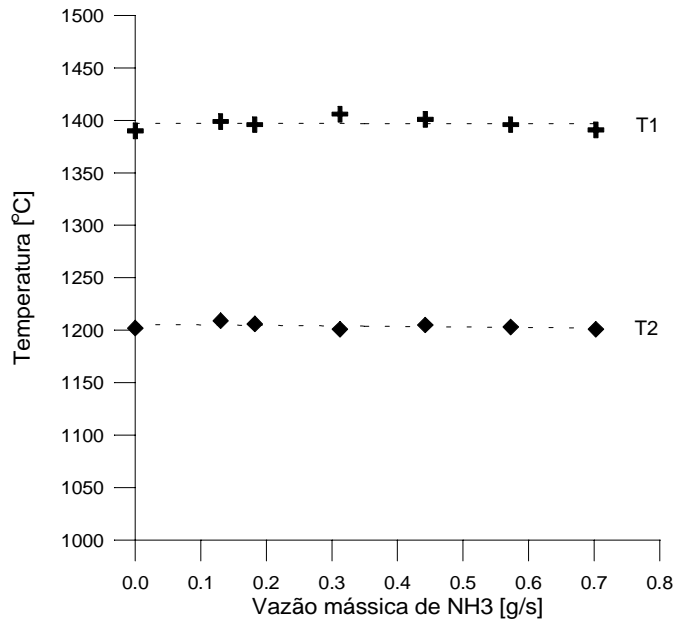


Figura 5 – Temperaturas medidas pelos termopares 1 (T1) e 2 (T2) posicionados a 0,18 m e 0,70 m a jusante do queimador, respectivamente, para a injeção de amônia na linha de oxidante.

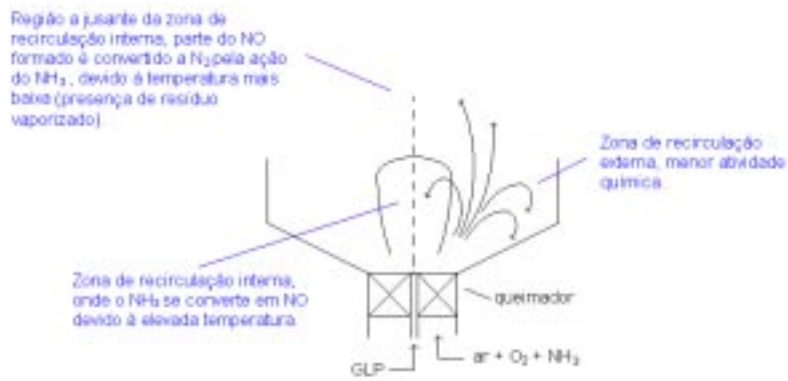


Figura 6 – Esquema da estrutura da zona de recirculação formada nas imediações do queimador.

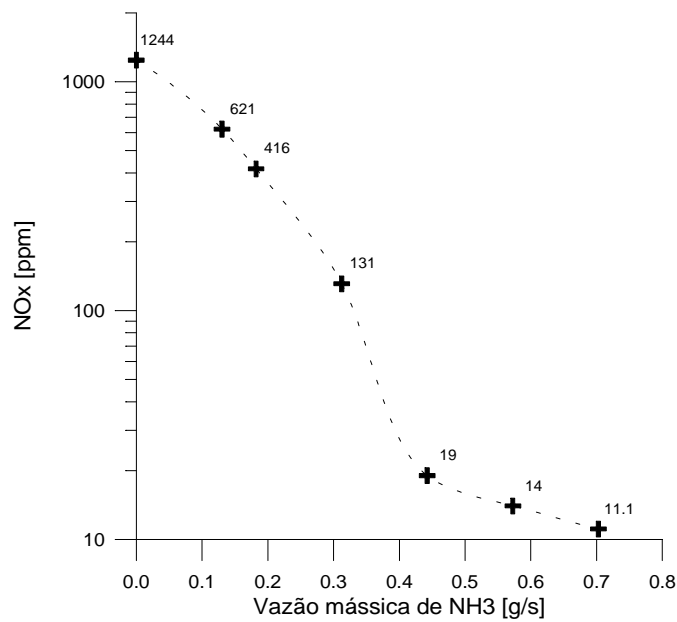


Figura 7 – Emissão de NO<sub>x</sub> em função da vazão de NH<sub>3</sub> injetado a 1,225 m a jusante do queimador .

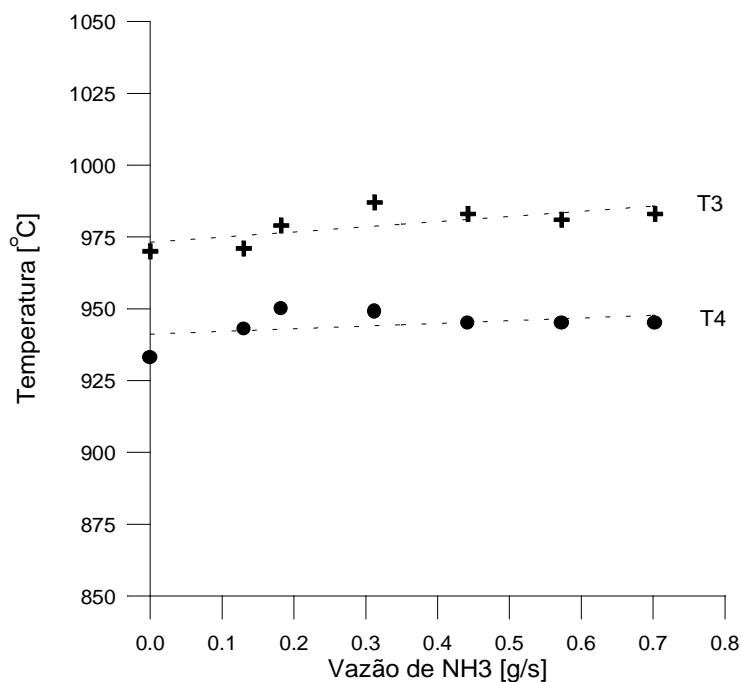


Figura 8 - Temperaturas medidas pelos termopares 3 (T3) e 4 (T4) posicionados a 1,05 m e 1,40 m a jusante do queimador, respectivamente, para a injeção de amônia na região de pós-chama

## 5. Conclusões

O presente trabalho experimental enfocou a redução da emissão de  $\text{NO}_x$  através da injeção de amônia no processo de incineração de resíduo líquidos aquosos operando com chamas enriquecidas. Duas situações foram estudadas: 1) amônia injetada na linha de oxidante; 2) amônia injetada a 1,225 m a jusante do queimador. O segundo caso mostrou maior eficiência. Para vazões de amônia acima de 0,44 g/s a emissão de  $\text{NO}_x$  foi inferior a da operação da câmara quando o oxidante é apenas ar (ensaio número 1 da Tabela 1). Esta eficiência pode ser atribuída à temperatura na região de injeção da amônia, estando na faixa onde as reações do tipo  $\text{NH}_i + \text{NO} \rightarrow \text{N}_2 + \dots$  ( $i = 0, 1$  e  $2$ ) são favorecidas. Já para a primeira situação, a amônia sendo injetada no fluxo de oxidante antes de sua passagem pelo queimador, mostrou ser bem menos eficiente. É provável que esse resultado seja em decorrência de parte do  $\text{NH}_3$  penetrar a zona de recirculação interna formada nas imediações do queimador, onde a temperatura é mais elevada, favorecendo a conversão do  $\text{NH}_3$  em  $\text{NO}$ .

Apesar do resultado positivo apresentado no presente trabalho, é preciso levar em conta o preço da amônia no custo de operação e o nível de emissão de  $\text{NO}_x$  que deseja-se alcançar. No presente experimento utilizou-se o  $\text{NH}_3$  em sua forma gasosa, distribuída comercialmente em garrafas de  $10\text{m}^3$  (normais), por facilidades laboratoriais e devido ao baixo consumo. No entanto, essa é forma mais cara de comercialização da amônia. Em geral, utiliza-se amônia líquida estocada em um tanque pressurizado. O líquido passa por um aquecedor (normalmente elétrico) onde é vaporizado antes de ser injetado ao fluxo de gases de combustão. Apesar do custo da amônia, os ensaios realizados mostraram que é possível operar incineradores de resíduo líquidos aquosos com chamas enriquecidas, com emissão de  $\text{NO}_x$  inferior à obtida com ar como oxidante.

## 6. Agradecimentos

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo pelo financiamento parcial do presente trabalho através dos projetos: 95/4167-7 e 97/5511-9.

## 7. Referências

- Bian, J.; Vandooren, J.; Van Tiggelen, P.J., "Experimental Study of the Structure of an Ammonia-Oxygen Flame", Twenty-first Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, PA, p.p. 953-963, 1986.
- Couto, H.S.; Muniz, W.F.; Bastos - Netto, D., "Geometrical Parameters for Flows Across Axial Swirlers", Proceedings of the Third Asian-Pacific International Symposium on Combustion and Energy Utilization, Hong Kong, 11-15 December, Vol. I, pp. 255-260, 1995.
- DeSoete, G.G., "An Overall Mechanism of Nitric Oxide Formation from Amônia and Amines Added to Pre-mixed Hydrocarbon Flames", Combustion Institute European Symposium, Academic Press, p. 439, 1973.

- DeSoete, G.G., "Overall Reaction Rates of NO and N<sub>2</sub> Formation from Fuel Nitrogen", Fifteenth Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, PA, p. 1093, 1975.
- Fenimore, C. P., "Formation of Nitric Oxide in Permixed Hydrocarbon Flames", 13<sup>th</sup> Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, p.373-380, 1971.
- Fenimore, C.P., "Reactions of Fuel-Nitrogen in the Rich Flame Gases", Combustion and Flame, vol.26, p. 249, 1976.
- Flamme, M.; Kremer, H., "Reduction of the NO<sub>x</sub> Output From Industrial Burners Firing a Mixture of Fuel Gas and Combustion Air Enriched and Oxygen", Proceedings of the Second International Conference on Combustion Technologies for a Clean Environment, Lisbon, Portugal, p.p. 1-7, 1993.
- Hack, W.; Horie, O.; Wagner, H.; *J. Phys. Chem.*, vol. 86, 765 (1982).
- Haynes, B.S., "The Oxidation of Hydrogen Cyanide in Fuel-Rich Flames", Combustion and Flame, vol 28, pp. 113, 1977.
- Lacava, P. T.; Pimenta, A. P.; Carvalho Jr, J. A.; Ferreira, D. S., "Utilização de Chamas Enriquecidas na Incineração de Resíduos Líquidos Aquosos", Encontro Nacional de Ciências Térmicas, Porto Alegre, Cd, 2000
- Lyons, V.J., "Fuel/Air Nonuniformity – Effect on Nitric Oxide Emissions", *AIAA Journal*, 20(5):660–665, 1982.
- Martins, C.A., "Taxas de NO<sub>x</sub> em Combustores Pulsantes Tipo Tubo de Rijke Operando com combustível Gasoso", Dissertação de Mestrado, Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, São José dos Campos, 1998.
- Miller, J.A.; Branch, M.C.; Kee, R.J., "A Chemical Kinetic Model for the Selective Reduction of Nitric Oxide by Ammonia", Combustion and Flame, vol. 43, p. 81, 1981.
- Miller, J.A.; Bowman, C.T., "Mechanism and Modeling of Nitrogen Chemistry in Combustion, Progress in Energy and Combustion Science", 15:287-338, 1989.
- Pfefferle, L.D.; Churchill, S.W., "NO<sub>x</sub> Production from the Combustion of Ethane Doped with Ammonia in a Thermally Stabilized Plug Flow Burner", Combust. Sci. Tech., vol 49, p.p. 235-249, 1986.
- Shahani, G.H.; Gunardson, H.H.; Easterbrook, N.C., "Consider Oxygen for Hydrocarbon Oxidations", Chemical Engineering Progress, 92(11):66-71, 1996.
- Wood, S.C., "NO<sub>x</sub> Control", Chemical Engineering Progress, 90(1):31-38, 1994.
- Wall, T.F., "The Combustion of Coal as Pulverized Fuel through Swirl Burners", in Lawn, C.J., ed., Principles of Combustion Engineering for Boilers, Academic Press, 197-335, 1987.
- Zeldovich, Ya. B.; Sadovnikov, P. Ya.; Frank-Kamenetskii, D. A.; "Oxidation of Nitrogen in Combustion" (transl. by M. Shelef), Academy of Sciences of USSR, Institute of Chemical Physics, Moscow-Leningrad, 1947.

## NO<sub>x</sub> EMISSION CONTROL USING NH<sub>3</sub> INJECTION IN AQUEOUS RESIDUES INCINERATION OPERATING WITH ENRICHED FLAME

### **Pedro Teixeira Lacava**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Divisão de Engenharia Aeronáutica  
Pça. Mal. Eduardo Gomes, 50, Vila das Acácias, São José dos Campos, SP, Brasil, CEP: 12228-900  
e-mail: lacava@aer.ita.cta.br

### **João Andrade de Carvalho Jr.**

Universidade Estadual Paulista, Campus de Guaratinguetá, Depto. de Energia  
Av. Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333, Guaratinguetá –SP, Brasil, CEP: 12500-000  
e-mail: joao@feg.unesp.br

### **Amilcar Porto Pimenta**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Divisão de Engenharia Aeronáutica  
Pça. Mal. Eduardo Gomes, 50, Vila das Acácias, São José dos Campos, SP, Brasil, CEP: 12228-900  
e-mail: amilcar@aer.ita.cta.br

### **Marco Aurélio Ferreira**

Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, Laboratório Associado de Combustão e Propulsão  
Rod. Presidente Dutra, km 40, Cachoeira Paulista, SP, Brasil, CEP: 12700-000

**Abstract:** The advantages of air enrichment in combustion systems are: increase of productivity, high thermal efficiency, reduction of combustion gas volume, increase of operation temperature, intensification of heat transfer processes and reduction of fuel consumption. However, due the high temperatures reached in the combustion chamber, the increase of NO<sub>x</sub> emission may be a problem in operations with enriched flames. In this way, the present work shows the results of an experimental investigation on the control of NO<sub>x</sub> emissions using ammonia injection in an incineration chamber of liquid aqueous residues, operating with air enriched with oxygen and liquefied petroleum gas as auxiliary fuel. First, some experiments were conducted without ammonia injection to verify the increase of chamber incineration capacity as function of air enrichment and to evaluate the emissions gases behavior, mainly NO<sub>x</sub>. The experiments with ammonia were conducted in an enrichment condition that promotes high NO<sub>x</sub> emission, 31% of O<sub>2</sub> and 15% of air excess. Two situations were examined, the first with ammonia injected in the oxidant flow; in the second the injection was at 1,225 m from the burner. The second condition showed very good results in terms of NO<sub>x</sub> low emissions; they reached 11 p.p.m., 8 times less the NO<sub>x</sub> obtained in operations where the oxidant was just air.

**Keywords:** Combustion, NO<sub>x</sub> Emission, Ammonia, Enrichment, Incineration.

# ANÁLISE DA EFETIVIDADE DE DIFERENTES COMBUSTÍVEIS DE BIOMASSA UTILIZADOS EM UMA FORNALHA PARA SECAGEM DE GRÃOS

**Auth, C.J.**

UNIJUÍ – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul  
 Rua São Francisco, 501 – Ijuí (RS) – CEP: 98700-000  
[cleusa@main.unijui.tche.br](mailto:cleusa@main.unijui.tche.br)

**Spilimbergo, A. P.**

UNIJUÍ – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul  
 Rua São Francisco, 501 – Ijuí (RS) – CEP: 98700-000  
[patspi@main.unijui.tche.br](mailto:patspi@main.unijui.tche.br)

**Dalepiane, S.**

UNICRUZ – Universidade de Cruz Alta  
 Rua Andrade Neves, 308 – Cruz Alta – CEP: 98025-810  
[lecird@main.unijui.tche.br](mailto:lecird@main.unijui.tche.br)

**Resumo.** O propósito deste trabalho é realizar uma análise comparativa das características operacionais de uma fornalha com fluxo forçado utilizada para a secagem de grãos, considerando combustíveis de biomassa (lenha de eucalipto, bagaço de cana e casca de arroz). Esta análise é feita através de dois aplicativos, onde o primeiro deles fornece as propriedades dos produtos de combustão, considerando para isso o meio reagente no estado de equilíbrio químico e o segundo determina as principais características da fornalha considerando fluxos de calor por radiação e convecção, existência do ciclone, aquecimento das paredes, características reais do ventilador e regime operacional transiente. As simulações numéricas mostram que a produtividade real é quase proporcional aos valores do poder calorífico do combustível; que os rendimentos dos combustíveis dependem da temperatura máxima dos produtos de combustão; que a unidade do combustível influi consideravelmente nas características da fornalha e que com o aumento dela ocorre também um aumento do rendimento, mas com o funcionamento se aproximando do regime anormal.

**Palavras chave:** equilíbrio químico, fornalha, combustível de biomassa, secagem de grãos, rendimento.

## 1. Introdução

No Brasil, combustíveis de biomassa (lenha de eucalipto, bagaço de cana, casca de arroz, etc.) são utilizados, largamente em fornalhas destinadas à secagem de diferentes espécies de grãos (um esquema típico destas fornalhas esta apresentado na Fig. (1)). Estes combustíveis, apesar de terem origem comum (biomassa), distinguem-se uns dos outros. Em particular, pode-se indicar que, as produtividades ideais são distintas. Neste aspecto, para fornalhas pode-se considerar um problema interessante de ser investigado: a determinação das produtividades reais e outras características relevantes, de diversos combustíveis, para a realização de uma análise comparativa entre eles.

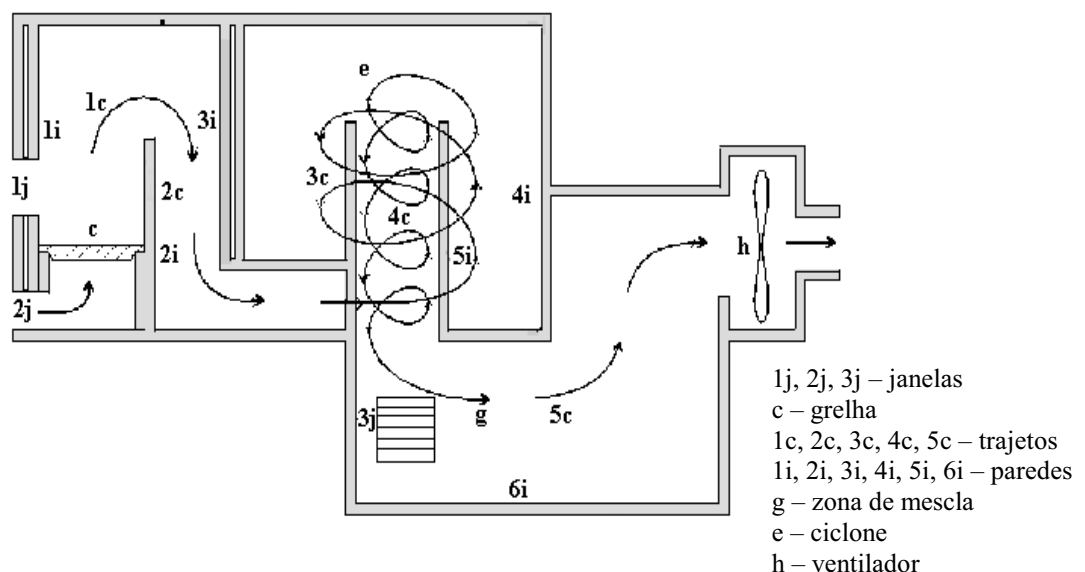


Figura 1. Esquema de uma fornalha para secagem de grãos

Via de regra estes problemas são resolvidos por ensaios experimentais, mas a abordagem da modelagem matemática se mostra uma ferramenta bastante eficiente para resolvê-los, por possibilitar maior rapidez e conseqüentemente um menor custo. Um exemplo dessa abordagem se encontra em Dalepiane et all (1997) para a fornalha apresentada na Fig. (1), quando com base em um modelo elaborado pelos referidos autores, foram determinadas em função do tempo características como: rendimento, perdas de pressão, aquecimento das paredes, temperatura na grelha, etc., para um único tipo de combustível. Portanto, levando em conta o mesmo tipo de fornalha, este trabalho visa determinar as suas principais características operacionais, considerando várias espécies de combustíveis e variando o teor de umidade de um deles, pois a umidade é também fator que influencia nessas características (Tillman et all, 1981).

**2. Descrição dos Processos em Fornalhas e dos Modelos Matemáticos Usados**

A estrutura de uma fornalha industrial da Fig. (1) é composta pelos fragmentos: 1j – janela para abastecer a fornalha; 2j – janela para admissão de ar primário; 3j – janela para admissão controlada de ar secundário; c – grelha (onde ocorre a combustão); 1c, 2c, 3c, 4c, 5c – trajetos; 1i, 2i, 3i, 4i, 5i, 6i – paredes; g – zona de mescla; e – ciclone e h– ventilador.

Durante o funcionamento da fornalha os valores do consumo de combustível ( $G_c$ ), da temperatura na saída ( $T_s$ ) e da potência ( $W$ ), são mantidos aproximadamente constantes, mas apesar disso observa-se o regime transiente. A principal causa desse regime é que, no início do funcionamento da fornalha, as paredes não estão aquecidas e, portanto, ocorre uma forte transferência de calor nelas, e por isso, na saída do ciclone, o fluxo de gás possui menos energia, e é então necessário menos admissão de ar secundário para se conseguir a temperatura de saída prescrita. No resultado, a vazão total de “ar quente” na saída da fornalha é pequena e estabelece um ponto inicial de trabalho na característica do ventilador (Fig. (2)). Mas à medida que a temperatura das paredes aumenta, a transferência de calor para elas diminui. Como resultado, na saída do ciclone o fluxo possui maior energia, e é necessário então (para manter  $T_s = \text{const.}$ ) um aumento na vazão do ar secundário, o que provoca o crescimento de  $G_\Sigma$  (vazão mássica através do ventilador). Com isso então é alterada a queda da pressão  $\Delta P_v$  e o ponto de trabalho ( $Q_v, \Delta P_v$ ), como mostra a Fig. (2), deslocando-se, reforçando o caráter transiente do regime operacional. Observa-se que, com a alteração das temperaturas nas paredes, é alterada também a relação  $G'_{ox} / G_c$  e  $\alpha'_{ox}$  ( $G'_{ox}$  - vazão do ar pela janela 2;  $\alpha'_{ox}$  - coeficiente de excesso do oxidante na grelha e nos quatro primeiros trajetos). O regime transiente pode propagar-se até 8 horas, pois as paredes da fornalha são bastante grossas. Um efeito importante na combustão da biomassa é a formação de uma camada de carvões na grelha. Ela irradia um grande fluxo de calor nas paredes da fornalha (Gilchrist, 1969), conseguindo temperatura ( $T_p$ ) mais alta do que a temperatura dos produtos de combustão. Uma descrição mais detalhada desses processos e do modelo matemático encontra-se em Dalepiane et all (1997).

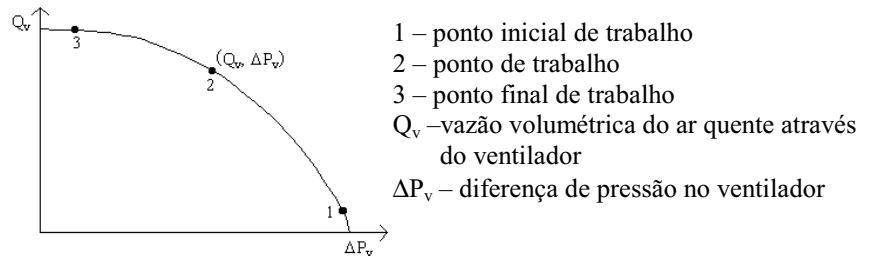


Figura 2. Característica do ventilador e evolução do ponto de trabalho.

- O modelo matemático da fornalha esquematizada na Fig. (1), considera os fenômenos:
- da combustão na grelha, na abordagem do equilíbrio químico (Alemassov et all, 1971) (sistema de equações algébricas não lineares);
  - dos fluxos dos produtos de combustão pelos trajetos, incluindo o ciclone, com aproximação unidimensional considerando o atrito e a transferência de calor (equações diferenciais ordinárias);
  - das perdas locais de pressão (fórmulas empíricas);
  - da mescla dos produtos de combustão com ar secundário (equação algébrica não linear);
  - da transferência de calor por radiação e convecção;
  - do aquecimento unidimensional e não-estacionário das paredes (equações diferenciais parciais);
  - do redemoinho nas características do fluxo (fórmulas empíricas);
  - da “adaptação da vazão” através do ventilador (uma equação acoplando todos os processos considerados no modelo).

As equações do modelo e o algoritmo de resolução estão apresentados em Krioukov et all (1996) juntamente com uma descrição sucinta do aplicativo (FORNIJ).

O fragmento da combustão é o de maior importância para o presente trabalho e inclui no algoritmo, na forma de matriz (Tab. (1)), as propriedades dos produtos de combustão, com um método de interpolação destas propriedades para pontos intermediários. Nesta tabela, na primeira coluna estão apresentados os valores de  $\alpha'_{ox}$  e em cada linha as propriedades correspondentes aos valores de  $\alpha'_{ox}$ . Algumas dessas propriedades são utilizadas em outros fragmentos do

modelo matemático da fornalha. Em particular os valores  $C_p$  (calor específico),  $\eta$  (viscosidade) e  $\lambda$  (condutibilidade térmica), são necessários para determinar, nos trajetos, o fluxo de calor nas paredes, a velocidade nos canais, a variação de pressão, etc. As informações apresentadas na Tab. (1) referem-se às características na grelha e para  $T = 800\text{ K}$ , e permitem determinar essas características nos trajetos até a zona de mistura. O intervalo de alteração de  $\alpha'_{ox}$  foi de 0,5 a 10 com  $\Delta\alpha'_{ox} = 0,25$ .

Tabela 1. Fragmento da matriz das propriedades dos produtos de combustão para a lenha de eucalipto.

$\alpha'_{ox}$	Grelha						T = 800 K				
	T	I	$\mu$	$C_p$	$\eta$	$\lambda$	I	$\mu$	$C_p$	$\eta$	$\lambda$
0,5	1340	-2390	25,4	1,60	$5,48 \cdot 10^{-5}$	0,126	-3490	26,7	4,94	$3,68 \cdot 10^{-5}$	0,263
0,75	1800	-1770	27,5	1,52	$6,88 \cdot 10^{-5}$	0,150	-3270	27,7	1,93	$3,72 \cdot 10^{-5}$	0,104
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
9,75	586	-172	29	1,12	$3,71 \cdot 10^{-5}$	0,0607	67,3	29	1,12	$3,94 \cdot 10^{-5}$	0,0645
10,0	580	-168	29	1,12	$3,71 \cdot 10^{-5}$	0,0607	78,6	29	1,12	$3,94 \cdot 10^{-5}$	0,0645

Na Tabela (1), I (KJ/kg) e  $\mu$  (kg/kmol) correspondem a valores da entalpia e da massa molecular média dos produtos de combustão, respectivamente.

Os cálculos realizados mostraram que este intervalo e o passo de alteração escolhidos, foram suficientes para as simulações numéricas com precisão satisfatória. As características para valores intermediários de  $\alpha'_{ox}$  (por exemplo  $\alpha'_{ox} \approx 0,8$ ) e da temperatura (no intervalo  $T = T_{gr} \dots 800\text{K}$  – o subscrito “gr” corresponde a parâmetros na grelha) são calculadas no aplicativo por interpolação linear dupla. Esta matriz da Tab. (1) é calculada preliminarmente e se apresenta no aplicativo (FORNIJ), como um dos arquivos de dados iniciais, onde, para cada combustível, é necessário gerar a matriz específica. Quando se altera o teor de umidade no combustível é necessário também gerar uma nova matriz, pois a umidade influi nas características termodinâmicas e termofísicas dos produtos de combustão. O preenchimento da matriz é realizado com a ajuda do *software* ADTIJUI (Auth et all, 1996 e Spilimbergo et all, 1999), que executa cálculos para sistemas no estado de equilíbrio químico; este *software* é universal e pode calcular propriedades tanto termodinâmicas como termofísicas para praticamente qualquer tipo de combustível (incluindo combustíveis de biomassa). O *software* ADTIJUI não foi incorporado ao aplicativo FORNIJ, devido ao fato de que o volume de cálculo aumentaria consideravelmente. Do mesmo modo, foi criada a matriz das propriedades termodinâmicas e termofísicas dos produtos de combustão para determinar a vazão do ar secundário ( $G''_{ox}$ ). Um exemplo desta matriz está apresentado na Tab. (2).

Tabela 2. Fragmento da matriz das propriedades dos produtos de combustão para a lenha de eucalipto quando T= 500K.

$\alpha'^2_{ox}$	T = 500 K				
	I	$\mu$	$C_p$	$\eta$	$\lambda$
4	-892,0	29,0	1,05	$2,63 \cdot 10^{-5}$	0,0406
6	-538,0	29,0	1,04	$2,65 \cdot 10^{-5}$	0,0406
8	-357,0	29,0	1,04	$2,66 \cdot 10^{-5}$	0,0406
...	...	...	...	...	...
20	-21,2	29,0	1,03	$2,68 \cdot 10^{-5}$	0,0407
22	-0,49	29,0	1,03	$2,69 \cdot 10^{-5}$	0,0407

Observa-se que os resultados das simulações numéricas realizadas anteriormente, para uma espécie de combustível (a lenha de eucalipto), foram comparados com dados experimentais, havendo concordância satisfatória entre eles (Dalepiane et all, 1997).

### 3. Pesquisas Numéricas dos Processos em Fornalhas

#### 3.1. Características da fornalha e dos combustíveis

A Tabela (3) apresenta as características geométricas e os parâmetros do regime de trabalho nas simulações numéricas dos processos em fornalha com fluxo forçado (Fig. (1)). Onde:  $A_{ef}$ ,  $L_{ef}$  – são áreas e comprimentos dos trajetos,  $W = n / n_o$  - potência relativa do ventilador ( $n_o = 1800\text{ rpm}$ , no regime nominal do ventilador),  $\phi$  - coeficiente de identificação da área de radiação da grelha,  $\xi_{gr}$  – coeficiente das perdas de energia na zona de combustão,  $\Delta P_{max}$  e



$Q_{max}$  – diferença máxima da pressão e vazão volumétrica máxima na característica do ventilador (Fig. (2)),  $G_{\Sigma}^{es}$  - fluxo mássico na saída do ventilador no regime estacionário,  $A_p$  e  $\delta_p$  - área efetiva e espessura da parede.

Tabela 3. Características geométricas e parâmetros do regime de funcionamento da fornalha de fluxo forçado.

Trajeto	1c	2c	3c	4c	5c	grelha
$A_{ef}$ (m <sup>2</sup> )	0,7	0,7	0,67	0,20	15	0,7
$L_{ef}$ (m)	1,2	1,2	1,0	1,0	2,0	-
W	$T_s$ (K)	$\varphi$	$\xi_{gr}$	$\Delta P_{max}$ (N/m <sup>2</sup> )	$Q_{max}$ (m <sup>3</sup> /s)	$G_{\Sigma}^{es}$ (kg/s)
0,95	400	0,3	0,03	2215	5,48	4,40
Parede	1i	2i	3i	4i	5i	6i
$A_p$ (m <sup>2</sup> )	3,51	1,89	3,10	4,84	1,44	9,20
$\delta_p$ (m)	0,3	0,1	0,3	0,2	0,1	0,1

As paredes 1i e 3i são multicamadas construídas de tijolos refratários (10 cm), fibra de vidro (10 cm) e tijolos de argila (10 cm). O esquema simplificado dos fluxos na fornalha está apresentado na Fig. (3).

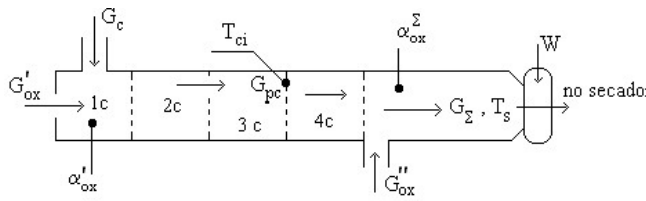


Figura 3. Esquema simplificado dos fluxos na fornalha.

Nas simulações numéricas as informações sobre os combustíveis utilizados (Tab. (4)) foram retiradas de Jenkins (1990).

Tabela 4. Características energéticas e composição dos combustíveis.

	Nome	$\Delta H_a$ (MJ/kg)	Fórmula empírica (% mássico)					$k_m^o$	$\alpha_{ox}^{id}$ *
			C	H	O	N	cinza		
1	Lenha de eucalipto	19,23	48,18	5,92	44,78	0,60	1,12	5,6	27,5
2	Bagaço de cana	17,33	44,8	5,35	44,77	0,51	9,79	5,27	27,7
3	Casca de arroz	16,14	40,96	4,30	45,64	0,54	18,34	4,63	29,5

\* - base úmida

Sendo  $k_m^o$  é a relação mássica estequiométrica entre o combustível e o oxidante;  $\alpha_{ox}^{id}$  é o valor de  $\alpha_{ox}$  que corresponde a  $T_s$  na dependência  $T_{oc} = f(\alpha_{ox})$ ;  $T_{oc}$  é a temperatura de combustão adiabática. Observa-se que  $\alpha_{ox}^{id}$  corresponde ao valor máximo  $G_{\Sigma}$ , quando a fornalha não apresenta perdas de calor nas paredes. Com base em  $\alpha_{ox}^{id}$  determina-se respectivamente, a produtividade ideal do combustível e o rendimento da fornalha

$$P_f^{id} = \frac{G_{\Sigma}^{id}}{G_c} = \frac{G_c (\alpha_{ox}^{id} \cdot k_m^o + 1)}{G_c} = \alpha_{ox}^{id} \cdot k_m^o + 1 \tag{1}$$

$$\theta = \frac{\alpha_{ox}^{\Sigma} \cdot k_m^o + 1}{\alpha_{ox}^{id} \cdot k_m^o + 1} \tag{2}$$

onde  $G_{\Sigma}^{id}$  é a vazão mássica total (kg/s) e  $G_c$  é o consumo de combustível (kg/s).

Observa-se que devido a transferência de calor nas paredes, tem-se:  $P_f < P_f^{id}$ . O indicador  $P_f$  é determinado pelo aplicativo FORNIJ, pela Eq. (1) com a eliminação do índice “id”, e o valor  $P_f^{id}$  pelo aplicativo ADTIJUI.

Na Figura (4) estão apresentadas as dependências  $T_{oc} = f(\alpha_{ox})$  dos produtos de combustão da biomassa com “ar”, para os três combustíveis pesquisados com umidade  $U_m = 20\%$ . As dependências são semelhantes e próximas, mas as produtividades ideais bastante diferentes. Somente a casca de arroz gera uma  $T_{oc}(\alpha_{ox} = 1)$  de 100 K mais que os outros dois combustíveis.

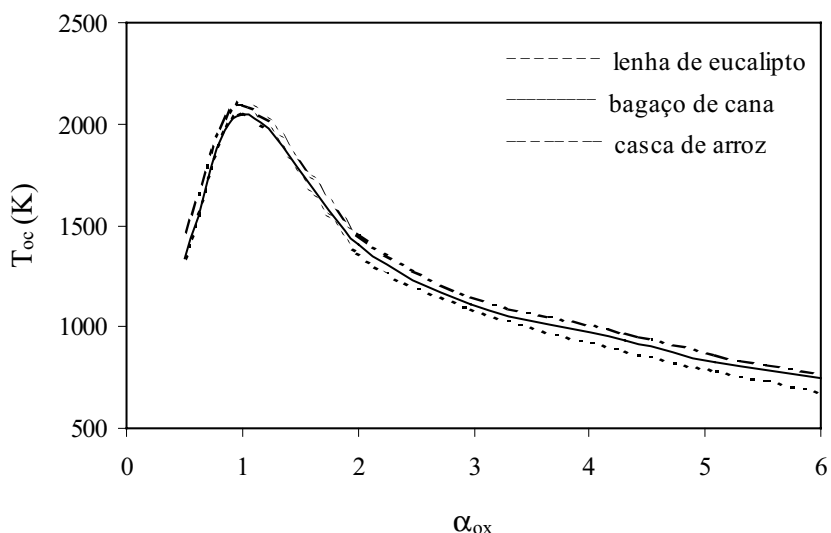


Figura 4. Temperatura adiabática dos produtos de combustão em função de  $\alpha_{ox}$ .

### 3.2. Análise comparativa das características da fornalha para diferentes combustíveis

As simulações numéricas deste item, e do próximo, para todas as variantes do cálculo, foram realizadas até o regime estacionário (aproximadamente após 9 horas de trabalho) onde o valor de  $G_{\Sigma}^{es}$  foi igual a 4,40 kg/s. Devido a isso, pelo “método shooting” (método de erros e tentativas) foram determinados os valores de  $G_c$ , satisfazendo a condição de  $G_{\Sigma} = 4,40$  kg/s, que são distintos para cada combustível, pois suas produtividades são diferentes. No resultado tem-se para os combustíveis pesquisados:  $G_c(\text{eucalipto}) = 0,047$ ;  $G_c(\text{bagaço}) = 0,049$  e  $G_c(\text{casca}) = 0,054$ .

Na Figura (5) estão apresentadas as evoluções de duas principais características da fornalha:  $G_{\Sigma}$  e  $\theta$ . Para os combustíveis pesquisados observa-se que o rendimento  $\theta$  aumenta com o tempo (devido ao aumento das temperaturas nas paredes e conseqüente decréscimo na transferência de calor). Como resultado, maior energia entra na zona de mescla e maior vazão de  $G_{ox}''$  (Fig. (3)) é exigida para manter constante o valor  $T_s = 400$  K. O rendimento  $\theta$  (para casca de arroz) é menor do que para os outros combustíveis. Este fato é explicado pela mais alta temperatura dos carvões queimados da casca ( $T_{cv}$ ), que irradiam o calor proporcional  $(T_{cv})^4$  (Sissom e Pitts, 1988), considerando que  $T_{cv} \approx T_{oc}(\alpha_{ox} = 1)$ .

As produtividades finais determinadas por (1) no momento  $t=33000$  s são:  $P_f(\text{eucalipto}) = 93,62$ ,  $P_f(\text{casca}) = 81,48$  e  $P_f(\text{bagaço}) = 89,79$ .

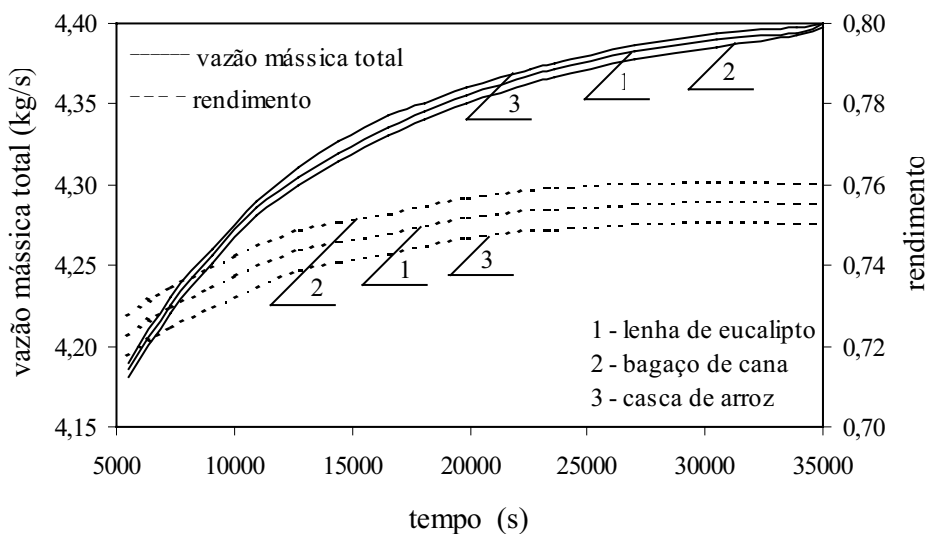


Figura 5. Evolução das características  $G_{\Sigma}$  e  $\theta$  para três tipos de combustíveis na mesma fornalha.

A Figura (6) mostra a alteração pelo tempo, do coeficiente  $\alpha'_{ox}$  e da temperatura no ciclone ( $T_{ci}$ ) (Fig. (3)). Observa-se que para todos os combustíveis,  $\alpha'_{ox}$  diminui com o tempo e  $T_{ci}$  aumenta. Principalmente pode-se constatar que as linhas  $T_{ci}$  e  $\alpha'_{ox} = f(t)$ , quando  $G_{\Sigma}^{es} = \text{const.}$ , são próximas para os três combustíveis. O maior nível de  $\alpha'_{ox}$  é observado para o caso da casca de arroz. Este efeito é consequência da alta temperatura dos carvões da casca e do aumento da vazão dos seus produtos de combustão nos canais de 1 a 4 (comparando com outros combustíveis).

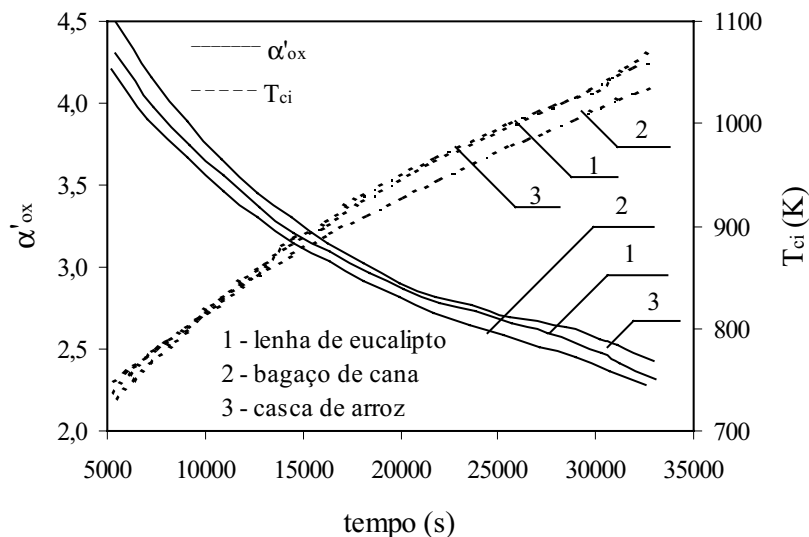


Figura 6. Alteração de  $\alpha'_{ox}$  e da  $T_{ci}$  pelo tempo (3 tipos de combustíveis).

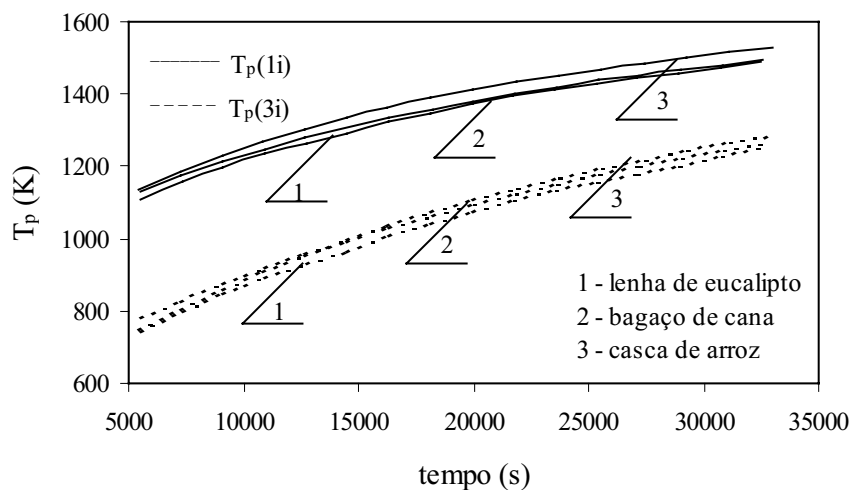


Figura 7. Variação das temperaturas nas paredes pelo tempo.

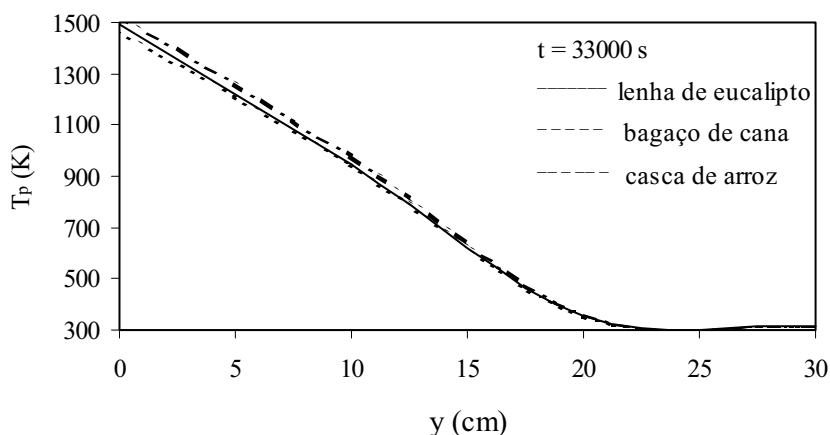


Figura 8. Variação da temperatura pela espessura na parede li.

A Figura (7) apresenta as evoluções das temperaturas nas superfícies das paredes 1i e 3i para os três combustíveis considerados, onde se evidencia a proximidade das linhas  $T_p(1i)$  e  $T_p(3i)$  para as variáveis do “bagaço de cana” e da “lenha de eucalipto”. Ao mesmo tempo, observa-se que para a casca de arroz, as temperaturas  $T_p(1i)$  e  $T_p(3i)$  são maiores, o que confirma o menor valor do rendimento  $\theta$  para ela.

A Fig. (8) apresenta a distribuição da temperatura pela espessura da parede 1i (quando  $t=33000$  s) para os três combustíveis. E é evidente que as distribuições são quase iguais.

Concluindo a comparação, observa-se que a produtividade real mais alta ocorre para a lenha do eucalipto e a mais baixa para a casca de arroz (de acordo com  $\Delta Ha$ ) e que o rendimento da casca de arroz é menor do que o rendimento dos outros combustíveis.

**3.3. Influência da umidade nas características da fornalha**

É interessante para a prática a influência da umidade do combustível nas principais características da fornalha. Neste item estão descritos os resultados das simulações numéricas para o combustível “casca de arroz” com umidades  $U_m=0\%$ ,  $20\%$  e  $40\%$ , cujas características estão apresentadas na Tab. (5).

Tabela 5. Características da “casca de arroz” com várias taxas de umidade.

		Fórmula empírica (frações molares)					$k_m^o$	$\alpha_{ox}^{id}$
	$U_m$ (%)	C	H	O	N	Si		
1	0	3,41	4,30	2,85	0,04	0,31	4,63	31,0
2	20	2,73	5,66	3,39	0,03	0,24	3,71	29,5
3	40	2,05	7,02	3,93	0,02	0,18	2,78	27,3

As dependências  $T_{oc} = f(\alpha_{ox})$  estão apresentadas na Fig. (9). Evidencia-se que com o aumento da umidade a temperatura dos produtos de combustão diminui significativamente. As simulações numéricas realizadas variando a taxa de umidade  $U_m$  estão apresentadas nas Fig. (10-12), usando as mesmas condições da Tab. (3) incluindo  $G_{\Sigma}^{es} = 4,4$  kg/s.

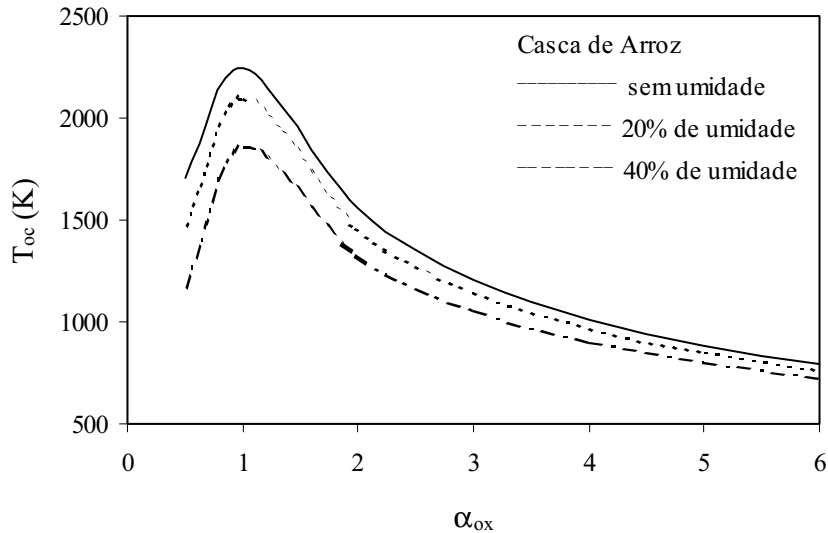


Figura 9. Variação da temperatura dos produtos de combustão em função de  $\alpha_{ox}$ .

A Figura (10) apresenta a evolução das características:  $\theta$  e  $G_{\Sigma}$  com a variação  $U_m$ . Evidencia-se que as vazões  $G_{\Sigma}$ , mesmo sendo iguais no regime estacionário, distinguem-se no início do funcionamento da fornalha, em particular no momento  $t \approx 5000$ s;  $G_{\Sigma}(U_m = 0\%) = 4,16$ ;  $G_{\Sigma}(U_m = 20\%) = 4,18$  e  $G_{\Sigma}(U_m = 40\%) = 4,20$ . Este efeito é explicado pela saída mais rápida do regime estacionário, pois no total a diferença  $\Delta T = T_p - T_g$  ( $T_g$  – temperatura do gás) neste regime, é menor para  $U_m = 40\%$  do que para  $U_m=0\%$ , e é necessário menor transferência de calor nas paredes para atingir o estado estacionário. A influência da umidade no rendimento  $\theta$  é considerável. Alterando  $U_m$  no intervalo de  $0\%$  a  $40\%$  observa-se que  $\theta$  aumenta de  $73\%$  até  $78\%$ , pois com o aumento da taxa de umidade a transferência de calor nas paredes, por convecção e por radiação, diminui, sobrando mais energia no fluxo.

A Figura (11) está mostrando um resultado inesperado, ou seja, quanto maior a taxa de umidade, maior é valor da temperatura no ciclone e conseqüentemente maior é a  $T_{gr}$  (temperatura dos produtos de combustão na grelha). A causa direta deste efeito é a diminuição de  $\alpha'_{ox}$  de  $2,89$  ( $U_m = 0$ ) até  $2,11$  ( $U_m = 40\%$ ). A diferença  $\Delta \alpha'_{ox} = \alpha'_{ox}(U_m=0) -$

$\alpha'_{ox}(U_m=40\%)$  é bastante considerável e a superação da função  $T_{oc} = f(\alpha'_{ox}, U_m = 0)$  sobre a função  $T_{oc} = f(\alpha'_{ox}, U_m = 40\%)$  (Fig. (9)) não compensa a diferença  $\Delta \alpha'_{ox}$ .

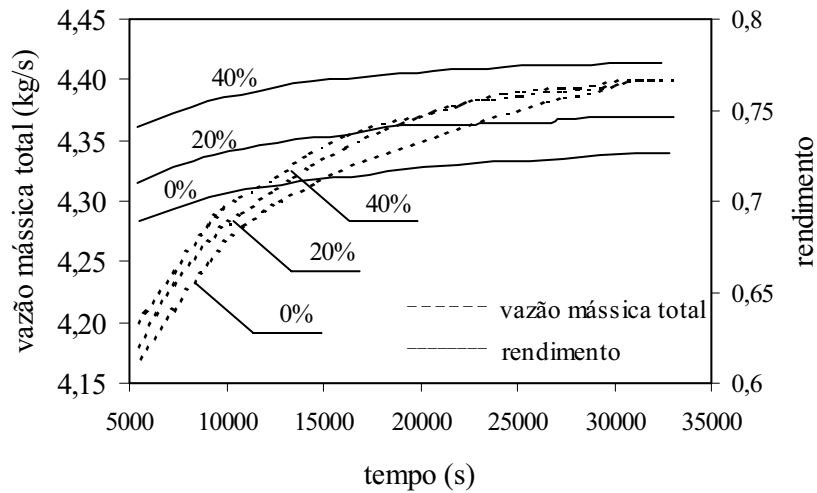


Figura 10. Evolução das características  $\theta$  e  $G_{\Sigma}$ , para várias taxas de umidade na casca de arroz.

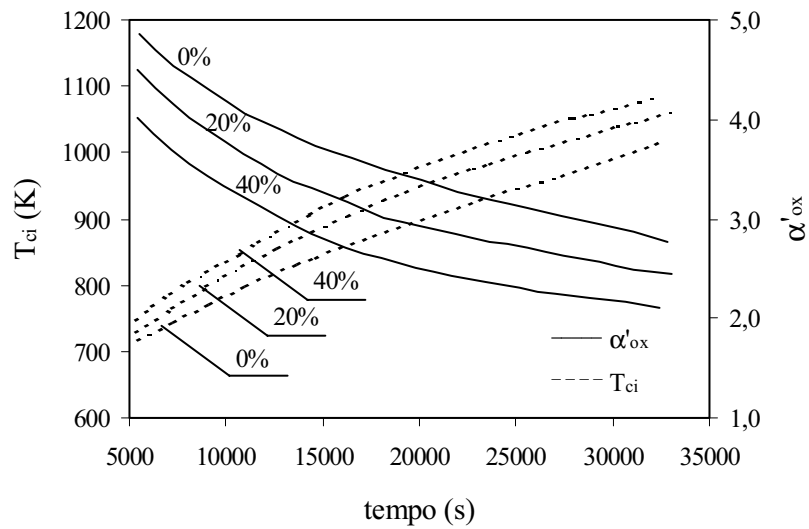


Figura 11. Alteração de  $\alpha'_{ox}$  e da  $T_{ci}$ , para várias taxas de umidade na casca de arroz.

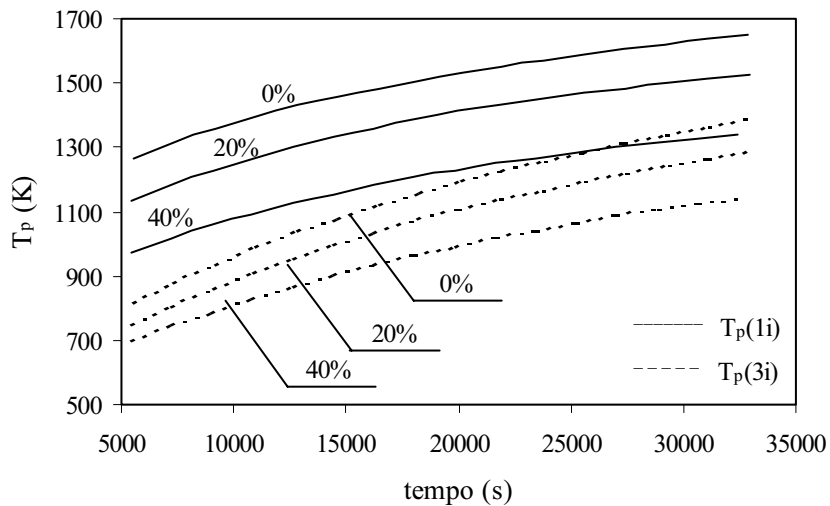


Figura 12. Evolução das temperaturas nas paredes 1i e 3i (variando  $U_m$ ).

Dalepiane et all (1997) mostraram que com a diminuição de  $\alpha'_{ox}$ , aumenta a possibilidade de surgimento do regime anormal que ocorre quando  $\alpha'_{ox} \approx 1$  (regime anormal - regime de funcionamento da fornalha quando após algum tempo o coeficiente  $\alpha_{ox}$  (nos quatro primeiros canais, antes da mescla com o ar secundário) torna-se menor do que 1, onde no resultado, na zona de mescla surgem labaredas e é necessário parar o funcionamento da fornalha para que não ocorra destruição do ventilador). Neste caso, nos produtos de combustão (nos trajetos 1c...4c) são geradas consideráveis frações das substâncias CO, H<sub>2</sub> e CH<sub>4</sub>, que podem queimar quando entram na zona da mistura, sendo necessário então, parar o funcionamento da fornalha. Neste aspecto, o aumento da umidade no combustível contribui para o surgimento do regime anormal de funcionamento da fornalha.

Também se observa que o aumento do rendimento  $\theta$ , com o aumento da umidade, não significa que seria favorável utilizar na fornalha combustíveis com grande parcela de água. Na realidade, em comparação com o combustível seco, o combustível úmido apresenta menos eficácia, pois uma fração da energia liberada na combustão é gasta na evaporação da água, e com o aumento de  $U_m$ , esta fração também aumenta. Este efeito negativo não é considerado na determinação do rendimento. Mas analisando os valores  $G_c$  com diferentes umidades (com a condição  $G_{\Sigma}^{es} = 4,4 \text{ kg/s} = \text{const.}$ ), facilmente obtém-se os dados apresentados na Tab. (6).

Tabela 6. Consumo do combustível de acordo com a taxa de variação da umidade.

	$U_m = 0\%$	$U_m = 20\%$	$U_m = 40\%$
$G_c$	0,0423	0,054	0,075
$G_{\Sigma}$	4,40	4,40	4,40
$G_c$ (base seca)	0,0423	0,0432	0,045

Do que conclui-se então: se o combustível é úmido, para assegurar a mesma vazão de  $G_{\Sigma}^{es}$ , é necessário maior consumo desse combustível na base seca.

A Figura (12) mostra a evolução da temperatura na superfície das paredes 1i e 3i, para a casca de arroz. É visível que, com o aumento da umidade no combustível, a temperatura nas paredes diminui. A principal causa deste efeito é a diminuição das temperaturas dos carvões ( $T_{cv}$ ), formados durante a combustão, e como consequência diminui também o fluxo de calor por radiação nas paredes. Observa-se que, de acordo com o modelo e o aplicativo FORNIJ, as temperaturas nas paredes 1i e 3i da fornalha são maiores que as temperaturas dos produtos de combustão, devido a grande transferência de calor por radiação.

#### 4. Conclusões

Neste trabalho foi realizada uma análise comparativa, usando diferentes espécies de combustíveis de biomassa, das características operacionais de uma fornalha para a secagem de grãos. Para tal considerou-se o estado de equilíbrio químico dos produtos de combustão, determinando-se logo a seguir as principais características da fornalha: rendimento, consumo, produtividade, temperatura no ciclone e nas paredes.

As pesquisas numéricas das características da fornalha foram realizadas para duas situações distintas:

- análise comparativa para os combustíveis de biomassa: lenha de eucalipto, bagaço de cana e casca de arroz, considerando em cada um deles um teor de umidade de 20%;
- análise da influência da umidade para a casca de arroz com taxas de umidade variando de 0% a 40%.

Em relação aos resultados do item a) pode-se fazer as seguintes considerações:

- as temperaturas  $T_{oc} = f(\alpha_{ox})$  são bastante próximas, o mesmo não ocorrendo com as produtividades ideais;
- a casca de arroz é a que apresenta menor rendimento  $\theta$  e menor produtividade;
- com o passar do tempo o coeficiente  $\alpha'_{ox}$  diminui, enquanto que a temperatura no ciclone aumenta para os três combustíveis;
- com relação à evolução das temperaturas nas paredes da fornalha, se evidencia uma superação da linha da casca de arroz em relação às linhas para o bagaço de cana e a lenha de eucalipto (essas estão bastante próximas), constatando-se também que as temperaturas nas paredes para a casca de arroz são maiores.

Em relação aos resultados do item b) tem-se:

- com o aumento da umidade a temperatura diminui significativamente;
- a influência da umidade no rendimento é considerável, observa-se que com a alteração da umidade de 0% a 40% o rendimento aumenta de 73 % a 78%;
- quanto maior a taxa de umidade, maior é o valor da temperatura no ciclone;
- com o aumento da umidade a temperatura nas paredes diminui.

#### 5. Referências

Alemassov, V. E., Dregalin, A. F. e Thishin, A. P., 1971, "Propriedades Termodinâmicas e Termofísicas dos Produtos de Combustão", Guia, Vol. 1, VINITI, Moscou.

- Auth, C. J. e Iskhakova, R., 1996, “Pesquisa das Propriedades Termodinâmicas e Termofísicas dos produtos de Combustão de Biomassa”, Proceedings of the 6<sup>th</sup> Latin American Congress of Heat and Mass Transfer – LATCYM e 6<sup>th</sup> Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences – ENCIT, Vol. III, Florianópolis (SC), Brasil, pp. 1769 - 1774.
- Dalepiane, S., Krioukov, V. e Dalabrida, L., 1997, “Modelo Computacional de Processos em Fornalhas para Secagem de Grãos”, Proceedings of the XVIII Congresso Ibero Latino-Americano de Métodos Computacionais para Engenharia – CILAMCE, Vol. I, Brasília, Brasil, pp. 541 – 547.
- Gilchrist, J. D., 1969, “Hornos”, Ed Alhambra, Madrid.
- Jenkins, B. M., 1990, “Fuel Properties for Biomass Materials”, International Symposium on Application and Management of the Energy in Agriculture, Indiana.
- Krioukov, V., Dalabrida, L. e Dalepiane, S., 1996, “Modelagem dos Processos em Fornalhas Utilizando Combustíveis Vegetais para a Secagem de Grãos”, Proceedings of the 6<sup>th</sup> Latin American Congress of Heat and Mass Transfer – LATCYM e 6<sup>th</sup> Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences – ENCIT, Vol. I, Florianópolis (SC), Brasil, pp. 299 - 304.
- Sisson, L. E. e Pitts, D. R., 1988, “Fenômenos de Transporte”, Guanabara, Rio de Janeiro, 765p.
- Spilimbergo, A. P., Castelli, C. A. e Auth, C. J., 1999, “Simulações Numéricas das Propriedades dos Produtos de Combustão de Diferentes Espécies de Carvão”, Proceedings of the XX Computational Methods in Engineering – CILAMCE, CD-ROOM, São Paulo (SP), Brasil.
- Tillman, D. A., Rossi, A. J. e Kitto, W. D., 1981, “Wood Combustion”, Academic Press Inc., New York, 203p.

## **ANALYSIS OF THE EFFICACY OF DIFFERENT BIOMASS FUELS USED IN A GRAIN DRYING FURNACE**

### **Auth, C. J.**

UNIJUI – Regional University of the Northeast of the State of Rio Grande do Sul  
 São Francisco Street, 501 – Ijuí (RS) – Zip Code: 98700-000  
 cleusa@main.unijui.tche.br

### **Spilimbergo, A. P.**

UNIJUI – Regional University of the Northeast of the State of Rio Grande do Sul  
 São Francisco Street, 501 – Ijuí (RS) – Zip Code: 98700-000  
 patspi@main.unijui.tche.br

### **Dalepiane, S.**

UNICRUZ – University of Cruz Alta  
 Andrade Neves Street, 308 – Cruz Alta (RS) – Zip Code: 98025-810  
 lecird@main.unijui.tche.br

**Abstract.** *The meaning of this work is to do a comparative analysis of the operational characteristics of a furnace with a forced flux used to dry grain, considering biomass fuels (eucalyptus firewood, rice hulls, sugarcane bagasse). This analysis is done by two applicatives, where the first of them gives us the proprieties combustion products, considering, to that, the reagent medium in state of chemical equilibrium, and the second determines the principal characteristics of the furnace, considering heat transfer by radiation and convection, cyclone's existence, heating of the walls, real characteristics of the ventilator, and operates in a transient regime. The numerical simulations show that he productivity is almost proportional to the heating power of the fuel; the fuel efficiency depend of the maximum temperature of combustion products; and the moistness of fuel influences considerably on the furnace's characteristics, and, with the increase of the efficiency, but with the operation getting close to the abnormal regime.*

**Keywords.** *Chemical equilibrium, furnace, biomass fuel, grain drying, efficiency*

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO FUNCIONAMENTO DE FORNALHAS PARA  
SECAGEM DE GRÃOS**Dorneles, L. D.**

UNIJIÚ – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul  
DeFem – Departamento de Física, Estatística e Matemática  
Caixa Postal 560 - 98.700-000 - Ijuí - Rs – Brasil  
[lecird@main.unijui.tche.br](mailto:lecird@main.unijui.tche.br)

**Krioukov, V.**

UNIJIÚ – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul  
DeTec – Departamento de Tecnologia  
Caixa Postal 560 - 98.700-000 - Ijuí - Rs – Brasil  
[krioukov@main.unijui.tche.br](mailto:krioukov@main.unijui.tche.br)

**Dalepiane, S.**

UNICRUZ – Universidade de Cruz Alta  
Rua Andrade Neves, 308 – Cruz Alta – CEP: 98025-810  
[lecird@main.unijui.tche.br](mailto:lecird@main.unijui.tche.br)

**Resumo.** Em trabalhos anteriores dos autores, foi desenvolvido o modelo matemático dos processos em fornalhas com fluxo forçado para secagem de grãos, considerando os principais processos: a combustão, a transferência de calor por radiação da zona da grelha e por convecção nos canais, perdas hidráulicas, o aquecimento das paredes. Considera-se a alteração do fluxo de calor à medida em que ocorrem mudanças nas características do escoamento, a influência dos ciclones na transferência de calor e nas perdas hidráulicas, a mescla dos produtos de combustão com o ar secundário, as características reais do ventilador e a influência mútua destes fenômenos. Neste trabalho os autores incorporam, no modelo, a separação de partículas, a multilaminaridade das paredes e o aperfeiçoamento do algoritmo. As pesquisas numéricas foram realizadas alterando os parâmetros de construção: a área dos dois primeiros canais da fornalha, a altura do ciclone e a altura do duto de entrada do ciclone. Apesar de algumas hipóteses simplificadoras, o modelo prevê de forma aceitável as características principais da fornalha, em função de parâmetros de regime e da estrutura, podendo ser utilizado na etapa de projeção de fornalhas, atualmente executado com base em protótipos e na experiência do engenheiro. Com o aplicativo elaborado é possível criar novos esquemas de fornalhas com bom rendimento e uma redução significativa nos custos de projeto, fabricação e testes. Com sua estrutura modular é fácil reestruturar o aplicativo para adaptar a outros esquemas de fornalhas.

*Palavras chave:* fornalha, simulações numéricas, transferência de calor, combustão, ciclone.

**1. Introdução**

As fornalhas para secagem de grãos, mais especificamente grãos de soja, alimentadas por combustíveis vegetais, são amplamente utilizadas no Brasil e, em particular no Rio Grande do Sul. Os projetos dessas instalações tradicionalmente estiveram baseados na experiência dos engenheiros e surgem muitas dificuldades no desenvolvimento de um novo esquema. Estas dificuldades motivaram o desenvolvimento de um modelo matemático, algoritmo e aplicativo para simular o funcionamento de uma fornalha, Fig. (1), com o objetivo de facilitar a projeção para novas fornalhas.

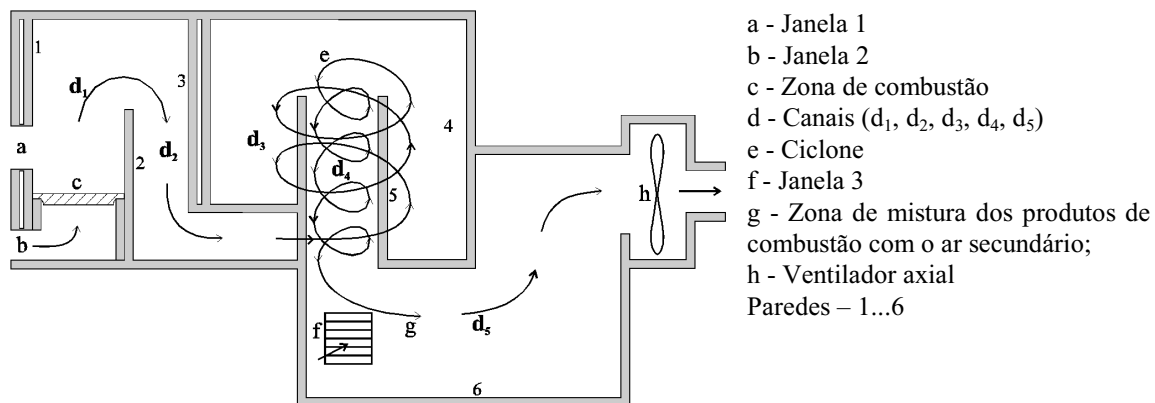


Figura 1. Esquema da fornalha com ciclone



Em princípio a fornalha inclui:

- a) Janela 1: para abastecer a fornalha com combustível;
- b) Janela 2: entrada do ar para a zona de combustão;
- c) Zona de combustão: local onde realiza-se o processo de combustão;
- d) Canais: ( $d_1, d_2, d_3, d_4, d_5$ ) onde continua a combustão, ocorre a transferência de calor para as paredes e a queda de pressão. Nos canais  $d_1 \dots d_4$  a vazão dos produtos de combustão é constante ao longo dos canais alterando-se pelo tempo;
- e) Ciclone: tem o objetivo de separar as partículas sólidas do gás;
- f) Janela 3 com área variável: serve para entrada e controle do ar secundário;
- g) Zona de mistura dos produtos de combustão com o ar secundário;
- h) Ventilador axial, para forçar o fluxo através da fornalha.
- i) Paredes (1..6) onde ocorre transferência de calor.

O modelo desenvolvido em Krioukov, et all (1997) considera os fenômenos principais que ocorrem na fornalha: combustão, fluxo nos canais (não estacionário com atrito e transferência de calor levando em conta a radiação no canal  $d_1$ , redemoinho nos canais  $d_3$  e  $d_4$ ), aquecimento das paredes, mescla de ar secundário com os produtos da combustão, características reais do ventilador e as perdas hidráulicas locais. Todos os fenômenos são considerados em suas interligações em função do tempo. O presente trabalho descreve o melhoramento do modelo matemático, considerando a estrutura multilaminar das paredes, a separação de partículas sólidas no ciclone e o aperfeiçoamento do algoritmo. Apresenta também as simulações numéricas com alterações dos parâmetros estruturais da fornalha.

## 2. Modelo matemático

O esquema físico dos processos orienta-se para prever as principais características operacionais (vazão do ar “quente” na saída da fornalha; as perdas de pressão; aquecimento das paredes; rendimento; etc.) em função do tempo. Durante o funcionamento são conhecidos: o consumo de combustível ( $G_c$ ), os parâmetros geométricos e materiais de estrutura, a temperatura prescrita na saída ( $T_s$ ) e a potência do ventilador ( $W$ ).

O modelo matemático contém os sub-modelos:

1. *Combustão*: Para prever as características da combustão utilizou-se o modelo de cálculo dos processos quimicamente equilibrados (Alemassov, 1971). Mas devido ao grande volume de cálculos, este modelo é incluído no trabalho na forma de tabela, a partir da qual pode-se calcular as características necessárias por meio de interpolações.

De forma resumida pode-se escrever a correlação para o sub-modelo de combustão:

$$|\mu, r_i, T, c_{gp}, \eta, \lambda, I| = F[b_{ic}, b_{iox}, I_c, I_{ox}, G_c, G_{ox}, P] \quad (1)$$

onde:  $\mu$  - massa molecular;  $r_i$  - fração molar;  $T$  - temperatura adiabática;  $c_{gp}$  - calor específico;  $\eta$  - viscosidade;  $\lambda$  - condutibilidade térmica;  $I$  - entalpia;  $b_{ic}$ ;  $b_{iox}$  - quantidade de átomos tipo “i” na fórmula condicional do combustível e oxidante;  $I_c$  - entalpia do combustível;  $I_{ox}$  - entalpia do oxidante;  $G_c$  - consumo de combustível;  $G_{ox}$  - consumo de oxidante;  $P$  - pressão. A Equação (1) significa que, sabendo-se os parâmetros da “parte direita” pode-se determinar as grandezas da “parte esquerda” dessa correlação.

2. *Escoamento e transferência de calor em canais (sem radiação e sem redemoinho)*: No modelo acoplado o fragmento de escoamento e transferência de calor baseia-se nas equações unidimensionais e transientes (Sisson & Pitts, 1988).

- da continuidade:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + w \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

- do momento linear:

$$\frac{\partial w}{\partial \tau} + w \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + f \frac{w^2}{2D_{ef}} = 0 \quad (3)$$

- da energia:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + w \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{h \cdot B(T_g - T_p^+)}{A \cdot \rho \cdot c_{gp}} = 0 \quad (4)$$

- do aquecimento das paredes:

$$\frac{\partial T_p}{\partial \tau} = \frac{\lambda_p}{\rho_p \cdot c_p} \frac{\partial^2 T_p}{\partial y_p^2}; \quad (5)$$

$$h(T - T_p^+) = -\lambda_p \left( \frac{\partial T_p}{\partial y_p} \right)_+; \quad h_a(T_p^- - T_a) = -\lambda_p \left( \frac{\partial T_p}{\partial y_p} \right)_- \quad (6)$$

Observa-se que a única origem do estado não-estacionário do escoamento é a mudança da temperatura ( $T_p^+$ ) pelo tempo. Esta mudança é muito lenta e permite excluir as derivadas parciais pelo tempo das Equações (2.4), transformando-as em equações diferenciais ordinárias.

Depois introduz-se um parâmetro:

$$S(t) = (T_p^+ - T_a) / (T - T_a) \quad (7)$$

que pode ser determinado pela integração separada da Eq. (5), para algum corte de cada canal.

Admitindo que  $S(t)$  é constante ao longo do canal (alterando-se somente pelo tempo) e fazendo evidentes transformações nas Equações (2.4) obtemos no final:

$$\frac{dT}{dx} = - \frac{h \cdot B(1-S(t))(T - T_a)}{G \cdot c_{gp}} = -f_T \quad (8)$$

$$\frac{dP}{dx} = \left( \frac{f_T}{T} - \frac{f}{2D_{ef}} \right) / \left( \frac{A^2 P}{G^2 R T} - \frac{1}{P} \right) = f_P \quad (9)$$

$$\text{onde: } h = \frac{\lambda}{D_{ef}} 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,33}; \quad f = \frac{8NuPr^{2/3}}{Re}; \quad Nu = \frac{hD_{ef}}{\lambda}; \quad D_{ef} = \frac{4A}{B} \quad (10)$$

onde:  $h$  - coeficiente de transferência de calor;  $A$ ,  $B$ ,  $D_{ef}$  - área, perímetro e diâmetro efetivo de um canal, respectivamente;  $G$  - vazão de gás;  $T_p^+$  - temperatura do lado quente da parede;  $T_a$  - temperatura do meio ambiente;  $\lambda$  - condutibilidade do gás;  $f$  - coeficiente de atrito;  $Nu$  - número de Nusselt;  $Pr$  - número de Prandt;  $Re$  - número de Reynolds;  $R$  - constante do gás;  $w$  - velocidade do fluxo;  $\rho$  - densidade do gás;  $\lambda_p$  - condutibilidade térmica;  $y_p$  - coordenada da espessura;  $T_p$  - temperatura;  $c_{gp}$  - calor específico; o índice "p" se refere à parâmetros na parede.

3. *Particularidades do fluxo com redemoinho e para transferência de calor por radiação:* Para o escoamento nos ciclones a forma principal da Eq. (8), da Eq. (9) e da Eq. (10) conserva-se mudando os valores dos coeficientes  $f$  e  $h$ . Para isso aplica-se o conceito "Parâmetro de torção  $\Phi$ " (Mukhachev et al., 1991) determinado pela fórmula:

$$\Phi_{ext} = \frac{2\pi R^2(1-X^3)}{3ab}; \quad \Phi_{int} = \frac{2\pi r_0 R(1-X^3)}{3ab(1-X^2)} \quad (11)$$

onde:  $R$  - raio externo;  $r_0$  - raio interno;  $a$ ,  $b$  - altura e largura do duto de entrada do ciclone, respectivamente;  $X = \frac{R_r}{R}$  onde  $R_r = r_0 + \delta$  sendo  $\delta$  - espessura da parede.

Para corrigir o coeficiente de transferência de calor nos ciclones ( $h_{ci}$ ) utiliza-se a fórmula empírica:

$$h_{ci} = h(1 + 1,15 \cdot \Phi^{1,06}) \quad (12)$$

O coeficiente de atrito  $f$  corrige-se pela analogia de Reynolds, com a segunda correlação das Eq. (10).

No primeiro canal ocorre fluxo considerável de calor por radiação. Este fenômeno leva-se em conta pela correção do coeficiente "h" utilizando a fórmula:

$$h_s = h + \frac{A_{gr} \cdot \varepsilon \cdot \delta \cdot (T_{cv}/100)^4}{A_{sp} \cdot (T - T_p)} \quad (13)$$

onde:  $A_{gr}$  - área da grelha e  $A_{sp}$  - área da superfície do canal  $d_1$ ,  $\epsilon$  - emissividade,  $\delta$  - espessura da parede,  $T_{cv}$  - temperatura do carvão na grelha.

4. *Perdas locais*: Elas surgem na entrada da fornalha, na saída do último canal e nas passagens entre canais. As fórmulas para calcular as perdas locais são tradicionais (Lencastre, 1972).

5. *Mescla dos produtos de combustão com ar secundário*: É o processo realizado para conseguir a temperatura prescrita ( $T_s$ ) na saída da fornalha. Para reduzir o volume de cálculos, utiliza-se o modelo de Alemassov (1971) pela tabela calculada preliminarmente, incluindo  $\alpha_{ox}^\Sigma, I_{ba}, c_p^{ba}, \eta_{ba}, \lambda_{ba}, \mu_{ba}$  para uma temperatura de apoio  $T_{ba} = 500K$ , onde o índice “ba” refere-se a uma temperatura básica de referência.

A equação principal deste fragmento é:

$$I_{sc}(1 + \alpha'_{ox} k_m^0) + I_{ox} k_m^0 (\alpha_{ox}^\Sigma - \alpha'_{ox}) = [I_{ba} + c_p^{ba} (T_s - 500)](1 + \alpha_{ox}^\Sigma k_m^0) \tag{14}$$

onde  $\alpha'_{ox}$  é coeficiente do excesso de oxidante nos produtos de combustão pelos canais  $d_1 - d_4$ ;  $\alpha_{ox}^\Sigma$  é o coeficiente incógnito do excesso de oxidante do gás quente na saída da fornalha. Depois da determinação de  $\alpha_{ox}^\Sigma$  pode-se calcular o consumo de ar ( $G''_{ox}$ ) através da janela 3:

$$G''_{ox} = G_c k_m^0 (\alpha_{ox}^\Sigma - \alpha'_{ox}) \tag{15}$$

6. *Separação de partículas sólidas no ciclone*: Neste sub-modelo foi incluído um método apresentado em Foust et al, (1982). No início calcula-se o valor de  $D'$  (diâmetro de corte), que corresponde ao tamanho da partícula com eficiência de 50% de separação. Depois a taxa de separação de partículas para ciclones do tipo Fig. (2), obtém-se usando uma fórmula semi-empírica:

$$\log Z = 2 - 0,075 / (\log \frac{D}{D'} + 0,275) \tag{16}$$

O valor de  $D'$ , é calculado pela fórmula:

$$D' = 10^6 \sqrt{\frac{9\eta b \cdot a}{2\pi L V (\rho' - \rho)}} \tag{17}$$

onde:  $b$  - largura do duto de entrada do ciclone;  $V$  - velocidade pelo duto de entrada;  $\rho'$  - densidade das partículas;  $L$  - altura do ciclone;  $a$  - altura do duto.

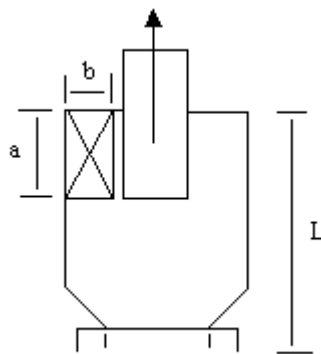


Figura 2. Esquema do ciclone típico para separação de partículas sólidas.

7. *Equação da “adaptação dos fluxos”*: A vazão através do ventilador ( $G_v$ ) deve ser igual a vazão através da fornalha ( $G_\Sigma$ ) e a diferença de pressão entre a entrada e a saída da fornalha ( $\Delta P_\Sigma$ ) deve ser igual ao aumento de pressão no ventilador ( $\Delta P_v$ ). Então forma-se a equação não-linear de adaptação dos fluxos:

$$\frac{G_\Sigma}{\rho_s V_{nm}} = W \sum_{k=0}^3 a_k(\theta) ; \quad \theta = \frac{\sum_i \Delta P_i + \sum_i \Delta P_i^{pm}}{\Delta P_{nm} W} \tag{18}$$

onde  $\rho_s$  - densidade do gás na saída;  $V_{nm}$  - consumo nominal do ventilador;  $\Delta P_{mn}$  - queda de pressão nominal;  $\Delta P_i$  - queda de pressão no i-ésimo canal;  $\Delta P_i^{pm}$  - perdas locais entre os canais (i-1) e (i);  $a_k$  - coeficientes de aproximação das características do ventilador,  $W = \frac{n}{1800}$  onde n – rotações por minuto.

Esta equação inclui variáveis que é necessário calcular pelos sub-modelos 1...5. Mas para isto deve ser conhecido o consumo de ar inicial ( $G'_{ar}$ ). Então, os sub-modelos são ligados pela Eq. (18) que inclui correlações de vários tipos (equações diferenciais, equações não lineares, equações em derivadas parciais e fórmulas auxiliares).

Em geral o algoritmo de solução tem que resolver a equação transcendente Eq. (18), para uma seqüência de momentos de tempo e para isto no trabalho anterior (Krioukov et al, 1997), foi utilizado o método de Newton com cálculo numérico da derivada. Mas para determinar alguns termos desta equação ( $\Delta P_i$ ,  $G_\Sigma$ ,  $\rho$ , etc.) foi necessário usar os sub-modelos 1...5, que também devem ser resolvidos por métodos numéricos (por exemplo na resolução das Eq. (8) e Eq. (9) usou-se o método de Runge-Kutta, nas Eq. (5) e (6) usou-se o método de linhas (Lambert, 1993) e a Eq. (14) foi resolvida pelo método de bisseção, etc. Mas a medida que foram realizadas as simulações numéricas, já após a publicação do trabalho (Krioukov et al, 1997), encontra-se muitos casos de divergência dos cálculos. A sua análise nos conduz à conclusão que a causa principal está no cálculo numérico da derivada no método de Newton na Eq. (18), porque cada um dos métodos numéricos aplicados nos sub-modelos 1...5, ocasiona erros que influem significativamente nesta derivada e provoca as vezes a divergência. Por isso o método de Newton foi substituído por outro esquema da determinação de  $G'_{ar}$  que inclui as combinações:

- a) a previsão de  $G'_{ar}$  com o uso da fórmula geral das perdas hidráulicas em canais:

$$G_{ar\ j+1} = \left( G_{ar\ j} + G_c \right) \sqrt{1 + \kappa_p \left( \frac{\Delta P_{v_j} - \Delta P_{f_j}}{\Delta P_{f_j}} \right)} - G_c \tag{19}$$

onde:  $\Delta P_{v_j}$  - diferença de pressão no ventilador,  $\Delta P_{f_j}$  - queda de pressão total, j – número de iterações.

- b) método da bisseção.

As simulações numéricas posteriores aprovam que este esquema é muito mais estável de que o esquema anterior.

O valor  $\kappa_p = 0,4$  foi escolhido “experimentalmente” durante as simulações preliminares. Outros fragmentos do algoritmo e do aplicativo (FORNIJ) criado em Linguagem C++ (Vetterling, W. T. e al., 1988) apresentado em Krioukov et al, (1997) não foram alterados.

### 3. Pesquisas numéricas

#### 3.1. O regime básico de funcionamento da fornalha e a separação de partículas

As simulações numéricas foram realizadas para o regime nominal (básico) de funcionamento da fornalha, onde considera-se  $G_c = 0,047\text{kg/s}$ ,  $W = 95\%$ ,  $T_s = 400\text{K}$ . Os parâmetros dos canais apresenta-se na Tab. (1). A particularidade do esquema da fornalha é a existência de três camadas nas paredes 1 e 3 (tijolo/fibra de vidro/tijolo). As outras paredes consistem de tijolo e concreto. A fornalha funcionou num intervalo de 10 horas.

Os resultados da simulação foram comparados com dados experimentais fornecidos pela empresa Kepler Weber (Duarte et al, 1995). A Figura (3) mostra o comportamento da pressão total e da temperatura no ciclone durante o funcionamento da fornalha (10h), onde pode observar-se a concordância qualitativa nos resultados.

A diminuição da temperatura nos dados experimentais, após 4 horas de funcionamento, explica-se pelas seguintes considerações:

- as lenhas usadas para os ensaios experimentais são colocadas em forma de pilha para secagem preliminar;
- neste caso no momento do ensaio a parte superior da pilha está mais seca (e consequentemente tem maior poder calorífico) de que a parte inferior;
- durante o ensaio a parte superior foi consumida primeiramente e a temperatura no ciclone ( $T_c$ ) aumenta-se monotonicamente;
- quando passa-se a usar lenhas da parte inferior da pilha (com maior umidade) a temperatura ( $T_c$ ) começa a cair em algum trecho de sua evolução.

Mas nas simulações numéricas a umidade do combustível foi considerada constante durante todo o tempo. Por isso foi revelado algum desvio entre dados experimentais e teóricos.

Tabela 1 Parâmetros geométricos dos canais e materiais das paredes

Canal	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	d <sub>4</sub>	d <sub>5</sub>	Umidade
-------	----------------	----------------	----------------	----------------	----------------	---------

$A(m^2)$	0,7	0,7	0,67	0,20	15	da lenha
$L(m)$	1,2	1,2	1,2	1,0	2,0	20%
Parede	1	2	3	4	5	6
Material das Paredes	Tijolo/fibra/tijolo	Tijolo	Tijolo/fibra/tijolo	Tijolo	Tijolo	Tijolo
$A_p(m^2)$	3,51	1,89	3,10	4,84	1,44	9,20
$\delta_p(m)$	0,30	0,11	0,30	0,11	0,11	0,11

A causa principal da discordância das evoluções das quedas de pressão é a seguinte: Desde o início do funcionamento da fornalha é necessário acionar a combustão estável da lenha. Por isso aceita-se algumas medidas (injeção de álcool e consumo de lenha superior ao normal) que conduz uma superação considerável das temperaturas nas paredes, em comparação com resultados previstos no modelo (onde o “choque térmico” inicial não é simulado). Por isso surge a diferença notável inicial da temperatura nas paredes o que provoca diferenças entre as  $\Delta P_\Sigma$  teórica e experimental. Observa-se que durante o tempo a influência do “choque térmico” nas características principais diminui-se, contribuindo a aproximação entre dados experimentais e teóricos.

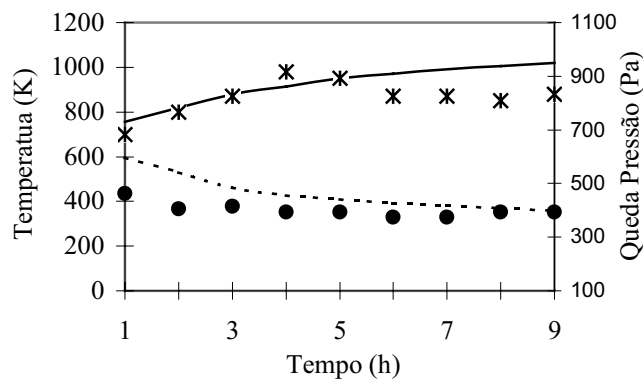


Figura 3. Variação da queda de pressão total ( $\Delta P_\Sigma$ ) e da temperatura no ciclone ( $T_c$ ) pelo tempo. —  $T_c$  teórica, \*  $T_c$  experimental; ---  $\Delta P_\Sigma$  teórico; •  $\Delta P_\Sigma$  experimental.

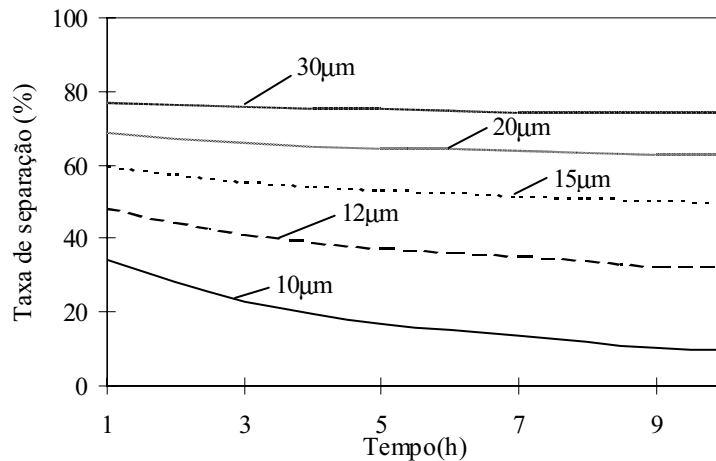


Figura 4. Taxa de separação ( $Z$ ), em função do tempo, para vários diâmetros de partículas ( $d_p$ ).

A taxa de separação, em função do tempo, foi verificada através de simulações numéricas para partículas com vários diâmetros. Os resultados estão mostrados na Fig. (6).

É evidente que para diâmetros maiores a separação é mais eficiente, mantendo-se durante o tempo. Para diâmetros menores a separação não é tão eficiente e piora durante o tempo.

### 3.2. Influência dos parâmetros geométricos nas características principais da fornalha

Foram realizadas simulações numéricas para verificar a influência da largura dos primeiros canais da fornalha (Fig. (5)), deixando sem alterações outros dados iniciais do regime básico. Na Figura (6) está mostrado a comparação da  $\Delta P_\Sigma$  para a largura do regime básico ( $L_b$ ) e a largura menor ( $L_m = 0,75L_b$ ), conservando-se os mesmos parâmetros

geométricos do ciclone. Os resultados obtidos mostram que, com a redução da área dos canais as perdas de pressão diminuem-se.

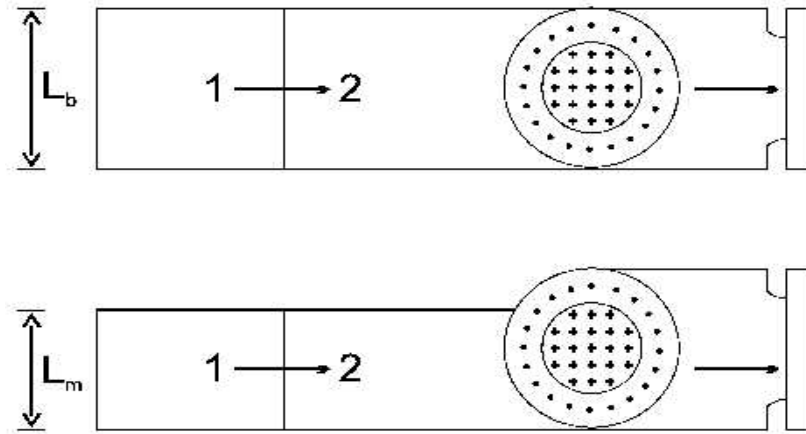


Figura 5. Esquemas de canais com várias larguras (vista de cima). A flecha indica o sentido do fluxo.

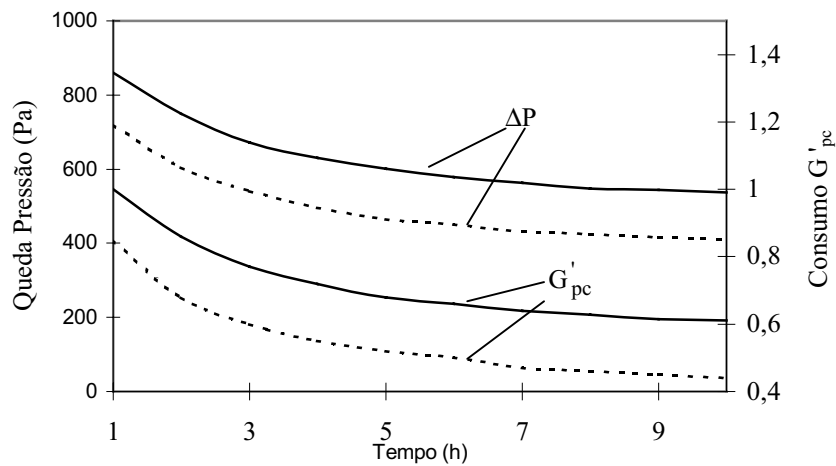


Figura 6. Evolução de  $\Delta P_{\Sigma}$  e  $G'_{pc}$  para larguras diferentes em função do tempo (---- $L_m$  —  $L_b$ )

Explicando este efeito, observa-se que com a diminuição da largura diminui a superfície das paredes e como consequência a transferência de calor nas paredes. Então na saída do ciclone o escoamento têm mais energia. Por isso, para manter a  $T_s$  é necessário injetar maior fluxo de ar secundário ( $G''_{ox}$ ) através da janela 3 e o consumo  $G_{\Sigma}$  vai aumentar. Nesta situação o valor  $\Delta P_{\Sigma}$  será diminuído de acordo com o comportamento da característica do ventilador. Então o escoamento vai adaptar-se a estas condições diminuindo  $G'_{pc}$  ( $G'_{pc} = G'_{ar} + G_c$ ) que confirma-se na Figura 6.

O ciclone tem como principal objetivo a separação das partículas sólidas do gás, mas seus tamanhos tem influência considerável nas características operacionais da fornalha. Os principais parâmetros de construção do ciclone são: R (raio do ciclone externo), r (raio interno),  $\delta$  (espessura), c (área) e H (altura). As Figuras (7) e (8) mostram a dependência da queda de pressão ( $\Delta P_{\Sigma}$ ), da taxa de separação das partículas (Z), da temperatura na grelha ( $T_{gr}$ ) e do rendimento ( $\eta$ ) em função do tempo, para diferentes alturas de ciclone.

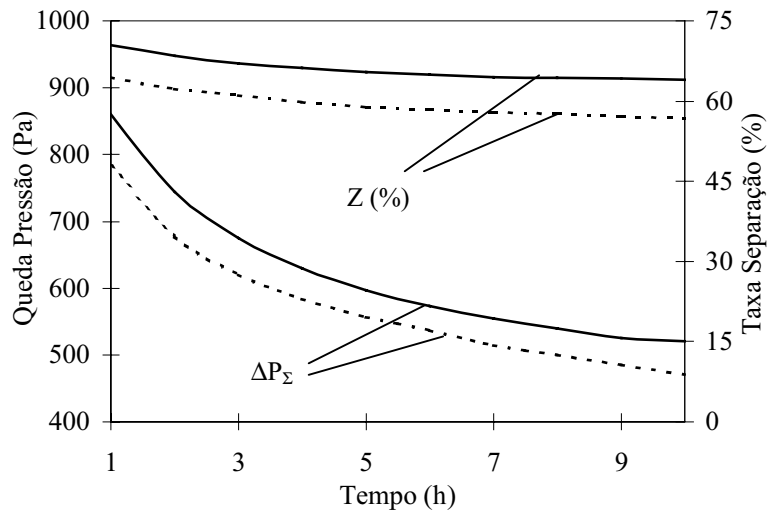


Figura 7. Variação da queda de pressão ( $\Delta P_{\Sigma}$ ) e taxa de separação de partícula na fornalha com ciclone básico ( $H_b=1,25$ ) e ciclone menor ( $H_m=1$ ),  $d_p = 20\mu m$

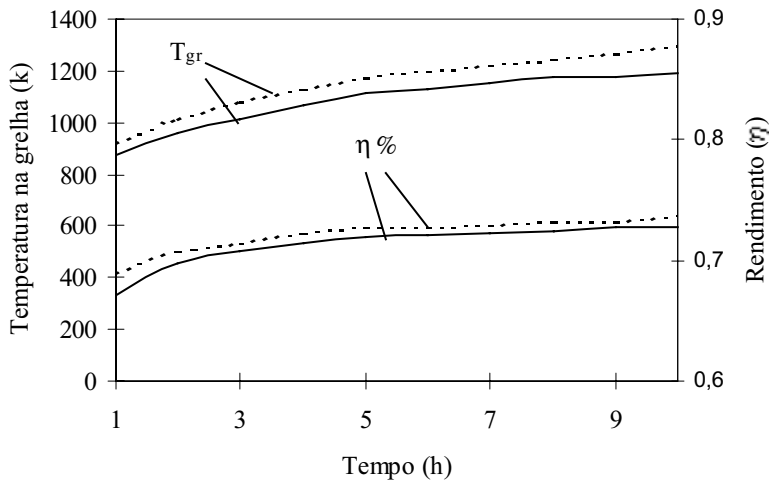


Figura 8. Variação da temperatura na grelha ( $T_{gr}$ ) e rendimento ( $\eta$ ) para alturas  $H_b$  e  $H_m$  do ciclone, (—) Altura menor, (—) Regime básico

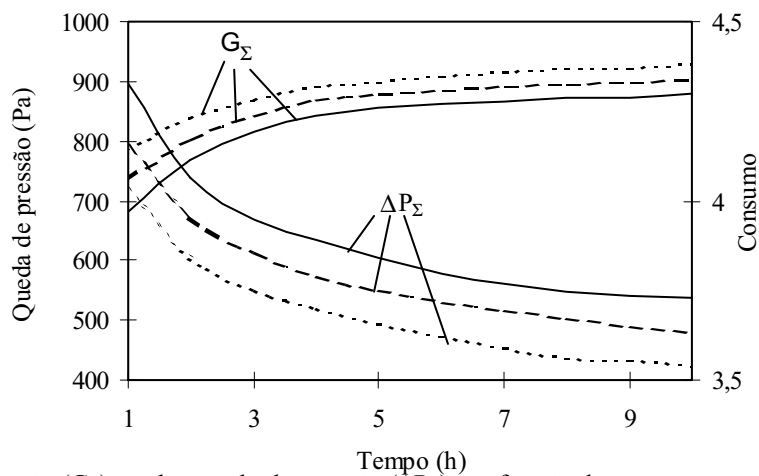


Figura 9. Evolução da vazão ( $G_{\Sigma}$ ) total e queda de pressão ( $\Delta P_{\Sigma}$ ) em função do tempo para vários tamanhos de dutos, (—)  $c = 0,1$ ; (—)  $c = 0,125$  (-----)  $c = 0,15$ .

Pode-se notar do ponto de vista prático que a diminuição da altura do ciclone em 25% provoca a diminuição da taxa de separação de partículas em 15%, o crescimento da temperatura na grelha ( $T_{gr}$ ) em 8% e o rendimento em 2%.

O duto para formar o redemoinho no ciclone é elemento importante da fornalha. A alteração dos seus tamanhos influi nas características de separação de partículas e nas demais características principais. Na estrutura de fornalha estudada, o duto tem forma de retângulo com os tamanhos: a (altura), b (largura) e  $c = ab$  (área).

As Figuras (9) e (10) mostram a mudança do  $G_{\Sigma}$ ,  $\Delta P_{\Sigma}$ , e dependência de Z em função do tempo para várias áreas do duto em condições de regime básico, onde pode-se considerar que o aumento da área do duto (50%) diminui  $\Delta P_{\Sigma}$ , Z mas aumenta a produtividade da fornalha ( $G_{\Sigma}$ ).

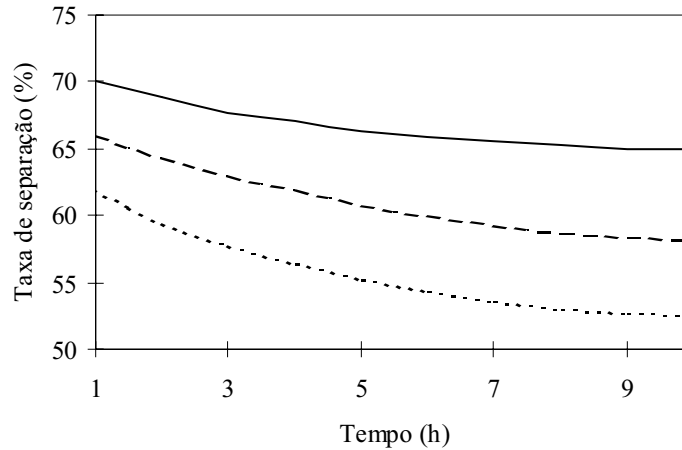


Figura 10. Taxa de separação de partículas (Z) pelo tempo para vários dutos ( $d_p = 20\mu m$ ), (—)  $c = 0,1$ ; (---)  $c = 0,125$  (----)  $c = 0,15$ .

### Conclusão

Foi melhorado o modelo e aplicativo da simulação dos processos em fornalhas para secagem de grãos. Em particular foi considerado a estrutura multilaminar das paredes e a separação de partículas no ciclone. As alterações no algoritmo permitiram realizar as simulações numéricas com maior estabilidade.

As alterações introduzidas no algoritmo permitiram realizar as simulações numéricas praticamente sem casos de divergência dos cálculos, diferentemente do modelo anterior (Krioukov et al., 1997). A comparação com os dados experimentais revelaram alguns desvios na  $T_c$  e queda de pressão com simulações numéricas. Mas estes desvios são explicados pela variedade da umidade do combustível (lenha) e pela grande carga térmica no início da operacionalização da fornalha.

As simulações numéricas com alterações nos fatores construtivos mostraram que:

- Diminuindo a largura dos canais  $d_1$  e  $d_2$  em 25% observou-se que as perdas hidráulicas totais diminuiram em até 20% e aumentou a produtividade em aproximadamente 5%.
- Com a diminuição da altura do ciclone em 30% aumenta o rendimento em até 2% mas diminui a queda total de pressão em até 10% e a de separação de partículas em aproximadamente 15%.
- Aumentando a área do duto de entrada do ciclone em até 50% verifica-se que aumenta a produtividade em 1%, diminui a separação de partículas em 15% e a queda de pressão em até 25%.

O modelo desenvolvido neste trabalho admite algumas hipóteses simplificadoras, mas prevê de forma aceitável as características principais da fornalha, em função dos fatores de construção e dos parâmetros de regime. Utilizando o aplicativo correspondente é possível melhorar o processo de projeção das fornalhas. Também é possível adaptar este aplicativo (por ter uma estrutura modular) a novos esquemas de fornalhas buscando-se melhor rendimento e uma redução significativa nos custos de projeto, fabricação e testes.

### Referências

- Alemassov, V. E. et al., 1971, "Propriedades termodinâmicas e termofísicas de produtos de combustão", Vol I. Viniti, Moscou.
- Duarte, S., Quoss, S., 1995, "Relatório de Dados Técnicos: Projeto Fornalha", Campo de testes Kepler Weber, Panambi, RS, 120p.
- Foust, A. S., Wenzel, L. A., Clump, C. W. et al., 1982, "Princípios das Operações Unitárias", Editora LTC, 2ª edição, Rio de Janeiro, 670p.
- Krioukov V. G., Dalabrida L., Dalepiane S. 1996, "Modelagem dos Processos em Fornalhas Utilizando Combustíveis Vegetais para Secagem de Grãos". In Anais VI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica VI Congresso Latinoamericano de Transferência de Calor e Matéria. Florianópolis, SC, p 299-304.



- Krioukov V. G., Dalabrida L., Dalepiane S., 1997, "Modelo Computacional de Processos em Fornalhas para Secagem de Grãos". In Anais XVIII Congresso Íbero Latino Americano de Métodos Computacionais em Engenharia. Brasília, Brasil, p 541-547.
- Lambert, J. D., 1993, "Numerical Methods for Ordinary Differential Systems", John Wiley & Sons, New York.
- Lencastre, A., 1972, Manual de Hidráulica Geral. Ed Edgard Blücher Ltda, São Paulo, SP., 411p.
- Mukhachev G. A., Shukin, V. K., 1991, "Termodinâmica e transferência de calor". Moscou, Ed. Vischaia Schola.
- Sisson, L. E., Pitts, D. R., 1988, "Fenômenos de Transporte". Guanabara, RJ, 765p
- Vetterling, W. T. et al., 1988, "Numerical Recipes in C: The Art of Scientific Computing". Cambridge University Press.

## NUMERICAL SIMULATION OF THE WORK OF THE GRAIN DRYING FURNACES

### **Dorneles, L. D.**

UNIJUÍ-Regional University of the Northeast of State of Rio Grande do Sul  
DeFem-Department of Physics, Statistics and Mathematics  
P.O.Box 560-Zip Code 98 700 000-Ijuí-RS-Brazil  
[lecird@main.unijui.tche.br](mailto:lecird@main.unijui.tche.br)

### **Krioukov, V.**

UNIJUÍ-Regional University of the Northeast of State of Rio Grande do Sul  
DeTec-Department of Technology  
P.O.Box 560-Zip Code 98 700 000-Ijuí-RS-Brazil  
[krioukov@main.unijui.tche.br](mailto:krioukov@main.unijui.tche.br)

### **Dalepiane, S.**

UNICRUZ-University of Cruz Alta  
Department of Mathematics  
Andrade Neves Street, 308 – Zip Code 98 025 810 –Cruz Alta – RS-Brazil  
[lecird@main.unijui.tche.br](mailto:lecird@main.unijui.tche.br)

***Abstract:** In other works of the authors the mathematical model of the processes in flow forced furnaces to dry grain was developed, considered the mean processes: like combustion, heat transference by radiation on the grill zone in by convection in the channels, hydraulic losses and the heating on the walls. Where are considered the alteration of the heat flux while changes happen on draining characteristics, the influence of cyclones on heat transferences and on hydraulic losses, the mixture of the combustion products with secondary air, the real characteristics of the ventilator and the mutual influence of these phenomenons. In this paper the authors incorporate, in the model, the separation of particles, the multilaminar of the walls and the melioration of algorithm. Numerical research was conducted modifying the building parameters: the area of the first channels of the furnace, of cyclone's height and the height of the hole of cyclone's entrance. In spite of some simplifcative admissions, the model foresees the mean characteristics of the furnace, in function of parameters of regime and constructive parameters, being this model able to be used in the furnaces projection stage, actually executed based on prototypes and in engineer's expedrience. With the applicative is possible to create new furnace schemes with good incomes and a highly expressive reduction on projection costs, buildings and tests. With its structure in modules is easy to fit it to other furnace schemes.*

***Keywords:** furnace, numerical simulations, heat transference, combustion, cyclone.*

# ESTUDO COMPARATIVO DOS MÉTODOS DE MEDIÇÃO DE VAZÃO – UMA APLICAÇÃO EM COMISSONAMENTO DE TURBINAS HIDRÁULICAS

## **Carlos Barreira Martinez**

Centro de Pesquisa Hidráulica e de Recursos Hídricos. Av. Antônio Carlos 6227, Belo Horizonte MG. CEP 31 270-901, [martinez@cce.ufmg.br](mailto:martinez@cce.ufmg.br).

## **Luís Antônio Aguirre**

Centro de Pesquisa Hidráulica e de Recursos Hídricos. Av. Antônio Carlos 6227, Belo Horizonte MG. CEP 31 270-901, [aguirre@cpdee.ufmg.br](mailto:aguirre@cpdee.ufmg.br).

## **Jair Nascimento Filho**

Centro de Pesquisa Hidráulica e de Recursos Hídricos. Av. Antônio Carlos 6227, Belo Horizonte MG. CEP 31 270-901, [jair@demec.ufmg.br](mailto:jair@demec.ufmg.br).

## **Luiz Augusto de Andrade**

Centro de Pesquisa Hidráulica e de Recursos Hídricos. Av. Antônio Carlos 6227, Belo Horizonte MG. CEP 31 270-901, [luiz@demec.ufmg.br](mailto:luiz@demec.ufmg.br).

**Resumo:** A precisão na determinação do rendimento de turbinas hidráulicas é fundamental para o comissionamento desse equipamento. Valores de rendimento abaixo do esperado podem inviabilizar economicamente o empreendimento. Uma outra aplicação do conhecimento do rendimento “on-line” das máquinas hidráulicas está na otimização dos despachos de energia elétrica pelos centros de operação do sistema. O objetivo do presente trabalho é analisar os métodos de medição de vazão utilizados na determinação do rendimento de turbinas hidráulicas, uma vez que a precisão do cálculo do rendimento depende fortemente dos métodos utilizados. São analisados os métodos segundo: Viabilidade de implementação; Interferência no funcionamento da Unidade; Relação Custo X Benefício; Tipo de utilização: I. Sistema permanente na Máquina; II. Sistema não permanente. São apresentadas definições das variáveis vinculadas ao conceito de precisão. Em seguida, uma avaliação do estado da arte dos medidores de vazão: Gibson, Tubo de Pitot; Molinetes; Winter Kennedy; Sistemas Diferenciais, Medidores Tipo Vórtice, Medidores Magnéticos e Ultrassônicos. Os resultados, apresentados sob a forma de gráficos de tendência, mostram qual a viabilidade de implementação de cada método para a medição on-line de vazão e rendimento das turbinas hidráulicas, com ênfase para aplicação em Centrais Hidroelétricas com capacidade instalada de até 30 MW.

**Palavras chave:** turbina hidráulica, rendimento, comissionamento, vazão.

## **1. Introdução**

Este trabalho apresenta um levantamento de métodos de medição de vazão que se adaptam à utilização em turbinas hidráulicas, fazendo uma análise da sua influência no cálculo do rendimento das mesmas. A obtenção dos valores do rendimento das turbinas hidráulicas permite ao comprador aferir o rendimento proposto pelo fabricante. Outra aplicação do conhecimento do rendimento “on-line” das máquinas hidráulicas está na otimização dos despachos de energia elétrica pelos centros de operação do sistema, onde se determinam quais unidades geradoras estarão em operação a cada momento.

O objetivo do presente trabalho é fornecer uma avaliação crítica do problema da determinação, com elevada precisão, da vazão e conseqüentemente do rendimento de turbinas hidráulicas. A análise dos métodos de medição é fundamentada nos aspectos de viabilidade técnica (viabilidade de implementação); interferência na operação da unidade geradora (parada de máquina ou não); relação custo X benefício e tipo de utilização (monitoramento contínuo ou não da máquina).

## **2. Métodos de medição de vazão utilizados em turbinas hidráulicas**

Um estudo do estado da arte de métodos de medição de vazão foi realizado, cobrindo métodos como: tubos de Pitot, sistemas deprimogênicos, medidores de vórtices, medidores de área variável, medidores turbinas e medidores magnéticos, todos esses citados por Delmée, Gérard J.(1982); método dos molinetes, método da cortina salina e método de Gibson, citados pela ABNT/NB-228 (1978); método Winter Kennedy citado em Müller, Hans P. (1969) e Souza, Zulcy (1979), e medidores ultrassônicos citados por Voser A. et al (1996) e Accusonic (1997). Apresentamos na tabela 1 os métodos de medição de vazão estudados nesse trabalho.

## **3. Quadro comparativo dos métodos de medição de vazão**

Os métodos de medição de vazão estudados neste trabalho são apresentados de forma esquemática na Tab. (1).

#### 4. Análise e discussão

No procedimento de levantamento da curva de rendimento das turbinas hidráulicas é necessário determinar os elementos que compõe a seguinte expressão:

$$N = Q.H.\gamma_w.h \quad (1)$$

Sendo:

$N$  = potência elétrica [MW];

$Q$  = vazão [ $m^3/s$ ];

$H$  = altura de queda livre [m];

$\gamma_w$  = peso específico da água [ $Kgf/m^3$ ];

$h$  = rendimento bruto.

Os valores de  $N$ ,  $H$ , e  $\gamma$  são determinados com boa precisão. Desta forma, a precisão da curva de rendimento levantada a partir destes dados depende fortemente do método de medição da vazão.

Tabela 1. Quadro comparativo dos métodos de medição de vazão.

Método	Precisão	Interferência da qualidade da água	Dificuldades	Diâmetro de aplicação
Gibson – pressão por tempo	$\pm 1,5\%$	baixa	- Parada de máquina; - Grandes trechos retos; - Medir vazamentos.	Grandes diâmetros. Acima de 3 m
Cortina Salina	$\pm 3\%$	alta	- Parada de máquina; - Água limpa; - Três inserções no conduto;	Acima de 3 m
Tubos de Pitot	$\pm 1,5\%$	baixa	- Baixa pressão operacional; - Difícil inserção na tubulação.	Acima de 200 mm
Molinetes	$\pm 5\%$	baixa	- Difícil inserção na tubulação. - Calibração dos molinetes; - Baixa precisão.	Acima de 1,2 m
Winter Kennedy	$\pm 1$ a $3\%$	baixa	- Necessidade do modelo reduzido para definir os coeficientes.	qualquer
Placa de orifício	$\pm 1,8\%$	baixa	- Longos trechos retos; - Baixa largura de faixa.	50 a 760 mm
Tubo de Venturi	$\pm 1,7\%$	baixa	- Alto custo de fabricação.	100 a 800 mm
Bocal de vazão	$\pm 2,2\%$	baixa	- Alto custo de fabricação. - Usinagem mais elaborada que a placa de orifício.	50 a 760 mm
Magnético	0,5 a $\pm 2\%$	baixa	- Alto custo de fabricação. - Manutenção especializada.	25 a 3000 mm
Ultrassônico	0,5 a $\pm 2\%$	baixa	- Alto custo de fabricação. - Manutenção especializada.	Mínimo 12 mm
Medidor de vórtice	$\pm 1\%$	alta	- Alto custo de fabricação. - Manutenção especializada.	25 a 300 mm
Turbinas	$\pm 0,5$ a $1\%$	alta	- Peças móveis com maior possibilidade de desgaste.	25 a 500 mm
Área variável	$\pm 2\%$	baixa	- Requer acessórios para aquisição analógica de dados.	3 a 150 mm

Neste estudo, foi possível conhecer o estado da arte dos métodos de medição de vazão e, também, levantar quais são os mais usados em diferentes tipos de instalações hidráulicas. Para serem utilizados em medição de grandes vazões, condição necessária para as turbinas hidráulicas, os métodos devem ser apropriados para as características destas instalações: grandes diâmetros e grandes vazões. Deste modo alguns métodos apresentam restrições técnicas que os tornam não aplicáveis a este fim. Os métodos que têm limitação de diâmetro máximo (até aproximadamente 700mm) são:

- Método de tubo de venturi;
- Método de placa de orifício;
- Método de bocal de vazão;
- Método medidor de vórtice;
- Método de turbinas;
- Método de área variável.

O método de cortina salina apresenta uma limitação importante quanto à qualidade da água. As condições de limpeza da água podem interferir bastante nos resultados, o que explica a baixa utilização deste método atualmente.

Dentre os métodos levantados, os mais indicados para serem utilizados para o cálculo do rendimento em turbinas hidráulicas quanto à sua viabilidade de implementação, são:

- Método de Pitot;
- Método de molinetes;
- Método pressão por tempo (Gibson);
- Método de Winter Kennedy;
- Método magnético;
- Método ultrassônico.

#### 4.1. Definição dos critérios de comparação

Esses métodos foram analisados segundo os critérios definidos como:

Viabilidade de implementação: facilidade e tempo de instalação, mão-de-obra menos especializada, facilidade de acesso ao conduto, entre outros;

Interferência no funcionamento da unidade: perda de carga imposta ao sistema pelos equipamentos de medição de vazão, e o fato de a unidade geradora poder estar ou não em operação durante a medição;

Relação custo X benefício: Parâmetro custo: foram levantados os valores praticados atualmente no mercado, apresentados na Tab. (2). Parâmetro benefício: aspectos positivos, como boa precisão, foram considerados como fatores que levam a alto benefício. Aspectos negativos, como dificuldade de instalação, foram considerados como fatores que levam a baixo benefício;

Tipo de utilização (permanente X ensaio):foi considerado como sistema permanente aquele que foi projetado para permanecer instalado na unidade (usado para monitoramento do desempenho). Sistema para ensaio é aquele que realiza medições, porém não permanece instalado na unidade.

Tabela 2. Custo de instalação dos métodos de medição de vazão.

MÉTODO	CUSTO (R\$)	FONTE DE INFORMAÇÃO
Winter Kennedy	~15.000,00	Setor elétrico [Martinez (2000)]
Pitot	~17.000,00	Setor elétrico [Martinez (2000)]
Molinetes	~180.000,00	Setor elétrico [Martinez (2000)]
Gibson	~110.000,00	Setor elétrico [Martinez (2000)]
Magnético	~450.000,00	YOKOGAWA [Yokogawa (2000)]
Ultrassônico	~50.000,00	ACCUSONIC [Accusonic (1997)]

#### 4.2. Análise dos métodos de medição de vazão

##### 4.2.1. Método Winter Kennedy

Viabilidade técnica e econômica de implementação: uma limitação técnica deste método é a necessidade de se ter um modelo reduzido, uma vez que o fator que relaciona a vazão com a diferença de pressão, medida entre dois pontos, deve ser determinado no modelo reduzido e depois aplicado na instalação. A construção de um modelo reduzido, para uma usina já existente, somente para este fim é economicamente inviável. Assim, as máquinas que

não têm o modelo não utilizam este método. É mais indicado para novos projetos. Uma vantagem deste método é utilizar equipamentos de tomada de pressão de baixo custo e fácil utilização, fato este que torna o método W.K. (Winter Kennedy) bastante utilizado.

Interferência no funcionamento da unidade (parada de máquina): outra vantagem é que o método W.K. não interfere no funcionamento da turbina. Uma vez instaladas as tomadas de pressão, a unidade opera sem interferência.

Relação Custo X Benefício: considerando que já existe um modelo reduzido e que a instalação dos sensores foi prevista no projeto, o custo é reduzido e a precisão é de  $\pm 1$  a 1,2%. Além da precisão, a facilidade de instalação e manutenção dos equipamentos também é uma vantagem. Estes fatores definem uma vantajosa relação de baixo custo com alto benefício.

Tipo de utilização – Medição permanente X Ensaio de medição: devido às suas características de concepção, o método W.K. é utilizado, predominantemente, para monitoramento permanente da vazão.

#### 4.2.2. Método molinetes

Viabilidade técnica e econômica de implementação: sua aplicação está sujeita à possibilidade de inserção da grade de molinetes em uma seção do conduto, podendo ser na tomada d'água ou, mesmo, nas ranhuras de stoplog (comportas ensecadeiras) da tomada d'água. A construção ou aquisição dos equipamentos (molinets, grade de fixação dos molinetes) também é um fator dificultador, uma vez que é alta a complexidade destes mecanismos.

Interferência no funcionamento da unidade (parada de máquina): a inserção dos molinetes, dependendo do local de medição, poderá ser feita com uma demorada parada de máquina. Pode ainda, em alguns casos, ser necessário esvaziar o conduto para avaliação das condições de como proceder ao ensaio, antes de se fazerem as medições. Durante a medição, os molinetes aumentam a perda de carga localizada no conduto.

Relação Custo X Benefício: este sistema requer equipamentos montados em estruturas especiais, levando a um custo alto, em relação à precisão de  $\pm 2$  a 5%. Devido à complexidade das montagens necessárias, a facilidade de instalação é baixa. Portanto, o método molinetes apresenta uma relação pouco satisfatória de custo benefício.

Tipo de utilização – Medição permanente X Ensaio de medição: este sistema pode ser usado para os dois fins. Um inconveniente da medição permanente é a possibilidade de galhos, folhas ou sujeira de um modo geral, agarrarem-se nos molinetes, sendo necessária a inspeção de limpeza periódica. Por isto, ele é mais indicado para ensaios, pois ocorrem em curto espaço de tempo.

#### 4.2.3. Método pressão por tempo (Gibson)

Viabilidade técnica e econômica de implementação: considerando que as tomadas de pressão no conduto forçado foram previstas no projeto, a instalação dos sensores é simples e não exige mão-de-obra especializada. Se não foram previstas, deve-se considerar a viabilidade técnica de instalação das mesmas. Os custos de instalação são baixos, uma vez que não requer equipamentos especiais. É necessário que o elemento regulador de vazão (distribuidor com pás móveis) tenha mecanismos de regulagem e leitura para diferentes posições de abertura, pois será importante medir a vazão para diferentes ângulos de abertura das pás do distribuidor.

Interferência no funcionamento da unidade (parada de máquina): segundo o princípio de funcionamento deste método, a vazão que passa pelo conduto deverá ser interrompida, portanto, a unidade não poderá estar operando em regime normal.

Relação Custo X Benefício: a simplicidade dos equipamentos (transdutores de pressão) e sua instalação tornam o custo de instalação baixo. Porém, há de se considerar que, o fato de ser demorada a seção de ensaios e a máquina estar fora de operação (sem gerar energia) leva a um custo adicional, representado pelo dinheiro que deixa de ser arrecadado pela energia que deixa de ser vendida. A boa precisão  $\pm 1,2\%$  e a facilidade de operação são benefícios deste método, e leva a uma relação de custo médio-baixo com benefícios satisfatórios.

Tipo de utilização – Medição permanente X Ensaio de medição: devido a suas características de concepção o método Gibson é usado sempre para a realização de ensaios.

#### 4.2.4. Método de Pitot

Viabilidade técnica e econômica de implementação: este método tem como característica predominante a medição da velocidade do fluxo em um determinado ponto da seção de escoamento. Existem diversos modelos de equipamentos comercialmente disponíveis, de fácil manuseabilidade e baixo custo. Os equipamentos podem ser fixos ou móveis (de rápida instalação). Devem ser feitas medições, ao longo de um diâmetro da seção do escoamento, a fim de se obter o perfil de velocidades. Isto pode ser feito com um conjunto de medidores montados em uma estrutura ou por um único medidor, que deve fazer leituras de velocidades em pontos pré-determinados da seção do conduto. Este processo, de leituras com um medidor, é bastante utilizado por empresas de abastecimento de água.

Interferência no funcionamento da unidade (parada de máquina): as leituras podem ser feitas com fluxo de água no conduto, desde que exista um dispositivo especial que dá acesso ao interior do conduto sem permitir vazamento de água. Feita assim, a operação de medição não interfere no funcionamento da unidade, não sendo necessária a parada de máquina.

Relação Custo X Benefício: os equipamentos de medição são simples e de baixo custo de instalação. Não há a necessidade de mão-de-obra especializada, levando a um baixo custo operacional. A boa precisão  $\pm 1,5\%$  e a facilidade de implementação, levam a uma relação de baixo custo e alto benefício.

Tipo de utilização – Medição permanente X Ensaio de medição: a possibilidade de entupimentos e obstruções dos elementos de medição é uma desvantagem do Pitot. Porém, a facilidade de instalação (rapidez e baixo custo) dos medidores permite que estes sejam inspecionados com maior frequência. Assim, o método pode ser usado tanto para medições permanentes como para ensaios.

#### 4.2.5. Método magnético

Viabilidade técnica e econômica de implementação: existe uma limitação do diâmetro máximo a 3,0 metros. Teriam de ser feitas adaptações para medições em condutos maiores. Os níveis de condutividade da água permitem a utilização deste método sem problemas. O equipamento magnético de medição de vazão consiste na montagem de um segmento de tubo, substituindo um trecho do conduto forçado, o que representa uma importante dificuldade de instalação. O custo do equipamento é muito elevado, sendo maior ainda para grandes diâmetros (mais caro dos métodos), o que torna o método magnético economicamente inviável para grandes diâmetros.

Interferência no funcionamento da unidade (parada de máquina): sua instalação é feita normalmente na construção da usina hidrelétrica. Uma vantagem deste método é que o conduto é deixado livre, não havendo interferência no fluxo e no funcionamento da unidade geradora.

Relação Custo X Benefício: o custo de instalação e de manutenção muito alto, e a necessidade de mão-de-obra especializada são desvantagens do método magnético. A excelente precisão de  $\pm 0,5\%$  e a não obstrução do conduto, são vantagens importantes. Assim, temos uma relação alto custo e médio benefício para este método, o que explica a baixa utilização destes métodos em usinas hidrelétricas.

Tipo de utilização – Medição permanente X Ensaio de medição: as características intrínsecas do método o indicam para o regime de medição permanente, sendo utilizado para monitoramento da vazão em tempo real.

#### 4.2.6. Método ultrassônico

Viabilidade técnica e econômica de implementação: os equipamentos (transdutores acústicos), bem como sua instalação, são de baixo custo. A instalação dos mesmos deve ser feita no interior do conduto vazio, portanto qualquer instalação que permita acesso ao seu interior pode receber este sistema de medição de vazão. Os transdutores devem ser posicionados de forma precisa, com as distâncias entre elementos exatamente conhecidas, o que leva à necessidade de mão-de-obra especializada para a instalação e operação do sistema de medição.

Interferência no funcionamento da unidade (parada de máquina): é necessário não só a parada de máquina, como também o esvaziamento do conduto para instalação dos transdutores. Após a montagem o sistema pode operar sem interferir no funcionamento da unidade, ou seja, com pouco (ou desprezível) aumento da perda de carga localizada.

Relação Custo X Benefício: o custo total deste sistema é baixo, uma vez que os instrumentos, sua instalação e manutenção têm baixo custo. As principais vantagens são a excelente precisão  $\pm 0,5\%$ , pouca interferência no desempenho da unidade e a possibilidade de utilização em condutos de grandes diâmetros. Portanto, é uma relação de alto benefício e baixo custo.

Tipo de utilização – Medição permanente X Ensaio de medição: devido às suas características de implantação, este método pode ser utilizado tanto para medições permanentes quanto para ensaios de medição. Com este método, pode ser prestado o serviço de realização de ensaios de medição de vazão com grande vantagem competitiva em relação a outros métodos (que podem ter boa precisão, porém com custo elevado).

### 4.3. Análise comparativa entre os métodos

Através de uma representação gráfica, foi realizada uma análise comparativa entre os métodos. Os métodos foram classificados quantitativamente (do menor para o maior), ou qualitativamente (da menor intensidade para maior intensidade), segundo os critérios de comparação descritos no item 4.1. Os conceitos utilizados para a comparação se seguem:

Viabilidade de implementação: foi representada graficamente como Viabilidade Técnica e se refere à facilidade de instalação, mão-de-obra menos especializada, tempo de instalação, facilidade de acesso ao conduto, entre outros. Assim, quanto maior a facilidade de instalação, maior a viabilidade técnica;

Interferência no funcionamento da unidade: foi considerado como interferência na operação da unidade geradora a perda de carga imposta ao sistema pelos equipamentos de medição de vazão, e o fato de a unidade geradora poder estar ou não em operação durante a medição;

Relação custo X benefício: custo: foram levantados os valores praticados atualmente no mercado. Os valores obtidos e as fontes correspondentes estão na Tab.(2); Benefício: aspectos positivos, como boa precisão, foram considerados como fatores que levam a alto benefício. Pelo contrário, aspectos negativos, como dificuldade de instalação, foram considerados como fatores que levam a baixo benefício;

Tipo de utilização - permanente X ensaio: foi considerado como sistema permanente aquele que foi projetado para permanecer instalado na unidade (usado para monitoramento do desempenho). Sistema para ensaio é aquele que realiza medições, porém não permanece instalado na unidade.

Os gráficos foram construídos considerando-se a Viabilidade Econômica (menor custo), sempre representada na ordenada, em relação aos outros parâmetros, representados no eixo das abscissas. O objetivo desta sistemática é simplificar a visualização e memorização dos conceitos relativos, possibilitando identificar claramente o desempenho de um método em relação aos demais, de acordo com sua posição no gráfico.

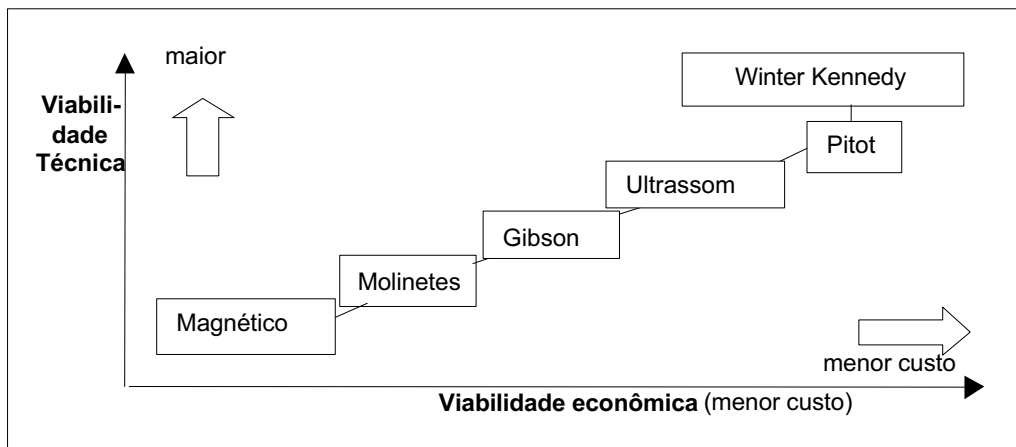
Mostramos na Tab. (3) a classificação dos métodos segundo cada critério de comparação, ordenados de forma crescente, do mais favorável para o menos favorável.

Tabela 3. Análise comparativa e classificação dos métodos (\*: menor → maior, \*\*: maior → menor).

MÉTODO	Custo*	Viabil. Técnica*	Interferência*	Precisão**
Winter Kennedy	1°	1°	1°	2°
Ultrassônico	3°	3°	2°	1°
Pitot	2°	2°	3°	3°
Gibson	4°	4°	5°	3°
Molinetes	5°	5°	4°	4°
Magnético	6°	6°	6°	6°

Uma representação gráfica da análise comparativa entre os métodos segundo sua Viabilidade Técnica (facilidade de instalação, mão-de-obra pouco especializada, etc.), versus sua Viabilidade Econômica (menor custo relativo de implantação) é apresentada pela Fig. (1). A interferência provocada pelo sistema de medição no funcionamento da unidade geradora está representada na Fig. (2).

Figura 1. Viabilidade técnica e econômica dos métodos de medição de vazão



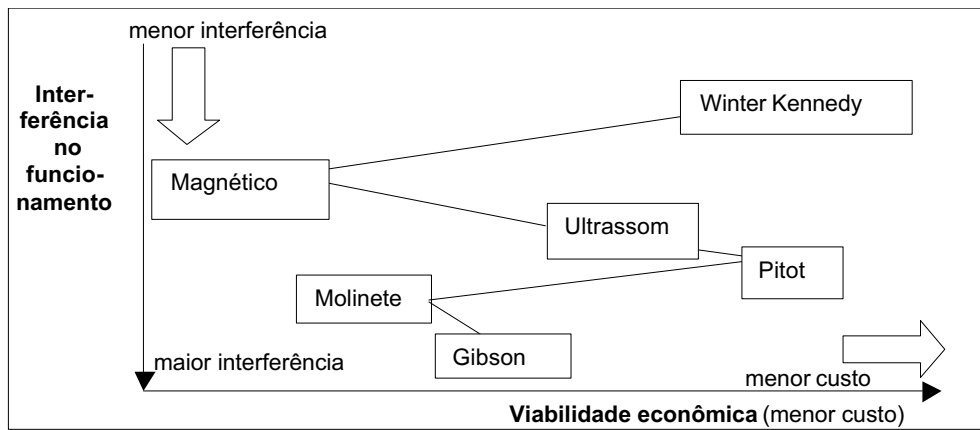


Figura 2. Interferência no funcionamento da unidade geradora X Viabilidade econômica

Um gráfico, apresentado na Fig. (3), relaciona dois parâmetros importantes na escolha de um método de medição de vazão: a precisão e a viabilidade econômica.

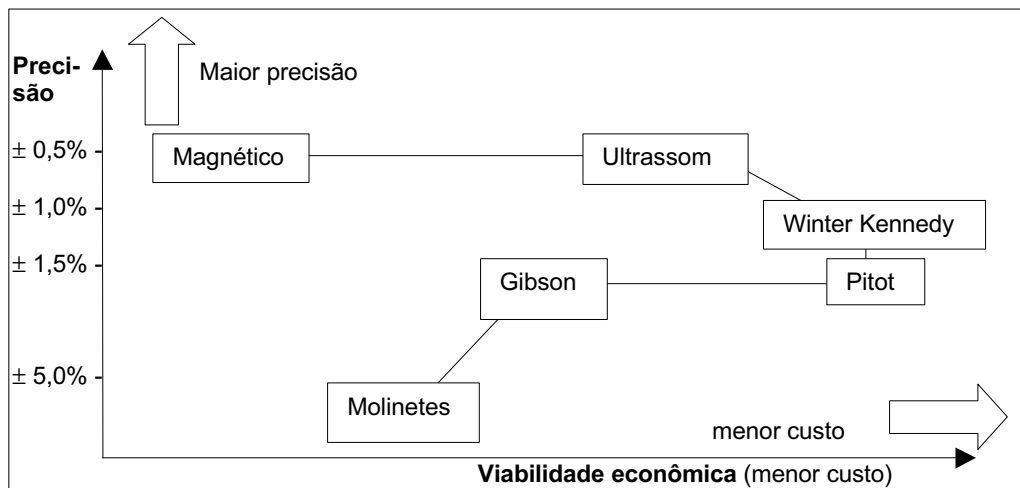


Figura 3. Precisão X viabilidade econômica

Em relação ao tipo de utilização que se pretende fazer com o método de medição, seja ensaio ou monitoramento da vazão, foi utilizado um critério que considera os quatro parâmetros que aparecem na Tab. (3) (classificação dos métodos), que são, custo, viabilidade técnica, interferência no funcionamento e precisão. Uma pontuação do melhor para o pior é dada, de modo que o método com um somatório menor de pontos é o melhor situado. Este critério será representado no gráfico como Relação Custo X Benefício, uma vez que ele contempla todos os parâmetros atribuídos aos métodos. Assim, quanto melhor posicionado estiver o método, melhor será a sua relação de custo benefício, neste gráfico.

A classificação dos métodos segundo sua pontuação é apresentada na Tab (4) para o caso de monitoramento, e sua visualização gráfica é apresentada na Fig. (4).

Tabela 4. Análise dos métodos para monitoramento.

MÉTODO	Custo	Viabilidade	Interferênc.	Precisão	$\Sigma$ I,II,III,IV
Winter Kennedy	1	1	1	2	=5 (1 <sup>o</sup> )
Ultrassônico	3	3	3	1	=10 (2 <sup>o</sup> )
Pitot	2	2	4	3	=11 (3 <sup>o</sup> )
Gibson	-	-	-	-	-
Magnético	5	5	2	1	=13 (4 <sup>o</sup> )
Molinetes	4	4	5	4	=17 (5 <sup>o</sup> )



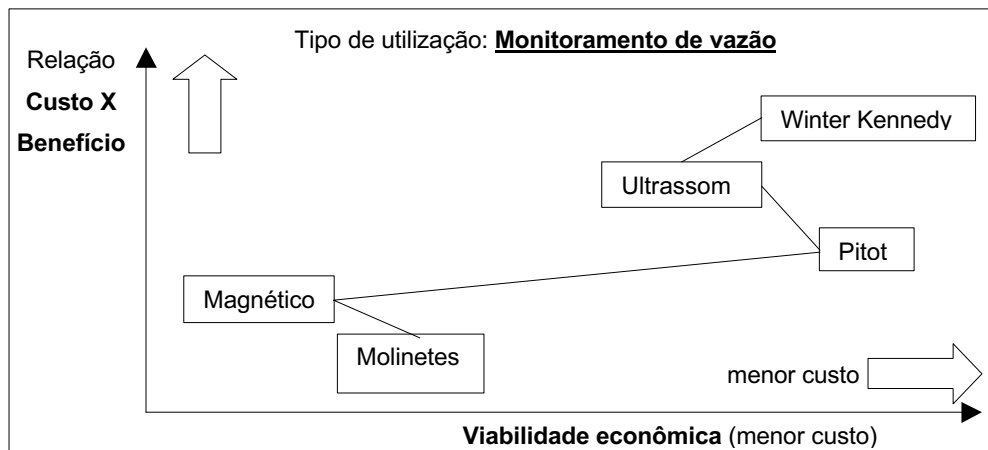


Figura 4. Tipo de utilização do método: sistema permanente na máquina

Os três métodos Winter Kennedy, Ultrassônico e Pitot aparecem em posição de destaque em quase todos os gráficos. O método Winter Kennedy é um dos mais antigos e mais usados mundialmente em instalações hidrelétricas. Dentre grandes usuários deste método podemos citar a Hydro Québec (maior concessionária de energia do Canadá) e a Cemig (concessionária de energia em Minas Gerais). O método Pitot também é antigo e bastante usado, principalmente para diâmetros de conduto não muito grandes (até 3,0m). Uma empresa que se utiliza bastante deste método é a Copasa (distribuição de água). O método ultrassônico, ao contrário dos outros dois, é mais recente e possui características que o tornam bastante atraente para as empresas que ainda não o utilizam.

### 5. Métodos de medição de vazão utilizados pela Cemig

Em sua história, o método mais usado nas usinas da Cemig é o Winter Kennedy. Dentre as dezenas de usinas construídas e operadas pela empresa no estado que utilizam este método, podemos citar a antiga Usina Hidrelétrica de Três Marias, construída em 1960. Outro exemplo é a mais recente obra construída, Usina Hidrelétrica de Igarapava, que em 1999 fez entrar em operação sua quinta e última máquina. Nesta usina, as máquinas são monitoradas pelo método Winter Kennedy.

Foram usados também outros métodos de medição de vazão ao longo dos anos em outras usinas. Na Usina Hidrelétrica de Nova Ponte, foi usado o método molinetes para os testes de início de operação, à época de sua construção, em 1982.

A empresa se concentra atualmente no monitoramento do rendimento das máquinas existentes. Mais importante que o valor absoluto do rendimento da máquina, é observar como este valor evolui no tempo. Com este procedimento, pode-se acompanhar a queda de rendimento da máquina, ocasionada por desgaste ou algum problema mecânico, e desenvolver um programa de manutenção apropriado.

Atenção especial tem sido dada pela empresa para os possíveis projetos de repotenciação de algumas usinas. Neste sentido, há o interesse em se medir o rendimento atual destas máquinas para que se proceda um estudo de viabilidade de repotenciação nestas usinas. Para isto, é importante que se determine com precisão a vazão. A empresa tem interesse em estudar a utilização de métodos modernos, como o ultrassônico, tanto para solução de problemas de repotenciação como para a incorporação destes sistemas nos projetos das novas usinas hidrelétricas que a empresa pretende construir.

### 6. Conclusões

De acordo com os critérios estabelecidos para a análise comparativa dos métodos de medição (item 4.1), podemos definir quais são os parâmetros desejáveis e quais as fronteiras de máximo desempenho que podem ser alcançadas por estes métodos. As principais características de um método idealizado seriam:

Viabilidade técnica de implementação: aplicável a todos os tipos de instalações, sem restrições geométricas de diâmetro ou trecho reto de tubulação, nem limitações quanto a natureza do fluxo;

Viabilidade econômica de implementação: utilização de equipamentos sofisticados, porém de baixo custo de instalação e manutenção, e que resultem em ganhos objetivos devido à otimização de operação;

Relação Custo X Benefício: baixo custo com alto benefício;

Tipo de utilização: possibilidade de utilização tanto para ensaios como para monitoramento permanente, sem perda de desempenho.

Objetivamente, pode-se concluir que a precisão do método de medição de vazão é o parâmetro de maior relevância e que impacta diretamente na precisão do rendimento. Com base nesta premissa, podem-se identificar os métodos que apresentam maior precisão, e dentre estes, selecionar aquele que melhor se aproxima do conceito ideal, ou o que menos apresenta aspectos negativos:

O Método Magnético apresenta excelente precisão, porém seu altíssimo custo e dificuldades de instalação o colocam em uma posição de espera. É possível que o avanço das pesquisas indique outras formas mais eficientes de explorar o princípio magnético;

O Método de Gibson apresenta ótima precisão, mas seu alto custo, dificuldades de instalação e grande interferência no funcionamento da unidade, dificulta a sua utilização. Estes inconvenientes são efeitos do próprio princípio de funcionamento do método, o que não sugere possíveis evoluções com o avançar da tecnologia;

O Método Winter Kennedy apresenta ótima precisão, além de outras vantagens como, baixo custo, baixa interferência na unidade e viabilidade técnica. Estes pontos positivos explicam porque este é o método mais utilizado. Um inconveniente é a necessidade da existência do modelo reduzido das máquinas.

O Método Ultrassônico apresenta excelente precisão, com custo médio-baixo, com baixa interferência na unidade, relativa facilidade de instalação (exceto pela necessidade de se esvaziar o conduto) e versatilidade de utilização, para ensaios ou monitoramento. Este método apresenta o conjunto mais homogêneo de características. Tem alta precisão e os demais parâmetros estão bem próximos aos do método Winter Kennedy. Outra vantagem sobre este último é a abrangência maior, uma vez que não necessita de modelo reduzido.

O Método de Pitot apresenta ótima precisão com baixo custo de instalação. A necessidade de se fazer o levantamento do perfil de velocidades ponto a ponto representa uma desvantagem. Enquanto este método mede velocidades em um ponto, o método ultrassônico mede velocidades ao longo de uma trajetória (unidimensional), o que representa vantagem para a precisão das leituras.

Portanto, dos métodos descritos acima, atualmente a ordem de prioridade de escolha do método de medição de vazão a ser utilizado deve obedecer à seguinte seqüência:

- 1<sup>ª</sup>) Método Ultrassônico;
- 2<sup>ª</sup>) Método Winter Kennedy;
- 3<sup>ª</sup>) Método de Pitot;
- 4<sup>ª</sup>) Método Gibson.

Ao se levar em consideração que a precisão do método ultrassônico depende de vários fatores, tais como característica da tubulação (encrustamento, etc.), fica-se em dúvida quanto ao valor a se adotar para a sua precisão.

Testes em laboratório têm demonstrado que, quando devidamente aferido, o método de Pitot tem alcançado precisão próxima de 1%. Analisando a Tab. (1), podemos ainda observar que a faixa de precisão dos métodos é muito próxima, o que levanta dúvida quanto à ordem de prioridade de utilização, devendo esta ser definida de acordo com avaliação técnica para cada caso.

## 7. Agradecimentos

Os autores agradecem a Companhia Força e Luz Cataguases Leopoldina, situada à Praça Rui Barbosa, nº 80, Centro, Cataguases / MG, CEP 36.770.000; a Companhia de Eletricidade de Nova Friburgo, situada à Av. Euterpe Friburguense, nº 111/113, Centro, Nova Friburgo / RJ, CEP 28.605.130; e a Universidade Federal de Minas Gerais, situada à Av. Antônio Carlos 6227, Belo Horizonte MG. CEP 31 270-901 (por meio de convênio de Desenvolvimento Científico e Tecnológico apoiado pela Aneel: “Relatório do Programa Anual de Pesquisa e Desenvolvimento Ciclo 1999/2000 – Fundação Cristiano Ottoni / Companhia Força e Luz Cataguases Leopoldina”) pelo apoio recebido neste projeto.

## 8. Referências

- Accusonic, 1997, “Multipath Flowmeter Systems Theory and opening príncipe”, Accusonic Technologies Inc., Massachusetts.
- Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1978, NB-228, “Ensaio de recepção de turbinas hidráulicas”, R. J.
- Delmée, Gérard J., 1982, “Manual de Medição de Vazão”, Edição 2, São Paulo, Edgard Blücher.
- Martinez, C. B., Aguirre, L. A., 2000, “Relatório do Programa Anual de Pesquisa e Desenvolvimento, Ciclo 1999/2000 – Fundação Christiano Ottoni / Companhia Força e Luz Cataguases Leopoldina”, Centro de Pesquisas Hidráulicas, UFMG, Belo Horizonte.
- Müller, Hans P., 1969, “Measurements of the pressure in the spiral casing”, Voith Research and Construction, vol. 19, Paper 4.
- Souza, Zulcy, 1979, “As bases teóricas do modelo Winter Kennedy para medida de vazão em máquinas de fluxo”, Laboratório Hidromecânico, EFEI, Paper 1.
- Voser, A., Bruttin, Ch., Prénat, J.-E., Staubli, T., 1996, “Improving Acoustic flow measurement”, International Water Power & Dam Construction.
- Yokogawa, 2000, “Medidores de Vazão”, Catálogo Técnico, Yokogawa América do Sul.

## A Comparative Analysis of Flow Measurement Techniques - an Application to the Commissioning of Hydraulic Turbines

Carlos Barreira Martinez

Centro de Pesquisa Hidráulica e de Recursos Hídricos. Av. Antônio Carlos 6227,  
Belo Horizonte MG. CEP 31 270-901,  
| [martinez@cce.ufmg.br](mailto:martinez@cce.ufmg.br).

**Luís Antônio Aguirre**

Centro de Pesquisa Hidráulica e de Recursos Hídricos. Av. Antônio Carlos 6227,  
Belo Horizonte MG. CEP 31 270-901,  
| [aguirre@cpdee.ufmg.br](mailto:aguirre@cpdee.ufmg.br).

**Jair Nascimento Filho**

Centro de Pesquisa Hidráulica e de Recursos Hídricos. Av. Antônio Carlos 6227,  
Belo Horizonte MG. CEP 31 270-901,  
| [jair@demec.ufmg.br](mailto:jair@demec.ufmg.br).

**Luiz Augusto de Andrade**

Centro de Pesquisa Hidráulica e de Recursos Hídricos. Av. Antônio Carlos 6227,  
Belo Horizonte MG. CEP 31 270-901,  
| [luiz@demec.ufmg.br](mailto:luiz@demec.ufmg.br).

**Abstract.** *The commissioning of hydraulic turbines relies heavily on the accuracy of their efficiency evaluation. The final decision on the purchase of a hydraulic turbine depends on its efficiency rate provided by the manufacturer. Low efficiency rates can lead to the investment failure. Furthermore, the determination of the on-line hydraulic machine efficiency provides very important information for the optimization process of power distribution, allowing the efficient operation of generation units to meet the demand requirements. The objective of this work is to present an overview of the accurate methods for evaluation of hydraulic turbine efficiency. The hydraulic machine efficiency depends strongly on the flow measurement techniques, which are the subject under analysis in this work. A comparative analysis of the flow measurement techniques, widely employed in hydraulic turbines, is performed. The techniques that present higher accuracy are evaluated taking into account the following aspects: Feasibility; Interference in the generator unit operation (machine on or off); Cost-benefit rate; Type of utilization: I. Continuous measurement; II. Non-continuous measurement. Firstly, the definition of parameters related to the concept of accuracy is introduced. Secondly, the work presents an overview of the flow meters employed in hydraulic turbine monitoring. The presentation of the flow measurement techniques follows a decreasing order of accuracy, which is given as: Gibson Method, Pitot Method, Winter Kennedy Method, differential pressure Method, acoustic flowmeters and magnetic Method. Performance aspects of all techniques are shown in several curves, which indicate their comparative feasibility. These trend plots permit the evaluation of the more appropriate on-line flow and efficiency measurement technique for hydraulic turbines. Emphasis is given to flow meters for power plants capable of generating until 30 MW of power.*

**Keywords.** *hydraulic turbine, commissioning, flow measurement, efficiency.*

# ANÁLISE DO CUSTO EXERGÉTICO DO SISTEMA DE GERAÇÃO DE VAPOR DA USINA CRUZ ALTA

**Mario Gabriel Sánchez Prieto.**

Faculdade de Engenharia Mecânica. Universidade Estadual de Campinas. Cidade Universitária Zeferino Vaz, C. Postal 6122. CEP 13083.970, Campinas, SP.

[exsammy@fem.unicamp.br](mailto:exsammy@fem.unicamp.br)

**Tiago Puig Carril.**

Faculdade de Engenharia Mecânica. Universidade Estadual de Campinas. Cidade Universitária Zeferino Vaz, C. Postal 6122. CEP 13083.970, Campinas, SP

[tiagopuig@ig.com.br](mailto:tiagopuig@ig.com.br)

**Silvia Azucena Nebra**

Faculdade de Engenharia Mecânica. Universidade Estadual de Campinas. Cidade Universitária Zeferino Vaz, C. Postal 6122. CEP 13083.970, Campinas, SP.

[sanebra@fem.unicamp.br](mailto:sanebra@fem.unicamp.br)

**Resumo.** . Neste trabalho é realizada a análise termodinâmica do sistema de geração de vapor de uma usina açucareira brasileira, a “Cruz Alta”, Olímpia, S P, que é auto-abastecida de energia elétrica e vapor para processo. O sistema é constituído por uma caldeira de vapor, um secador de bagaço e um preaquecedor de ar. É apresentada uma metodologia para a determinação experimental da eficiência do sistema, que por sua vez permite determinar o consumo de bagaço na caldeira. Cada equipamento é tratado separadamente, sendo que os cálculos incluem todas as propriedades termodinâmicas dos fluxos envolvidos, assim como os balanços de massa, energia e exergia. É determinada a eficiência de primeira e segunda lei de cada equipamento, assim como os custos exergéticos de cada um dos fluxos. A importância do custo exergético de cada fluxo é enfatizada analisando a relação entre o custo exergético do bagaço e o ar preaquecido com o do vapor gerado.

**Palavras chave:** vapor, bagaço, caldeira, eficiência, exergia, secador.

## 1. Introdução.

Nos últimos anos, decorrente da reestruturação do setor elétrico brasileiro, as usinas sucro-alcooleiras encaram novos desafios, podendo ser citados entre outros, a necessidade de um melhor gerenciamento do sistema de cogeração da planta considerando o controle de custos, (Barreda Del Campo, 1998), o emprego eficiente do combustível e pesquisas de novas tecnologias na gaseificação, (Souza-Santos, 1997), assim como estudos de viabilidade para a aplicação da gaseificação adaptada ao ciclo combinado para aumentar a geração de energia elétrica, (Rosillo-Calle, 2000).

Este trabalho tem o objetivo de contribuir a um melhor gerenciamento do sistema de Geração de Vapor da usina açucareira “Cruz Alta”, situada no Município de Olímpia, interior de São Paulo. Para cumprir este objetivo, é realizada uma análise de primeira e segunda lei da termodinâmica do citado sistema subdividido em equipamentos, estabelecendo relações entre os custos exergéticos dos fluxos produto de cada equipamento com o custo da geração de vapor, função objetivo nestas instalações. O trabalho, além de identificar as fontes de maiores irreversibilidades no sistema, efetua uma análise detalhada do cálculo da eficiência de cada caldeira propriamente dita empregando o método das perdas de calor, também chamado de método indireto. A utilidade destes resultados confirma-se no fato da determinação do consumo de bagaço de cada caldeira, para o qual foi necessário arbitrar um sistema de medições, trabalhando com os equipamentos disponíveis a tal fim na própria Usina.

## 2. Descrição da instalação.

A Usina Cruz Alta dedica-se somente à produção de açúcar, que atinge 25.000 toneladas/dia, e em termos de processamento tem uma capacidade de moagem de 10.000 toneladas de cana/dia. O sistema de cogeração é composto pelos subsistemas de: Geração de Vapor, Geração de Energia Elétrica, Geração de Energia Mecânica, que por sua vez inclui o Sistema de Preparo de cana e o Sistema de Moenda, além do emprego do vapor nos turboexaustores para as caldeiras 2 e 3, e na turbobomba de água de alimentação, e finalmente o sistema de condensado e água de reposição. O consumo de vapor no processo também é complementado por duas válvulas redutoras de pressão que fornecem vapor aos processos de fabricação e refino.

O sistema de geração de potência esta integrado por três turbogeradores, dois deles produzem 4 MW, em tanto o outro produz 2.550 kW, tendo-se uma capacidade instalada de 10,5 MW. Com essa capacidade, a usina é capaz de satisfazer a demanda interna de energia elétrica durante todo o período de safra. Fora do período de safra, durante as labores de refino de açúcar, a usina compra energia elétrica da rede.

O sistema de Geração de Vapor está integrado por 4 caldeiras, três delas trabalham durante o período de safra, sendo a outra empregada na etapa posterior para labores de refinamento de açúcar. As três caldeiras que trabalham durante a safra, são de média pressão, 2,1 MPa, e fornecem todo o vapor consumido para a geração de energia elétrica, e o processo de fabricação de açúcar. As caldeiras possuem secadores de tipo pneumático, acionados por motores elétricos. Estes agregados, não contemplados originalmente pelo fabricante, modificam as características do bagaço consumido na estação geradora, fundamentalmente no referente à umidade e fluxo. Essa questão vai requerer especial atenção, devido à importância que tem para a determinação do poder calorífico do bagaço e a eficiência de cada caldeira. As caldeiras possuem também preaquecedor de ar e um lavador dos gases de exaustão.

Sendo cada sistema de geração de vapor integrado por caldeira, preaquecedor de ar e secador de bagaço, a Fig. (1) representa graficamente o vínculo funcional dos parâmetros envolvidos e equipamentos, comuns em cada um. Cabe assinalar que somente foram representados aqueles fluxos que tem utilidade do ponto de vista exergético.

Na tabela 1 são apresentadas as medições dos parâmetros termodinâmicos fundamentais correspondentes à geração de vapor tomados em campo, para cada uma das três caldeiras que trabalham durante o período de safra. Estes dados correspondem à recentemente concluída safra 2000.

Tabela 1. Parâmetros termodinâmicos do vapor medidos em campo para cada caldeira.

No	Fabricante	Temperatura (°C)	Pressão (MPa)	Capacidade (kg/hr)
1	M Dedini S/A	310	2,161	68000
2	M Dedini S/A	315	2,161	74000
3	Caldema	320	2,161	83000

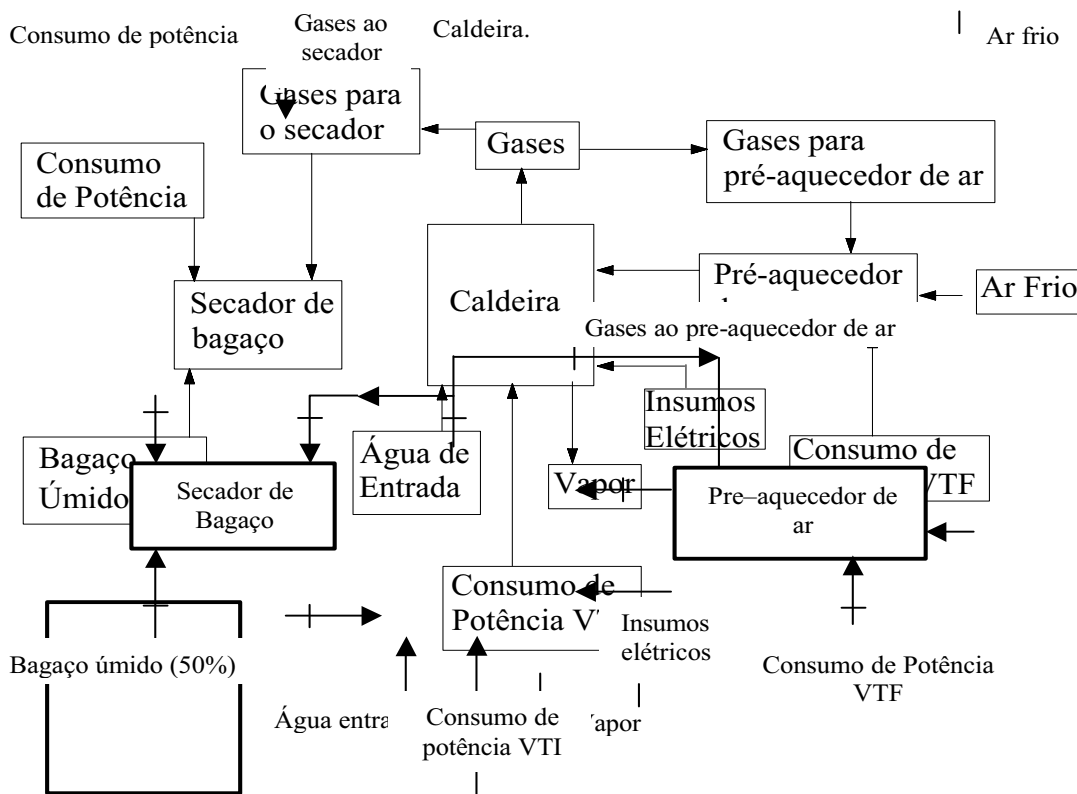


Figura 1. Diagrama representativo de cada sistema de geração de vapor subdividido nos seus componentes.

Na figura 1, observa-se que o conteúdo energético dos gases de saída da caldeira é aproveitado em sistemas que recuperam energia de gases efluentes de chaminé. No pre – aquecedor, a utilidade se explica no aumento da temperatura do ar de combustão na alimentação da caldeira. Em quanto ao secador de bagaço, a diminuição da umidade do sólido combustível incide, como afirmam Paiva Souza *et al.* (1998), num aumento da produção específica da caldeira.

Os gases de saída destes equipamentos se misturam novamente e entram no lavador de gases, cuja função é retirar dos gases de escape as partículas sólidas antes de serem jogados para a atmosfera. O material sólido recolhido no lavador de gases permitiu a determinação dos sólidos arrastados pelos gases de exaustão.

A experiência e critérios técnicos aportados pela usina indicam que o secador desempenha papel importante na redução de gastos de manutenção, fundamentalmente devido ao fato do apreciável conteúdo de “areia” e partículas sólidas contidas no bagaço, que são retiradas nele e que poderiam danificar os ventiladores dos exaustores, no entanto, pela forma do equipamento, estas partículas danificam o próprio ventilador do secador, que deve ser trocado a cada safra.

### 3. Avaliação energética e exergética dos principais fluxos do sistema.

Os métodos mais comumente usados para determinar a eficiência de um processo de conversão de energia são aqueles baseados na Primeira Lei da termodinâmica, porém o resultado seria uma relação entre energias e nem toda a energia presente na entrada de um processo é utilizável, (Torres 1999), é por isso que a aplicação da Segunda Lei, através da análise exergética, permite uma verdadeira avaliação do desempenho termodinâmico de um processo de conversão energético.

#### 3.1 Determinação Experimental da Eficiência das Caldeiras

Para a caldeira propriamente dita, a eficiência de primeira lei, não contando com medições de consumo de bagaço foi avaliada a partir do método indireto, ou método das perdas de calor, indicado na norma ASME (1975), (American Society of Mechanical Engineering) e aplicável àqueles casos em que o combustível não é medido. Este método assume que a diferença entre o calor útil e o calor disponível do combustível é constituído por perdas de calor devido a cinco causas:

- Perdas de calor pela entalpia dos gases de saída das caldeiras, (q2).
  - Perdas de calor pela combustão química incompleta (q3).
  - Perdas de calor pela combustão mecânica incompleta (q4).
  - Perdas devido a trocas de calor com o meio ambiente (q5).
  - Perdas de calor com as cinzas das grelhas (q6).
- Assim temos, segundo Baloh (1995):

$$\eta = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6 \quad (1)$$

Sendo que cada uma das perdas pode ser avaliada pelas seguintes expressões:

$$q_2 = \frac{h_{ge} - h_{af}}{Q_d} \cdot (100 - q_4), \% \quad (2)$$

Onde:

$h_{ge}$ ,  $h_{af}$ : entalpias dos gases de escape e o ar ambiente respectivamente (kJ/kg bagaço).  
 $q_4$  – perda por combustão mecânica incompleta, %

$$h_{ge} = \sum m_i \cdot h_i(T_{ge}) \quad (3)$$

Onde:

$m_i$  – massa do componente  $i$  dos gases de escape por kg de bagaço, (kg/kg bagaço)  
 $h_i$  – entalpia do componente  $i$  à temperatura dos gases de exaustão escape, kJ/kg

O valor de  $Q_d$ , calor disponível, inclui o efeito do poder calorífico e o calor físico que aporta o combustível devido a sua temperatura.

$$Q_d = PCI + Q_{fc} \quad (4)$$

$$Q_{fc} = C_c \cdot T_c \quad (5)$$

Onde:

$Q_{fc}$  – calor “físico” do combustível úmido (kJ/kg)  
 $C_c$  – calor específico do combustível úmido, (kJ/kg.K)  
 $T_c$  – temperatura com que o combustível entra na fornalha, (°C).

As perdas por combustão química incompleta estão relacionadas à presença nos gases de combustão de CO, H<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub> e outros produtos de combustão incompleta nos gases de escape. Para ser calculada, precisamos saber o volume dos produtos de combustão incompleta e os respectivos poderes caloríficos inferiores (PCI). Levando em conta esses fatores, Beatón e Lora (1991), recomendam o emprego da seguinte equação:

$$q_3 = (126,4 \cdot [CO] + 358,2 \cdot [CH_4] + 108 \cdot [H_2]) \cdot \frac{V_{gs}}{Q_d}, \% \quad (6)$$

Onde:

$V_{gs}$ : Volume de gases secos, (Nm<sup>3</sup>/kg bagaço), obtidos através de:

$$V_{gs} = (4,424\lambda - 0,058)(1 - w) \quad (7)$$

$\lambda$  = coeficiente de excesso de ar.

A perda por combustão mecânica incompleta é referente às partículas de combustível que acabam não sendo queimadas ficando na grelha ou junto aos gases de escape. Pode ser determinada por um balanço térmico das cinzas. Beatón e Lora (1991), reportam uma expressão que para o caso da caldeira submetida a estudo fica:

$$q_4 = \left( a_{gr} \frac{C_{gr}}{100 - C_{gr}} + a_{pa} \frac{C_{pa}}{100 - C_{pa}} + a_l \frac{C_l}{100 - C_l} \right) \frac{327,8A^t}{Q_d}, \% \quad (8)$$

Onde:

$a_{gr, pa, l}$  : Fração do conteúdo de cinzas do combustível na grelha, no preaquecedor de ar e na lavagem de gases, (%).

$C_{gr, pa, l}$  : Conteúdo de elementos combustíveis na grelha, no preaquecedor de ar e na lavagem de gases, (%).

As perdas de calor ao meio ambiente ( $q_5$ ), para a produção de vapor de cada uma das caldeiras foram determinadas a partir dos nomogramas da norma ASME (1975), (Americam Society of Mechanical Engineering), levando em conta a temperatura externa da parede da fornalha, a velocidade do ar ambiental nessa zona, a quantidade de paredes de água na fornalha e a produção energética da caldeira.

As perdas de calor com as cinzas da grelha,  $q_6$ , segundo Beatón e Lora (1991), em caldeiras modernas para bagaço, representa menos de 0,1% do calor disponível, sendo adotado, portanto, esse valor para os cálculos.

O método seguido é iterativo, e pressupõe inicialmente um valor de eficiência para determinar um valor de fluxo de combustível, segundo as seguintes equações:

$$\eta = \frac{Q_u}{Q_d} * 100 \quad (9)$$

$$Q_u = \frac{m_{VS}}{m_b} (h_{VS} - h_{aa}) + \frac{m_E}{m_b} (h_E - h_{aa}) \quad (10)$$

Na avaliação da Eq. (10), foram necessárias medições das temperaturas do vapor superaquecido, água de alimentação e extrações contínuas das caldeiras, assim como da produção de vapor e as vazões das extrações contínuas.

O fluxo de extração contínua para cada caldeira foi determinado graficamente a partir do diagrama de vazão normativo da válvula DB 31, empregada na citada usina para a descarga contínua de sais e lixívia em caldeiras de vapor, correspondente à marca ASCA de “Equipamentos Industriais LTDA”. Segundo informações e critérios técnicos da usina, a válvula trabalha a maior parte da safra em posição de abertura máxima, ou seja, com uma descarga contínua de sais estimada num valor que oscila entre 3300 e 3400 kg/hr para cada caldeira.

Foram também avaliadas previamente as perdas de calor no preaquecedor de ar, envolvendo perdas de calor por radiação e convecção, para o qual foi necessário medir a temperatura da parede externa do mesmo em vários lugares para obter um valor médio representativo em cada fase do preaquecedor de ar, considerando também as dimensões do mesmo. Na convecção, foram adotadas as correlações reportadas por Necati (1981), para placa plana vertical e horizontal, que apoiadas em dados experimentais permitem determinar o coeficiente de troca térmica por convecção, e nas perdas por radiação, a equação clássica de troca térmica por radiação. Foi desprezada a perda na fase que enfrenta à parede da caldeira, em razão de estar ambas superfícies praticamente à mesma temperatura.

No secador, foi considerada a quantidade de água que passa a formar parte da corrente de gás devido ao efeito de secagem, que naturalmente não é o mesmo para cada caldeira, além da modificação que sofrem as frações mássicas dos componentes da corrente de gases depois do secador e depois do ponto de mistura. Tais frações foram determinadas levando em conta a fração em massa dos componentes da corrente de gases, (ponto 1) e a umidade de saída do bagaço do secador (determinada em estufa, no laboratório da Usina). Assim, pode ser feito o balanço de energia no preaquecedor de ar, por kg de bagaço que entra ao sistema, considerando  $m_x$  como a parcela do fluxo de gases que vai ao preaquecedor de ar e sendo  $m_b$  o fluxo de bagaço. O valor de  $m_7$  representa a vazão de ar aquecido no preaquecedor:

$$m_x h_{g1} + m_7 h_{a10} = m_x h_{g4} + m_7 h_{a7} + \frac{\text{Perda}}{m_b} \quad (11)$$

E no ponto de junção das correntes de gases:

$$m_x = \left[ u_e \left( \frac{x_e + 1}{x_s + 1} \right) - u_s + m_l \right] \left( \frac{h_{g6} - h_{g5}}{h_{g4} - h_{g5}} \right) \quad (12)$$

Onde:

$u_{(bue)}$  e  $u_{(bus)}$ : Umidade do bagaço em base úmida na entrada e na saída do secador respectivamente.

$x_{bse}$  e  $x_{bss}$ : Umidade do bagaço em base seca na entrada e na saída do secador respectivamente.

As duas equações anteriores são aproveitadas para configurar o “loop” de tentativa e erro, que se inicia com a suposição de um valor de eficiência de caldeira, que por sua vez permita o cálculo de um valor de fluxo de bagaço para cada caldeira, com a conseqüente avaliação de cada perda, a determinação dos respectivos valores de fluxos e um novo

valor da eficiência. A partir da metodologia exposta foi confeccionado um programa de computação com ajuda do software “Engineering Equation Solver”<sup>®</sup>, especialmente preparado para cada caldeira.

### 3.2 Cálculo das Eficiências de Primeira e Segunda Lei

Para o resto dos componentes de cada estação de geração de vapor podem ser aplicados os métodos de avaliação da primeira lei da termodinâmica. Por exemplo, o valor da eficiência de primeira lei para o secador foi avaliado considerando a massa de água que na forma de vapor faz parte do gás na saída. A equação pode ser expressa segundo:

$$\eta^I = \frac{(m_v h_v + m_{ag} h_{ag} + m_b h_b)_s - (m_{ag} h_{ag} + m_b h_b)_e}{(m_{gsec} h_g)_e - (m_{gsec} h_g)_s} \quad (13)$$

Na equação anterior os termos  $m_b$  e  $h_b$  estão referidos à base seca do sólido combustível, considerando ele um sólido ideal. Os termos  $m_{ag}$  e  $h_{ag}$ , estão referidos à água que acompanha o bagaço na saída do secador, entando,  $m_v$  e  $h_v$  estão referidos ao vapor que passa formar parte da corrente dos gases depois do secador. No denominador os termos  $m_g$  e  $h_g$  são referidos à vazão de gases e entalpia de gases, na entrada (e) e saída (s), respectivamente.

O valor da eficiência de primeira lei para o preaquecedor de ar foi avaliado aplicando o conceito de efetividade denotado pelo símbolo  $\xi$  (Goldstein Jr 1999), aproximando as propriedades termofísicas dos gases às propriedades do ar para as temperaturas medias de cada fluido:

$$\xi_{PA} = \frac{m_a [(T_a)_s - (T_a)_e]}{m_{gpa} [(T_g)_s - (T_a)_e]} \quad (14)$$

Na equação anterior os termos do numerador, se referem ao ar, no entanto deve observar-se que a diferença de temperatura no denominador é a maior diferença de temperatura possível para o preaquecedor submetido à análise, (temperatura de entrada de gases – temperatura de ar ambiente), o que permite uma avaliação mais crítica do aproveitamento energético dos gases de exaustão. O termo  $m_{gpa}$  é a vazão mássica de gases que atravessa o preaquecedor de ar, (kg/s), e o termo  $m_a$  é a vazão mássica de ar.

O valor de eficiência de segunda lei para cada caldeira, tratada como componente isolado, como aparece apresentado graficamente na Fig. (1), foi determinado segundo:

$$\eta^{II} = \frac{m_{vs} (b_{vs} - b_{aa})}{m_b b_b + m_a b_a - m_{gs} b_{gs}} \quad (15)$$

Onde:

$m_a, m_{gs}, m_{vs}, m_b$ : vazões mássicas de ar quente, gases de saída, vapor superaquecido e bagaço com sua umidade na saída do secador, respectivamente, (kg/s).

$b_a, b_{gs}, b_{vs}, b_{aa}, b_b$ : exergias do ar quente de entrada, gás de saída, vapor superaquecido, água de alimentação e bagaço respectivamente, (kJ/kg).

O valor da eficiência de segunda lei para o preaquecedor de ar foi avaliado considerando nula a exergia dos gases na saída do mesmo. O índice pode ser expresso como:

$$\eta^{II} = \frac{m_a (b_a)_s}{m_{gpa} (b_g)_e} \quad (16)$$

Onde:

$m_{gpa}$ : vazão mássica de gases na entrada do preaquecedor de ar, (kg/s).

$b_a$  e  $b_g$ : exergias específicas do ar quente na saída do preaquecedor de ar e gases na entrada respectivamente, (kJ/kg).

Para a determinação das exergias da água e do vapor (kJ/kg) resulta necessário considerar a exergia química da água líquida (49,96 kJ/kg), (Szargut 1988), e a conhecida equação da exergia física:

$$b_f = (h_i - h_o) - T_o (s_i - s_o) \quad (17)$$

A exergia de bagaço pode ser determinada através da equação proposta por Szargut (1988)

$$b_b = \beta(PCI + L.w) + e_{XW}.w \quad (18)$$



Sendo o coeficiente  $\beta$  uma razão que é função das frações em massa de hidrogênio, carbono, oxigênio e nitrogênio presentes no bagaço, a qual é definida a continuação:

$$\beta = \frac{1,0412 + 0,2160(Z_{H_2} / Z_C) - 0,2499(Z_{O_2} / Z_C) [1 + 0,7884(Z_{H_2} / Z_C)] + 0,0450(Z_{N_2} / Z_C)}{1 - 0,3035(Z_{O_2} / Z_C)} \quad (19)$$

Onde:

$e_b$  - exergia específica do bagaço, (kJ/kg)

$\beta$  - é uma função das frações de massa dos componentes químicos no bagaço.

$Z_i$  - fração em massa dos diferentes elementos químicos.

$w$  - fração em massa de água no bagaço úmido, (%).

PCI - Poder calorífico inferior do bagaço, (kJ/kg).

L - entalpia de vaporização da água (2442 kJ/kg).

$e_{xw}$  - exergia química da água líquida (49,96 kJ/kg).

A exergia dos gases que tem utilidade do ponto de vista do aproveitamento energético foi determinada segundo:

$$b_i = b_f + b_q \quad (20)$$

Onde:

$b_f$ : exergia física, função dos parâmetros termodinâmicos do gás, (kJ/kg)

$b_q$ : exergia química do gás, determinada considerando o gás como uma mistura ideal, segundo a seguinte equação:

$$b_q = \sum_{i=1}^n b_{qi} x_i + \bar{R} T_0 \sum_{i=1}^n x_i \ln \gamma x_i \quad (21)$$

Onde:

$b_{qi}$ : exergia química de cada componente de mistura de gases. Tomada segundo critérios de ambiente de referência de Szargut (1988).

$x_i$ : fração molar de cada componente da mistura.

$\bar{R}$ : constante universal dos gases, (8,314 kJ/kmol °K).

$T_0$ : Temperatura de referencia, (298 °K).

$\gamma$ : coeficiente de atividade. Considerando a mistura como uma mistura ideal, este coeficiente foi adotado igual à unidade.

#### 4.- Resultados das medições e cálculo de eficiências

A avaliação do sistema incluiu um conjunto de medições de temperatura e pressão dos gases e o ar em diferentes pontos, umidade do bagaço na entrada e saída do secador, concentração de CO<sub>2</sub> nos gases de saída da caldeira, assim como a determinação da fração em massa e molar dos componentes da mistura de gases antes e depois do secador e depois do ponto de mistura de gases. Finalmente foram tomadas amostras dos resíduos de combustão na grelha, preaquecedor de ar e na lavagem de gases para determinar as perdas por combustão mecânica incompleta.

Foram necessárias as medições de temperaturas superficiais para determinar as perdas de calor ao ambiente no preaquecedor de ar, sendo necessário caracterizar as dimensões das paredes que conformam a geometria do mesmo. As tabelas 2, 3 e 4 apresentam os parâmetros dos principais fluxos para cada sistema de geração de vapor.

Tabela 2. Parâmetros dos principais fluxos do sistema. Gerador de Vapor 1.

N <sub>o</sub>	Denominação	Massa (kg/s)	Temperatura (C)	Pressão (MPa)	Entalpia (KJ/kg)	Entropia (kJ/kg K)	Exergia (kJ/kg)
1	Gases de escape.	43,33	278	0,1004	288,1	0,6968	158,04
2	Gases entrada ao secador	31,56	259	0,1009	265,8	0,6572	148,4
3	Gases na saída do secador	32,94	91	0,1007	86,21	0,2629	100,546
4	Gases na saída do preaq. ar.	11,77	175	0,1006	168,7	0,4596	110,21
5	Gases antes ponto mistura	32,94	87	0,1007	80,97	0,2557	97,44
6	Gases antes da lavagem	44,71	112	0,1004	104,1	0,3087	102,21
7	Ar preaquecido	14,524	125	0,1016	100,7	0,2908	14,162
8	Bagaço depois do secador.	6,819	78	-	-	-	11979

Tabela 3. Parâmetros dos principais fluxos do sistema. Gerador de Vapor 2.

N <sub>o</sub>	Denominação	Massa. (kg/s)	Temperatura (C)	Pressão (MPa)	Entalpia (KJ/kg)	Entropia (kJ/kg K)	Exergia (kJ/kg)
1	Gases de escape.	41,046	259	0,1004	269,8	0,6685	164,28
2	Gases entrada ao secador	25,964	239	0,1009	246,1	0,6195	155,17
3	Gases na saída do secador	27,16	83	0,1007	74,92	0,2283	97,894
4	Gases na saída do preaq. ar.	15,08	198	0,1006	197,9	0,5216	136,21
5	Gases antes ponto mistura	27,16	80	0,1007	71,03	0,2206	96,286
6	Gases antes da lavagem	42,24	120	0,1004	116,3	0,3373	105,32
7	Ar preaquecido	11,93	124	0,1016	99,8	0,2882	13,906
8	Bagaço depois do secador.	7,478	74	-	-	-	11575

Tabela 4. Parâmetros dos principais fluxos do sistema. Gerador de Vapor 3.

N <sub>o</sub>	Denominação	Massa. (kg/s)	Temperatura (C)	Pressão (MPa)	Entalpia (KJ/kg)	Entropia (kJ/kg K)	Exergia (kJ/kg)
1	Gases de escape.	57,32	306	0,1004	324,2	0,7657	177,95
2	Gases entrada ao secador	45,54	257	0,1005	266	0,6573	151,99
3	Gases na saída do secador	46,51	83	0,1004	72,03	0,2194	89,765
4	Gases na saída do preaq. ar.	11,78	169	0,1005	163,4	0,4456	112,53
5	Gases antes ponto mistura	46,51	80	0,1006	68,29	0,2121	88,203
6	Gases antes da lavagem	58,29	106	0,1009	96,46	0,2848	92,62
7	Ar preaquecido	20,87	124	0,1016	99,8	0,2882	13,906
8	Bagaço depois do secador.	9,702		-	-	-	10969

A Tabela 5 apresenta os resultados dos índices de desempenho e alguns dos parâmetros termodinâmicos de cada sistema de geração de vapor subdividido nos elementos componentes.

Tabela 5. Resultados da avaliação.

Denominação	Caldeira 1	Caldeira 2	Caldeira 3
Vazão de vapor produzida (kg/s)	18,89	20,56	23,056
Fluxo de água na entrada (kg/s)	19,805	21,47	24
Exergia do vapor produzido (kJ/kg)	1080,36	1085,9	1091,67
Exergia da água na entrada (kJ/kg)	89,298	91,1	91,04
Umidade do bagaço saída do secador (%) (base úmida)	40	42	45
Poder calorífico na umidade de saída do secador (kJ/kg)	9572	9166	8557
Exergia do bagaço na umidade de saída (kJ/kg)	11979	11575	10969
Eficiência de primeira lei (%). Componente subdividida.	75,56	78,75	72,48
Vazão de bagaço úmido (50 %) (base úmida)	8,183	8,675	10,67
Eficiência de segunda lei (%). Componente subdividida.	22,7	23,4	21,43
Eficiência de primeira lei da termodin. no secador (%)	78,96	89,14	39,41
Eficácia no preaquecedor (%)	46,77	32,47	60,34
Eficiência de segunda lei no preaquecedor de ar	11,06	6,7	13,84

## 5. Avaliação do custo exergético.

A teoria do custo exergético descrita em Valero e Lozano (1993), e já empregada em trabalhos prévios, por exemplo, em Texeira e Oliveira Jr (1998), requer inicialmente de uma adequada divisão do sistema de cogeração em subsistemas acompanhada da identificação e determinação dos fluxos de entrada e saída inerentes a cada um.

Em Sánchez e Nebra (2001), é feita uma avaliação do custo exergético do sistema de cogeração da usina, onde é incluído o sistema de extração de caldo misto como um volume de controle a ser analisado, como aspecto prévio á determinação do custo exergético do bagaço na entrada das estações de geração de vapor. Os volumes de controle a ser avaliados se correspondem com a subdivisão vista na Fig. 1. Estes volumes de controle são:

- I- Secador de bagaço de cada caldeira.
- II- Caldeira mais ventilador de tiro induzido.
- III- Preaquecedor de ar mais o ventilador de tiro forçado.

IV- Tubulão com as perdas exergeticas entre a descarga de gases de saída da caldeira e a entrada da fração de gases ao secador.

Os consumos elétricos são apresentados na Tab. (6), lembrando que os turboexaustores (ventiladores de tiro induzido), das caldeiras 2 e 3 são acionados por turbinas de vapor.

Tabela 6. Consumos elétricos e/ou mecânicos considerados em cada caldeira.

Denominação	Caldeira I	Caldeira II	Caldeira III
Consumo do secador (kW)	169,12	169,12	176,4
Consumo do ventilador de tiro induzido (kW)	220,6	196,4	245,1
Consumo do ventilador auxiliar (kW)	55,15	55,15	54,4
Consumo do ventilador de tiro forçado (kW)	73,53	73,53	91,9

Na Fig. (2) pode ser observado, que as funções dos elementos (secador e preaquecedor) que acompanham à caldeira depende dos gases de exaustão da mesma, ou seja, neste caso, os gases de escape da caldeira podem ser considerados como um dos produtos da mesma, junto com o vapor produzido, estabelecendo a igualdade entre o custo exergetico unitário do gás de exaustão de cada caldeira com o custo exergetico unitário do vapor produzido.

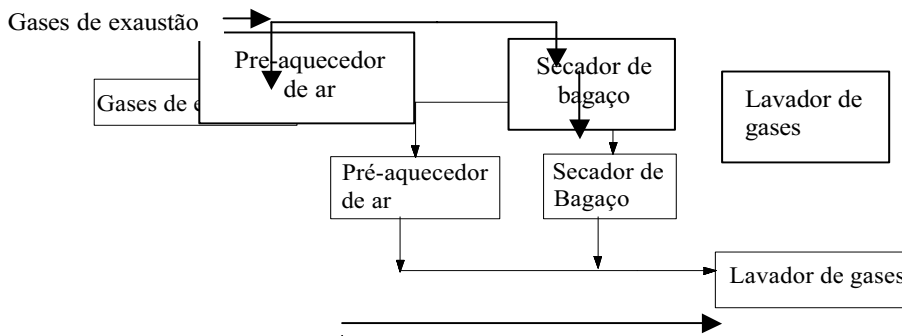


Figura 2. Diagrama da caldeira com os insumos e produtos dela.

As Tabelas (7), (8) e (9) apresentam os resultados da avaliação referentes a cada uma das estações de geração de vapor. Os termos (b.u.) indicam unidade do bagaço na base úmida, entanto o termo P. A. refere-se ao preaquecedor de ar.

Tabela 7. Resultados dos custos exergeticos dos fluxos internos e externos na estação geradora de vapor I.

No	Denominação	Exergia (kJ/s)	Custo exergetico unitário	Custo exergetico (kJ/s)
1	Bagaço na entrada do secador(50%bu.)	81494,5	1,09	88666,02
2	Bagaço na saída do secador (40% b.u.)	81684,8	1,42	115583,99
3	Gases na entrada do secador	4685,08	5,47	25627,40
4	Insumo elétrico do secador	169,12	7,70	1301,72
7	Ar quente na entrada da caldeira	205,66	49,22	10122,59
8	Água na entrada da caldeira	1769	6,90	12199,02
9	Insumo elétrico do ventilador induzido	220,6	7,70	1697,96
10	Vapor produzido	20408	5,14	104856,30
11	Gases de exaustão da caldeira	6848	5,14	35185,02
13	Insumo elétrico de o ventilador auxiliar	55,15	7,70	424,49
15	Gases na entrada preaquecedor de ar	1860,17	5,14	9557,55
16	Insumo elétrico do ventilador forçado	73,53	7,70	565,96

Tabela 8. Resultados dos custos exergeticos dos fluxos internos e externos na estação geradora de vapor II.

No	Denominação	Exergia (kJ/s)	Custo exergetico unitário	Custo exergetico (kJ/s)
20	Bagaço na entrada do secador (50% bu.)	86394,32	1,09	93997,02
21	Gases na entrada do secador	4028,83	5,33	21461,58
22	Insumo elétrico do secador	169,12	7,90	1335,37
23	Bagaço na saída do secador (42%)	86557,85	1,35	116679,98
26	Ar quente na entrada da caldeira	165,83	78,58	13030,69
27	Água na entrada da caldeira	1956,00	6,90	13488,58
28	Insumo elétrico do ventilador induzido	196,40	13,38	2627,83
29	Vapor produzido	22326,00	5,03	112322,10

30	Gases de exaustão da caldeira	6743,04	5,03	33924,22
32	Insumo elétrico de o ventilador auxiliar	55,15	7,70	424,49
34	Gases na entrada do Preaq. ar	2477,34	5,03	12463,49
35	Insumo elétrico do ventilador forçado	73,53	7,70	565,96

Tabela 9. Resultados dos custos exergeticos dos fluxos internos e externos na estação geradora de vapor III.

No	Denominação	Exergia (kJ/s)	Custo exergetico unitario	Custo exergetico (kJ/s)
39	Bagaço na entrada do secador, (50%bu.)	106262,35	1,09	115613,43
40	Gases na entrada do secador	6921,62	6,36	44000,74
41	Insumo elétrico do secador	176,47	7,70	1358,90
42	Bagaço na saída do secador (45% b.u.)	106421,23	1,51	160908,89
45	Ar quente na entrada da caldeira	290,22	41,66	12090,48
46	Água na entrada da caldeira	2185,00	6,90	15067,76
47	Insumo elétrico do ventilador induzido	245,10	7,70	1886,53
48	Vapor produzido	25174,00	5,43	136694,82
49	Gases de exaustão da caldeira	10200,00	5,43	55386,00
51	Insumo elétrico de o ventilador auxiliar	54,40	7,90	429,54
53	Gases na entrada do preaq. ar	2096,29	5,43	11382,83
54	Insumo elétrico do ventilador forçado	91,90	7,90	725,64

### Análise dos resultados.

No tratamento de subdivisão de cada gerador de vapor em equipamentos, os resultados indicam melhores índices de desempenho para a caldeira 2, no que respeita às eficiências térmicas, de primeira lei e exergetica. Destaca-se o bom desempenho do secador de bagaço da caldeira 2, com o melhor aproveitamento energético dos gases, sendo a caldeira que apresenta a mais baixa vazão de gases empregada no secador. Trata-se também da caldeira com mais baixo valor de coeficiente de excesso de ar. Contudo, observam-se deficiências ao analisar o desempenho do preaquecedor de ar da mesma. Do ponto de vista da segunda lei, sem considerar as exergias dos gases de exaustão nos cálculos de eficiência, os resultados indicam um pobre aproveitamento da energia dos gases de escape. Este aspecto que também se vê refletido ao avaliar a eficácia de cada preaquecedor, incide no alto custo exergetico unitario do ar preaquecido, que como pode ser observado é muito alto para as três caldeiras, embora, deve considerar-se que o ar quente é que carrega a irreversibilidade gerada pela exergia perdida nos gases de escape do preaquecedor de ar.

Em todos os casos existe uma perda de calor notável entre a saída dos gases de cada caldeira e a entrada ao secador. Neste aspecto negativo destaca-se a caldeira 3, onde é atingida uma diferença de temperatura de quase 50 °C, que provoca uma notável irreversibilidade devido à perda de calor ao médio. O efeito imediato desta perda é o aumento apreciável do custo exergetico unitario dos gases nesse ponto. O deficiente nível de secagem no próprio secador da caldeira 3 é a causa do aumento do custo exergetico do bagaço na saída do secador.

A igualdade estabelecida entre os custos exergeticos unitarios do vapor produzido e gases de saída para cada caldeira, constitui em nossa opinião, uma forma de partição de custos que reconhece o valor que tem os gases de escape do ponto de vista da função que realizam como insumo do resto dos componentes do gerador de vapor, o que faz com que possa ser avaliado dentro do contexto de uma análise interna deste equipamento, como um dos produtos do mesmo.

### Conclusões

A subdivisão efetuada nos geradores de vapor pode ser uma ferramenta de muita utilidade nas usinas sucroalcooleiras. A possibilidade de determinar o consumo de combustível, magnitude que normalmente não é medida nas usinas, permitiria um estudo mais aprimorado do sistema completo, assim como uma avaliação mais efetiva de alternativas para o emprego mais eficiente do combustível.

A aplicação da segunda lei, e a utilização do conceito de custo exergetico permitem uma avaliação mais completa das perdas envolvidas na geração de vapor, assim como os insumos da caldeira, neste caso, o ar quente e o bagaço, e em geral do desempenho dos componentes que integram o gerador de vapor. Os resultados deste trabalho constituem um ponto de partida para futuras estratégias de manutenção, operação e estudos sobre o uso mais eficiente do bagaço.

### Agradecimentos

Os autores desejam expressar o seu agradecimento à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, e ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) entidades financiadoras deste projeto e ao pessoal da usina "Cruz Alta" pelas informações e ajuda oferecida.

### Referências.

- ASME PCT 4,1 – 1975, “Steam Generating Units. Power test codes”, The American Society of Mechanical Engineers. United Engineering Center, New York N.Y. 10017
- Baloh, T. and Wittner, E., “Energy Manual for Sugar Factories”, 2da Edição, Edit. Bartens, Berlim, 216 p, 1995.
- Barreda del Campo E. R., Roxo R., Nebra S. A., Bordonal A. F., , 1998 “Análises Energética e Exergética do sistema de cogeração da usina “Vale do Rosário”, Proceedings of the 7th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Vol. 1, Rio de Janeiro, November 3 – 6, pp. 307-312.
- Beatón S. P., Lora. E. S., 1991, “Pruebas de balance térmico en calderas para bagazo”, Departamento de Termoenergética, Facultad de Ingeniería Mecánica. I.S.P.J.A.M., Santiago de Cuba, CUBA, 94 p.
- Goldstein Jr L., 2000, “Tópicos sobre transmissão de calor”, Notas de aula de curso de pós-graduação, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas.
- Necati O. M., 1981, “Basic Heat Transfer”, McGraw-Hill, Inc. 572 p.
- Paiva Souza M. E., Nebra S. A., and Gallo W. L. R., 1998, “Análise exergética comparativa de sistemas de recuperação de energia dos gases efluentes de caldeiras a bagaço de cana”, Proceedings 7<sup>th</sup> Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences, ENCIT 98, Rio de Janeiro, novembro 3 - 6, pp. 347-352.
- Rosillo - Calle F., Bajay S.V., & Rothman H., 2000, “Industrial Uses of Biomass Energy, the example of Brazil”. First published 2000 by Taylor and Francis 11 New Gfetter Lane, London, pp 218- 235.
- Sánchez P. M.G., Nebra S. A., 2001, “Análise do custo exergético do sistema de cogeração de uma usina sucro-alcooleira”, XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 26 - 30 de novembro, Uberlândia, MG, Brasil.
- Souza-Santos M. L., “A study on pressurized fluidized-bed Gasification of biomass through the use of comprehensive simulation”, 4<sup>TH</sup> International Conference on Technologies and Combustion for a clean environment.” Lisbon, Portugal, July 7-10, pp 7-13, 1997.
- Szargut J., Morris D.R. & Steward F.R., 1988 “Exergy analysis of thermal chemical and metallurgical processes, 1988. Hemisphere Publishing Corporation, New York, 332 p.
- Teixeira de S. M. e Oliveira Jr S., 1998, “Avaliação termoeconômica de sistemas de cogeração de central de utilidades químicas”, Proceedings 7<sup>th</sup> Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences, ENCIT 98, Rio de Janeiro, novembro 3 - 6, pp. 336-341.
- Torres E. A., 1999, “Avaliação Exergética e termoeconômica de um sistema de cogeração de um polo petroquímico” Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Tese de Doutorado, 218p.
- Valero A. and Lozano M. A., 1993, “Theory of the Exergetic Cost”, Energy, Vol. 18, No. 9, pp. 939 – 960.

#### Direitos autorais

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

#### “ANALYSIS OF THE EXERGETIC COST IN THE STEAM GENERATION SYSTEM OF THE OF A SUGAR MILL PLANT CRUZ ALTA”

##### Mario G. Sánchez Prieto

Mechanical Engineering College, State University of Campinas, University City Zeferino Vaz. P. O. 6122. Campinas 13083-970, São Paulo, Brazil.

[exsammy@fem.unicamp.br](mailto:exsammy@fem.unicamp.br)

##### Tiago Puig Carril

Mechanical Engineering College, State University of Campinas, University City Zeferino Vaz. P. O. 6122. Campinas 13083-970, São Paulo, Brazil.

[tiagopuig@ig.com.br](mailto:tiagopuig@ig.com.br)

##### Silvia Azucena Nebra

Mechanical Engineering College, State University of Campinas, University City Zeferino Vaz. P. O. 6122. Campinas 13083-970, São Paulo, Brazil.

[sanebra@fem.unicamp.br](mailto:sanebra@fem.unicamp.br)

**Abstract:** *This paper presents the thermodynamic analysis of a steam generation system of a sugar mill “Cruz Alta” placed in the municipal district of Olímpia, in the São Paulo state, Brazil, which is self-supplied of electric energy and steam for the process. The system consists of a steam boiler, a bagasse dryer and an air pre-heater. A methodology for the experimental determination of the system efficiency is presented, which allows the determination of each boiler bagasse consumption. Each set of equipment is treated separately and calculations include all the thermodynamic properties of the involved flows, and the mass, energy and exergy balances as well. A detailed description is made in order to determine the first and second thermodynamic laws efficiencies in each set of equipment, which results in a very useful tool for the exergetic cost calculation. The importance of each flow exergetic cost is emphasized by analyzing the relation between the exergetic cost of the dried bagasse and the preheated air with the exergetic cost of generated steam.*

**Keywords:** *steam, bagasse, steam boiler, efficiency, exergy, availability, dryer.*

# ANÁLISE DO CUSTO EXERGÉTICO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO DE UMA USINA AÇUCAREIRA

**Mario Gabriel Sánchez Prieto**

Faculdade de Engenharia Mecânica. Universidade Estadual de Campinas. Cidade Universitária Zeferino Vaz, C. Postal 6122. CEP 13083.970, Campinas, SP.

[exsammy@fem.unicamp.br](mailto:exsammy@fem.unicamp.br)

**Silvia Azucena Nebra**

Faculdade de Engenharia Mecânica. Universidade Estadual de Campinas. Cidade Universitária Zeferino Vaz, C. Postal 6122. CEP 13083.970, Campinas, SP.

[sanebra@fem.unicamp.br](mailto:sanebra@fem.unicamp.br)

**Resumo:** *Este trabalho apresenta uma análise de custo exergético do sistema de cogeração de uma usina açucareira onde toda a demanda de potência e calor é satisfeita pelo próprio sistema. É feita uma detalhada análise exergética do sistema, que inclui a determinação das perdas de exergia e a eficiência de segunda lei da termodinâmica, mostrando a importância deste último índice, tanto na decisão de melhoras no esquema térmico ao sinalizar os equipamentos de maior irreversibilidade, quanto a sua importância como referência nos requisitos necessários estabelecidos pela ANEEL à qualificação de centrais cogeneradoras para a venda de energia. Estes últimos índices são também determinados neste trabalho tomando como base os resultados da usina na safra 2000. Na análise de custos exergéticos é utilizado o método de partição de custos das extrações.*

**Palavras chave:** *análise, exergia, custo exergético, cogeração, perdas, potência, calor.*

## 1. Introdução.

A cogeração tem uma grande aceitação no setor sucro-alcooleiro, fundamentalmente em razão da sua adequação: o combustível empregado é um rejeito de fabricação e os “produtos” do sistema, vapor e energia elétrica, são utilizados no próprio processo. Dentro do contexto favorável dos últimos anos, devido às mudanças dentro do setor elétrico brasileiro discutem-se alternativas que poderiam agregar maior valor aos produtos da agroindústria açucareira e, entre eles, a venda de energia elétrica através da cogeração, desponta como uma das alternativas para a expansão do sistema de geração.

Este aspecto vem sendo apresentado em diversos trabalhos, configurando-se como benefício, tanto para o setor sucro-alcooleiro, quanto para o setor elétrico, o que pode ser interpretado por um lado, como a possibilidade de diversificação dos produtos na agroindústria, fazendo da produção de energia elétrica um novo negócio, e por outro lado, a incorporação da energia elétrica excedente ao sistema, oferece ao setor elétrico a alternativa de um adiamento de investimentos, assim como a redução de perdas em sistemas intermediários entre geração e carga (Ramalho 1999).

Estes antecedentes indicam a necessidade de um melhor gerenciamento do sistema de cogeração na planta, incluindo o controle de custos, o que tem sido avaliado dentro do setor sucro-alcooleiro (Barreda *et al.* 1998). Nesse sentido destaca o trabalho de Teixeira e Milanez (2000), onde é avaliada a indústria sucro-alcooleira e a possibilidade de melhorar a sua participação dentro da matriz exergética nacional, não só em termos de produção de álcool, mas na produção de energia elétrica obtida nas plantas de cogeração perante o incremento da demanda de energia no país.

Neste trabalho é avaliado o sistema de cogeração da usina sucro-alcooleira “Cruz Alta” situada no município de Olímpia, interior de São Paulo. É realizada uma análise de segunda lei como passo prévio à avaliação dos custos exergéticos dos principais produtos do sistema e os fluxos internos. O trabalho visa identificar as fontes de maiores irreversibilidades do sistema, destacando nele duas questões pouco encontradas na literatura neste tipo de avaliação: a inclusão do sistema de extração de caldo como um volume de controle dentro do sistema, e a determinação dos índices de produção exigidos pela ANEEL para a avaliação das cogeneradoras para a venda de energia elétrica.

## 2. Descrição da Instalação.

A Usina Cruz Alta encontra-se no estado de São Paulo município Olímpia, dedicando-se somente à produção de açúcar que atinge 25000 toneladas/dia, e com uma capacidade de moagem de 10000 toneladas de cana/dia, sendo o sistema de extração do caldo efetuado através de um difusor. O açúcar produzido constitui a matéria prima na fabricação de açúcar refinado.

O sistema de cogeração é composto pelos subsistemas de: geração de vapor, geração de energia elétrica, geração de energia mecânica, que por sua vez inclui o sistema de preparo de cana e o sistema de moenda, além do emprego do vapor nos turboexaustores, e na turbobomba de água de alimentação, e finalmente o sistema de condensado e água de reposição. O consumo de vapor no processo também é complementado por duas válvulas redutoras de pressão que fornecem vapor aos processos de fabricação e refino.

A geração de vapor está integrada por 4 caldeiras, três delas trabalham durante o período de safra, sendo a outra empregada na etapa posterior para labores de refino de açúcar. As três caldeiras que trabalham durante a safra, são de média pressão, 2.1 MPa, e fornecem todo o vapor consumido para a geração de energia elétrica e o processo de fabricação de açúcar. Todas as caldeiras são de queima em suspensão, e cada uma possui secadores de tipo pneumático acionados por motores elétricos. As caldeiras possuem também preaquecedor de ar e um lavador dos gases de exaustão.

O sistema de geração de eletricidade é integrado por três turbogeradores, dois deles produzem 4 MW, em tanto o outro produz 2550 kW, tendo-se uma capacidade instalada de 10.5 MW. Com essa capacidade, a usina é capaz de satisfazer a demanda interna de energia elétrica durante todo o período de safra. Fora do período de safra, durante as labores de refinamento de açúcar, a usina compra energia elétrica da rede. Considerando o consumo elétrico interno durante a safra, a usina “Cruz Alta” está considerando propostas de investimento em equipamentos de geração de vapor para parâmetros de geração mais altos para incrementar a produção de potência com fins de venda.

Em termos de processamento, o sistema de preparo de cana da usina é formado por dois picadores e um desfibrador, dispostos em serie, com o objetivo de reduzir o tamanho da cana e facilitar a extração do caldo no difusor. Tanto os picadores como o desfibrador são equipamentos acionados por turbinas de vapor acopladas a redutores de velocidade. Na saída do difusor, o bagaço é enviado a um sistema de secagem constituído por um conjunto de “rolos desaguadores” e dois ternos de moendas. O caldo diluído obtido neste sistema retorna ao difusor, sendo também usado para embebição. O bagaço resultante com 50% de umidade (base úmida), é transportado para a queima nas caldeiras.

Existem dois sistemas de válvulas redutoras de pressão, visando uma maior flexibilidade operacional do sistema de distribuição de vapor suprindo as necessidades dos consumidores. A válvula redutora da refinaria é uma válvula de globo de 8”, que reduz de 20-21 kg/cm<sup>2</sup> para 11 a 12 kg/cm<sup>2</sup>, e fornece o vapor consumido nos tachos de refino. A válvula redutora de fabricação é uma válvula de globo de 8”, que reduz de 20-21 kg/cm<sup>2</sup> para 1,4 kg/cm<sup>2</sup>, e alimenta a parte de evaporação, o secador de açúcar, os aquecedores de xarope, o diluidor, e outros equipamentos.

O sistema de bombas de água de alimentação é composto por dois turbobombas e dois motobombas, sendo que as últimas só funcionam no caso em que as primeiras estejam inoperantes. Em condições normais de operação, somente trabalha uma turbobomba, sendo parte do escape de vapor aproveitado no desaerador.

O condensado de vapor de água do sistema é formado pelo condensado proveniente do vapor consumido na fabricação de açúcar, e é usado para realimentação de caldeiras por meio de duas bombas centrífugas, que direcionam este condensado para o desaerador térmico e deste para a bomba de água de alimentação, que introduzem a água desaerada nas caldeiras. Segundo critérios da usina, 5% da água de alimentação de caldeiras é água de reposição, sendo os estágios um e dois da estação de evaporação os que suprem o resto das necessidades de água das caldeiras.

## 2.1 Dados e tratamento metodológico.

Foram obtidas medições práticas naqueles pontos onde a instrumentação era confiável. Outros dados tiveram que ser assumidos levando em conta critérios técnicos dentro do setor, sendo corroborados através dos balanços de massa e energia. As avaliações foram feitas na base dos dados da safra de 2000, onde era conhecida a produção de vapor das caldeiras, a energia elétrica produzida, assim como outros dados referidos aos consumos de vapor dos equipamentos, e de produção e/ou processamento que aparecem no boletim da safra correspondente emitido na própria usina.

O tratamento metodológico considerou a definição das expressões de primeira e segunda lei da termodinâmica, para cada um dos equipamentos fundamentais do sistema, tais como turbomoendas, turbogeradores, turbobombas, assim como para as turbinas que acionam os picadores e o desfibrador no sistema de preparo. Para o caso das turbinas acopladas aos turbomecanismos, a eficiência energética (de primeira lei), é calculada como mostra a Eq. (1):

$$\eta^I = \frac{W_{mec}}{\Delta H_{ISO}} \quad (1)$$

Onde:

$W_{mec}$  - Potência mecânica

$\Delta H_{ISO}$  - Diferença de entalpias, processo isoentrópico.

Nas turbinas de geração elétrica, é considerada a potência elétrica em lugar da mecânica. Na definição de eficiência de segunda lei destes equipamentos foram incluídas as perdas mecânicas de transmissão ( $\psi$ ), ou as perdas elétricas no caso dos turbogeradores ( $\phi$ ). O cálculo das exergias físicas para o vapor foi feito mediante a Eq. (2), (Szargut 1988), sendo necessário definir um estado de referencia que em nosso caso foi a água líquida a 25 °C e 101,3 kPa.

$$b_x = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (2)$$

A eficiência de segunda lei, incluindo as perdas mecânicas e/ou elétricas segundo o caso pode ser definida como:

$$\phi = \frac{W_E}{B_{xe} - B_{xs}} \text{ ou } \Psi = \frac{W_{MEC}}{B_{xe} - B_{xs}} \quad (3)$$

Onde:

$B_{xe}$  e  $B_{xs}$ : Exergias do vapor na entrada e saída do equipamento respectivamente (kJ/s).

$W_{MEC}$ ,  $W_E$ : Potências mecânica e elétrica produzidas (kJ/s).

A exergia da cana ( $b_c$ ) foi determinada segundo:

$$b_c = x_{fib} b_{fib} + (1 - x_{fib}) b_{suco} \tag{4}$$

Onde:

$X_{fib}$ ,  $(1 - x_{fib})$ : fração em massa da fibra e do suco em cana, respectivamente.

$b_{fib}$  e  $b_{suco}$ : exergias da fibra seca, (bagaço seco), e de suco, avaliado segundo Parra et al. (2000).

A Tabela 1 apresenta resumidamente os parâmetros dos principais fluxos do sistema de cogeração.

Tabela 1. Parâmetros dos principais fluxos do sistema.

Nº	Denominação	Vazão (kg/s)	Pressão (MPa)	Temperatura (C)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg °)	Exergia (kJ/kg)
1	Bagaço entrada caldeira 1	8,183	-	44	-	-	9959,00
8	Água entrada caldeira 1	19,81	2,769	103	433,7	1,339	89,30
10	Vapor produzido caldeira 1	18,89	2,161	310	3042	6,764	1080,36
20	Bagaço entrada caldeira 2	8,675	-	44,2	-	-	9959
27	Água entrada caldeira 2	21,47	2,73	105	442,1	1,361	91,1
29	Vapor produzido caldeira 2	20,56	2,161	315	3053	6,784	1085,9
39	Bagaço entrada caldeira 3	10,67	-	44	-	-	9959
46	Água entrada caldeira 3	24	2,71	105	442,1	1,361	91,04
48	Vapor produzido caldeira 3	23,06	2,161	320	3065	6,803	1091,67
58	Vapor entrada Turboex. 2	1,361	1,994	287	2992	6,713	1046,29
60	Vapor entrada Turboex. 3	1,639	2,023	289	2996	6,713	1050,03
65	Vapor entrada Turbobomba	1,583	2,014	295	3011	6,741	1056,85
66	Vapor estação.	57,92	2,121	310	3041	6,774	1078,48
69	Água saída do Desareador	65,28	0,223	108	452,9	1,396	91,33
70	Água saída da TB	65,28	3,259	108	455	1,397	94,32
71	Vapor entrada Preparo	13,89	2,112	302	3024	6,744	1068,97
72	Vapor entrada Moenda	7,5	2,112	300	3019	6,736	1066,8
75	Vapor entrada Turbogeraç.	25,83	2,033	300	3022	6,756	1063,066
76	Vapor saída Válvula redutora	3,75	1,337	200	2807	7,525	916,8
77	Vapor saída Válvula redutora	6,944	0,219	195	2859	7,441	696,14
82	Potência mecânica Picador 1	-	-	-	-	-	768,1
84	Potência mecânica Picador 2	-	-	-	-	-	614,5
86	Potência mecânica Desfib.	-	-	-	-	-	1075,38
87	Vapor saída preparo	13,89	0,219	168	2804	7,368	677,18
91	Potência Mecânica Moend. 1	-	-	-	-	-	615
93	Potência Mecânica Moend. 2	-	-	-	-	-	615
94	Vapor Soma saída Moenda	7,5	0,221	169	2806	7,341	679,07
95	Vapor soma M, P, RF.	28,33	0,217	150	2767	7,3	664,63
100	Potência elétrica Turbina 1	-	-	-	-	-	1600
102	Potência elétrica Turbina 2	-	-	-	-	-	2600
104	Potência elétrica Turbina 3	-	-	-	-	-	3600
105	Vapor soma saída Geração E	25,83	0,2141	130	2726	7,145	651,26
106	Vapor soma (95+105)	54,17	0,213	144	2755	7,219	658,54
109	Vapor ao processo	57,47	0,2122	144	2755	7,221	658,01
110	Água (make up)	3,264	0,1014	25	104,8	0,3669	50,03
115	Condensado retorno tachos	3,75	0,209	102	427,6	1,329	85,95
116	Condensado retorno evapor.	57,47	0,2092	102	427,6	1,329	85,96
118	Condensado retorno soma	61,22	0,2092	102	427,6	1,329	85,95
122	Cana	111,08	-	-	-	-	5476
123	Consumo elétrico difusor.	-	-	-	-	-	1043,06
124	Vapor vegetal difusor	2,78	0,1757	116	486,8	1,484	98,96
125	Bagaço total	31,673	-	-	-	-	9959
126	Caldo misto	121,09	0,107	76	318,2	1,027	2426
127	Água de embebeção	4,17	0,104	90	377	1,193	76,45
128	Bagaço excedente	4,1455	-	-	-	-	9959
129	Bagaço para geração de vapor	27,526	-	44	-	-	9959



A determinação da eficiência de primeira lei da termodinâmica para cada caldeira, conjuntamente com uma análise energética do sistema de geração de vapor é explicada detalhadamente em Sánchez et al. (2001). O citado trabalho considera cada sistema de geração de vapor subdividido nos seus equipamentos componentes: secador de bagaço, caldeira e preaquecedor de ar. Esta subdivisão facilitou a determinação dos valores de eficiência de primeira e segunda lei para cada caldeira, aspecto que inclui a determinação da exergia do bagaço, mesmo como os consumos de bagaço e outros índices de desempenho.

A seguir são apresentados os resultados destas avaliações.

Tabela 2. Parâmetros e índices de desempenho fundamentais obtidos nos sistemas de geração de vapor.

Parâmetro	Gerador de Vapor 1	Gerador de Vapor 2	Gerador de Vapor 3
Concentração de CO <sub>2</sub>	13	15	13
Coefficiente de excesso de ar	1,53	1,328	1,53
Umidade do bagaço na saída do secador (%)	40	42	45
Vazão de bagaço na saída secador (kg/s)	6,819	7,478	9,702
Vazão de bagaço na entrada secador (kg/s)	8,183	8,675	10,67
Calor útil (kJ/kg de bagaço)	7277	7265	6245
Calor disponível (kJ/kg de bagaço)	9631	9225	8616
Fluxo de purga (kg/s)	0,917	0,917	0,944
Perdas de calor preaquecedor de ar (kW)	13,5	13,5	21,78
Eficiência de Segunda lei	22,97	23,67	21,71

A seguir apresentam-se os resultados do cálculo das eficiências de primeira e segunda lei nos equipamentos de produção de energia elétrica e mecânica do sistema de cogeração.

Tabela 3. Avaliação termodinâmica nos equipamentos de produção de energia elétrica e mecânica.

Equipamento	Eficiência Primeira Lei (%)	Eficiência de Segunda Lei (%)
Turbina do Picador 1.	40	47,13
Turbina do Picador 2.	38,77	45,87
Turbina do Desfibrador	42,3	50,24
Turbina da Moenda 1.	38	44,58
Turbina da Moenda 2.	37,8	44,6
Turbina de geração elétrica 1	62,08	67,1
Turbina de geração elétrica 2	63,6	69,1
Turbina de geração elétrica 3	63,6	79,75
Turbina do Turboexaustor 2	33,8	40,76
Turbina do Turboexaustor 3	34,75	41,73
Turbina da Turbobomba	38,6	42,9

## 2.2 Critérios de Desempenhos Globais do Sistema de cogeração baseados na 1ª Lei da Termodinâmica.

Dentro dos parâmetros mais utilizados para avaliar sistemas de cogeração está o fator de utilização de energia, também conhecido como eficiência de Primeira Lei, Eq. (5):

$$FUE = \frac{W + Q_p}{m_b PCI} \tag{5}$$

Onde:

W – Potência mecânica ou elétrica produzida, (kW).

Q<sub>p</sub> – Fluxo de calor útil para o processo, (kJ/s).

Deve ser calculado previamente o calor útil total do sistema. Esse é composto pelo fluxo de calor que deixa o sistema de preparo, o que deixa as turbo moendas, o que sai das válvulas redutoras, o que deixa os turbo geradores e o que deixa as turbinas da caldeira (turbo bomba e exaustores) menos o fluxo de entalpia do condensado de retorno, água de reposição e fluxo do vapor utilizado no desaerador. Assim, com os dados disponíveis:

$$h_i = h_{94} + h_{87} + h_{76} + h_{77} + h_{105} + h_{67} + h_{63} + h_{64} - h_{118} - h_{110} - h_{108} \tag{6}$$

$$Q_p = \dot{m}_i \cdot h_i \tag{7}$$

Calculando a potência total produzida:

$$W = W_{MEC} + W_{ELET} \tag{8}$$

$$W = (W_{PREPARO} + W_{MOENDA} + W_{BOMBA} + W_{EXAUSTORES}) + W_{GERADOR} \tag{8'}$$

O índice de poupança de energia refere-se à economia de combustível, obtida por sistemas de cogeração em relação a plantas convencionais que produzem separadamente energia elétrica e térmicas. Esse índice, segundo Huang (1996) é definido da seguinte forma:

$$ESI = \frac{m_b PCI}{\frac{W_{MEC} + W_{ELET}}{\eta_{TH}} + \frac{Q_P}{\eta_{GV}}} \tag{9}$$

Onde:

$\eta_{TH}$ : é a eficiência de uma planta de potência de referência, foi adotado 0,4.

$\eta_{GV}$ : é a eficiência das caldeiras para o sistema. Este índice (0,786), foi avaliado considerando os três geradores de vapor como uma única estação geradora de vapor segundo a equação:

$$\eta_{GV} = \frac{m_{vT}(h_v - h_{aa})}{m_{bT} PCI} \tag{10}$$

Os termos subscritos  $T$  consideram a produção de vapor e consumo de combustível total (bagaço a 50% de umidade), da usina durante a safra.

Assim, avaliando a Eq. (9), o valor de  $ESI = 0,9801$  e, estabelecendo a relação entre esse resultado e a razão de poupança de energia do combustível (Huang 1996), o resultado pode ser expresso da seguinte forma:

$$RPEC = 1 - ESI \rightarrow RPEC = 0,0199$$

O combustível destinado à produção de potência (FCP), é uma relação definida como a razão de combustível para produzir potência em relação à potência produzida (elétrica e mecânica), definida segundo:

$$FCP = \frac{(m_b PCI - \frac{Q_p}{\eta_{GV}})}{W} \tag{12}$$

Avaliando a anterior relação, é possível determinar a eficiência de geração de potência segundo:

$$\eta_W = \frac{1}{FCP} \tag{13}$$

A razão potência/calor (PHR), pode ser avaliada segundo:

$$R_{PH} = \frac{W_{el.} + W_{mec.}}{Calor} \tag{14}$$

Estes índices adquirem suas características próprias segundo o desenho do sistema de cogeração, mas em geral, trata-se de eficiências energéticas que relacionam os fluxos de energia de acordo com o conceito de produto/recurso. A seguir a Tabela (4) apresenta a comparação dos índices obtidos com os índices de outros sistemas, (Barreda 1999).

Tabela 4. Tabela comparativa dos índices obtidos.

Exemplo	FUE	$\eta_w = 1 / FCP$	RPEC	FCP	PHR
Usina Vale do Rosário (safra 97)	0,74	0,513	0,032	1,95	0,087
Usina Vale do Rosário (safra 98)	0,735	0,548	0,055	1,82	0,133
Usina Cruz Alta (Safra 2000)	0,748	0,468	0,0199	2,138	0,080

O valor obtido de fator de utilização de energia para a usina “Cruz Alta” é similar aos valores obtidos na usina Vale do Rosário. Nesse índice, no caso estudado neste trabalho, o calor para processo tem um peso fundamental, questão que se reflete no baixo índice de PHR. No caso da eficiência relativa à geração de potência ( $\eta_w$ ), o valor obtido é menor que

na usina “Vale do Rosário”. Esse resultado indica que na usina “Cruz Alta” utiliza-se mais energia para produzir 1 kW de potência elétrica e/ou mecânica, resultado que se observa no relativamente alto índice FCP.

No caso da poupança de energia do combustível (RPEC), observa-se uma economia de 1,99 % no combustível em relação a sistemas que produzem separadamente potência e calor, questão que mais uma vez justifica as vantagens da cogeração. Este valor, relativamente baixo, é típico de sistemas com baixo índice PHR, ou seja, sistemas onde prima uma alta produção de calor (vapor) para processo, com geração de energia elétrica relativamente pequena.

### 2.3 Índice proposto pela ANEEL.

No Brasil, mais recentemente, segundo informações da ANEEL, a resolução N<sup>o</sup> 21 do 21 de janeiro de 2000, estabelece os requisitos necessários à qualificação de centrais cogedoras de energia, mediante o cumprimento das inequações abaixo:

$$E_t \geq 0,15E_c \quad (15)$$

$$\frac{E_e + \frac{E_t}{X}}{E_c} \geq F_c \quad (16)$$

Onde:

$E_c$ : Energia disponibilizada pelo combustível ou combustíveis nos últimos doze meses, calculada em MWh, com base no poder calorífico inferior dos combustíveis utilizados.

$E_e$ : Energia eletromecânica resultante do somatório de trabalho e energia elétrica gerados nos últimos doze meses, em MWh.

$E_t$ : Energia térmica utilizada, proveniente da central de cogeração, resultante do somatório do calor efetivamente consumido nos últimos doze meses em MWh;

$F_c$ : Fator de cogeração.

$X$ : Fator de ponderação.

A mesma fonte fornece os valores de  $X$  e  $F_c$  referidos na Eq. (17), que serão aplicados em função da potência elétrica instalada na central de cogeração e do combustível principal. Sendo estes valores  $X = 2,14$  e  $F_c = 0,37$ , os resultados podem-se avaliar levando em conta a quantidade de bagaço consumido na geração de vapor para a produção de potência e calor para processo considerando a quantidade de horas efetivas de trabalho (174 dias e 6 horas), no período de safra o que significa num consumo médio de 27,528 kg de bagaço/segundo no período de moenda, assim:

$$E_c = [\text{Consumo de bagaço (kg/s)}] * [\# \text{ horas efetivas}] * [\text{PCI}] / [1000] = 805169,56 \text{ MWh.}$$

$$E_e = [\text{Potência produzida}] * [\# \text{ horas efetivas}] / [1000] = 48471,68 \text{ MWh}$$

$$E_t = [\text{Calor consumido}] * (\# [\text{ horas efetivas}] / [1000]) = 600995,45 \text{ MWh}$$

Assim, lembrando as condições na forma de inequações citadas acima, o resultado indica que dentro das condições atuais e considerando o bagaço consumido com as funções de geração de energia elétrica, mecânica e calor para o processo, as duas inequações são satisfeitas ficando o índice  $F_c$  obtido um pouco acima do valor exigido pela ANEEL, ( $0,409 > 0,37$ ). Com os resultados favoráveis obtidos nos índices de avaliação termodinâmicos entende-se que são justificados os esforços visando propostas encaminhadas a aumentar os excedentes de energia elétrica com fins de venda, fundamentalmente considerando o excedente de bagaço produzido, que atinge a quantidade de 62411,33 Toneladas/ano, cifra obtida levando em conta a produção anual de bagaço na usina, que segundo o boletim anual da safra 2000 atingiu a quantidade de 476850656 kg de bagaço. O bagaço excedente (13,1% do total), é empregado atualmente para abastecer a usina “Severinia” e na produção de vapor para o refino de açúcar na entre safra.

### 3. Avaliação do custo exergético.

A metodologia descrita em Valero e Lozano (1993), requiere inicialmente de uma adequada divisão do sistema de cogeração em subsistemas acompanhada da identificação e determinação dos fluxos de entrada e saída inerentes a cada um. A partir do volume de informação e medições feitas em campo, além dos critérios técnicos aportados pela usina, foi possível subdividir o sistema em 43 volumes de controle, destacando entre eles, o sistema de moenda da usina, que permite determinar o custo exergético unitário do bagaço que vai para as estações de geração de vapor. A figura 1 oferece uma panorâmica geral que permite entender a subdivisão executada.

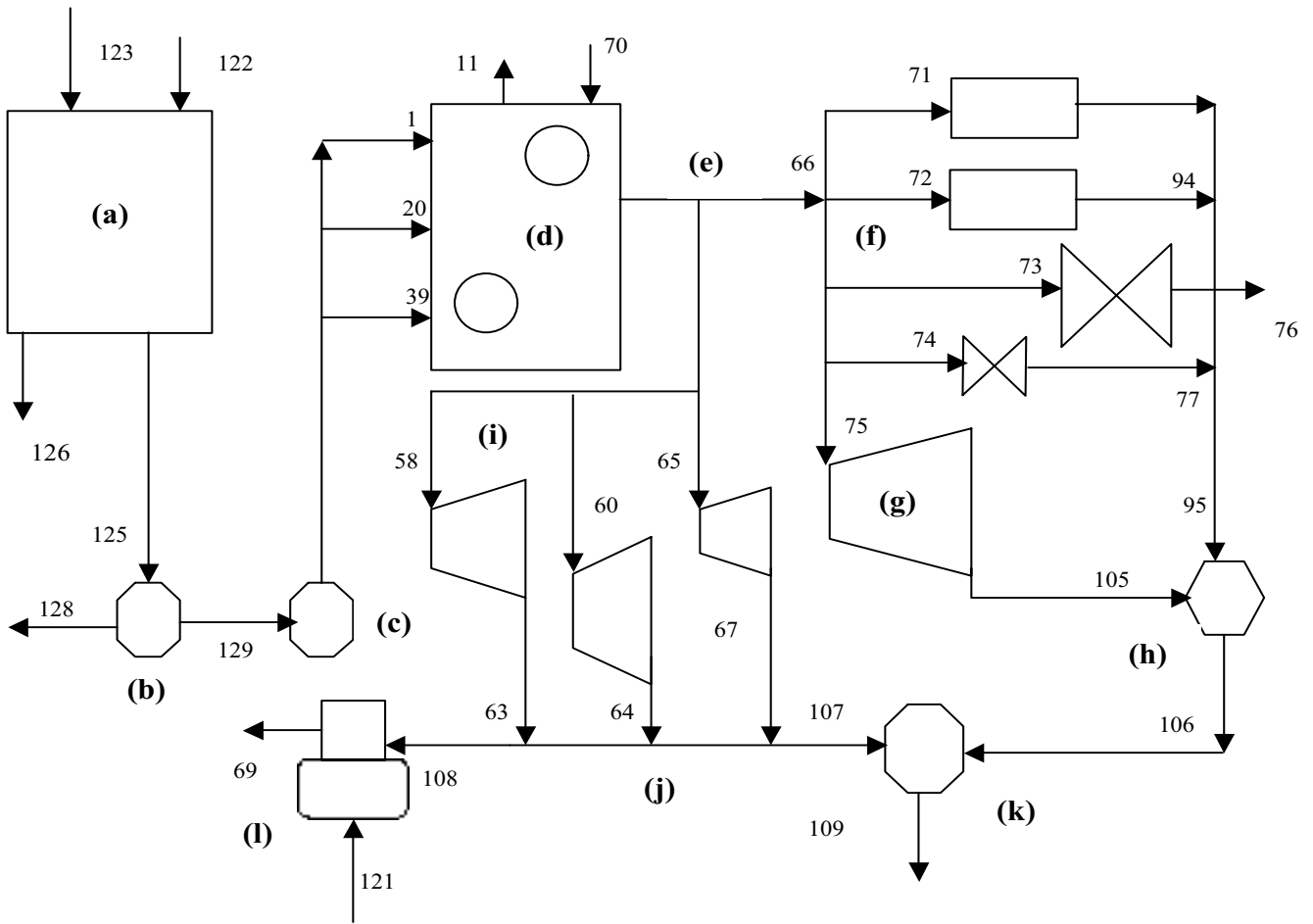


Figura 1. Esquema de cogeração da usina “Cruz Alta”

De forma geral, a Fig. 1 apresenta resumidamente os equipamentos fundamentais que por sua vez foram subdivididos visando detalhar mais ainda a análise. Eles são: (a) sistema de extração, (b) ponto bifurcação para o bagaço empregado na geração de vapor, (c) bagaço para cada caldeira, (d) estação geradora de vapor que agrupa as três caldeiras, (e) ponto bifurcação de vapor para geração de energia mecânica e elétrica, (f) ponto bifurcação de vapor para as áreas de preparo, moenda, válvulas redutoras, e geração de energia elétrica, (g) área de geração de energia elétrica, (h) ponto soma das correntes de saída das áreas (f) e (g), (i) ponto bifurcação que considera as subdivisões internas para o fornecimento de vapor para turboexaustores e turbobombas, (j) ponto bifurcação das descargas das turbinas de acionamento mecânico contempladas em (i), cuja descarga alimenta ao processo de açúcar e o desaerador, (k) ponto soma para o processo e (l) desaerador. Cada um destes subsistemas por sua vez foi subdividido, resultando 43 volumes de controle e 130 fluxos.

O seguinte aspecto a tratar consiste na construção do sistema de equações lineares resultantes da avaliação de cada volume de controle, o que constitui a matriz de incidência, que apresenta número de linhas igual ao número de subsistemas e número de colunas igual ao número de fluxos. Os elementos da matriz recebem o valor 1, se o fluxo correspondente entra no subsistema, -1 se está saindo do sistema e 0 no caso de não ter relação alguma com o subsistema.

Este sistema de equações lineares é resolvido com a ajuda do Engineering Equation Solver®, levando em conta algumas considerações feitas em Valero e Lozano (1993) que permitem arbitrar equações adicionais que facilitam a solução do sistema, além de levar em conta o conceito de custo exergético unitário (k), definido como a relação entre o custo exergético (B\*) e o conteúdo exergético (B) de um fluxo.

$$k = \frac{B^*}{B} \tag{17}$$

No caso em estudo, por exemplo, em ausência de melhores informações, os insumos do sistema de extração como a cana, a água de embebição e o vapor vegetal apresentam custo exergético unitário igual 1, da mesma forma que aqueles fluxos absorvidos pelo entorno, gases de exaustão, perdas de calor ou similares apresentam exergia nula.

O critério de partição de custos aplicado neste trabalho esteve baseado no chamado método das extrações, sendo que a aplicação deste método pressupõe um único objetivo para cada subsistema, o que em nosso caso significa, por exemplo, que nas áreas de geração de energia mecânica e elétrica, o custo exergético unitário do vapor de entrada é igual ao custo exergético unitário do vapor na saída das turbinas. Assim, o produto do subsistema (energia elétrica) carrega os custos das irreversibilidades do subsistema analisado. Como exemplo apresentamos a equação de balanço de custo exergético do gerador de vapor 1, onde os termos definidos com os números 4, 9, 13 e 16 são consumos elétricos:

$$B_1k_1 + B_4k_4 + B_8k_8 + B_9k_9 + B_{13}k_{13} + B_{16}k_{16} - B_{10}k_{10} = 0 \tag{18}$$

A aplicação do método das extrações define equações de partição de custos entre as que destacam as que aparecem na tabela 5. A Tabela 6 apresenta resumidamente alguns dos volumes de controle tratados na forma de produto, fuel e perda.

Tabela 5. Equações arbitradas para a determinação do custo exergético dos fluxos do sistema de cogeração.

Equação	Subsistema	Equação	Subsistema
k62 = k66	Ponto bifurcação com o vapor	k107 = k108	Bifurcação turboexaustores e turbobomba
k65 = k67	Vapor de entrada e saída da turbobomba	k109 = k116	Processo
k80 = k85	Vapor de entrada e saída do desfibrador.	k8 = k27	Bifurcação água de alimentação caldeiras
k96 = k99	Vapor na entrada e saída da turbina 1	k4 = k16	Distribuição de energia elétrica
k88 = k89	Ponto bifurcação na área de moenda	k71 = k72	Bifurcação vapor na geração de potência
k125 = k126	Sistema de extração	k72 = k73	Bifurcação vapor na geração de potência
k128 = k129	Bagaço para a geração de vapor	k1 = k20	Bifurcação bagaço na entrada das caldeiras

Tabela 6. Relação de “Fuels”, Produtos e Perdas.

Subsistema	“Fuel” (F)	Produto (P)	Perda
Gerador de Vapor I	(1 + 4 + 9 + 13 + 16)	(10 – 8)	11
Sistema de extração	(122 + 123 + 82 + 84 + 86 + 91 + 93 + 124)	(125 + 126)	-
Turbina de Geração elétrica 1.	(96 – 99)	(100)	-
Bagaço geração de vapor.	(125)	(128 + 129)	-
Válvula redutora refino	(73)	(76)	-

### 3.1 Análise de Resultados do custo exergético.

A Tabela 7 apresenta os resultados da análise de custo exergético dos fluxos produto do esquema de cogeração, assim como de alguns fluxos internos de interesse significativo.

Merece destaque a introdução do sistema de extração como um dos volumes de controle a ser analisados na planta. Este aspecto reveste importância devido ao fato de não ter sido antes tratado (Barreda 1999), sendo tomado tradicionalmente o custo exergético do bagaço igual à unidade.

Analisando o sistema de extração dentro de um volume de controle, e sendo os produtos deste volume de controle tanto o bagaço produzido, quanto o caldo misto para a produção de açúcar, uma das equações arbitradas impõe a igualdade dos custos exergéticos unitários destes produtos, cujo resultado está um pouco acima da unidade, sendo considerada a cana como insumo externo.

Destaca alias o custo exergético unitário da água de alimentação bem acima do custo de vapor, sendo o custo da água influenciado por diversos fatores, podendo ser citados, por exemplo, as perdas de carga e calor em todo o circuito de vapor que fazem com que o retorno de condensado carregue estas perdas, o apreciável valor de custo exergético unitário que apresenta o vapor, tanto na saída da válvula redutora de refino, quanto na válvula redutora de fabricação, cujos retornos de condensado aportam o mesmo valor, sem descontar as influencias da perda de carga na linha de condensado de retorno, devido ao comprimento da tubulação, as irreversibilidades inerentes ao desaerador e as bombas de retorno de condensado e de alimentação respectivamente.

Observando a tabela 7 podem também ser ressaltados os elevados valores de custo exergético unitário que apresenta o equipamento de geração de energia mecânica, devido fundamentalmente às irreversibilidades próprias destes turbomecanismos. Em alguns casos como nos turboexaustores das caldeiras 2 e 3, a ausência quase total de isolamento em algumas partes da tubulação, favorece a perda de calor ao médio ambiente, perdas que são carregadas nos custos exergéticos das potências produzidas nos mesmos.

Independentemente da flexibilidade que aporta no sistema a válvula redutora de fabricação, o custo exergético do vapor na saída dela contribui ao encarecimento do vapor que finalmente vai para processo, questão que deve ser incluída numa futura análise com o objetivo de melhorar o desempenho termodinâmico do sistema.

Tabela 7. Resultados da avaliação do custo exerético.

No	Fluxo	Vazão (kg/s)	Exergia (kJ/s)	C. E. U. (k)	Custo exerético (kW)
1	Bagaço na entrada da caldeira 1	8,183	81494,5	1,09	88666,02
8	Água na entrada da caldeira 1	19,81	1769	6,90	12199,02
10	Vapor produzido na caldeira 1	18,89	20408	5,14	104856,24
20	Bagaço na entrada na caldeira 2	8,675	86394,32	1,09	93997,02
27	Água na entrada da caldeira 2	21,47	1956	6,90	13488,58
29	Vapor produzido na caldeira 2	20,56	22326	5,04	112411,41
39	Bagaço na entrada da caldeira 3	10,67	106262,5	1,09	115613,60
46	Água na entrada da caldeira 3	24	2185	6,90	15067,760
48	Vapor produzido na caldeira 3	23,06	25174	5,43	136770,30
58	Vapor na entrada do turboexaustor 2	1,361	1424	5,46	7773,61
60	Vapor na entrada do turboexaustor 3	1,639	1721	6,16	10601,36
65	Vapor na entrada da turbobomba	1,583	1673	5,51	9221,58
66	Vapor total	57,92	62465,56	5,23	326445,01
69	Água saída do desareador	65,28	5962	6,31	37614,58
70	Água saída da turbobomba	65,28	6157	6,62	40759,34
71	Vapor de entrada na área de preparo	13,89	14848	5,29	78575,61
72	Vapor de entrada na área de moenda	7,5	8001	5,29	42341,29
75	Vapor entrada nos Turbogeneradores	25,83	27459	5,29	145313,02
76	Saída da válvula redutora refino	3,75	3438	6,14	21123,07
77	Saída da válvula redutora fabricação	6,944	4834	8,08	39078,05
82	Potência mecânica Picador 1	-	768,1	11,38	8740,98
84	Potência mecânica Picador 2	-	614,5	11,69	7183,50
86	Potência mecânica Desfibrador	-	1075,38	10,68	11485,00
87	Vapor na saída da área de preparo	13,89	9333	5,48	51172,84
91	Potência mecânica moenda 1	-	615	12,02	7392,30
93	Potência mecânica moenda 2	-	615	12,03	7398,45
94	Vapor soma na saída das moendas	7,5	5078	5,43	27558,30
95	Vapor soma (94 + 87 + 77)	28,33	19040	6,19	117819,50
100	Potência elétrica Turbina 1	-	1600	7,86	12582,40
102	Potência elétrica Turbina 2	-	2600	7,70	20007,00
104	Potência elétrica Turbina 3	-	3000	7,70	23085,00
105	Vapor soma na saída área Geração	25,83	16822	5,33	89644,44
106	Vapor soma (95 + 105)	54,17	35673	5,82	207474,16
108	Vapor na entrada do Desareador	1,278	856,6	5,92	5070,21
109	Vapor ao processo	57,47	37816	5,83	220618,54
115	Condensado de retorno dos Tachos	3,75	322	6,14	1978,36
116	Condensado retorno da evaporação	60,25	5179,09	5,83	30214,81
118	Condensado retorno (115+116)	64	5500,8	5,85	32196,18
122	Cana	111,08	608274,08	1	608274,08
123	Consumo elétrico do difusor	-	1043,058	7,70	8028,42
124	Vapor vegetal na entrada do difusor	2,78	274,9	1,09	299,09
125	Bagaço total produzido	31,673	315431,41	1,09	343189,36
126	Caldo Misto	121,09	293789	1,09	319642,43
127	Água de embebição	4,17	3173	1,09	3452,22
128	Bagaço excedente	4,1455	41285,03	1,09	44918,11
129	Bagaço destinado à geração de vapor	27,5275	274151,32	1,09	298276,63

#### 4. Conclusões.

O trabalho apresentado abarca uma avaliação termodinâmica de um sistema de cogeração de uma usina sucroalcooleira em funcionamento, que por sua vez é completado com a análise de custos exeréticos, ferramenta que permite determinar o custo em unidades de potência dos principais fluxos da planta e os fluxos internos. Esta análise resulta um ponto de partida para uma avaliação econômica mais aprimorada que permita encontrar o custo dos principais produtos do sistema em termos monetários.

A análise exerética permitiu determinar o custo exerético do combustível empregado em cada caldeira, onde é assinalável a importância das medições. Assim, por exemplo, ao nível da geração de vapor, é possível determinar as diferenças entre os custos exeréticos unitários do vapor produzido, as que podem ser consequência de um inadequado

regime de operação ou devido a outras irreversibilidades, como o caso da caldeira 3, cujo custo exergetico unitário é superior aos correspondentes das caldeiras 1 e 2. Resultados similares podem ser confirmados avaliando os resultados oferecidos, e observando o percurso e o aumento do custo exergetico unitário devido à presença de irreversibilidades.

Incluir o sistema de extração dentro da análise implica uma avaliação mais realista do sistema completo, assim, o bagaço, considerado neste caso um “produto”, em pé de igualdade com o caldo, não ostenta a categoria de insumo externo ao sistema.

#### Agradecimentos.

Os autores desejam expressar o seu agradecimento à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), entidades financiadoras deste projeto e ao pessoal da usina “Cruz Alta” pelas informações e ajuda oferecida. Muito obrigado.

#### Referências.

- ANEEL, Legislação Básica do Setor Elétrico Brasileiro. Qualificação de Cogeneradoras de Energia-  
<http://www.aneel.gov.br/>
- Barreda del Campo E. R., Roxo R., Nebra S. A., Bordonal A. F., , 1998 “Análises Energética e Exergetica do sistema de cogeração da usina “Vale do Rosário”, Proceedings of the 7th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Vol. 1, Rio de Janeiro, November 3 – 6, pp. 307-312.
- Barreda del Campo E. R., 1999, “Avaliação termoeconômica do sistema de Cogeração da Usina Vale do Rosário” Universidade Estadual de Campinas, faculdade de Engenharia Mecânica, Tese de Doutorado, 283 p.
- Huang F. F., “Performance Assessment Parameters of a Cogeneration System”, Proceedings: Efficiency, Costs, Optimisation, Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems. ECOS’96, June 25-27, Stockholm. Pp 225-229, 1996.
- Parra F. M. I., Nebra S. A., Martinez R. A. 2000, “Cálculo de la exergia de la caña de azúcar”, Abstracts, 8<sup>th</sup> Braziliam Congress of Thermal Engineering and Sciences, October 3-6, Convention Center- Porto Alegre, Brazil p.65.
- Ramalho L. E. 1999, “Uma visão da Comercialização de Energia Elétrica, pelas Industrias de açúcar e álcool, diante da Reestruturação do Setor Elétrico Nacional”, Tese de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, 114 p.
- Sánchez P. M. G., Nebra S.A., Carril T. P., 2001, “Análise do custo exergetico do sistema de geração de vapor da usina Cruz Alta”, XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 26 - 30 de novembro, Uberlandia, MG, Brasil.
- Szargut J., Morris D.R. & Steward F.R., 1988 “Exergy analysis of thermal chemical and metallurgical processes, 1988. Hemisphere Publishing Corporation, New York, 332 p.
- Teixeira M. A., e Milanez. L. F. 2000, “Cogeneration in the Brazilian sugar cane sector: future scenarios and the new legislation”, Efficiency, Cost, Optimisation, Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems, Proceedings of ECOS 2000, University Twente, Nederland. July 5-7, pp 1621 – 1629.
- Valero A. and Lozano M. A.; “Theory of the Exergetic Cost”, Energy, Vol. 18, No. 9, pp. 939 – 960, 1993.

#### Direitos autorais

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

#### ANÁLISE OF THE EXERGETIC COST OF A COGENERATION SYSTEM IN A SUGAR MILL PLANT

##### Mario G. Sánchez Prieto

Mechanical Engineering College, State University of Campinas, University City Zeferino Vaz. P. O. 6122. Campinas 13083.970, São Paulo, Brazil.

[exsammy@fem.unicamp.br](mailto:exsammy@fem.unicamp.br)

##### Silvia Azucena Nebra

Mechanical Engineering College, State University of Campinas, University City Zeferino Vaz. P. O. 6122. Campinas 13083.970, São Paulo, Brazil.

[sanebra@fem.unicamp.br](mailto:sanebra@fem.unicamp.br)

**Abstract.** *This paper presents the exergetic cost analysis of a cogeneration system, designed for a sugar mill factory, which supplies the heat and electric energy demanded. A detailed exergetic analysis is made which includes the determination of the exergy losses and the second law thermodynamic efficiency as well. The overall exergy efficiency of the plant and the exergy efficiency of each set of equipment are defined as a relation between the useful exergy effect of the equipment system and the consumed exergy. These results permit the identification of the sources and magnitude of the exergetic losses, which is important, as a way to evaluate a cogeneration plant, locating the places in which most significant exergy losses took place. The work also includes a short analysis related with the necessary requirements divulged and promoted by the Electric Energy National Agency, the ANEEL, regarding the sale of electric energy. These last requirements in the form of technical indexes are calculated as well, considering the data and results of this present 2000-year harvesting. In the exergetic cost analysis is employed the extraction method as the partition cost method.*

**Keywords:** *analysis, exergy, exergetic cost, cogeneration, losses, power, heat.*

## A Influência de Diferentes Estruturas Produtivas na Análise Exergoeconômica de uma Planta de Cogeração

**André Paraguassú Guarçoni**

Universidade Federal do Espírito Santo – Departamento de Engenharia Mecânica  
29060-900, Vitória - ES  
andrepara@escelsa.com.br

**João Luiz Marcon Donatelli**

Universidade Federal do Espírito Santo – Departamento de Engenharia Mecânica  
29060-900, Vitória - ES  
joaoluiz@npd.ufes.br

**Rogério Ramos**

Universidade Federal do Espírito Santo – Departamento de Engenharia Mecânica  
29060-900, Vitória - ES  
ramosrogerio@hotmail.com

**Resumo:** Neste trabalho avalia-se o efeito de diferentes estruturas produtivas nos resultados de uma análise exergoeconômica numa planta de cogeração. Quatro diferentes estruturas produtivas e algumas variações no nível de agregação foram consideradas. A influência destas escolhas sobre os custos médios dos produtos para todos os componentes e sistema total foram estudados. Foi estudada uma planta de cogeração, que deve produzir 2,75 MW de potência líquida e 1,07 MW de energia térmica útil, composta basicamente por um compressor, uma câmara de combustão, uma turbina a gás, um regenerador e uma caldeira de recuperação de calor para geração de vapor. Os resultados são comparados entre diferentes arranjos.

**Palavras chave:** custos exergoeconômicos, exergoeconomia, cogeração

### 1. Introdução

Este trabalho se dedica ao estudo da Exergoeconomia, a qual combina análises exeréticas e considerações econômicas para fornecer ao projetista ou operador da planta informações não disponíveis através de análises energéticas convencionais, sendo essas informações cruciais para o projeto e operação economicamente efetiva da planta (Tsatsaronis, 1996). Diversos autores tem desenvolvido diferentes metodologias para a realização de análises exergoeconômicas, sendo diferenciadas principalmente pelos critérios de partição de custos adotados. Desta forma, além da influência da variação das estruturas produtivas e do nível de agregação, pretende-se também comparar aqui os métodos propostos em Lozano e Valero (1993), Kotas (1985) e Tsatsaronis e Winhold (1985), identificando as diferenças entre os critérios de partição de custo adotados nestes métodos, bem como através dos resultados da análise exergoeconômica de um mesmo sistema de cogeração.

### 2. Descrição do Sistema a ser Analisado

O sistema a ser analisado consiste de uma central de cogeração com uma turbina a gás regenerativa queimando gás natural e uma caldeira de recuperação gerando vapor, conforme esquematizado na Fig. (1). A análise exergoeconômica deste sistema é realizada baseando-se nas equações de custo e num ponto de operação, mostrado na Tab. (1), que é apresentado como ótimo em Cerqueira (1999) para esse sistema, sendo que tal sistema foi analisado e otimizado primeiramente sob o nome CGAM (Valero et all, 1994).

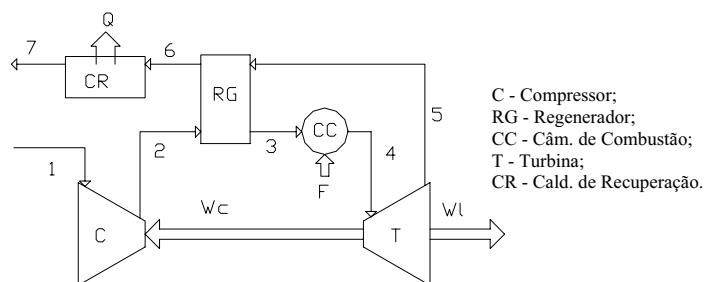


Figura 1. Estrutura Física do Sistema de Cogeração



A partir das equações de custo utilizadas obtém-se, para o ponto de operação descrito na Tab. (1), os custos de aquisição de cada componente, como podem ser vistos na Tab. (2), e considerando uma taxa de juros de 12% ao ano, um período de dez anos de vida econômica do projeto, um fator para levar em conta os custos de O&M igual a 1,06 e 8000 horas de operação anual, determinam-se os custos por unidade de tempo associados a cada componente, também mostrados na Tab. (2).

Tabela 1. Temperatura, Pressão, Fluxo de Exergia e Fluxo de Energia dos Fluxos no Ponto Ótimo.

Fluxo	Temperatura [K]	Pressão [bar]	Entalpia - $\dot{H}$ - [kW]	Exergia - $\dot{E}$ - [kW]
1	288,2	1,00	0	0
2	512,0	5,89	2.238,7	2.048,7
3	928,0	5,74	6.398,7	4.474,1
4	1484,0	5,60	11.958,2	8.660,1
5	984,2	1,03	6.960,6	3.449,5
6	568,2	1,03	2.800,6	866,7
7	461,0	1,00	1.728,2	374,3
$\dot{W}_i$	--	--	2.758,9	2.758,9
$\dot{W}_c$	--	--	2.238,7	2.238,7
$\dot{F}$	--	--	5.559,55	5.559,55
$\dot{Q}$	--	--	1.072,4	390,5

Tabela 2. Custos de aquisição para cada componente e custo por unidade de tempo de operação

Componentes	Custos de Aquisição ( $Z_i$ ) [US\$]	Custos por unidade de tempo ( $\dot{z}_i$ ) [US\$/s]
Compressor	90.821,55	0,000591248
Câm. De Combustão	29.576,93	0,000192546
Turbina	150.461,21	0,000979502
Regenerador	97.588,08	0,000635298
Cald. De Recuperação	66.256,50	0,000431330

3. Níveis de Agregação do Sistema:

Na análise exergoeconômica realizada neste trabalho consideram-se três níveis de agregação distintos. No nível 1 a análise é efetuada a nível de componente, onde idealiza-se um volume de controle envolvendo cada componente (ver Fig. (1)), neste caso, o sistema encontra-se no seu nível de desagregação máximo. No nível 2, o sistema é dividido em dois volumes de controle, um envolvendo somente a caldeira de recuperação e o outro envolvendo os componentes restantes (turbina regenerativa), e finalmente no nível 3, o sistema é considerado como um único volume de controle, conforme pode ser visto na Fig. (2).

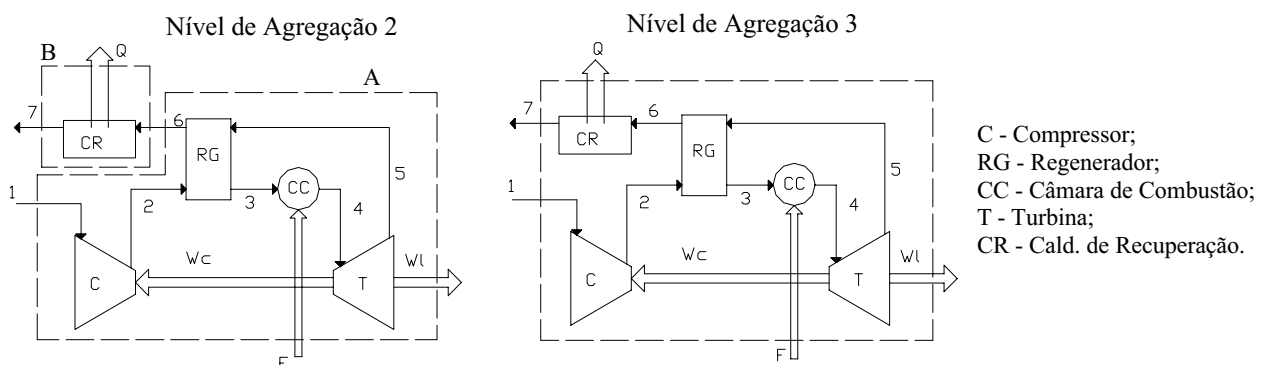


Figura 2. Desenho Esquemático dos Níveis de Agregação 2 e 3

**4. Estruturas Produtivas do Sistema:**

Alternativamente, é possível considerar para o nível de agregação 1, o fluxo 7 como perda ou como parte do combustível da caldeira de recuperação e o fluxo 3 como um dos combustíveis ou como parte do produto da câmara de combustão. Desta forma, tem-se para o nível de agregação 1 quatro alternativas de estrutura produtiva: 1) considerando-se o fluxo 7 como perda da caldeira de recuperação e considerando o fluxo 3 como parte do produto da câmara de combustão, 2) considerando o fluxo 7 como parte do combustível da caldeira de recuperação e o fluxo 3 como parte do produto da câmara de combustão, 3) considerando o fluxo 7 como perda e o fluxo 3 como parte do combustível da câmara de combustão, 4) considerando tanto o fluxo 7 como o fluxo 3 como parte dos combustíveis dos respectivos componentes. No nível de agregação 2, o fluxo 3 passa a ser um fluxo interno, não podendo ser considerado nas estruturas produtivas; entretanto, neste caso pode-se considerar o fluxo 6 como produto ou parte do combustível da turbina regenerativa. Então para o nível de agregação 2 pode-se definir quatro estruturas produtivas como mostradas na Tab. (3), onde as alternativas são: 1) fluxo 7 como parte do combustível da caldeira de recuperação e o fluxo 6 como parte do combustível da turbina regenerativa, 2) fluxo 7 como perda na caldeira de recuperação e o fluxo 6 como parte do combustível da turbina regenerativa, 3) fluxo 7 como parte do combustível da caldeira de recuperação e o fluxo 6 como produto da turbina regenerativa, 4) fluxo 7 como perda na caldeira de recuperação e o fluxo 6 como produto da turbina regenerativa. Já para o nível de agregação 3, tem-se duas estruturas produtivas, uma com o fluxo 7 como perda na planta e a outra com o fluxo 7 como parte do combustível. A Tab. (3) apresenta as alternativas de estruturas produtivas consideradas para os diversos níveis de agregação.

Tabela 3. Alternativas de estrutura produtiva do sistema analisado considerando diferentes níveis de agregação

Nível de Agregação 1				
		Alternativa 1 / Alternativa 2 / Alternativa 3 / Alternativa 4		
I	Componentes	Combustível	Produto	Perda
1	Compressor	$\dot{W}_c$	2 - 1	--
2	Regenerador	5 - 6	3 - 2	--
3	Câmara de Combustão	$\dot{F} / \dot{F} / \dot{F} + 3 / \dot{F} + 3$	4 - 3 / 4 - 3 / 4 / 4	--
4	Turbina	4 - 5	$\dot{W}_t + \dot{W}_c$	--
5	Cald. De Recuperação	6 / 6 - 7 / 6 / 6 - 7	$\dot{Q}$	7 / -- / 7 / --
Nível de Agregação 2				
		Alternativa 1 / Alternativa 2 / Alternativa 3 / Alternativa 4		
I	Componentes	Combustível	Produto	Perda
A	Turbina a Gás Regenerativa	$\dot{F} + 1 - 6 / \dot{F} + 1 - 6$ / $\dot{F} + 1 / \dot{F} + 1$	$\dot{W}_t / \dot{W}_t$ / $\dot{W}_t + 6 / \dot{W}_t + 6$	--
B	Caldeira de Recuperação	6 - 7 / 6 / 6 - 7 / 6	$\dot{Q}$	-- / 7 / -- / 7
Nível de Agregação 3				
		Alternativa 1 / Alternativa 2		
Componente		Combustível	Produto	Perda
Planta Total		$\dot{F} + 1 / \dot{F} + 1 - 7$	$\dot{Q} + \dot{W}_t / \dot{Q} + \dot{W}_t$	7 / --

Não pretendeu-se esgotar todas as alternativas de definição de estrutura produtiva em cada um dos níveis de agregação analisados, objetivando-se principalmente verificar a influência do fluxo 7 tratado como perda ou parte do combustível.

**5. Critérios de Partição de Custo**

A Teoria dos Custos Exergéticos, proposta por Lozano e Valero (1993), é uma metodologia que faz uso da Segunda Lei da Termodinâmica através do uso sistemático do conceito de exergia, do conceito de combustível-produto baseado na proposta produtiva do componente dentro do sistema, e de uma formalização matemática fornecida pela teoria de sistemas como bases para sua aplicação. Após a definição da estrutura física do sistema, a Teoria dos Custos Exergéticos propõe a elaboração da estrutura produtiva do sistema através da definição de quais fluxos são combustíveis, quais são produtos e quais são perdas dos componentes do sistema. Esta definição apresenta um certo grau de subjetividade, pois fica a cargo do analista a definição da função produtiva de cada fluxo e componente do sistema sendo que tal subjetividade pode influir no resultado final obtido pela análise exergoeconômica. Após a definição da estrutura produtiva do sistema, determina-se o custo exergético de todos os fluxos do sistema. Na verdade os custos exergéticos constituem uma etapa intermediária, que a princípio pode ser suprimida, quando o interesse são os

custos exergoeconômicos. A determinação dos custos exergoeconômicos pode ser feita através da aplicação das quatro proposições descritas abaixo, de forma simplificada.

(P1) – É o balanço dos custos exergoeconômicos nos diversos componentes do sistema. Esta proposição gera tantas equações quantos forem os componentes da planta;

(P2) – Esta proposição estabelece que os custos exergoeconômicos dos fluxos de entrada do sistema devem ser iguais ao custo de aquisição da unidade de exergia por unidade de tempo. Esta proposição proporciona tantas equações quantos forem os fluxos de entrada do sistema;

(P3) – Aqui estabelece-se que os fluxos definidos na estrutura produtiva como perdas devem ter o seu custo exergoeconômico igualado a zero. Assim tem-se tantas equações quantos forem os fluxos de perda do sistema;

(P4) – Esta proposição é aplicada em componentes que apresentam mais de uma saída não definida como perda e é subdividida em duas outras proposições: (P4a) – aplicada em componentes que apresentam um fluxo de saída que é parte do combustível do componente. Neste caso, faz-se o custo exergoeconômico unitário dos fluxos iguais; (P4b) – aplicada em componentes que apresentam dois ou mais fluxos de saída definidos como produtos. Neste caso, faz-se o custo exergoeconômico unitário igual para estes fluxos.

Após a aplicação das proposições acima, obtém-se um sistema de equações (Eq. 1) com um número de equações linearmente independentes igual ao número de incógnitas, isto é, aos custos exergoeconômicos de todos os fluxos do sistema.

$$A \times \Pi = Z \quad (1)$$

onde,  $A_{[m \times m]}$  é a matriz dos custos, sendo  $m$  o número de fluxos do sistema,  $\Pi_{[m \times 1]}$  é o vetor dos custos exergoeconômicos e  $Z_{[m \times 1]}$  é o vetor dos valores econômicos externos.

O objetivo principal do trabalho de Tsatsaronis e Winhold (1985) é desenvolver uma ferramenta para a análise e avaliação do desempenho de um sistema de energia ao longo do desenvolvimento do seu projeto e na fase de operação. Contudo, em direção a este objetivo, embora não seja a finalidade básica, em algum instante surge a necessidade de calcular os custos exergoeconômicos de cada fluxo do processo. Isto é feito propondo-se um balanço de custos para cada componente conforme a Eq. (2).

$$\sum_j \dot{E}_j c_j = \dot{K} + \sum_i \dot{E}_i c_i \quad (2)$$

onde o termo  $\dot{K}$  assume um valor entre zero e  $\dot{Z}$  (custo nivelado anual do componente dividido pelo tempo anual de operação), o qual é dependente do objetivo da análise exergoeconômica.

As equações auxiliares são baseadas em três suposições básicas que devem ser justificadas a partir de pontos de vista exergético e econômico. Estas suposições sugerem: (a) partilha dos custos de capital do componente considerado e os custos dos fluxos de entrada entre os fluxos de saída de acordo com critérios econômicos e/ou exergéticos; (b) atribuir preços de mercado para alguns subprodutos da instalação total; e (c) igualar os custos exergoeconômicos unitários de diferentes fluxos. Desta forma, fazendo-se um paralelo com as proposições apresentadas por Lozano e Valero (1993), pode-se observar uma equivalência entre a suposição (a) e a proposição (P4b) e entre (c) e (P4a).

No método de atribuição de custos baseado na exergia, chamado SPECO/AVCO, utilizado de forma preliminar por Tsatsaronis e Winhold (1985) e posteriormente aperfeiçoado por Tsatsaronis e Lazzaretto (1996), calcula-se o custo médio de agregação de exergia nos processos ou componentes onde a exergia é agregada, sendo esse custo incorrido por todos os consumidores desta exergia. Esse método é muito semelhante a Teoria do Custo Exergético quando não se define fluxos de exergia como perdas, e neste caso não seria necessária a proposição (P3). Portanto, os resultados seriam equivalentes. Os fluxos monetários associados aos fluxos de exergia saindo do sistema, isto é, às “perdas”, seriam posteriormente agregados aos fluxos de exergia úteis (produtos) saindo do sistema como um todo, permitindo assim o fechamento final do balanço de custo com possibilidade de repassar todos os custos aos prováveis compradores dos produtos, o que parece ser adequado conforme os resultados obtidos na discussão sobre a internalização das irreversibilidades externas conduzida por Cerqueira (1999) em sua tese de doutorado.

Foram originalmente propostos por Reistad e Gaggioli, conforme citado em Kotas (1985), alguns critérios de partição de custos aplicáveis a plantas e/ou componentes multi-produtos para a determinação dos custos de todos os fluxos. No método da igualdade a geração de dois produtos é considerada como tendo a mesma prioridade, sendo este método aplicável, neste trabalho, apenas na turbina gerando uma equação auxiliar igual a obtida aplicando-se a proposição (P4b). No método da extração, considera-se um único propósito para o componente, sendo o custo totalmente descarregado sobre este produto. Na planta aqui analisada, foi possível aplicar este método no regenerador, na turbina e na caldeira de recuperação gerando equações iguais às obtidas aplicando-se a proposição (P4a). Além destes métodos, foram propostos o método do subproduto e o método da planta global. No método do subproduto, um dos produtos é considerado como subproduto, sendo o custo do produto principal tomado igual a valores típicos e sendo o custo do subproduto obtido a partir do balanço de custo no componente. No método da planta global, a planta é considerada como um todo.

Nos métodos apresentados em Kotas (1985) não foram tratados explicitamente a questão dos fluxos de entrada da planta, tratada na proposição (P2), nem a questão dos fluxos definidos como perdas, considerados na proposição (P3).

Nem sempre faz sentido, e é possível, aplicar o mesmo método para todos os componentes. Notou-se que aplicando-se o método da igualdade para a turbina e o método da extração para o regenerador, a turbina e a caldeira de recuperação, considerando o fluxo 7 como parte do combustível da caldeira, isto é, não existindo fluxos definidos como perda, obtém-se um sistema de equações igual ao obtido aplicando-se a Teoria dos Custos Exergéticos.

Embora tenham sido discutidos aqui vários critérios de partição de custos associados aos respectivos métodos de atribuição de custos baseado na exergia, neste trabalho, os resultados foram obtidos utilizando-se principalmente os critérios propostos por Lozano e Valero (1993).

### 6. Determinação dos Custos Exergoeconômicos

Para o cálculo dos custos exergoeconômicos deve-se resolver o sistema de equações linearmente independentes descrito na Eq. (1). Nesta equação, a matriz dos custos (A) é subdividida em quatro submatrizes: matriz de incidência ( $A_\alpha$ ) indicando os fluxos que entram e saem dos componentes, matriz das entradas ( $A_\beta$ ) que representa os fluxos de entrada da planta, matriz das perdas ( $A_\gamma$ ) e matriz das bifurcações ( $A_\delta$ ) cujos elementos dependem dos critérios de partição de custos adotados. O vetor dos valores econômicos externos (Z) também segue a mesma subdivisão, sendo os primeiros elementos do vetor, em número igual à quantidade de componentes, correspondentes ao custo por unidade de tempo de cada componente. Os elementos seguintes, em número igual aos fluxos de entrada da planta, correspondem ao custo por unidade de tempo associado a estes fluxos. Quando existirem fluxos definidos como perdas, atribui-se valor zero aos elementos do vetor Z correspondentes a estes fluxos, conforme a proposição (P3). Finalmente, os elementos restantes do vetor Z são correspondentes às linhas da matriz das bifurcações, aos quais atribui-se valor zero. Segundo a Teoria dos Custos Exergéticos a matriz das bifurcações é originada a partir da aplicação das proposições (P4a e P4b).

Como discutido no item anterior, os critérios de partição de custos devem gerar as mesmas equações para cada estrutura produtiva alternativa, no nível de agregação 1. Desta forma, considerando as proposições (P2 e P3) para tratar os fluxos de entrada e as perdas, obtém-se sistemas de equações diferentes somente em função das estruturas produtivas alternativas. Quando se considera o nível de agregação 3, pode-se aplicar o método do subproduto, citado por Kotas (1985), gerando sistemas de equações diferentes. Aplicando-se os métodos da igualdade e extração obtém-se os mesmos sistemas de equações obtidos pela aplicação da Teoria dos Custos Exergéticos.

Substituindo os valores dos fluxos de exergia nos elementos da matriz das bifurcações, dos custos por unidade de tempo ( $\dot{Z}$ ) associados aos componentes e fazendo  $c_F = 4 \text{ US\$/GJ}$  nas Eqs. (3 e 4), para o nível de agregação 1, e em equações análogas para os outros níveis de agregação (não mostrados) pode-se calcular os custos exergoeconômicos de todos os fluxos, mostrados na Tab. (4). Os custos exergoeconômicos unitários podem ser calculados dividindo-os pela exergia dos respectivos fluxos, também mostrados na Tab. (4). Estes custos unitários representam a despesa incorrida na produção de uma unidade de exergia associada a cada um destes fluxos.

Para as estruturas produtivas 1 e 3 apresentadas na Tab.(3), para o nível de agregação 1, expandindo-se a Eq. (1) obtém-se:

$$\begin{bmatrix}
 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & -1 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & -1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 \\
 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 1 & -B_4/B_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -B_{\dot{w}_i}/B_{\dot{w}_c} & 1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -B_5/B_6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
 \end{bmatrix}
 \times
 \begin{bmatrix}
 P_1 \\
 P_2 \\
 P_3 \\
 P_4 \\
 P_5 \\
 P_6 \\
 P_7 \\
 P_{\dot{F}} \\
 P_{\dot{w}_c} \\
 P_{\dot{w}_i} \\
 P_{\dot{Q}}
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 -\dot{Z}_C \\
 -\dot{Z}_{RG} \\
 -\dot{Z}_{CC} \\
 -\dot{Z}_T \\
 -\dot{Z}_{CR} \\
 0 \\
 c_F \times \dot{F} \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0
 \end{bmatrix}
 \tag{3}$$

Para as estruturas produtivas 2 e 4 apresentadas na Tab.(3), para o nível de agregação 1, expandindo-se a Eq. (1) obtém-se:

$$\begin{bmatrix}
 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & -1 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & -1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 \\
 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -B_6/B_7 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 1 & -B_4/B_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -B_{\dot{W}_i}/B_{\dot{W}_c} & 1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -B_5/B_6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
 \end{bmatrix}
 \times
 \begin{bmatrix}
 p_1 \\
 p_2 \\
 p_3 \\
 p_4 \\
 p_5 \\
 p_6 \\
 p_7 \\
 p_{\dot{F}} \\
 p_{\dot{W}_c} \\
 p_{\dot{W}_i} \\
 p_{\dot{Q}}
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 -\dot{Z}_C \\
 -\dot{Z}_{RG} \\
 -\dot{Z}_{CC} \\
 -\dot{Z}_T \\
 -\dot{Z}_{CR} \\
 0 \\
 c_{\dot{F}} \times \dot{F} \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0
 \end{bmatrix}
 \quad (4)$$

Tabela 4. Custos exergoeconômicos dos fluxos

Nível de Agregação 1								
Fluxo	Sem Redistribuição				Com Redistribuição			
	Alternativas 1 e 3		Alternativas 2 e 4		Alternativas 1 e 3		Alternativas 2 e 4	
	P (x10 <sup>6</sup> US\$/s)	c (US\$/GJ)	P (x10 <sup>6</sup> US\$/s)	c (US\$/GJ)	P (x10 <sup>6</sup> US\$/s)	c (US\$/GJ)	P (x10 <sup>6</sup> US\$/s)	c (US\$/GJ)
1	0	0	0	0	0	0	0	0
2	16.055,0	7,8367	16.055,0	7,8367	16.055,0	7,8367	16.055,0	7,8367
3	33.315,9	7,4464	33.315,9	7,4464	33.315,9	7,4464	33.315,9	7,4464
4	55.746,6	6,4372	55.746,6	6,4372	55.746,6	6,4372	55.746,6	6,4372
5	22.205,0	6,4372	22.205,0	6,4372	22.205,0	6,4372	22.205,0	6,4372
6	5.579,1	6,4372	5.579,1	6,4372	5.579,1	6,4372	5.579,1	6,4372
7	0	0	2.409,4	6,4372	0	0	0	0
$\dot{W}_i$	19.057,1	6,9075	19.057,1	6,9075	19.057,1	6,9075	21.167,8	7,6726
$\dot{W}_c$	15.463,7	6,9075	15.463,7	6,9075	15.463,7	6,9075	15.463,7	6,9075
$\dot{F}$	22.238,2	4,0000	22.238,2	4,0000	22.238,2	4,0000	22.238,2	4,0000
$\dot{Q}$	6.027,5	15,4353	3.618,1	9,2652	6.027,5	15,4353	3.916,8	10,0302
Nível de Agregação 2								
Fluxo	Sem Redistribuição				Com Redistribuição			
	Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 1		Alternativa 2	
	P (x10 <sup>6</sup> US\$/s)	c (US\$/GJ)	P (x10 <sup>6</sup> US\$/s)	c (US\$/GJ)	P (x10 <sup>6</sup> US\$/s)	c (US\$/GJ)	P (x10 <sup>6</sup> US\$/s)	c (US\$/GJ)
1	0	0	0	0	0	0	0	0
6	3.466,80	4,0000	3.466,80	4,0000	3.466,80	4,0000	3.466,80	4,0000
7	1.497,20	4,0000	0	0	0	0	0	0
$\dot{W}_i$	21.169,99	7,6733	21.169,99	7,6733	22.481,55	8,1487	21.169,99	7,6733
$\dot{F}$	22.238,20	4,0000	22.238,20	4,0000	22.238,20	4,0000	22.238,20	4,0000
$\dot{Q}$	2.400,93	6,1483	3.898,13	9,9824	2.586,57	6,6237	3.898,13	9,9824
Fluxo	Alternativa 3		Alternativa 4		Alternativa 3		Alternativa 4	
	P (x10 <sup>6</sup> US\$/s)	c (US\$/GJ)	P (x10 <sup>6</sup> US\$/s)	c (US\$/GJ)	P (x10 <sup>6</sup> US\$/s)	c (US\$/GJ)	P (x10 <sup>6</sup> US\$/s)	c (US\$/GJ)
1	0	0	0	0	0	0	0	0
6	5.889,43	6,7951	5.889,3	6,7951	5.889,43	6,7951	5.889,3	6,7951
7	2.543,4	6,7951	0	0	0	0	0	0
$\dot{W}_i$	18.747,4	6,7951	18.746,9	6,7951	20.974,94	7,6026	18.746,9	6,7951
$\dot{F}$	22.238,20	4,0000	22.238,2	4,0000	22.238,2	4,0000	22.238,2	4,0000
$\dot{Q}$	3.777,3	9,6730	6.320,8	16,2296	4.092,66	10,4806	6.320,8	16,2296

Tabela 4. (continuação)

Nível de Agregação 3								
Fluxo	Sem Redistribuição				Com Redistribuição			
	Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 1		Alternativa 2	
	P (x10 <sup>6</sup> US\$/s)	c (US\$/GJ)	P (x10 <sup>6</sup> US\$/s)	c (US\$/GJ)	P (x10 <sup>6</sup> US\$/s)	c (US\$/GJ)	P (x10 <sup>6</sup> US\$/s)	c (US\$/GJ)
1	0	0	0	0	0	0	0	0
7	0	0	1.497,20	4,0000	0	0	0	0
$\dot{W}_1$	21.959,88	7,9597	20.648,32	7,4843	21.959,88	7,9597	21.959,88	7,9597
$\dot{F}$	22.238,20	4,0000	22.238,20	4,0000	22.238,20	4,0000	22.238,20	4,0000
$\dot{Q}$	3.108,24	7,9597	2.922,60	7,4843	3.108,24	7,9597	3.108,24	7,9597

**7. Resultados, Comentários e Conclusões**

Nota-se que para as diversas estruturas produtivas alternativas analisadas, quando existe um componente com um fluxo de saída e dois fluxos de entrada, não existe diferença na elaboração dos sistemas de equações e portanto na partição dos custos dos fluxos, quando se considera um desses fluxos de entrada como combustível ou como parte do produto do componente estudado. Isso ficou comprovado nos resultados obtidos a partir das estruturas produtivas alternativas 1 e 3, para o nível de agregação 1 no caso da câmara de combustão.

O efeito de considerar o fluxo 7 como perda ou como parte do combustível está no fato de que no segundo caso é atribuído ao mesmo um custo e como consequência direta o custo do vapor produzido na caldeira (fluxo Q) será menor. Já no primeiro caso, onde o fluxo 7 é considerado perda, este recebe o valor zero e como consequência o custo do vapor torna-se exageradamente alto. Ambas as considerações levam a valores injustos para o fluxo Q, quando o fluxo 7 é descartado diretamente na atmosfera, pois no primeiro caso o fluxo Q assume todo o custo que deveria ser atribuído ao fluxo 7 e no segundo um custo é associado ao fluxo 7, porém como este fluxo é descartado na atmosfera, não é possível repassar para um cliente dos produtos da planta (energia elétrica e vapor) a totalidade dos custos de produção.

Uma solução para este problema seria dividir o custo do fluxo 7, quando for o caso, entre as “commodities” da planta, isto é, vapor (fluxo Q) e energia elétrica (fluxo  $\dot{W}_1$ ), como mostrado na Tab. (4) para o custo exergético e na Tab. (5) para o custo exergoeconômico, nas colunas com redistribuição externa de custo. Nestes casos, pode-se observar que o custo associado ao vapor teve um valor inferior e o custo associado a energia elétrica obtiveram um valor superior aos obtidos na aplicação das alternativas 1 e 3, podendo ser considerados como valores mais justos para se apresentar como custos dos produtos.

Na Tab. (4) apresenta-se os resultados obtidos sem e com redistribuição externa do custo associado ao fluxo 7. Esta redistribuição do custo associado a um fluxo não útil (fluxo 7), baseada na exergia dos produtos da planta, como pode ser visto nas Eqs. (5 e 6), permite atribuir de forma adequada aos produtos comercializáveis todo o custo incorrido na sua produção. Este critério de redistribuição de custo foi apresentado em Cerqueira (1999), e parece ser racional.

$$\dot{\Pi}_{\dot{W}_1} = \dot{\Pi}_{\dot{W}_1} + \dot{\Pi}_7 \times \frac{B_{\dot{W}_1}}{B_{\dot{W}_1} + B_{\dot{Q}}} \tag{5}$$

$$\dot{\Pi}_{\dot{Q}} = \dot{\Pi}_{\dot{Q}} + \dot{\Pi}_7 \times \frac{B_{\dot{Q}}}{B_{\dot{W}_1} + B_{\dot{Q}}} \tag{6}$$

No nível de agregação 2, obteve-se valores diferentes para cada uma das quatro alternativas de estrutura produtiva consideradas. Nas alternativas 1 e 3, onde o fluxo 7 foi considerado como parte do combustível, a redistribuição externa descarrega os custos associados a este fluxo nos custos exergoeconômicos dos produtos da planta. Pode-se notar também que quando o fluxo 7 é definido como perda obtém-se os maiores valores de custo exergoeconômico do vapor (fluxo Q), cujos motivos já foram comentados anteriormente. Além disso, observa-se que as variações de custo da energia elétrica são bem menores do que as observadas para o vapor, cujo valor é mais influenciado pelas alternativas de estrutura produtiva consideradas.

Analisando-se os resultados obtidos para o nível de agregação 3, o qual engloba toda a planta num único volume de controle, nota-se que os custos exergoeconômicos dos produtos, após a redistribuição externa, são iguais para as duas estruturas produtivas consideradas. No cálculo destes resultados foram utilizados os critérios de partição de custos oriundas da Teoria dos Custos Exergéticos, que são equivalentes a aplicação dos métodos da igualdade e extração. Contudo, caso fosse utilizado o método do subproduto (Kotas, 1985) os resultados seriam diferentes.

Com a experiência obtida na elaboração deste trabalho parece ser coerente sugerir que a determinação dos custos exergoeconômicos seja efetuada no nível de desagregação máximo, onde as finalidades de cada componente da planta é definida com menor subjetividade, bem como os critérios de partição de custos a serem utilizados. Também, é

recomendável que a priori nenhum fluxo seja definido como perda, sendo os custos atribuídos aos fluxos que saem da planta como um todo, e que não são definidos como produtos da mesma, descarregados nos produtos, proporcionalmente aos seus fluxos exergéticos.

Na realidade, no método chamado Teoria dos Custos Exergéticos, é apresentada uma etapa intermediária onde são calculados os custos exergéticos, seguindo um procedimento semelhante ao usado nos custos exergoeconômicos. Os custos exergéticos definidos por Lozano e Valero (1993) como a quantidade de exergia necessária para produzir um determinado fluxo, são mostrados na Tab. (5), para o nível de agregação 1. A partir destes custos, e utilizando as relações apresentadas no hexágono de custos, que é uma representação pictórica das equações que correlacionam os custos exergéticos e exergoeconômicos, obtém-se os custos exergoeconômicos. No entanto, observou-se neste trabalho, não ser necessária esta etapa intermediária para a determinação dos custos exergoeconômicos.

Procedendo-se de forma semelhante ao método de redistribuição externa de custos adotado para os custos exergoeconômicos, os custos exergéticos do fluxo 7, obtidos nas alternativas 2 e 4, para o nível de agregação 1, foram redistribuídos entre os produtos do sistema, como pode ser visto na coluna “com redistribuição” da Tab. (5).

Tabela 5. Custos exergéticos

Nível de Agregação 1								
Fluxo	Sem Redistribuição				Com Redistribuição			
	Alternativas 1 e 3		Alternativas 2 e 4		Alternativas 1 e 3		Alternativas 2 e 4	
	B* (kW)	k* (kW/kW)	B* (kW)	k* (kW/kW)	B* (kW)	k* (kW/kW)	B* (kW)	k* (kW/kW)
1	0	0	0	0	0	0	0	0
2	3.466,73	1,6922	3.466,73	1,6922	3.466,73	1,6922	3.466,73	1,6922
3	7.302,81	1,6322	7.302,81	1,6322	7.302,81	1,6322	7.302,81	1,6322
4	12.862,36	1,4852	12.862,36	1,4852	12.862,36	1,4852	12.862,36	1,4852
5	5.123,35	1,4852	5.123,35	1,4852	5.123,35	1,4852	5.123,35	1,4852
6	1.287,26	1,4852	1.287,26	1,4852	1.287,26	1,4852	1.287,26	1,4852
7	0	0	555,93	1,4852	0	0	0	0
$\dot{W}_l$	4.272,29	1,5485	4.272,29	1,5485	4.272,29	1,5485	4.759,29	1,7251
$\dot{W}_c$	3.466,73	1,5485	3.466,73	1,5485	3.466,73	1,5485	3.466,73	1,5485
$\dot{F}$	5.559,55	1,0000	5.559,55	1,0000	5.559,55	1,0000	5.559,55	1,0000
$\dot{Q}$	1.287,26	3,2964	731,33	1,8728	1.287,26	3,2964	800,26	2,0493

Depois de calcular os custos exergoeconômicos de todos os fluxos do sistema, também é possível determinar os custos exergoeconômicos dos combustíveis e produtos totais de todos os componentes. Estes custos são determinados através da substituição dos valores dos custos exergoeconômicos de todos os fluxos nas Eqs. (7 e 8) para calcular os custos dos combustíveis e dos produtos respectivamente.

$$A_F \times \Pi = \Pi_F \tag{7}$$

$$A_P \times \Pi = \Pi_P \tag{8}$$

onde,  $A_F$  e  $A_P$  são matrizes combustível e produto de ordem  $[n \times m]$ , sendo  $n$  igual ao número de componentes e  $m$  igual ao número de fluxos, que representam os fluxos que definem os combustíveis e produtos dos componentes,  $\Pi$  é um vetor de ordem  $[m \times 1]$  que representa os custos exergoeconômicos de todos os fluxos e  $\Pi_F$  e  $\Pi_P$  são vetores combustível e produto de ordem  $[m \times 1]$  que representam os custos dos combustíveis e produtos definidos para cada componente. A partir destes valores, pode-se determinar os custos exergoeconômicos unitários dos combustíveis e produtos definidos para os componentes, através da divisão dos custos pela exergia dos combustíveis e produtos. Os resultados obtidos a partir da aplicação destes procedimentos são mostrados na Tab. (6).

Tabela 6. Custo exergoeconômico e custo exergoeconômico unitário dos combustíveis e dos produtos de cada componente

Nível de Agregação 1							
Alternativa 1 / Alternativa 2 / Alternativa 3 / Alternativa 4							
i	Componentes	B <sub>F</sub> (kW)	P <sub>F,i</sub> (x10 <sup>6</sup> US\$/s)	c <sub>F,i</sub> (US\$/GJ)	B <sub>P</sub> (kW)	P <sub>P,i</sub> (x10 <sup>6</sup> US\$/s)	c <sub>P,i</sub> (US\$/GJ)
1	Compressor	2.238,70	15.463,70	6,9074	2.048,7	16.055,00	7,8367
2	Regenerador	2.582,80	16.625,90	6,4372	2.425,4	17.260,90	7,1167
3	Câm. Comb.	5.559,55 / 5.559,55 / 10.033,65 / 10.033,65	22.238,20 / 22.238,20 / 55.554,10 / 55.554,10	4,0000 / 4,0000 / 5,5368 / 5,5368	4.186,0 / 4.186,0 / 8.660,1 / 8.660,1	22.430,70 / 22.430,70 / 55.746,60 / 55.746,60	5,3585 / 5,3585 / 6,4372 / 6,4372
4	Turbina	5.210,60	33.541,60	6,4372	4.997,6	34.520,80	6,9075
5	Cald. Recup.	866,7 / 492,40 / 866,7 / 492,40	5.579,10 / 3.169,70 / 5.579,10 / 3.168,70	6,4372 / 6,4372 / 6,4372 / 6,4372	390,5 / 390,5 / 390,5 / 390,5	6.027,50 / 3.618,10 / 6.027,50 / 3.618,10	15,4353 / 9,2653 / 15,4353 / 9,2653

Resultados importantes que podem ser obtidos a partir dos valores encontrados acima, dentre eles temos os valores das exergias destruídas ao longo de cada componente, que são obtidos a partir da diferença entre os valores referentes as exergias dos produtos e a dos combustíveis de cada componente, ou seja, subtraindo-se os valores da coluna 6 da Tab. (6) dos valores da coluna 3 da mesma tabela. Os resultados encontrados podem ser vistos na Tab. (7). Outro resultado importante para a análise exergoeconômica são os valores das exergias de perda em cada componentes. Estes valores podem ser obtidos de forma semelhante a utilizada na obtenção dos custos dos combustíveis e dos produtos, bastando substituir as matrizes A<sub>F</sub> ou A<sub>P</sub> pela matriz A<sub>L</sub> definida de forma semelhante. Os resultados desta aplicação também são mostrados na Tab. (7).

Tabela 7. Exergias destruídas e perdas totais em cada componente

Nível de Agregação 1			
Alternativa 1 / Alternativa 2 / Alternativa 3 / Alternativa 4			
I	Componentes	B <sub>D,i</sub> (kW)	B <sub>L,i</sub> (kW)
1	Compressor	190,00	0
2	Regenerador	157,40	0
3	Câm. de Combustão	1.373,55	0
4	Turbina	213,00	0
5	Cald. de Recuperação	476,20 / 101,90 / 476,20 / 101,90	374,3 / 0 / 374,3 / 0

A grande importância dos resultados obtidos anteriormente se deve ao fato de eles serem passagens intermediárias para o cálculo de duas variáveis de suma importância na análise exergoeconômica de sistemas de energia, a diferença de custo relativa, r, e o fator exergoeconômico, f, que foram definidas por Tsatsaronis (1993). A diferença de custo relativa, que pode ser calculada a partir da Eq. (9), informa o quanto o custo dos fluxos sofreram aumento ao passar por um determinado componente, ou seja, o quanto o produto ficou mais caro em relação ao combustível que entrou no componente analisado. O fator exergoeconômico, que pode ser calculado pela Eq. (10), expressa a razão entre o custo de capital e o custo total (devido à investimento, O&M, destruição de exergia, perdas) em cada componente e a porcentagem dos custos de investimento e O&M sobre a diferença de custo relativa. Os valores destas variáveis são mostrados na Tab. (8).

$$r_i = \frac{c_{P,i} - c_{F,i}}{c_{F,i}} \tag{9}$$

$$f_i = \frac{\dot{Z}_i}{\dot{Z}_i + c_{F,i}(\dot{E}_{D,i} + \dot{E}_{L,i})} \tag{10}$$



Tabela 8. Diferença de custo relativa e fator exergoeconômico em cada componente

Nível de Agregação 1			
		Alternativa 1 / Alternativa 2 / Alternativa 3 / Alternativa 4	
i	Componentes	$r_i$	$f_i$
1	Compressor	0,13454	0,310586
2	Regenerador	0,10556	0,385251
3	Câmara de Combustão	0,33963 / 0,33963 / 0,162621 / 0,162621	0,033850 / 0,033850 / 0,024686 / 0,024686
4	Turbina	0,07306	0,416633
5	Caldeira de Recuperação	1,39783 / 0,439337 / 1,39783 / 0,439337	0,075702 / 0,406031 / 0,075702 / 0,406031

## 8. Agradecimentos

Os autores agradecem a Agência Nacional de Petróleo – ANP pelo suporte financeiro concedido à realização deste trabalho.

## 9. Referências

- Tsatsaronis, G., 1996, “Exergoeconomics: Is It Only a New Name?”, Chem. Eng. Technol. , No. 19, pp. 163-169.
- Valero, A., Lozano, M. A., Serra, L., Tsatsaronis, G., Pisa, J., Frangopoulos, C. e von Spakovsky, M. R., 1994, “CGAM Problem: Definition and Conventional Solution”, Energy, Vol. 19, No. 3, pp. 279-286.
- Lozano, M. A. and Valero, A. , 1993, “Theory of the Exergetic Cost”, Energy, Vol. 18, No. 9, pp. 939-960.
- Kotas, T. J., 1985, “ The Exergy Method of Thermal Plant Analysis”, Butterworths, London, 296 p.
- Tsatsaronis, G. and Winhold, M., 1985, “Exergoeconomic Analysis and Evaluation of Energy-Conversion Plants: Part I – A New General Methodology”, Energy, Vol. 10, No. 1, pp. 69-80.
- Cerqueira, S. A. A. G., 1999, “Metodologias de Análise Termoeconômica de Sistemas”, Tese de Doutorado, UNICAMP, Campinas, SP, Brasil.
- Lazzaretto, A. and Tsatsaronis, G., 1996, “A General Process-Based Methodology for Exergy Costing”, Proceedings of the ASME Advanced Energy Systems Division, Vol. 36, pp. 413-428.
- Tsatsaronis, G., 1993, “Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy Systems”, Progress in Energy Combustion Science, Vol. 19, No. 3, pp. 227-257.

## The Influence of Different Productive Structures in the Results of the Exergoeconomic Analysis of a Cogeneration Power Plant

André Paraguassú Guarçoni

Universidade Federal do Espírito Santo – Departamento de Engenharia Mecânica  
29060-900 , Vitória - ES  
andrepara@escelsa.com.br

João Luiz Marcon Donatelli

Universidade Federal do Espírito Santo – Departamento de Engenharia Mecânica  
29060-900 , Vitória - ES  
joaoluiz@npd.ufes.br

Rogério Ramos

Universidade Federal do Espírito Santo – Departamento de Engenharia Mecânica  
29060-900 , Vitória – ES  
ramosrogerio@hotmail.com

**Abstract:** *The effect of different productive structures on the results of the exergoeconomic analysis of a cogeneration plant is analyzed here. Four different productive structures and some variations in the aggregation level have been taken into account. The influence of these choices on the average costs of the products for all components and whole system has been studied. The studied system is a cogeneration plant, which is required to produce 2.75 MW of power and 1.07 MW of useful thermal energy, composed basically by a compressor, a combustion chamber, a gas turbine, an regenerative air preheater and a heat recovery steam generator. The results are compared between different arrangements.*

**Keywords:** *exergoeconomic costs, exergoeconomy, cogeneration*

# ANÁLISE ESTATÍSTICA DA FORMAÇÃO DE POLUENTES EM FUNÇÃO DA RELAÇÃO AR-COMBUSTÍVEL E DA DETONAÇÃO

**Alessandro Borges de S Oliveira**

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília – Campus Universitário – Asa Norte  
CEP 70910-900 e-mail: borges@enm.unb.br

**Fernando J. R. Neves**

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília – Campus Universitário – Asa Norte  
CEP 70910-900 e-mail: fernando@enm.unb.br

**João N. de S. Vianna**

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília – Campus Universitário – Asa Norte  
CEP 70910-900 e-mail: vianna@enm.unb.br

**Luis C. D. Arboés**

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília – Campus Universitário – Asa Norte  
CEP 70910-900

*Resumo.* Neste trabalho é analisada a influência da detonação na formação de poluentes em função da variação da relação ar-combustível (RAC). São descritas a instrumentação e a metodologia utilizada na identificação do fenômeno de detonação. Realizou-se um estudo estatístico do comportamento das emissões frente aos diferentes níveis de rotação, da RAC e do ângulo de avanço

*Palavras Chaves.* Motores de Combustão Interna, Detonação, Emissões de Gases

## 1. Introdução

Os produtos dos gases de escape, particularmente hidrocarbonetos e óxidos de nitrogênio são os maiores contribuintes para a poluição do ar atmosférico. A minimização destes componentes constitui a principal meta no combate à poluição do ar. Segundo Taylor (1971), nos motores de combustão interna, a elevação da pressão e da temperatura dos gases não queimados junto à parede da câmara de combustão, quando a reação é suficientemente rápida e há suficiente quantidade de mistura reagente, resulta na observação do fenômeno conhecido por detonação. Davis et. al. (1969) e outros pesquisadores afirmam ser esta região a maior fonte de hidrocarbonetos não queimados nas emissões.

Durante o processo de compressão no interior do cilindro, um aumento súbito da pressão gera uma onda de choque cuja intensidade é proporcional ao diferencial de pressão através da mesma. Este diferencial de pressão será tão maior quanto maior for a quantidade de gás não queimado na extremidade da câmara de combustão.

A análise da vibração do bloco do motor causada pelas reflexões das ondas de choque no interior da câmara de combustão é uma importante ferramenta no estudo do fenômeno de detonação, pois a frequência da vibração do bloco do motor permite a identificação do fenômeno. Além disso as vibrações causadas pela detonação são transmitidas através do bloco do motor gerando ondas que se propagam na atmosfera. Tais ondas dão origem ao som característico da detonação, também usado na identificação do fenômeno. (Dues, 1990)

Este trabalho está baseado em um projeto estatístico de experimentos, que é um processo de planejamento que possibilita uma coleta de dados apropriada para que estes possam ser analisados mediante métodos estatísticos de modelagem.

## 2. Instrumentação e Metodologia Utilizadas

Quanto à instrumentação utilizada nos ensaios, um sensor fotossensível é responsável pelo registro do ponto morto superior (PMS) e é instalado na extremidade do eixo cardan do motor. O sistema de aquisição dos sinais de pressão no interior da câmara de combustão, dos sinais de vibração do bloco do motor e sinais do PMS baseia-se num “software” chamado Captura (Linhares, 1995). O sistema de aquisição de dados de funcionamento do motor em regime permanente permite adquirir velocidade de rotação do motor, carga no dinamômetro, tempo de consumo de combustível.

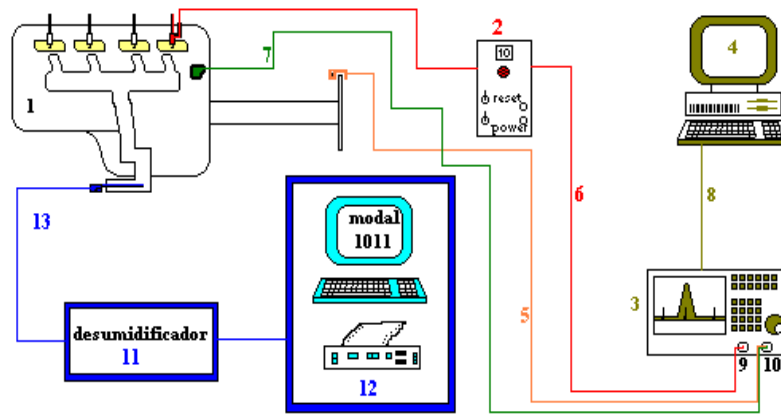


Figura 1. Esquema do sistema de aquisição de dados no dinamômetro

No sistema de aquisição de dados ilustrado na figura 1 tem-se

- |                          |                                     |
|--------------------------|-------------------------------------|
| 1. Motor                 | 8. Conexão osciloscópio/computador  |
| 2. Amplificador de carga | 9. Canal do PMS                     |
| 3. Osciloscópio          | 10. Canal de pressão e de vibração  |
| 4. Computador            | 11. Desumidificador                 |
| 5. Sinal do PMS          | 12. Analisador de gases ECO6010     |
| 6. Sinal de pressão      | 13. Sonda de capturação de emissões |
| 7. Sinal de vibração     |                                     |

Foi ensaiado um motor de 1 litro de cilindrada a gasolina. O sensor de vibração utilizado foi BOSH com sensibilidade de 0.50 Volts/g, onde  $g = 9,807 \text{ m/s}^2$ , e frequência de ressonância de 26,7kHz.

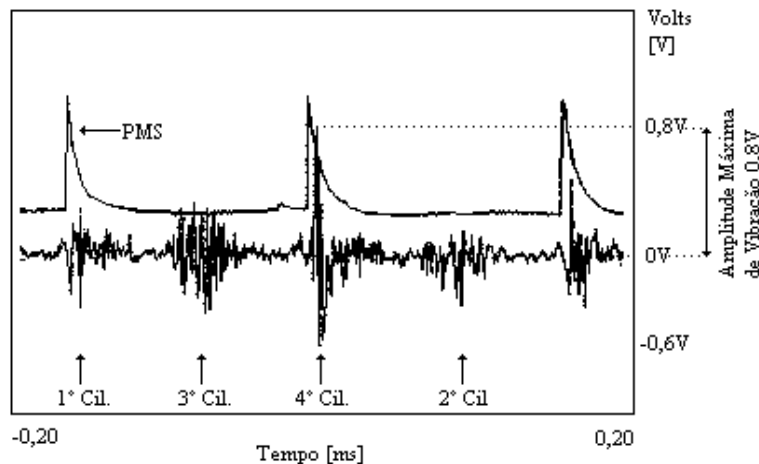


Figura 2. Resposta do sensor de detonação no domínio do tempo

A metodologia utilizada para a indução do fenômeno de detonação é baseada na regulação do ponto de ignição. O critério adotado para garantir a presença da detonação no motor foi a observação de dois fenômenos: o primeiro é a detonação audível, e o segundo é quando o sinal fornecido pelo sensor de vibração atinge uma amplitude máxima preestabelecida. A Figura 2 mostra a resposta do sensor de detonação no domínio do tempo indicando a presença de detonação nos quatro cilindros segundo a ordem de ignição bem como a amplitude máxima de vibração; esta corresponde ao valor mais distante, em módulo, da linha central.

A primeira etapa do trabalho foi determinar as condições de funcionamento às quais se sujeitaria o motor para análise da influência da detonação nos níveis de emissões. As variáveis em estudo são a rotação, a RAC e avanço do ponto de ignição do motor. Adotou-se então o seguinte procedimento: (a) O motor é condicionado a operar numa certa velocidade de rotação; (b) Controla-se o nível de combustível de modo que se tenha mistura pobre; (c) Finalmente regula-se o motor para operar com torque máximo, logo em seguida com o ponto de ignição atrasado e finalmente com o ponto de ignição adiantado. O passo (b) é repetido para misturas estequiométrica e rica. Enfim o passo (a) é repetido para duas outras velocidades de rotações. É importante notar que, com o ângulo de avanço adiantado o motor estará apresentando o fenômeno de detonação.

Nota-se que tem-se no geral 27 condições de funcionamento do motor. Nos ensaios utilizou-se um carburador regulável que permitiu um controle satisfatório da RAC.

A segunda etapa do trabalho tratou-se da análise fatorial dos resultados, ou seja, de um estudo estatístico e estimativa do comportamento das variáveis e das interações entre elas nos níveis de emissões. (Montgomery 1976)

### 3. Resultados Experimentais

#### 3.1. Condições de Funcionamento do Motor

Verificando a metodologia empregada, ensaiou-se o motor operando a 3000 rpm, com carga na balança de 16,5 kgf e a plena carga. O sensor de pressão foi instalado no 4º cilindro através de uma pequena linha pneumática. (Vianna,1994).

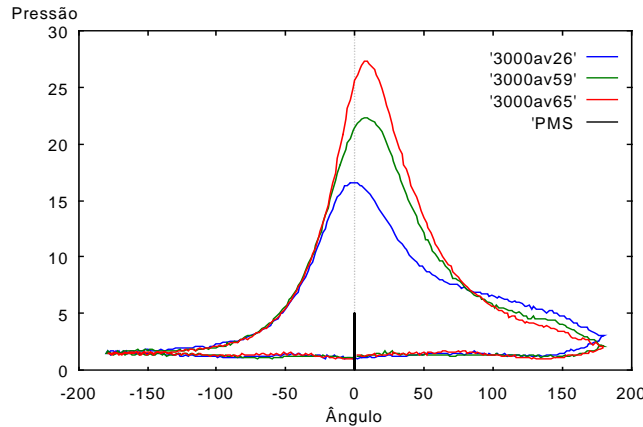


Figura 3. Curvas de Pressão x Ângulo para regime ótimo, atrasado e avançado

A Figura 3 mostra os valores da pressão no interior da câmara. Comparando as curvas de pressão pôde-se notar que o avanço do ponto de ignição ocasionou um aumento de cerca de 24% da pressão máxima, com conseqüente aumento da taxa de elevação e de decréscimo da pressão no interior da câmara de combustão. Conclui-se portanto que, com o avanço do ponto de ignição, a velocidade de queima cresce e com isso reduz-se o período de combustão.

Pode-se notar ainda na Figura 3 que o atraso do ponto de ignição resultou na diminuição de cerca de 27% da pressão máxima e conseqüentemente aumento do período de combustão.

Os diferentes regimes de funcionamento com a indicação de seus respectivos valores aos quais se submeteu o motor encontram-se na Tab.1. Nota-se que  $\lambda = RAC/RAC_{estequiométrica}$ , ou seja para  $\lambda = 0,8$  tem-se mistura rica, e para  $\lambda = 1,2$  tem-se mistura pobre; Avanço indica o ponto de ignição do motor; se ótimo, então a centelha está na posição onde se tem torque máximo, e se avançado, então o motor apresenta detonação severa. A rotação se limitou a 3500 rpm devido à instabilidade do motor ao operar em rotações mais elevadas e com mistura pobre. Enfim, na condição de detonação, o motor encontra-se apresentando detonação severa.

Tabela 1. Condições de funcionamento do motor

Valor	$\lambda$	Avanço	Rotação [rpm]	Detonação
-1	$\cong 0,8$	atrasado	2500	Não
0	$\cong 1,0$	ótimo	3000	Não
1	$\cong 1,2$	avançado	3500	Sim

Na Figura 4 pode-se observar o comportamento da potência efetiva e do torque para regime de avanço ótimo (ot), atrasado (at) e avançado com detonação leve (av1) e com detonação severa (av2) nas diferentes velocidades de rotação.

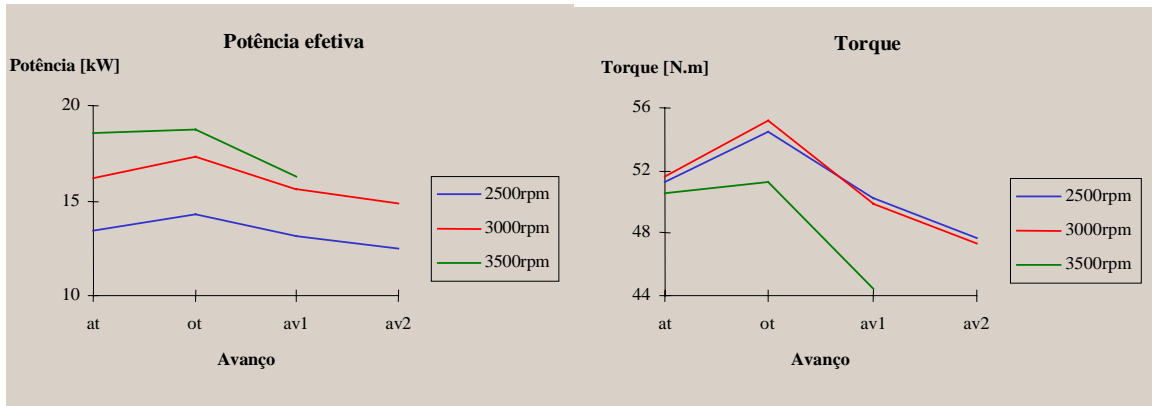


Figura 4. Condições de operação do motor - Potência e Torque

Na Figura 5 pode-se observar o comportamento do consumo específico de combustível (CEC) para a velocidade de rotação de 3500 rpm.

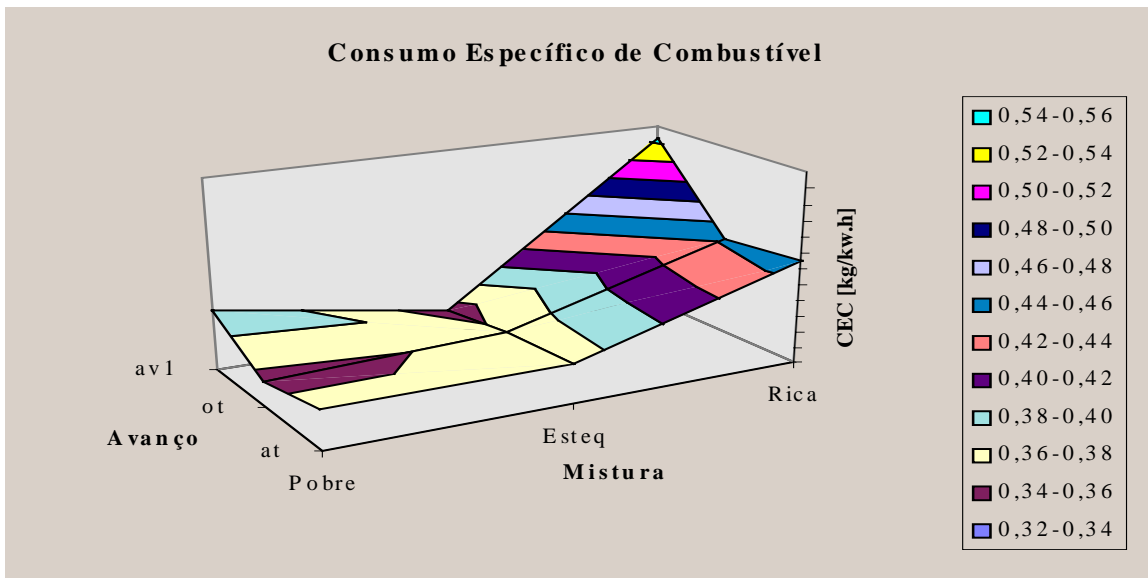
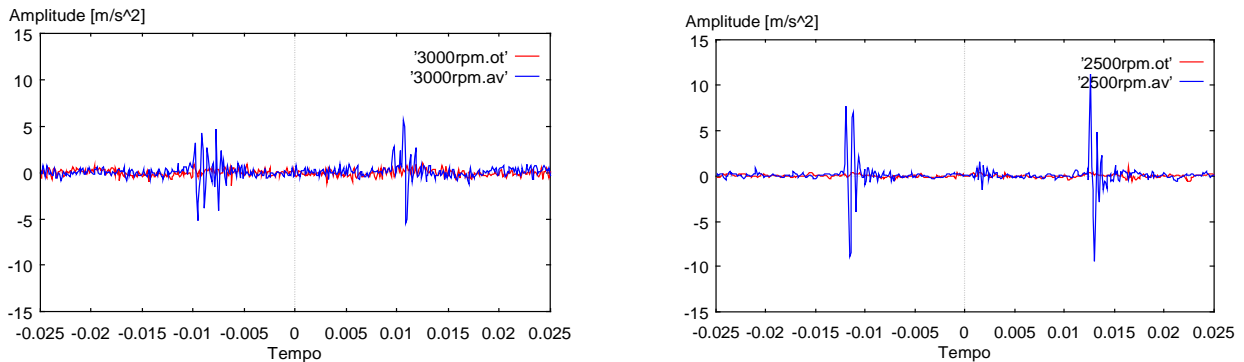


Figura 5. Condições de operação do motor - CEC

A Figura 6 mostra a presença de detonação no motor para velocidade de rotação de 2500, 3000 e 3500 rpm, utilizando mistura estequiométrica. Nota-se que todas as amplitudes máximas superaram a ordem de 0,50g ou 4,90m/s<sup>2</sup> que foi, mediante observação gráfica, o limite mínimo adotado para o início da detonação no motor.



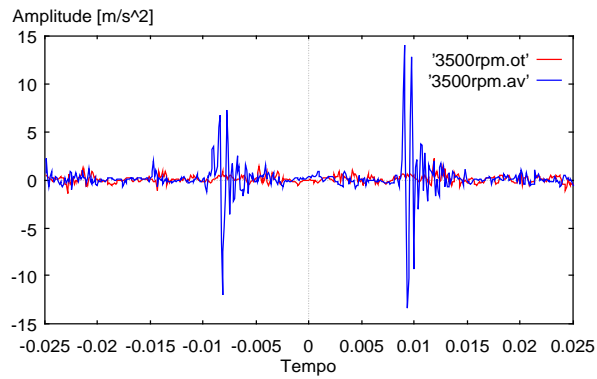


Figura 6. Indicação da presença do fenômeno de detonação

### 3.2. Comportamento das Emissões

O comportamento das emissões frente aos diferentes regimes de funcionamento aos quais se submeteu o motor encontra-se na Tab.2.

Tabela 2. Comportamento das emissões para as condições de funcionamento

Nº Ensaio	RAC	Avanço	Rotação	CO[%]	CO2[%]	O2[%]	HC[ppm]	NOx[ppm]
1	-1	-1	-1	7,32	7,6	1,7	525	291
2	0	-1	-1	2,43	10,4	2,3	371	946
3	1	-1	-1	0,16	10,8	3,9	301	1387
4	-1	0	-1	7,3	7,6	1,5	623	515
5	0	0	-1	2,57	10,1	2,5	463	1344
6	1	0	-1	0,22	10,7	4	375	1855
7	-1	1	-1	6,58	8,1	1,3	489	618
8	0	1	-1	2,3	10,5	1,9	415	2558
9	1	1	-1	0,07	10,6	4	421	3562
10	-1	-1	0	7,33	8	1,5	793	1055
11	0	-1	0	3,2	9,7	3,1	555	811
12	1	-1	0	0,69	10,6	4,3	595	1808
13	-1	0	0	7,26	7,6	1,8	901	1131
14	0	0	0	3,48	9,5	2,9	618	1076
15	1	0	0	0,5	10,6	4,6	640	2111
16	-1	1	0	6,64	8,4	1,1	539	1589
17	0	1	0	2,84	10	2,8	436	2127
18	1	1	0	0,6	10,6	4,1	490	2598
19	-1	-1	1	9,99	15,8	0,8	786	663
20	0	-1	1	1,55	11,6	1,7	347	2332
21	1	-1	1	0,23	10,9	3,9	360	2393
22	-1	0	1	6,49	8,7	0,8	435	866
23	0	0	1	1,99	11,1	1,8	378	2331
24	1	0	1	0,2	10,8	4	416	2972
25	-1	1	1	9,99	16,8	0,8	1019	411
26	0	1	1	3,39	20	3,6	814	3729
27	1	1	1	3,11	19,9	7	1907	2227

A Figura 7 mostra os comportamentos dos níveis de CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> e HC em função da RAC e do avanço do ponto de ignição.

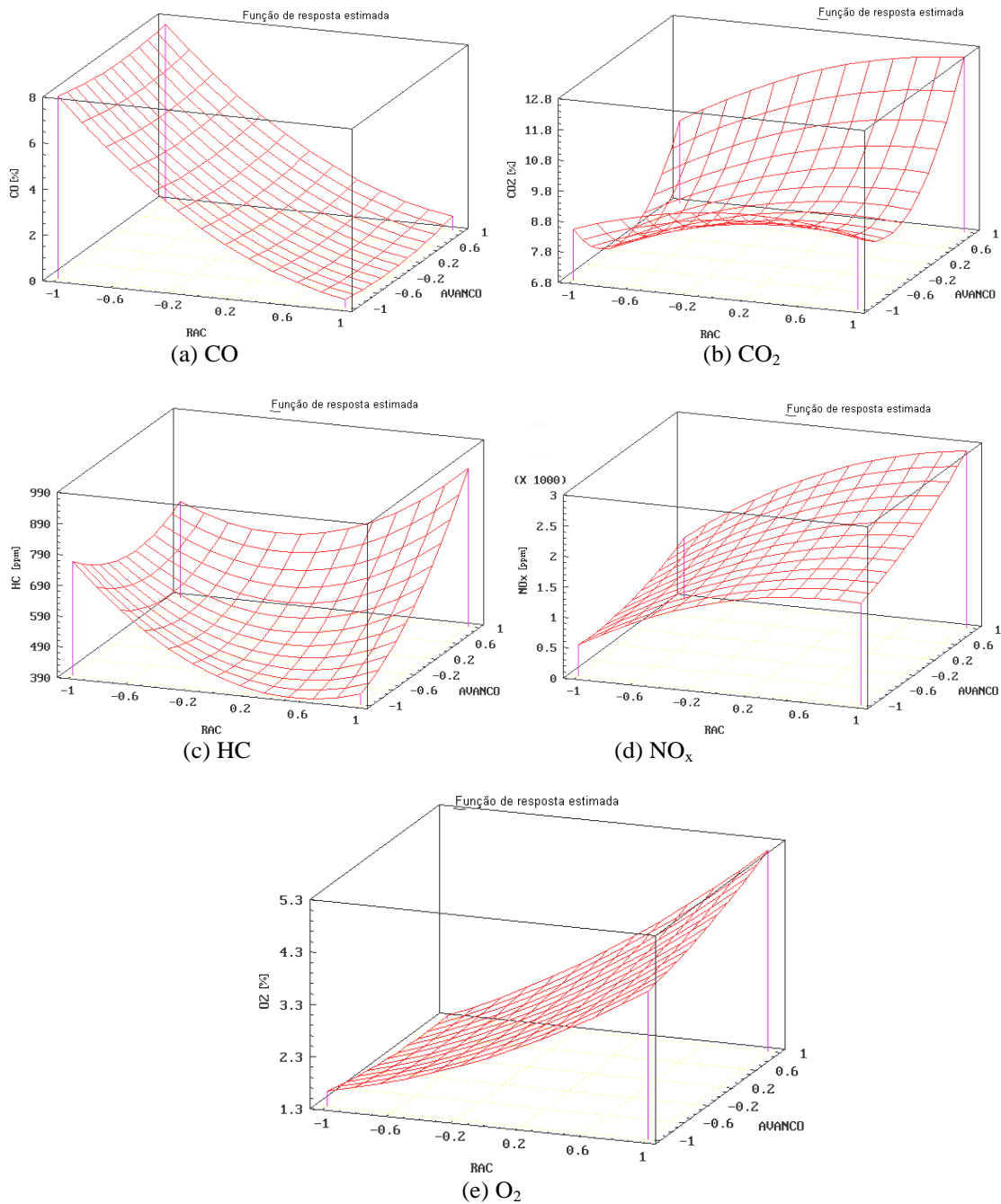


Figura 7. Níveis de emissões em função da RAC e do avanço

Nota-se pelos gráficos que, utilizando mistura rica, ou seja, RAC igual a -1, os níveis de HC se mantiveram constantes à medida em que se atrasou e se avançou o ponto de ignição; isto é justificado devido à falta de  $O_2$  na mistura. No entanto, utilizando mistura pobre, RAC igual a 1, os níveis de HC reduziram com o atraso do ponto de ignição e aumentaram com o avanço (detonação). O aumento ocorrido no nível de HC, apesar da queima ser mais completa como mostra o alto índice de  $CO_2$  e o baixo índice de CO, ocorre porque com o avanço maior tem-se a propagação da ondas de pressão gerada pela queima provocando a liberação de HC na região extrema da câmara de combustão; a redução pode ser justificada pela presença de queima de combustível no escapamento.

Percebe-se que para os diferentes valores da RAC, os níveis de  $NO_x$  aumentam com o avanço do ponto de ignição; isto é justificado pois o fenômeno de detonação correspondente ao avanço igual a 1 acarreta aumento na temperatura no interior da câmara de combustão o que propicia aumento nos níveis de  $NO_x$ . Nota-se também que os níveis de  $NO_x$  são mais altos quanto mais pobre é a mistura; isto é explicado pelo alto nível do  $O_2$  na mistura pobre.

Nota-se ainda que não houve variação significativa dos níveis de CO com o atraso nem com o avanço do ponto de ignição do motor. No entanto obteve-se altos níveis utilizando mistura rica e baixos níveis utilizando mistura pobre; isto ocorre pois utilizando mistura pobre ocorre sobra de  $O_2$ .

Uma análise estatística feita de modo a se determinar a influência das variáveis nos níveis de CO,  $NO_x$  e HC são mostrados na Figura 8.

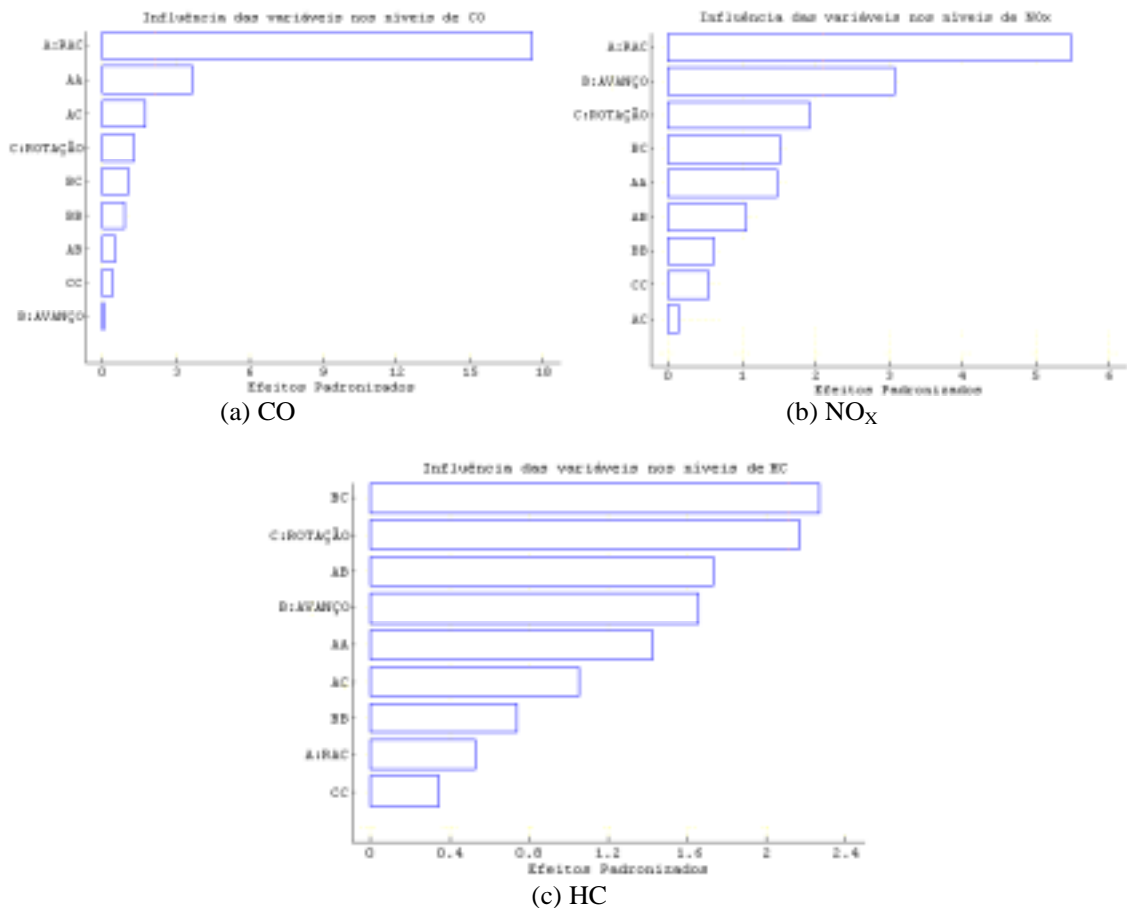


Figura 8. Análise estatística

Pela Figura 8 pode-se concluir que os níveis de CO são fortemente influenciados pela RAC enquanto que os níveis de NO<sub>x</sub> além de serem influenciados pela RAC os são também pelo avanço do ponto de ignição. Quanto aos níveis de HC, pode-se dizer que são significativamente influenciados pela rotação e pela interação entre o avanço e a rotação. Nota-se assim que a detonação teve participação significativa nos níveis de NO<sub>x</sub> e nos níveis de HC.

#### 4. Conclusões

A instrumentação bem como a metodologia empregada foram satisfatórias na identificação e análise da influência da detonação na formação de poluentes em função da relação ar-combustível.

O método estatístico utilizado permitiu determinar uma resposta em superfície a partir de um reduzido número de ensaios, com comportamento muito próximo de uma resposta em superfície obtida utilizando um grande número de ensaios experimentais.

Desta forma a técnica empregada pode ser bastante útil para minimizar o tempo de testes experimentais, por exemplo, restringindo o campo de escolha das condições experimentais de funcionamento do motor à análise de interesse.

#### 5. Referências

Davis, H. P., Uyehara, O. A., Myers, P. S., 1969 "The Effects of Knock on the Hydrocarbon Emissions of a Spark-Ignition Engine", The Falk Corp., SAE Paper 690085.

Dues, S. M.; Adams, J. M.; Shinkle, G. A., 1990, "Combustion Knock Sensing: Sensor Selection and Applications Issues", General Motors Corp., SAE Paper 900488.

Linhares, F.A, 1995, "Sistema Especialista para Aquisição e Tratamento de Grandezas Físicas", UnB.

Taylor, Charles F., "Análise dos Motores de Combustão Interna", Edgard Blucher, Volume 1, 2ª edição, São Paulo, 1971.

Vianna, J. de S. ; Damion, J. P. ; Carvalho, M. A. M. , 1994, "Contribution of study of measurement of dynamic pressure in the interiors of combustion engine cylinders", UnB, ENSAM-Paris, SAE TECHNICAL PAPERS SERIES

Montgomery, D. C. , 1976, "Design in Analysis of Experiments", John Willey and Sons Inc., Londres.



## **STATISTICAL ANALYSIS OF THE FORMATION EMISSION IN FUNCTION OF RELATIONSHIP AIR-FUEL AND OF THE DETONATION PHENOMENON**

### **Alessandro Borges de S Oliveira**

Departamento de Engenharia Mecânica ,Universidade de Brasília – Campus Universitário – Asa Norte  
CEP 70910-900 e-mail: borges@enm.unb.br

### **Fernando J. R. Neves**

Departamento de Engenharia Mecânica ,Universidade de Brasília – Campus Universitário – Asa Norte  
CEP 70910-900 e-mail: fernando@enm.unb.br

### **João N. de S. Vianna**

Departamento de Engenharia Mecânica ,Universidade de Brasília – Campus Universitário – Asa Norte  
CEP 70910-900 e-mail: vianna@enm.unb.br

### **Luis C. D. Arboés**

Departamento de Engenharia Mecânica ,Universidade de Brasília – Campus Universitário – Asa Norte  
CEP 70910-900

***Abstract.** In this work the influence of the detonation is analysed in the formation of pollutant in function of the variation of the relationship air-fuel (RAC). The instrumentation and the methodology are described used in the identification of the detonation phenomenon. The vibration analysis of the engine block, caused by the reflections of the shock waves inside the combustion chamber, is used as tool in the study of the detonation phenomenon. This work is based on a statistical project of experiments, that is a planning process that makes possible an appropriate data collection so that these can be analysed by statistical methods of modelling. The worked statistical model approaches the behaviour of the emissions front at the different rotation levels, of RAC and the spark angle ignition.*

**keywords.** Internal Combustion Engine, Knocking 3) Gas Emission

# PREÇO MÍNIMO DE COMERCIALIZAÇÃO DA ELETRICIDADE EM PROJETOS DE COGERAÇÃO EM USINAS DE AÇÚCAR E ÁLCOOL

## MSc. Ricardo Carrasco Carpio

Escola Federal de Engenharia de Itajubá,  
Departamento de Engenharia Mecânica (DME/IEM)  
Av. BPS 1303, CP 50, CEP 37500-000  
Itajubá-MG, Brasil  
rccarpio@iem.efei.br

## Prof. Dr. Electo Silva Lora

Escola Federal de Engenharia de Itajubá,  
Departamento de Engenharia Mecânica (DME/IEM)  
Av. BPS 1303, CP 50, CEP 37500-000  
Itajubá-MG, Brasil  
electo@iem.efei.br

**Resumo.** O presente trabalho tem como objetivo determinar o preço mínimo de comercialização dos excedentes da eletricidade no setor de açúcar e álcool com a finalidade que estes excedentes de eletricidade possam ser vendidos às concessionárias ou terceiros (consumidores livres), que fazem o investimento atrativo.

*Palavra chave:* Cogeração, indústria açucareira, preço mínimo.

## 1. Introdução

No final da década de 70, na produção de açúcar e álcool o principal objetivo foi satisfazer a demanda de vapor para atender as necessidades do processo industrial. Durante muitos anos as usinas açucareiras se limitaram à auto-suficiência elétrica.

A cogeração neste setor, devido ao pequeno aproveitamento do potencial de geração, baixa atratividade econômica financeira e confiabilidade no abastecimento, não teve grande importância desde o ponto de vista energético (Walter, 1994).

Nos anos 80 esta situação começou a ser revertida devido à crise no setor elétrico, sob o risco de déficit no abastecimento. Atualmente o consumo da eletricidade no Brasil está aumentando a um ritmo de 6% por ano (Gazeta Mercantil, 1999). O Governo anunciou no dia 24 de fevereiro de 2000 um programa priorizando a construção de centrais térmicas que aumentará a potência elétrica instalada no país em 15 GW até o ano 2003 (EE, 2000). Neste contexto, a geração de excedentes consideráveis de eletricidade na indústria açucareira, em regime de cogeração, adquire uma grande importância.

Um dos motivos do desinteresse das usinas de açúcar em gerar excedentes de eletricidade, é o preço de venda da mesma à concessionária, considerado insatisfatório por estas indústrias, sendo então mais interessante vender o excedente de bagaço que gerar eletricidade. (Coelho, 2000).

A Agência Nacional de Eletricidade (ANEEL) anunciou o aumento do preço de compra da eletricidade produzida a partir da biomassa estipulando um valor de 80,80 R\$/MWh (Ramalho, 1999). Mais na atualidade o preço pago pelas concessionárias por estes excedentes não supera os 65 R\$/MWh, o que dificulta a entrada do setor de açúcar e álcool no mercado da eletricidade.

Com a privatização e mudanças na regulamentação do sistema elétrico esta situação está mudando. Em 1995 foi instituída a figura do produtor independente de energia PIE e a partir de 1998 por decreto se permite ao cogador comercializar sua energia.

Com a criação em 1999 do Mercado Atacadista de Energia - MAE, aparece o ambiente necessário para a livre comercialização da energia, se prevê que até o 2006 este mercado será totalmente liberado.

Na cogeração as usinas açucareiras utilizam principalmente turbinas de contrapressão, sendo os parâmetros típicos do vapor de 2,1 MPa e 350 °C. É evidente que o parque tecnológico atual está em correspondência com o desinteresse pela geração de excedentes de energia que predominou durante muitos anos.

O presente trabalho, realiza uma análise do problema considerando 4 tipos de usinas açucareiras, atendendo a sua capacidade de moagem: 150, 300, 500, e 800 toneladas de cana / hora, assim mesmo analisou-se a cogeração com níveis de pressão do vapor de 4,2, 6,0 e 8,0 MPa para um consumo de vapor de 300-500 kg/tc, abrangendo a indústria açucareira. Na Figura 1 (Carpio, 2000) foi utilizado o sistema de cogeração, com turbina de extração-condensação.

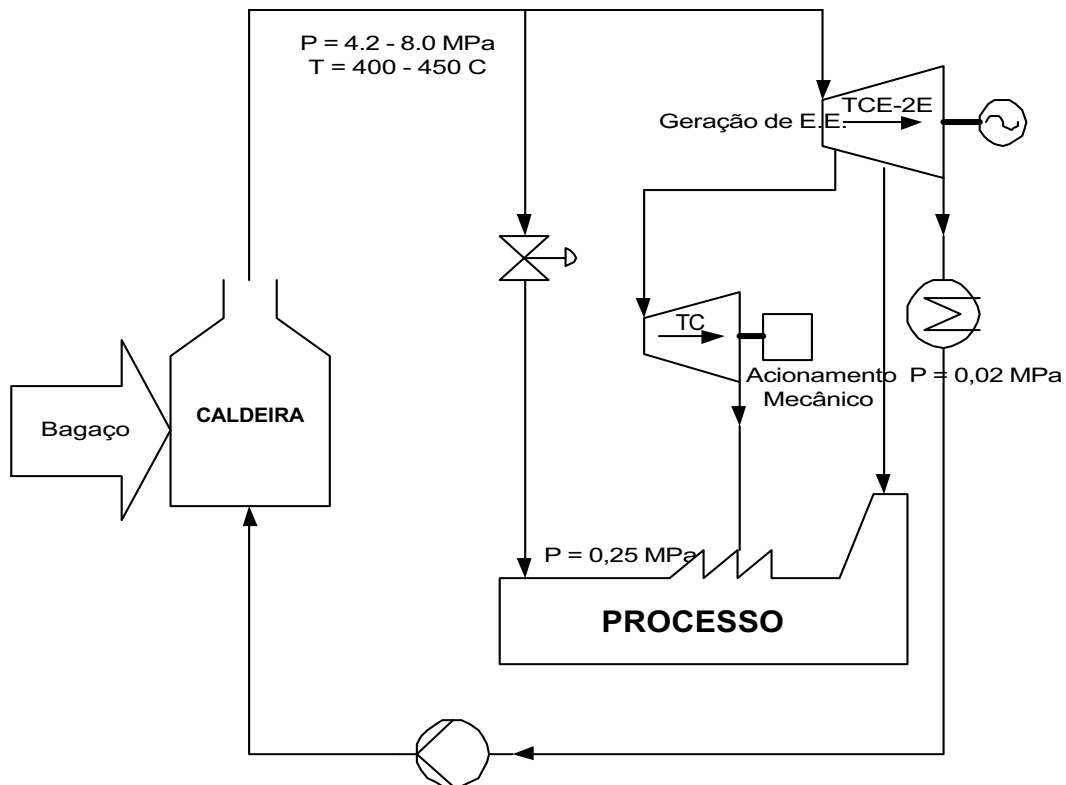


Figura 1. Sistema de cogeração com turbina de condensação-extração (TCE-2E) (Carpio, 2001)

## 2. Custo dos equipamentos energéticos

Quando se realiza um projeto para um sistema de cogeração é necessário saber o custo de equipamentos tais como: caldeiras, turbinas, etc. Com a finalidade de obter um custo do sistema. Para a qual se recolheu como referência a informação de diferentes fabricantes nacionais e internacionais.

Existe uma grande diferença de preços entre estes fabricantes, isto se deve principalmente aos custos de transporte, impostos e desvalorização da moeda brasileira. Além disso deve-se considerar o custo de instalação de equipamento tais como:- a montagem do sistema e tubulação para o fluxo de vapor, equipamento para tratamento da água, obras civis e imprevistos no caso das caldeiras. Para as turbinas, considera-se o custo do gerador, tubulação, montagem da mesma assim como os custos de controle, distribuição e interconexão com a rede externa. Estes custos variam de acordo com a capacidade da instalação, os parâmetros do vapor e outros. Todos estes custos adicionais, estão em função do preço do equipamento a ser selecionado. Na tabela 1 se apresentam os indicadores utilizados na análise técnico- econômico.

Tabela 1. Custo adicional de equipamento e instalação. (Carpio, 2001)

Equipamento	Caldeira	Turbina
Montagem	20 - 25%	16%
Tubulação para o vapor	8%	
Tratamento da água	4%	-
Obras Civis	3%	-
Comando, controle, distribuição e interconexão com a rede externa	-	7 - 10%
Imprevistos	12%	2%

**2.1 Combustíveis complementares**

A avaliação técnico-econômica dos sistemas de cogeração operando no período fora da safra foram selecionados como combustíveis complementares a palha de cana, eucalipto e gás natural. A tabela 2 mostra os valores do PCI e os custos destes combustíveis.

Na figura 2 se apresentam os custos da eletricidade, para os sistemas de 4,2, 6,0 e 8,0 MPa de pressão com capacidade de moagem entre 150 - 800 tc/h, e um consumo de vapor de 500 kg/tc, utilizando um sistema com turbina de condensação/extração, (Figura 1). Este custo foi obtido mediante a equação (1), que considera como produto principal à eletricidade e o calor como subproduto. Desta maneira os custos de investimento e O&M, são carregados ao preço da eletricidade. O objetivo de obter um preço médio é ter um indicador preliminar de um projeto neste setor, para logo desenvolver uma análise mais detalhada. O custo do bagaço utilizado durante a safra foi considerado zero.

Tabela 2. Preço do mercado e PCI dos combustíveis complementares.(Carpio, 2001)

Combustíveis Alternativos	Poder Calorífico Inferior kJ/kg	Preço do combustível US\$/GJ
Bagaço de cana	7000,16	-
Palha de cana	15173,49	1,32
Eucalipto Comprado	11552,743	2,3
Gás Natural	51520,0	1,94

$$PME = \frac{I \cdot a + O \& M + C \cdot Comb}{P_z h_z + P_{fz} h_{fz}} \tag{1}$$

- PME = Preço médio da eletricidade
- I = Investimento total
- a = Fator de amortização do capital
- O&M = Custo de operação e manutenção
- C.Comb. = Custo do combustível complementar
- P<sub>z</sub> = Potência de operação na safra
- h<sub>z</sub> = Horas de operação na safra
- P<sub>fz</sub> = Potência de operação fora da safra
- h<sub>fz</sub> = Horas de operação fora da safra

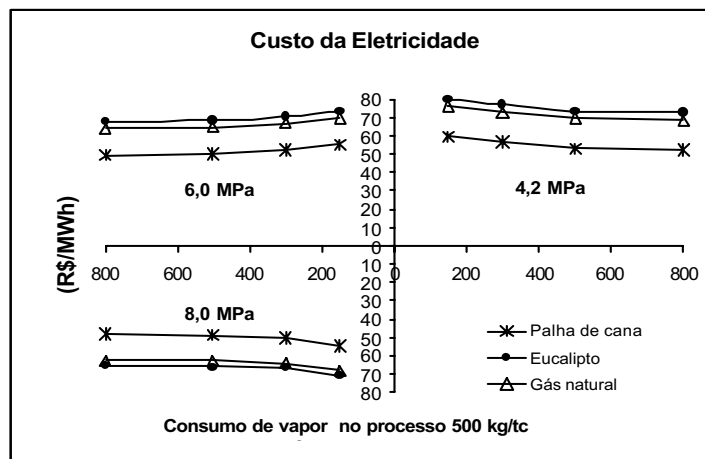


Figura 2. Custo médio de geração da eletricidade em R\$/MWh para sistemas com turbinas de condensação-extração para o período de safra e fora de safra, com diferentes combustíveis auxiliares.(Carpio, 2001)

### 2.3 Redução do consumo do vapor no processo

A figura 3 mostra o valor do investimento específico a realizar-se para reduzir o consumo de vapor no processo desde 500 até 400 e 300 kg/tc. Esta figura se elaborou tomando como referência estudos teóricos realizados por Ogden (1990) e COPERSUCAR (1998). A redução do consumo de vapor de processo ate 300 kg/tc está acompanhada de grandes investimentos que aumentam consideravelmente o custo da eletricidade e o investimento específico, sendo por o momento este tipo de sistemas não viável.

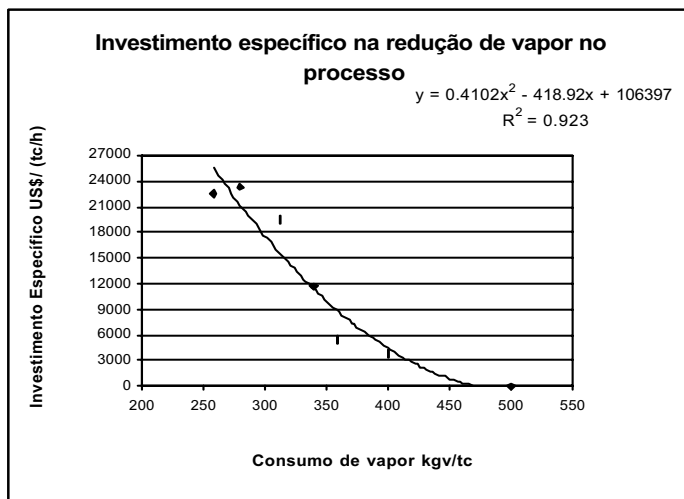


Figura 3. Investimento específico na redução do consumo do vapor no processo. Dados de Ogden (1990) e COPERSUCAR (1998).

### 3. Resultados

Na análise do investimento econômico utilizaram-se duas ferramentas: a taxa interna de retorno (TIR) e o valor presente líquido (VPL) com a finalidade de ter critérios suficientes para decidir a melhor opção de rentabilidade do projeto. A avaliação foi realizada com cada um dos combustíveis auxiliares. Assim mesmo, esta análise se realizou para sistemas com financiamento por parte de uma instituição financeira como o Banco Nacional de Desenvolvimento Social (BNDES). O resultado mostra (Figura 4) que a palha de cana apresenta uma melhor taxa de retorno, devido a que o custo deste combustível é menor comparado com os outros dois combustíveis. O fator mais importante que influi na obtenção de uma maior ou menor taxa de retorno é o preço pago pela eletricidade excedente, por parte da concessionária, quanto menor seja este, à atratividade tende a ser menor e o tempo de recuperação do investimento será maior. Também é importante mencionar que a medida que a capacidade da moagem da usina aumenta o preço médio da eletricidade e o tempo de retorno tendem a diminuir.

O BNDES realiza empréstimos em moeda nacional com uma taxa de juros de 15 % ao ano, com um período de carência de um ano e entre 5-10 anos para pagar a dívida. Esta instituição presta ate 80 % do investimento necessário.

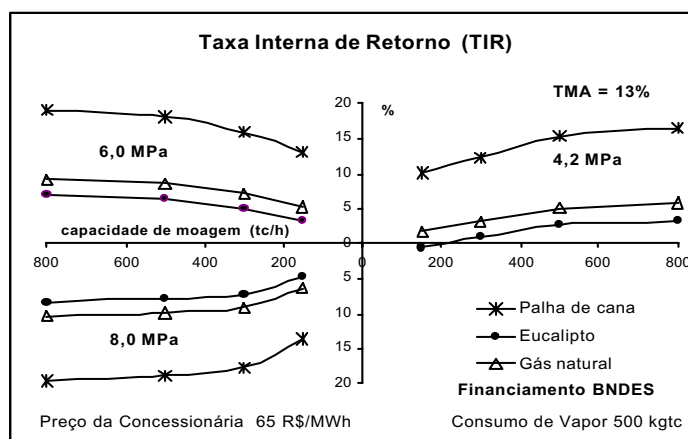
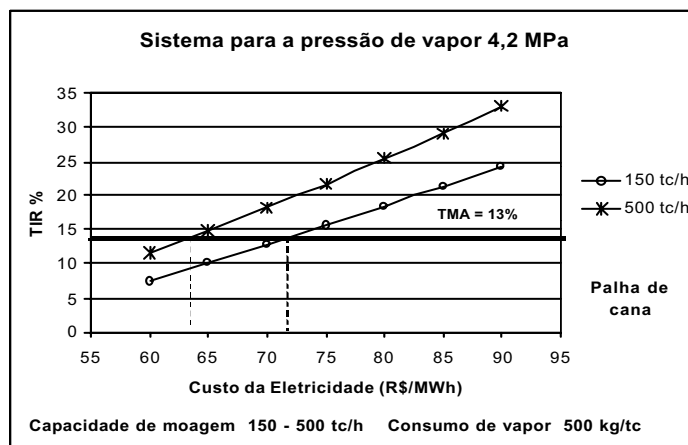


Figura 4. Taxa interna de retorno (TIR) para um sistema com financiamento e uma taxa mínima de atratividade (TMA) de 13% (Carpio, 2001).

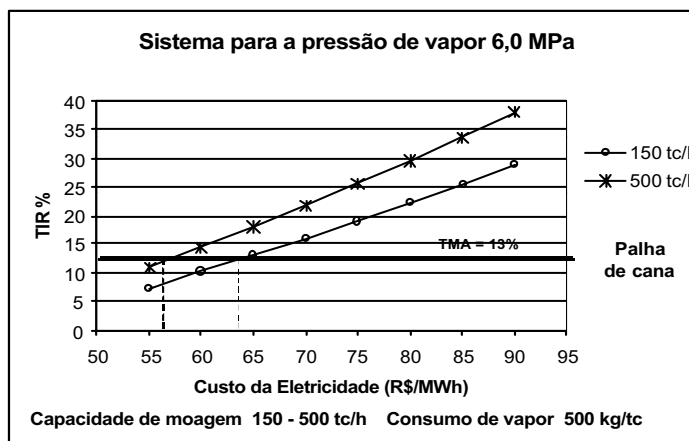
Segundo a Figura 4 a palha de cana é o combustível auxiliar que apresenta melhores perspectivas devido a seu baixo custo, mais na atualidade a colheita e armazenamento deste resíduo agrícola se encontram ainda em fase de experimentação.

Os resultados da Figura 5 mostram o preço mínimo de comercialização dos excedentes de eletricidade para duas capacidades 150 tc/h e 500 tc/h, o que indica que a maior capacidade de moagem o preço da eletricidade é menor, assim mesmo se considerou um consumo de vapor no processo de 500 kg/tc, sendo este o consumo atual médio da industria açucareira. A análise foi realizada para diferentes níveis de pressão do vapor (Figura 5) (a) 4,2, (b) 6,0 e (c) 8,0 MPa. Os sistemas que apresentam uma maior vantagem são aqueles de 6,0 MPa e 8,0 MPa, sabendo que existe uma diferença considerável no investimento, pela qual convém um sistema de 6,0 MPa, já que existe pouca diferença de excedente de eletricidade entre eles. Ao mesmo tempo quando comparados os sistemas de cogeração de 6,0 e 8,0 Mpa de pressão observa-se que o acréscimo na geração de eletricidade excedente não compensa o aumento considerável no investimento.

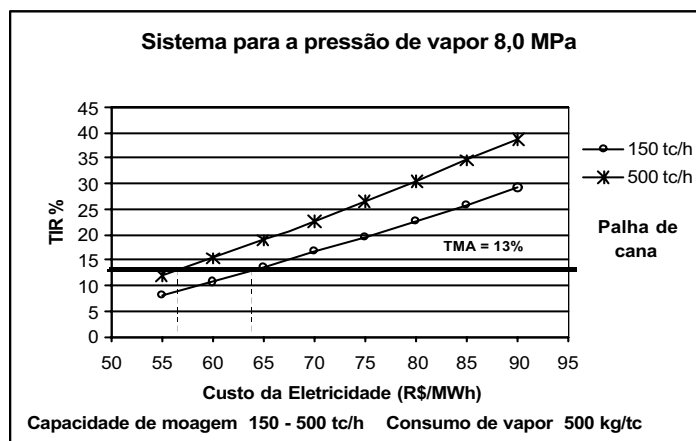
É importante mencionar que para achar o preço mínimo da eletricidade realizou-se a comparação entre a taxa interna de retorno (TIR) e a taxa mínima de atratividade (TMA). Esta taxa é calculada pela empresa, e se considera que é aquela para a qual já obtém lucro financeiro aceitável. O investimento será atrativo quando a TIR seja maior que a TMA. Na industria açucareira a TMA normalmente utilizada é de 13%.



(a)



(b)



(c)

Figura 5. Preço mínimo de venda da eletricidade para uma capacidade de 150 e 500 tc/h para diferentes pressões (Carpio, 2001)

A Figura 6 resume os resultados da figura 5, onde se nota mais claramente que a medida da capacidade da usina aumenta, e se trabalha com sistemas de maior pressão o custo mínimo da eletricidade é menor, podemos observar que não existe muita diferença entre os sistemas de 6,0 e 8,0 MPa.

A figura 7 mostra que o consumo específico de vapor também influi no preço de comercialização da eletricidade, temos que, para um consumo de vapor de 450 kg/tc obtemos o menor preço. Cabe mencionar que para valores de consumo de vapor menores de 400 kg/tc se observa um rápido aumento do preço mínimo de atratividade da eletricidade.

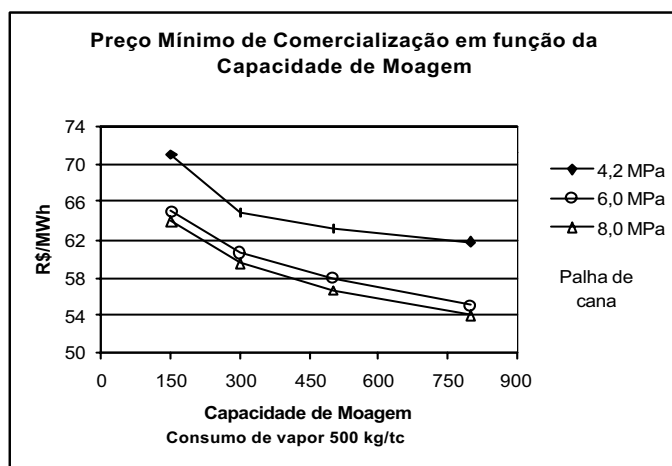


Figura 6. Preço mínimo de comercialização em função da capacidade de moenda (Carpio, 2001)

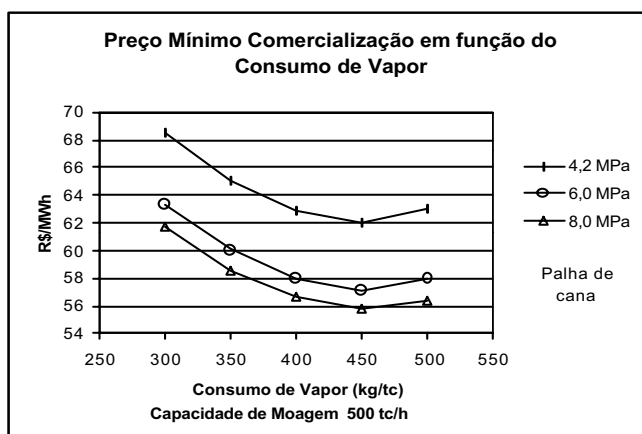


Figura 7. Preço mínimo de comercialização em função do consumo específico de vapor (Carpio, 2001).

#### 4. Conclusões

- 1.- Os menores valores do preço mínimo de comercialização correspondem a capacidades superiores a 500 tc/h e um consumo de vapor numa faixa de 400 a 450 kg/tc, utilizando um sistema de pressão de 8,0 MPa. Porém considerando a relação custo benefício recomendam-se níveis de pressão de 6.0 MPa.
- 2.- Os resultados obtidos mostram que o combustível que apresenta uma melhor opção para ser utilizado no período fora de safra é a palha de cana, a pesar que se encontra em fase de experimentação a sua colheita é armazenada em grande escala.
- 3.- Os preços atuais de comercialização da energia elétrica das usinas açucareiras (65 R\$/MWh) não estimulam a cogeração das usinas de pequena capacidade e baixos parâmetros de vapor.
- 4.- Investimentos em tecnologias de turbinas de condensação/extração com altos parâmetros devem ser orientados a pressões de vapor de 6,0 MPa e valores de consumo de vapor para processo de 450 kg/tc, em usinas com uma capacidade de moagem superior a 500 tc/h. Em estes casos o preço mínimo de comercialização não supera os 58 R\$/MWh.

#### 5. Referências

1. Walter, A.C.S., “Viabilidade e Perspectiva da Cogeração e da Geração Termoelétrica Junto ao Setor Sucro-Alcooleiro”, Tese de Doutorado, UNICAMP, 1994.
2. Gazeta Mercantil, 29 Outubro, 1999.
3. EEN, www.efei.energy news, 24/02/2000
4. Suani, T. Coelho. “A cogeração de Eletricidade a partir de Biomassa no Setor Industrial”, CENBIO, 20/11/2000.
5. Ramalho, E.L., “A remuneração dos excedentes de auto produção do setor sucroalcooleiro”, Eletricidade Moderna, p 227 –228, 1999.
6. Ogden, J.M., Hochgreb, S., Hylton, M., “Steam economy and cogeneration in cane sugar factories”, International Sugar Journal, Vol.92 No. 1099, p. 131-140, 1990.
7. CTC, “Economia de vapor em usinas de açúcar”, Projeto BRA/96/G31, Informativo do Centro de Tecnologia Copersucar, No. 3, Junho, 1998.
8. Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social, <http://www.bndes.gov.br>, Janeiro, 2000.
9. Carpio, R.C., “Avaliação técnico econômica de sistemas avançados de cogeração com altos parâmetros de vapor no setor sucroalcooleiro brasileiro”, Dissertação de Mestrado, EFEI, 2001.

#### ECONOMICAL ANALYSIS OF THE FEASIBILITY OF THE MINIMUM MARKET PRICE OF SURPLUS ELECTRICITY IN COGENERATION PROJECTS IN THE SUGAR CANE MILLS

##### **MSc. Ricardo Carrasco Carpio**

Federal School of Engineering of Itajubá (EFEI)  
 Department of Mechanical Engineering (DME/IEM)  
 Av. BPS 1303, CP 50, CEP 37500-000  
 Itajubá-MG, Brasil  
 rccarpio@iem.efei.br

##### **Prof. Dr. Electo Silva Lora**

Federal School of Engineering of Itajubá (EFEI)  
 Department of Mechanical Engineering (DME/IEM)  
 Av. BPS 1303, CP 50, CEP 37500-000  
 Itajubá-MG, Brasil  
 electo@iem.efei.br

***Abstract** The present work aims to analysis the minimum market price of the surplus electricity in the sugar mills, by assessing whether investments in new equipment to yield surplus electrical energy are economically feasible in comparison to conventional forms of electricity generation*

***Keywords.** Cogeneration, cane mills, minimum market price*



## Performance Diagnosis of Northern Diesel Electric Power Plants

### Elizabeth Ferreira Cartaxo

Departamento de Eletricidade/FT/Universidade do Amazonas  
Av. Rodrigo Otávio Jordão Ramos, 2000 – Coroado  
69077-000, Manaus, AM  
ecartaxo@fua.br

### Silvia Azucena Nebra de Perez

Departamento de Energia, FEM/IEM-UNICAMP  
Cidade Universitária Zeferino Vaz, Distrito Barão Geraldo  
13083-970, Campinas, SP  
sanebra@fem.unicamp.br

### Ricardo Wilson Aguiar da Cruz

Departamento de Engenharia Mecânica/IST/Universidade Estadual do Amazonas  
Av. Getúlio Vargas, 361/402, Centro  
69020-010, Manaus, AM  
rwcruz@fucapi.br

**Abstract.** *The electric generation in northern Brazil autonomous grid (NBP) is characterized as fully dependent of Diesel generating sets (DGS). The NBP depends on logistics, fuel and lubricants surplus, adequate maintenance programs and reliable tariffs as to reflect the actual costs imposed by a roll of natural difficulties among this continental region. Specific fuel consumption is the adequate parameter to evaluate all these influences on plant performance. This work presents a preliminary discussion over the actual general problems of the systems, mainly by the point of view of the influence of specific fuel consumption on the performance, under the basement of data researchers in name of Universidade do Amazonas collected from ten power plants in NBP, under contract to Agência Nacional de Energia Elétrica - ANEEL. The work criticizes the political criteria the northern states of Brazil use to employ for the selection the units.*

## 1. Introduction

The NBP is widespread based on DGS, except the biggest cities where the electric generation technology is the Rankine cycle and hydraulic turbines. According to previous field informations (Cartaxo, 2000) it seems apparent that unfair data are commonly delivered by local utilities, producing distortions during the establishment of the quote of CCC bill (*balanced fuel consumption bill*) for the system.

In order to infer the actual performance of the system, the specific fuel consumption (*sfc*) index is a good key, as it reflects the age, maintenance and general management of the power stations though in this work it is judged from performance data of six selected DGS of six counties from northern AG, covering the most important states therein.

## 2. Characterization of Northern Brazilian Electricity Market

The electricity market of NBP is divided in three well-distinguished categories:

- The first one is the principal system, intended to the surplus the capitals of the state provinces in the region. The power stations in these systems are characterized as hydro-thermal power stations, whose proprietary is the Brazilian State, hence by the utility ELETRONORTE S.A.;
- In the second system are the urban areas of the counties of Amazon which power stations are powered by medium sized compression ignition engines and accordingly, the systems are independent so characterizing autonomous grids. The whole systems in North Region is exploited by local state utilities, except in Amazonas State whose public company, CEAM S.A., is undergoing a federalization by the Brazilian government. Meanwhile, the electric services exploitation in the states of Pará and Rondônia are undergoing a hiring process beginning on the state's biggest counties where it is the expectation that quality indexes regarding the consumer become upgraded. It is in those settlement where the worthless *sfc* has been practiced;
- The third category is formed by the communities with very widespread population in the North Region, usually not supported by any grid except in some villages, generally with no more than 2,000 inhabitants, in which small DGS work for some, but not all, hours at night. In general, the own communities support those sets.

NBP is a system in which quality on electricity is not the main feature. The systems are highly scattered and financially deficient, hence having high generation costs. Besides there are not incentives in order to implement upgrading quality in accordance to actual human needs. Common poor political actions are common in daily life in Amazon in which prevail poor economical settlement. As a brief example, Fig. (1) shows a typical one-day *power consumption curve (daily demand curve)* for the NBP. The steep *jump* around 18:00 (6:00 PM) is determined by the

behavior of the consumers in most of the NBP market. Low economical activities are the rule along morning and afternoon resulting low demand all day long. And at night the consumption is fully household. On Sundays the figures get inverted as the whole of the consumption is regarded to household.

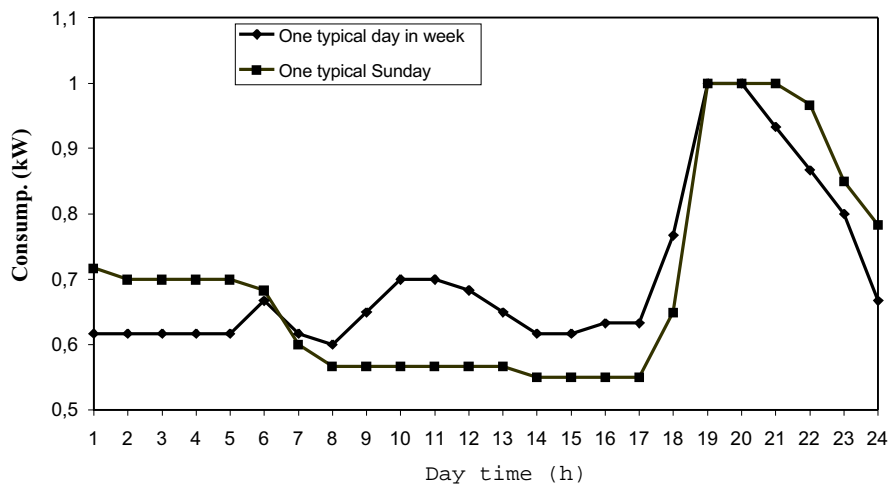


Figure (1). Typical daily power consumption in NBP (ref. [3]).

## 2.1. Actual Problems of the Systems

The following were found to be common management problems in the power stations visited by the researchers:

- In general, illumination at fuel storage site are weak or non-existent;
- In general, the fuel storage tanks are not protected by any means from leaked fuel;
- In general, there are not fire protection systems and, in some cases, even fire extinguishers are non-existent;
- In some cases, there are not lightning protection devices in fuel storage sites;
- In some cases, the monitoring instrumentation is damaged or non-existent;
- In some cases, there are not protection fences and safety advertisements;
- In some cases, there are not appropriate systems and procedures regarding treatment of waste water;
- In some cases, there are not adequate storage areas and storage systems for waste lubricants;
- In some cases, there are not disposal waste areas and even trash boxes;
- In some cases, there are not O&M programs;
- In some cases, the fuel supply system is not under compliance to Brazilian standards;
- In some cases, the accreditation government environmental bureau has not yet licensed the power station.

## 2.2. Surveyed Performance Data of the Systems

The NBP embraces 356 power plants powered by a total of 680,833 kW ranging from Tocantins State, with 2,944 kW, to Pará State, supplied by 202,383 kW. The National Power Grid now substitutes 48,533 kW in Pará State. Regarded to this reduction Amazonas State gathered first position with an implanted power of 184,163 kW. In this scenario the Cummins-Onan manufacturer responds by the most of the machines implanted in Amazon, as shown on Fig. (2) bellow, and its related to the fact that this manufacturer expend prompt attention to sales, delivery and maintenance. GM and Caterpillar manufactures are traditional brands in Amazon, but despite the still better reliability perceived by northern public for their engines over Cummins ones, these companies do not attempt to the DGS segment as they do to earthworking and transportation, respectively.

So as to represent the actual *sfc* in each state we elected one of the Cummins DGS units surveyed in each power station among the system. The data were collected employing the system:

- One electric energy measuring device (EMD) running in series to the main electric dispatch bar of each DGS. The equipment used was capable to stock digital data cumulated every 15 minutes during up to 24 hours;
- Two fuel flow measurement devices (FMD) each one composed by a micro-turbine paddle type and a digital data stocking unit, capable to perform instant readings of fuel flux since down to 15 liter/h. The readings were performed every 15 minutes in order to comply with EMD readings. One of the units was installed in fuel

surplus and the other in its return back to tank so as to enable computations of fuel consumption through subtraction of the two values.

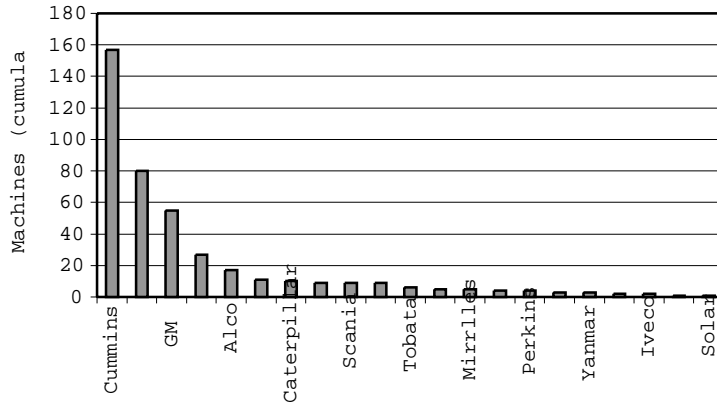


Figure (2). Distribution of electric generators manufacturers in Amazon Region (ref. [2]).

**2.2.1. Acre State Autonomous Grid**

According to a previous ANEEL's audit [1], the implanted total power in Acre State is 27,327 kW outworked by 3 to 5 GS covering 15 counties, where 53,85% of the power stations have less than 500 kW. The power stations of the state's autonomous grid (AG) from 2,000 kW to 4,000 kW represent 23,08%. Fig. (4) shows the surveyed actual *sfc* data for a representative DGS from one of those of the system, in which the central line is only meant to show the general *tendency sfc* follows all day long. The calculated mean *sfc* (0,351 liter/kWhe) is a typical value in Amazon. The figure also shows few atypical high points regarded to shut-offs in the system. In order to allow for the determination of the mean *sfc*, one extreme abnormal data was eliminated such a way to not impose a strong bias through the mean and that is noted by the discontinuity shown by the curve. The resting high data intend only to serve as a reference about the occurrence of the phenomenon as they not biased the mean *sfc*.

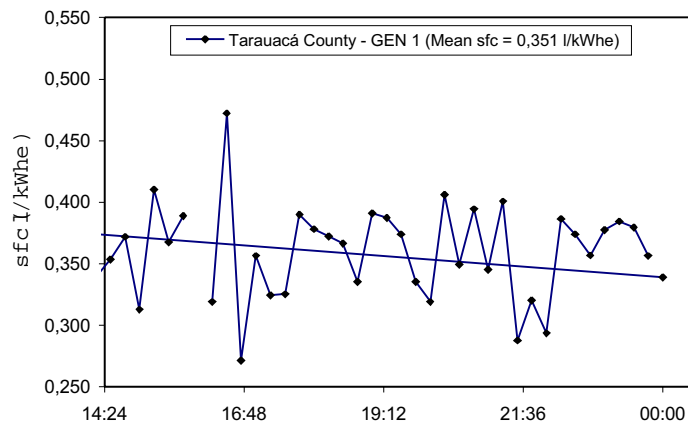


Figure (4). Typical dispersion and mean value of *sfc* in the AG of Acre State (ref. [2]).

**2.2.2. Amapá State Autonomous Grid**

The implanted power generation in the state is 22,148 kW, where 50% in which 33,3% range from 500 kW to 1,000 kW. As for Acre State, Fig. (5) shows the surveyed actual *sfc* and its mean *sfc* (0,336 liter/kWhe) for one representative DGS of the system. The concave behavior all day long indicated by the data-collection in Fig. (5) is typical for those cities where the economy is not a main feature, such a way the general tendency all day long is slowly descendent, so the higher demanded power is relative to illumination and household. Atypical data were removed from data collection

again as to not bias the calculated mean *sfc*. Those abnormal data were produced by clogging which the FMD had gone through and by malfunction of the electric EMD imposed by transients along the grid.

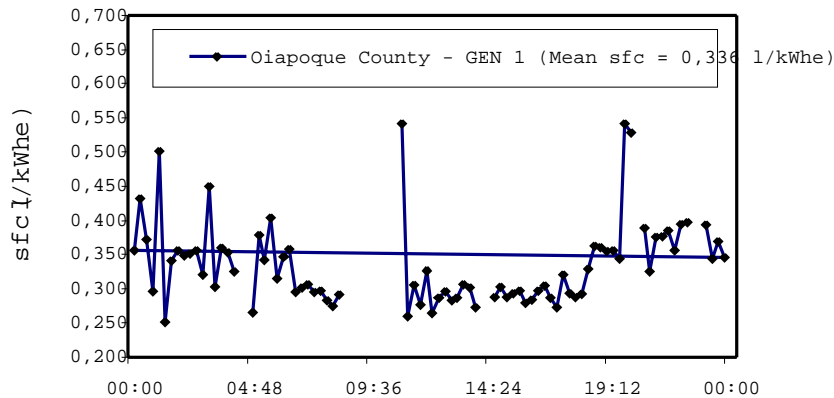


Figure (5). Typical dispersion and mean value of *sfc* in the AG of Amapá State (ref. [2]).

### 2.2.3. Amazonas State Autonomous Grid

Fig. (6) shows how influenced the *sfc* data are by power in Amazonas State. It seems evident that the higher concentration of data concentrates over to the smaller power stations, such that *sfc* lies between 0,3 liter/kWhe and 0,4 liter/kWhe. As it should be expected, the *sfc* reduces for the higher values of DGS power, noticing that there are a collection of power stations around 5,000 kW for which the *sfc* is unfavorably high. The higher the DGS power, the lesser is its *sfc* for what section 3 briefly shows details. The main reason for the relatively high *sfc* lies on how the station's DGS number was calculated as intended to attempt to local daily consumption, as shown in Fig. (1), where one can see that around 6:00 pm the consumption strongly grows all over the morning and in the afternoon. This discrepancy obligates the system to parcel its capacity on various DGS so as not to go through a small demand on a big DGS working alone on lower power and higher *sfc*.

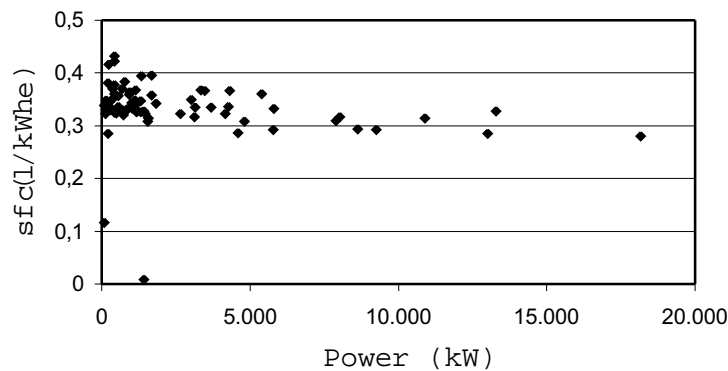


Figure (6). Distribution of *sfc* data relative to the power of Amazonas State power stations (ref. [1]).

The implanted power generation in Amazonas State is 192,800 kW distributed over 76 counties. Ranging from 1,000 kW to 2,000 kW is the segment to which belong the biggest percentage of the power, 28,6%. And the one from 2,000 kW to 4,000 kW, despite embracing the biggest DGSs of the system, it is the smaller interval with 8,75% of the bulk. Fig. (6) shows, as before, the actual *sfc* of one representative DGS of the system. Notice as well, the general tendency is for a growing *sfc* all day long, the mean *sfc* becoming set on 0,361 liter/kWhe. Missing data regards to malfunction of EMD allowed by electrical instability along the grid.

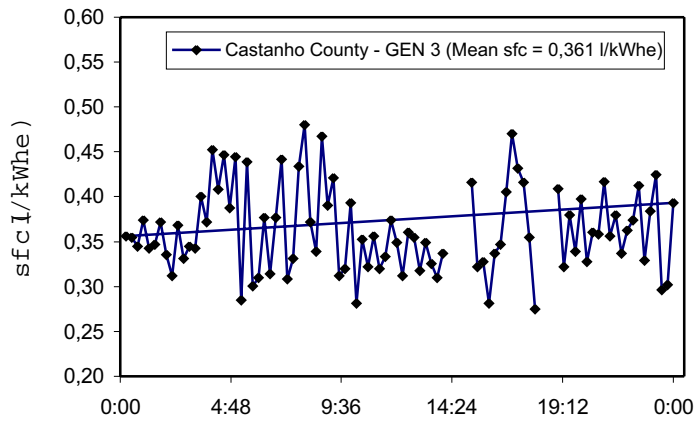


Figure (7). Typical dispersion and mean value of *sfc* in the AG of Amazonas State (ref. [2]).

**2.2.4. Pará State Autonomous Grid**

48,533 kW supplied by DGS are under substitution by the UHE-Tucuruí power grid, from the east region of the AG system of Pará State (bulk power 680,833 kW). Meanwhile the western Amazonas River market is running under leasing to the Spanish company GUASCOR S.A. (ANEEL/CELPA, 1998), which is doing good performance until where we could survey.

The AG of Pará State is the biggest in the NGP. 37% of the power stations lie in the interval ranging from 500 kW to 1,000 kW, but if that group is added to that of the stations belonging to up to 2,000 kW, the coverage grows to 84%. As one can see on Fig. (8), plotted for a significant DGS of the system, the mean *sfc* (0,302 liter/kWhe) attained by GUASCOR systems has become the minor among Amazon and that value is typical therein. Notice further that *sfc* shows a general tendency softly descendent all day long. We could see that the good behavior of the system gets support on the economy settled in western Rio Amazonas region. The long missing time period shown in Fig. (8) is related to malfunction of the FMD as it got clogged by dirty fuel hence obligating us to stop operation momentarily. And the resting faulting data points regard to malfunction of the EMD derived from instabilities along the grid.

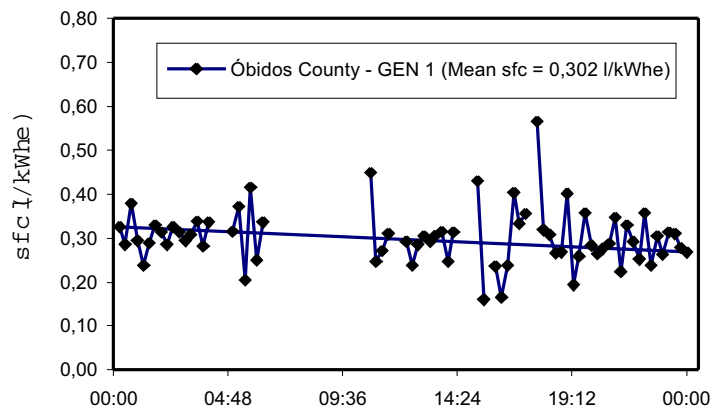


Figure (8). Typical dispersion and mean value of *sfc* in the AG of Pará State (ref. [2]).

**2.2.5. Rondônia State Autonomous Grid**

The state's AG complies 56 power stations. Surveyed *sfc* data for a well characterizing DGS of the system, in which 62% of the stations belong to less than 500 kW, is shown in Fig. (9), where it is shown the tendency line of *sfc* all day long as well. Missing data point was caused by disturbance from the system causing malfunction on EMD. Notice that differently from the rest of Amazon Rondônia has its main consumption distributed along morning and afternoon and less at night, resulting in a mean *sfc* of 0,408 liter/kWhe, the worst one we found in Amazon. Peak power at 19:00 (7:00 PM) computes household, illumination and industrial. This general behavior is related to the high power demanded by

the lumber plants established all over the State and to the fact that Rondônia's AG has the older DGS is NBP. Meanwhile, a small hydroplants program start its implantation at the State, based on which growing power demand is beginning to be attempted.

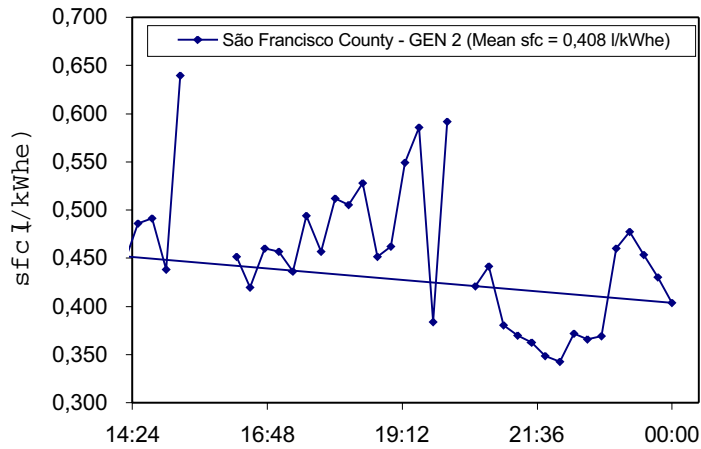


Figure (9). Typical dispersion and mean value of *sfc* in the AG of Rondônia State (ref. [2]).

**2.2.6. Roraima State Autonomous Grid**

Roraima has its system centered on a AG performing 53,008 kW worked out by 78 power stations, many of which are stations capable of less of 500 kW. None of those stations are allowed to produce to up to 2,000 kW and 50% of the stations are powered by only one DGS, and 35% by two DGS, denoting a low confidence system. On Fig. (10) one can see the surveyed *sfc* for a unit which typically represents the system. Fig. (10) shows also the all day long tendency line through the time period of operation we measured and mean *sfc* (0,390 liter/kWhe). Missing data point relates to malfunction of EMD.

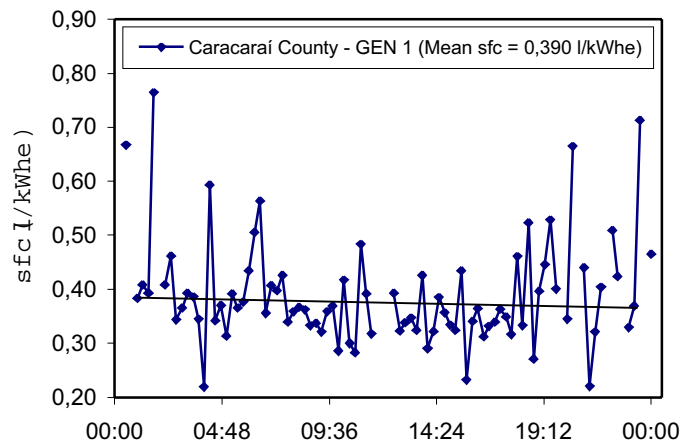


Figure (10). Typical dispersion of *sfc* in the AG of Roraima State (ref. [2]).

As it was done for Fig. (6), we got data for *sfc* versus power for the AG of Roraima State, shown in Fig. (11). The distribution so obtained is somewhat similar to that of the Amazonas State AG, as the mean *sfc* lies between 0,35 liter/kWhe and 0,4 liter/kWhe. These are poor records as well. Some stations are working on still poorer values, around 0,8 liter/kWhe and these high records of *sfc* suggest that the reasons must be derived from the great diversity of models from various manufacturers of DGS adopted by the system. In general, as we could notice for the NBP, all these facts associated to poor logistics for O&M planning and surplus of fuel and spare parts contribute to the bad economical performance which traditionally characterizes the facilities in Amazon. One other strong reason can lie on the differences of ages of DGSs of the systems, as we could infer visually during visitations.

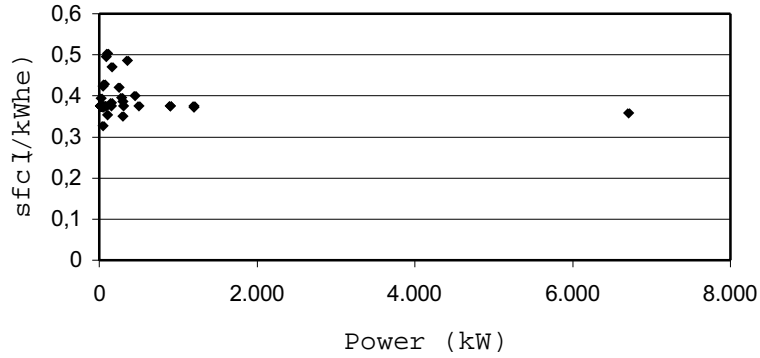


Figure (11). Dispersion of *sfc* data relative to the power of Roraima State power stations (ref. [2]).

**2.2.7. Tocantins State Autonomous Grid**

The AG of Tocantins State has only 2,944 kW implanted in 18 power stations, 94% of which developing less than 500 kW. Only one DGS unit power the 89% of the stations and the resting percentage is powered by two DGS, denoting low confidence, as Fig. (12) shows. The most of Tocantins State's AG is going through interconnection to the National Grid and that is why we did not performed the prior intend survey among that system. Nevertheless, intentioned for higher characterization, we collected disposable [1] data for *sfc* versus power of the stations on Fig. (13). It can be noted that the mean value of *sfc* lies closely on 0,35 liter/kWhe.

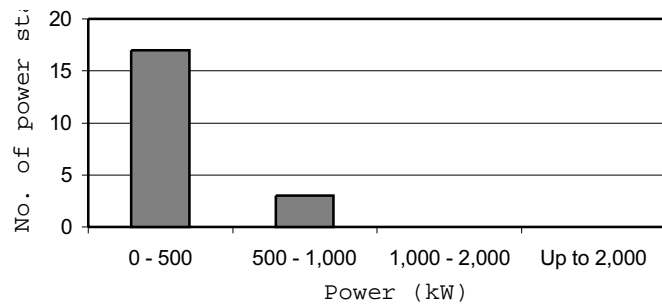


Figure (12). Distribution of implanted power in the AG of Tocantins State (ref. [1]).

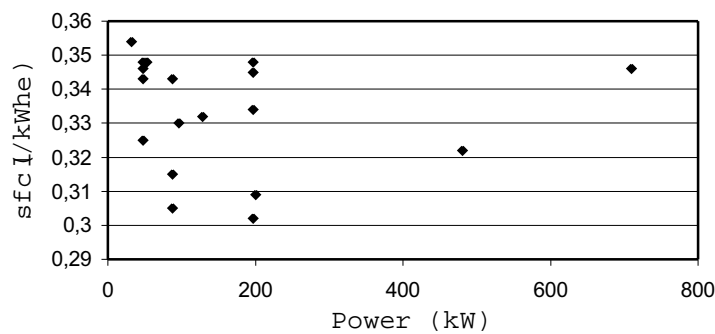


Figure (13). Dispersion of *sfc* data relative to the power of Tocantins State power stations (ref. [1]).

### 3. Perspectives From the International Generator Sets Market

DGSs are sensitive to many variables, among which we can detach the *sfc* as it is the most important parameter to the economical and environmental questions belonging to the plant profitability in the present context of growing valuation of natural resources. Low *sfc* means less pollutants and fuel consumption per kWh.

Modern two-stroke and four-stroke Diesel engines are capable of performing the highest efficiencies among other thermo-machines, hence big two-stroke low-speed engines (15 MW to 50 MW) are reaching efficiencies from 46% to 53% and medium-speed two-stroke units (1 MW to 15 MW) nowadays perform efficiencies ranging from 40% to 48% (Grøne & Hellmann, 1997). Meanwhile, gas turbines, which are the main concurrent of Diesel engines, can reach efficiencies not out of the interval from 27% to 35% for the same power capacities as those of Diesel engines (Grøne & Hellmann, 1997). Between these figures of efficiency lie the steam turbines and its *combined cycle* derivative technology; despite their application be indicated to power systems from 15 MW to up to 500 MW (Grøne & Hellmann, 1997). These facts are the reasons that keep Diesel engines fairly attractive for electrical power generation worldwide.

The state of the art of *sfc* of Diesel engines in the international market can be visualized on Fig. (14) and Fig. (15), for data based on SI conditions (1 atm, 25° C and 60% humidity, [2]). The former relates *sfc* to the power of DGSs and the latter to engine speed, the both of them ranging from 150 kW to 23,000 kW. To build up these plots, we collected *sfc* data for fifty DGS from the international manufacturers Caterpillar/USA [6], Fairbanks Morse/USA [6], Guangzhou/China [7], Wärtsilä/Finland [6] and Jensebahr/Austria [7]. Despite the data on fig. (14) and Fig. (15) are for SI conditions, we took into consideration their correction for typical Amazonian conditions (1 atm, 32° C, and 90% humidity, [2]) by assuming the correction factor 1,35 [2], determined as a mean value for the engine operating under charges from 50% to 100%, such a way the discussion in next section bases its argumentation on figures from those graphs and corrected figures written between brackets.

### 4. Technical Situation of Specific Fuel Consumption at NBP

Figure (14) shows that bellow 5 MW, hence the widest segment on DGS for small systems as NBP, *sfc* data varies widely from 0,180 (0,243) *liter/kWhe* to 0,300 (0,405) *liter/kWhe*, the latter being practiced by smaller four-stroke engines. For outputs beyond 5 MW, usually two-stroke engines, *sfc* levels on close to 0,200 (0,270) *liter/kWhe*. On Fig. (15) one can see that the speed does not significantly influence *sfc*, which in practice lies between 0,170 (0,230) *liter/kWhe* to 0,250 (0,338) *liter/kWhe* till around 1,800 rpm. Notice that *sfc* has its lower value, hence 0,120 (0,162) *liter/kWhe* at 900 rpm, belonging to the 4 MW engine shown in Fig. (14), thou bigger engines do not perform as well as that, for which *sfc* is gotten softly increased to less than twice 0,120 (0,162) *liter/kWhe*. It is over big engines that the survey on thermal efficiency is getting noticeable advances. In general, we could determine for the machines on Fig. (14) the mean *sfc* (*sfc<sub>MCH</sub>*) as 0,21(0,284) *liter/kWhe*.

The figures shown on Fig. (14) and Fig. (15) should be compared to those performed by NBP, as exemplified by the representative DGS of Fig. (4) through Fig. (10). So doing one should be allowed to conclude that the differences from those figures to the mean Amazonian *sfc*, are the key to get improvements in NBP systems so as to become actual profitable AGs. The greatest difference is for Rondônia's DGS and the minor is for Pará's. As the better *sfc* performed in NBP belong to the mighty systems, which in turn weight to the mean to get biased toward them, we calculated a mean *sfc* for NBP (*sfc<sub>NBP</sub>*) as 0,368 *liter/kWhe*. We could find then that a difference of 29,6% between *sfc<sub>NBP</sub>* and *sfc<sub>MCH</sub>* is not so high, by the technical point of view of taking into account how complex is to supply electric energy to a continental region as Amazon, where its spread population and environmental difficulties are mandatory. It is well known that the economical performance of Amazonian electricity companies is fairly poor, many of them working under the states support, and the main reason for that certainly lies less on the DGSs performance, but mainly on the general management philosophy with which the states use to focus the companies. This conclusion becomes evident by checking the actual problems we found in the stations, as listed in section 2.1.

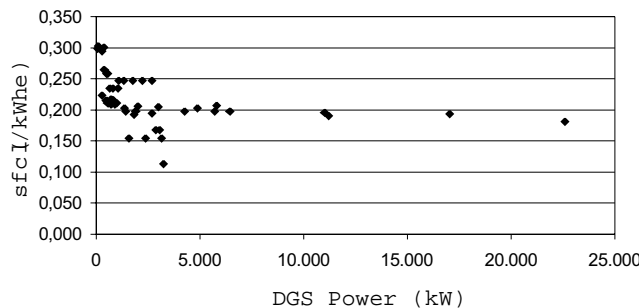


Figure (14). Distribution of *sfc* relative to DGS power for five international manufacturers (refs. [6] and [7]).



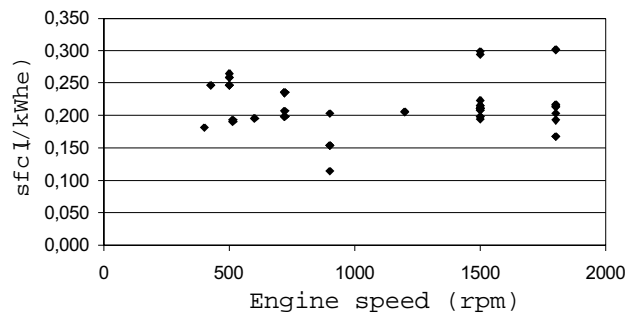


Figure (15). Distribution of  $sfc$  relative to engine speed for five international manufacturers (refs. [6] and [7]).

#### 4. Conclusions

We clearly showed that the NBP needs strong efforts to conquer economical efficiency and profitability. Historically, the systems have been implemented by an epistemological approach by which the marginal demand shall be attempted by continuous growing power capacity. As one could observe, confrontation of Fig. (1) to the figures for  $sfc$  and taking into consideration the problems related to management of such a huge continental region as Amazon, it becomes evident that lower than those performed  $sfc$  are virtually impossible to achieve in the short time with the present systems as they were concept.

Several solutions are possible, such as:

- The adoption of technologically better DGS centered in a minimum variety of different manufacturers. It must be taken into consideration that it is necessary to become implemented research programs about performance parameters of Diesel engines as working under Amazonian conditions, joining governmental departments, universities and manufacturers. International engine manufactures are still not convinced that it is a true necessity to spend money on adapting their products to Amazonian conditions, probably because NBP is by now a small market for their products, however forgetting that it will be soon interesting for new technologies, as the growing micro gas turbines;
- The implantation of surplus of natural from Urucu in Amazonas State to NBP. This may permit the systems to get into less diversity of DGS manufacturers, thou the real economics of the segment is still undefined. As related above, it will be possible to think about micro gas turbines burning natural gas to be introduced in NBP; and
- *Crème de la crème*, a serious and real O&M management programming as it has never been practiced in the region. Least but not last, it is interesting to mention that among all, Pará's company, CELPA, is the only one which ever implanted decentralized offices spread along the State, a certainly winner politics through administration in tits huge territory.

It must be noted that some alternative renewable energy systems, such as hydroelectricity, vegetable oils and photovoltaic cells (PVC) can play an important role in the modernization of the systems. In this context, interesting examples are the hybrid system PVC/Diesel DGS studied by Cartaxo [3], and the kinetic hydro generation based on a bank of low-speed floating kinetic energy generation sets proposed by Cruz [4]. The goal of these propositions is to respond for the low demand during the morning and in the afternoon, one of the motives by which low efficiencies are performed in NBP.

The NBP market is obviously influenced by the economy of Brazilian northern region, marginally kept out of the rest of the country. Amazonia lives a metaphysical dilemma: if it is impossible to gather higher grounds of wealth being set aside the access to confident energy, it is equally true that its actual poverty does not allow the region to gather up-to-date technologies, usually capital-intensives, beyond region's perspectives. The Brazilian government must break this script; by establishing longer time horizon for the CCC regulation act for instance, which presently is expected to vanish around 2013, such a way new technologies and their combinations can be implanted.

#### 5. References

- [1] ANEEL, 1998, "Contrato de Concessão de Geração n.º 181/1998 – CELPA", Brasília, Brazil.
- [2] ANEEL, 2001, "Análise Técnica do Desempenho das Usinas Térmicas do Sistema Elétrico do Interior da Região Norte – Relatório Final", Brasília, Brazil.
- [3] Cartaxo, E. F., 2000, "Fornecimento de serviço de energia elétrica para comunidades isoladas da Amazônia: reflexões a partir de um estudo de caso", Tese de Doutorado, UNICAMP, Campinas, São Paulo, Brazil.
- [4] Cruz, Ricardo W. A. da, 2000, "Geração de Eletricidade com Turbina Hidrocinética na Amazônia: O Caso da Comunidade de São Sebastião". Proceedings of the 3.<sup>rd</sup> Meeting of Energy in Rural Environment – AGRENER

(in CD Rom), UNICAMP, Campinas, São Paulo, Brazil.

- [5] Grøne, Ole, Hellmann, Jan O., 1997, "*Low Speed Engines in Stationary Diesel Plants*", Proceedings of Power Gen International 97 (in CD Rom), Dallas, Texas, USA.
- [6] Electronic catalogs from GS manufacturers, 2000: *Caterpillar Co.* web site – [www.caterpillar.com](http://www.caterpillar.com), *Fairbanks Morse Co.* web site – [www.fairbanks.com](http://www.fairbanks.com), *Wärtsilä Co.* web site – [www.wartsila.com](http://www.wartsila.com).
- [7] Edited catalogs from GS manufacturers, 2000: Jensbacher Co., Austria, Guangzhou Co, P. S. R. of China.

# NOVAS PERSPECTIVAS DOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

**Rubenildo Vieira Andrade**

Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Av. BPS, bairro Pinheirinho, CP- 50, CEP 37500-000  
Itajubá -MG  
[ruben@iem.efei.br](mailto:ruben@iem.efei.br)

**Resumo.** *Este trabalho apresenta o princípio de funcionamento dos sistemas de refrigeração por absorção, bem como as suas aplicações buscando novas possibilidades nas quais possa ser implementado, dentro do contexto moderno de geração do frio que prevê a otimização do uso da energia. Levando em consideração esse parâmetro os sistemas por absorção são especialmente viáveis se tomarmos como base a cogeração.*

**Palavras chave:** *Refrigeração por absorção, cogeração, célula combustível, motor Stirling*

## 1. Introdução

Os sistemas de refrigeração por absorção foram desenvolvidos ainda no século passado, no entanto só recentemente houve uma retomada de interesse em sua tecnologia, devido ao aumento significativo dos projetos envolvendo o aproveitamento de energia residual tanto na área industrial como hospitalar e agrícola.

O maior interesse nessa tecnologia, também é motivado pela busca do aumento da eficiência na utilização de combustíveis fósseis, pois com o aumento dessa eficiência, ocorre uma diminuição da emissão de poluentes para a atmosfera.

Este artigo pretende apresentar o estado da arte da refrigeração por absorção discutindo desde sistemas com queima direta de combustível passando pela cogeração e possibilidades modernas como o aproveitamento de energia residual de motores stirling e células combustíveis.

Também é apresentado um estudo técnico-econômico sobre as possibilidades de utilização dos sistemas de refrigeração por absorção para a recuperação de calor em diferentes equipamentos de geração de energia em pequena escala.

## 2. O ciclo de refrigeração por absorção

Segundo Costa (1982), os primeiros estudos teóricos em refrigeração por absorção foram realizados por Nairn em 1777, mas o inventor do sistema a absorção foi o francês Ferdinand Carré que retirou a patente nos estados unidos em 1860 (Stoecker, 1985).

O ciclo de refrigeração a absorção assemelha-se com o ciclo de compressão de vapor pelo fato de utilizar um condensador, um evaporador e um dispositivo de expansão, podendo assim ser comparado ao mesmo. A diferença está na conversão da baixa pressão do vapor que existe no evaporador em alta pressão de vapor que entra no condensador.

Em lugar de um compressor para o trabalho necessário ao funcionamento, como em um chiller de compressão de vapor, a energia térmica é a força motriz. O sistema de compressão de vapor possui quatro elementos básicos, que são: o evaporador, o condensador, o dispositivo de expansão e o compressor. No sistema de refrigeração por absorção o compressor é substituído pelo gerador e pelo absorvedor e bomba de solução.

A Fig.(1), mostra um desenho esquemático de um equipamento de refrigeração por absorção onde podem ser vistos os componentes do sistema.

No gerador fluido de trabalho volátil (refrigerante) é parcialmente separado da solução por adição de calor. O refrigerante e solução são posteriormente recombinados no absorvedor através de um processo exotérmico.

O refrigerante em estado de vapor, a alta pressão, é levado ao condensador aonde irá ceder calor, para outro fluido, por exemplo, água proveniente de uma torre de resfriamento, ocorrendo então sua condensação. Posteriormente o mesmo é expandido, assim como no sistema compressão de vapor, daí então levado ao evaporador onde irá vaporizar devido à baixa pressão, causando assim o efeito de resfriamento.

O refrigerante é enviado ao absorvedor no qual será misturado a uma solução rica de absorvente-refrigerante, proveniente do gerador. Agora uma solução pobre é devolvida ao gerador, através da bomba de solução, onde será reiniciado o processo (consumo de potência elétrica da bomba não é maior que 1% da capacidade de refrigeração do chiller). A fim de manter a diferença de pressão entre o gerador e o absorvedor a solução é expandida ao entrar no absorvedor.

Entende-se como solução rica, a mistura que tem uma concentração consideravelmente maior de absorvente, e como solução pobre, a mistura onde a concentração de absorvente não é tão significativa.

Um trocador de calor pode ser introduzido entre o absorvedor e o gerador. Ele transfere calor do fluxo de gases quentes que sai do gerador, para o fluxo frio que deixa o absorvedor. Essa unidade de regeneração de calor reduz o calor requerido pelo gerador e assim melhora a eficiência do sistema.

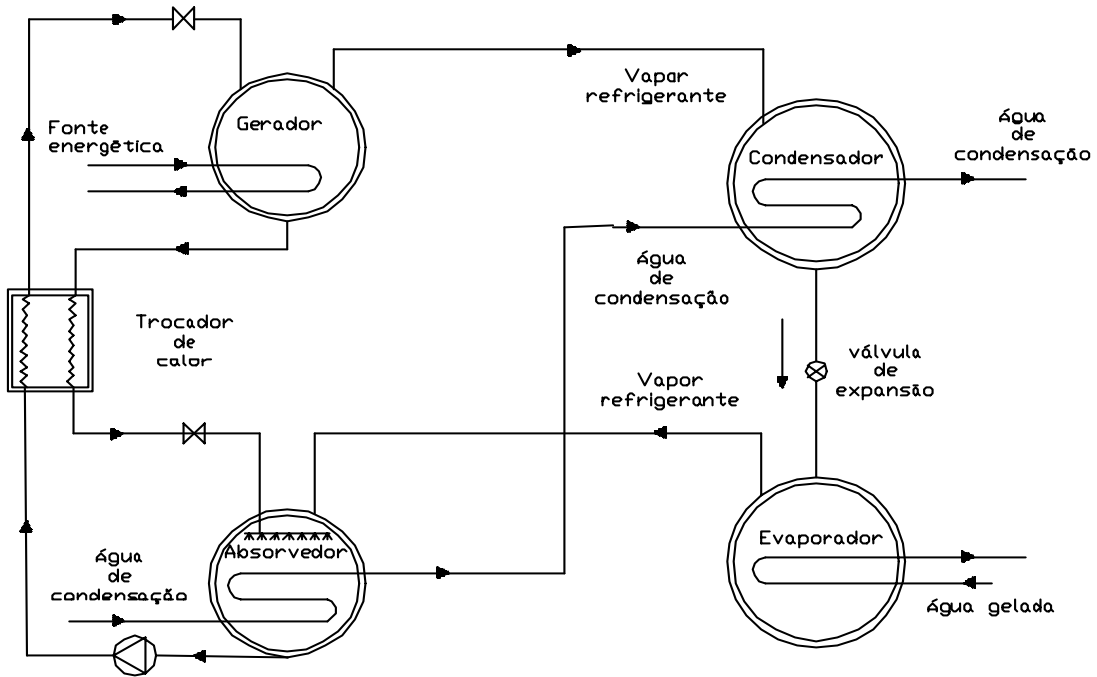


Figura 1. Diagrama de um sistema de refrigeração por absorção de Brometo de Lítio - Água

As máquinas de simples efeito trabalham com pressões de vapor da ordem de 103,41 kPa , onde a temperatura do vapor, se superaquecido não deve ultrapassar os 170 °C e no caso da utilização de água quente a mesma não deve ultrapassar a temperatura de 132°C . As de duplo efeito trabalham com pressões de 788 a 963 kPa, utilizando-se água, a temperatura não deverá ultrapassar os 188°C.

A configuração comercial apresentada pelos equipamentos de refrigeração por absorção de LiBr de simples efeito depende de cada fabricante, podendo ser apresentado em uma única carcaça contendo todos os componentes como mostrado na fig.(2). ou em dupla carcaça, onde o gerador e condensador ocupam uma carcaça e o absorvedor e o evaporador ocupam outra. Os sistemas de duplo efeito podem seguir esse mesmo tipo de configuração.

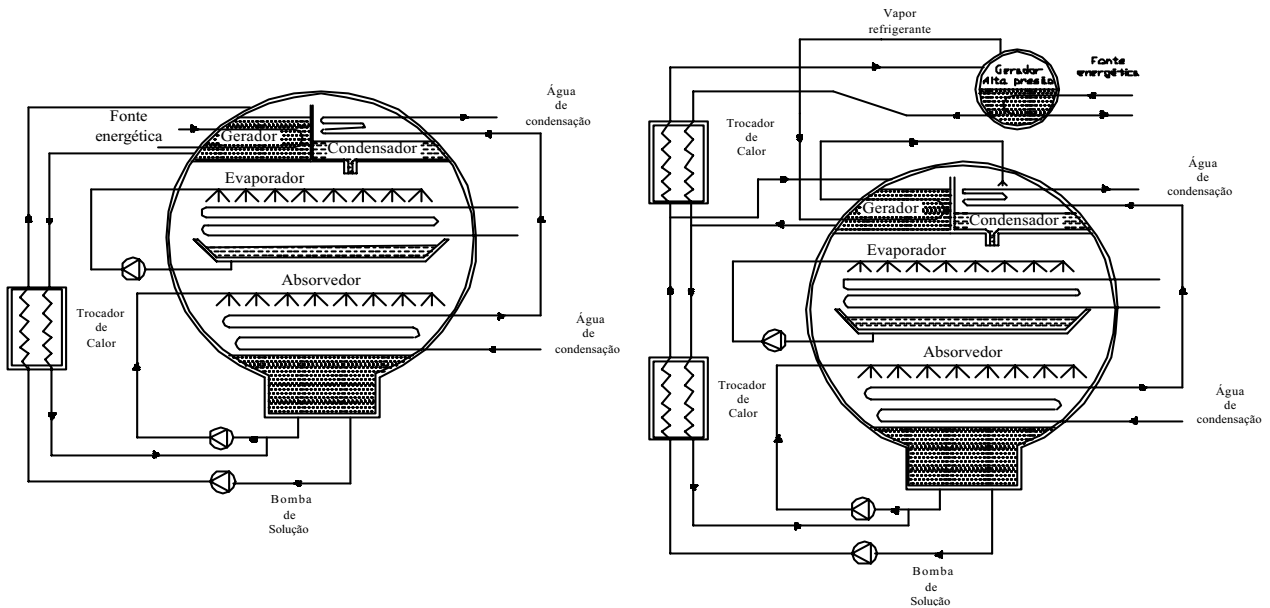


Figura 2. Layout de sistema por absorção, simples efeito de uma e dupla carcaça

**3. sistemas de refrigeração por absorção aplicados a cogeração**

A geração simultânea de energia elétrica e calor é denominada de cogeração a qual começa a denotar importante papel no quadro energético nacional.

A implementação de um sistema de refrigeração por absorção depende fortemente da disponibilidade da fonte de calor que poderá ser utilizada para o seu acionamento, pois o ainda alto custo inicial desse tipo de equipamento poderá inviabilizar sua implementação se o custo da fonte energética que será utilizada como combustível, não for mínimo.

Levando-se em consideração essa característica, a recuperação de calor residual de um processo será a fonte ideal para o acionamento desse tipo de equipamento, a não ser, quando se tem a disponibilidade da queima de um combustível o qual pode ser usado diretamente em um chiller de queima direta.

Sendo assim, várias serão as possibilidades de arranjo dessa tecnologia, dentre os quais podemos citar a recuperação de calor do vapor extraído de uma turbina a vapor, os gases de escape de uma turbina a gás ou de um motor de combustão interna ou ainda dos gases quentes de uma chaminé. Hoje as possibilidades são maiores, pois dentre as novas tecnologias de geração de energia existe as células combustíveis ou os motores Stirling que nos fornecem um valor energético bastante significativo em seus gases residuais.

**3.1. Turbinas a gás e os sistemas de refrigeração por absorção**

As turbinas a gás apresentam grandes possibilidades de recuperação de energia em gases de exaustão, os quais são liberados a temperaturas da ordem de 500 °C (Heppenstall, 1998), sendo que para turbinas com recuperação de calor esse valor será menor. O calor liberado por esses gases poderá ser utilizado em um recuperador para geração de água quente ou vapor que será então utilizada para alimentar a máquina de refrigeração a absorção.

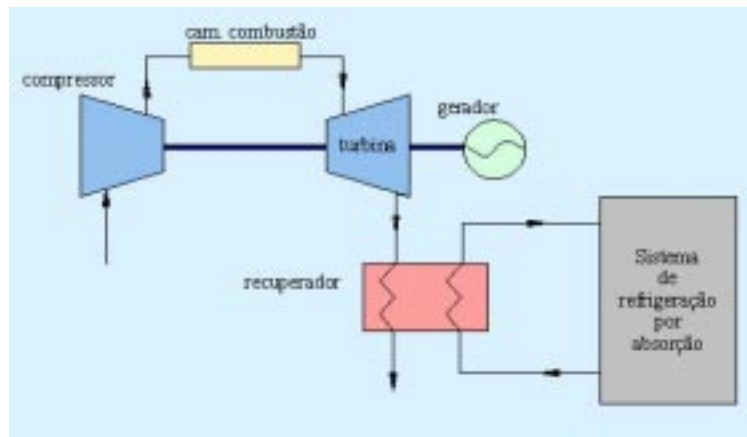


Figura 3. Layout de um sistema de recuperação de calor para um chiller a Absorção a partir dos gases de escape de uma turbina a gás

Para as micro turbinas a gás a fig 4. mostra os resultados obtidos para a recuperação dos gases em TR (considerando-se um COP de 1,10), o qual pode servir de base para seleção do chiller a absorção mais adequado a situação.

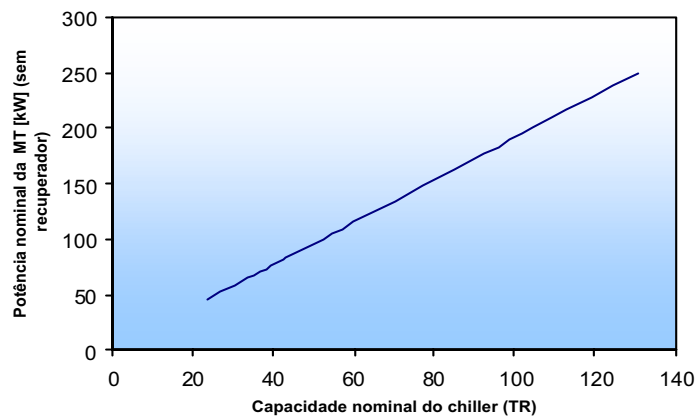


Figura 4. Gráfico da recuperação dos gases de escape de micro turbinas.

### 3.2. Células combustíveis e os sistemas de refrigeração por absorção

Os rejeitos energéticos da produção de energia a partir de células combustíveis também são passíveis de serem recuperadas. Os gases quentes produzidos durante o processo de geração de energia são liberados a temperaturas entre 200 e 1000 °C, dependendo do tipo de célula combustível (Silveira et al, 1999). Esses gases podem ser então utilizados para energizar um chiller por absorção.

As células combustíveis começaram a ser estudadas por William Grove, em 1839, sendo hoje um tipo de gerador de energia bastante promissor pelo fato de seus índices de emissões serem bastante baixos, possibilitando assim geração de energia com mínimo impacto ambiental.

Utilizam combustíveis fósseis como o gás natural e o gás proveniente da gaseificação de biomassa. Seu funcionamento está baseado em uma reação eletroquímica a qual produz eletricidade.

O Hidrogênio ( $H_2$ ) é retirado do combustível através de um processo denominado reforma, a qual ocorre na presença de vapor, acarretando ainda a produção dióxido de carbono ( $CO_2$ ). Esse Hidrogênio é introduzido em um anodo onde ocorre uma reação de oxidação.

Oxigênio é introduzido em um eletrodo positivo, chamado catodo, ocasionando a reação química de redução. A partir dessas reações ocorridas em cada lado da célula, dá-se um fluxo de íons através da célula, e em um circuito externo cria-se uma corrente de elétrons gerando assim eletricidade. A fig. 4, mostra esquematicamente um arranjo do aproveitamento dos gases quentes de uma célula combustível.

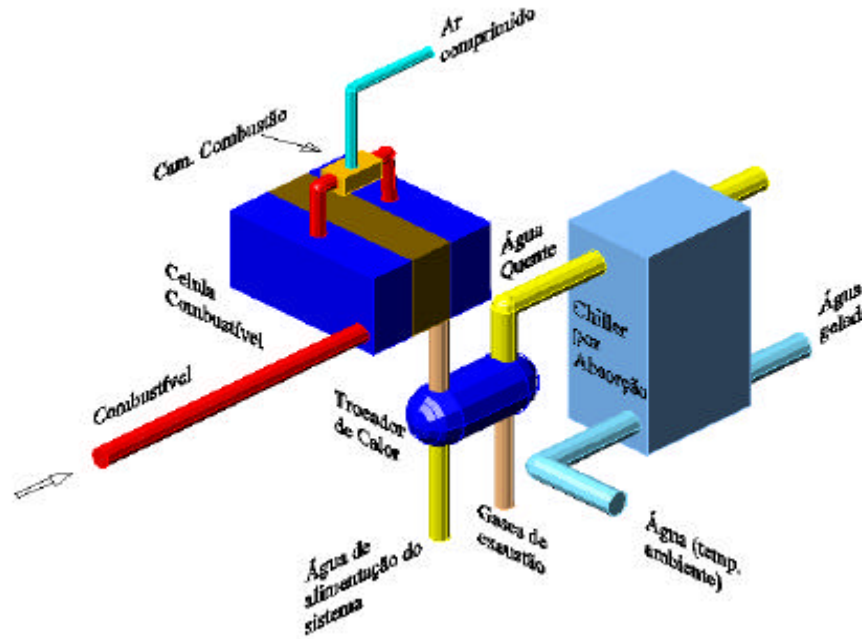


Figura 5. Esquema da recuperação dos gases quentes de uma célula combustível.

### 3.3. Motor Stirling e os sistemas de refrigeração por absorção

O princípio de funcionamento do motor Stirling data do século passado. É uma máquina que produz trabalho a partir da expansão e contração térmica de um gás. Esse gás é normalmente pressurizado (He, H<sub>2</sub>, N<sub>2</sub> ou ar) que é alternadamente comprimido em um cilindro resfriado e expandido em um cilindro quente. O calor utilizado é transferido para o fluido de trabalho a partir da queima de um combustível através, por exemplo, de um trocador de calor. O calor que não é convertido em trabalho é rejeitado através da água de resfriamento.

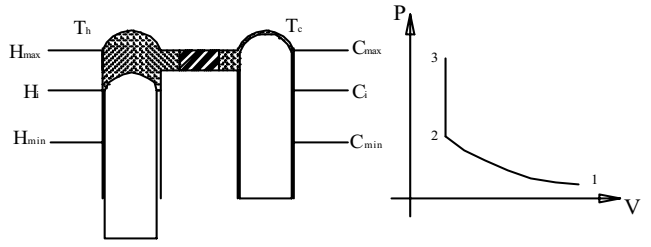
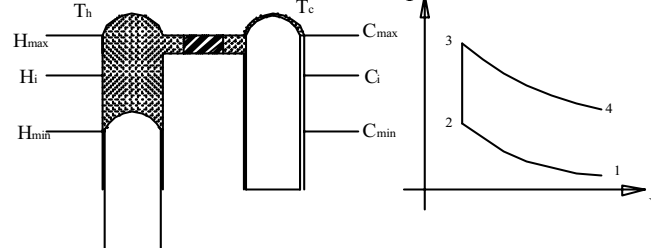
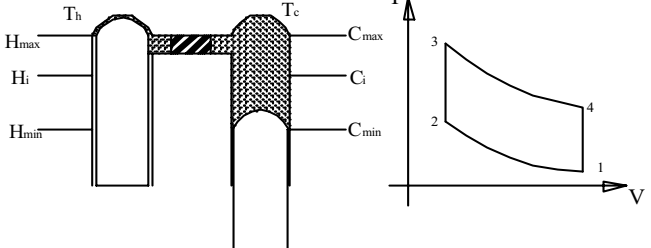
Os motores do tipo Stirling podem usar várias formas de suprimento de calor, a partir de uma fonte externa como, por exemplo, o calor da combustão de combustíveis gasosos, líquidos, carvão, biomassa gaseificada energia solar entre outras.

O motor Stirling tem como vantagem além possibilidade da utilização de múltiplos combustíveis, uma operação silenciosa, baixo consumo de lubrificantes e bom comportamento em carga parcial.

Os maiores motores tipo Stirling, que estão sendo desenvolvidos estão na faixa entre 10 e 40 kW de energia elétrica, os quais utilizam elevadas temperaturas dos gases de combustão para o seu acionamento (900-1200 °C), esses gases deixam o motor a temperatura da ordem de 600 °C, tendo assim excelente potencial para alimentação de um sistema de absorção. Um arranjo da recuperação de calor para um motor Stirling é mostrado na fig.6 e a tab.1, mostra o princípio de funcionamento do mesmo

Tabela 1. Princípio de funcionamento do motor Stirling.

	<p>1- Compressão isotérmica</p> <p>O pistão do lado frio se movimenta para cima até a posição intermediária (Ci) comprimindo o gás, o calor produzido é simultaneamente removido pela fonte fria (Tc).</p>
--	--

	<p>2 – Aquecimento a volume constante</p> <p>O pistão do lado frio movimenta-se para cima até o ponto máximo (<math>C_{max}</math>), e o pistão do lado quente movimenta-se simultaneamente para baixo até a posição intermediária (<math>H_i</math>), assim fazendo o gás passar através do regenerador. O calor do processo anterior está armazenado nesse regenerador e passando o gás através do regenerador o mesmo é aquecido a temperatura superior a temperatura <math>T_c</math>. Como o volume é constante, o aumento da temperatura do gás acarreta um aumento da pressão.</p>
	<p>3 – Expansão Isotérmica</p> <p>O gás é aquecido até a temperatura <math>T_h</math>, e expandido. A força de expansão movimenta o pistão do lado quente para baixo até a mínima posição <math>H_{min}</math>.</p>
	<p>4 – resfriamento a pressão a volume constante</p> <p>O pistão do lado quente se move para cima até o ponto máximo (<math>H_{max}</math>), e pistão do lado frio, simultaneamente, move-se para baixo até o ponto de mínimo (<math>C_{min}</math>), e novamente o gás passa pelo regenerador, dessa vez o calor é transferido do gás para o regenerador, assim reduzindo a pressão do gás e o volume continua constante. O calor é armazenado no regenerador para transferi-lo novamente para o gás no processo 2.</p>

### 3.4 - Sistemas de refrigeração por absorção e os motores de combustão interna.

Os motores de combustão interna, movidos a óleo diesel ou a gás natural, têm um grande potencial quando se fala em aproveitamento de calor residual, tendo uma eficiência elétrica da ordem de 32 a 42%. Para esses motores além da possibilidade de recuperar o calor contido nos gases de escape, deve-se considerar o calor liberado pelo sistema de resfriamento do bloco do motor e do óleo de lubrificação do motor.

A tab. (2), mostra a performance de um motor Diesel para diferentes configurações e velocidade de 1500 rpm e 2800 rpm a uma temperatura ambiente de 35 °C (Mostafavi, et all) e a Fig. (7), mostra um arranjo para a recuperação do calor residual para um motor de combustão interna.



Figura 7. Diagrama do aproveitamento do calor residual do processo de geração a partir de um motor de combustão interna.

**3.5. Análise comparativa entre a recuperação de calor para diferentes formas de geração de energia.**

O quadro da distribuição de energia, no cenário nacional, ainda é desequilibrada, mesmo hoje quando se fala tanto em qualidade de vida, escassez e racionamento de energia, nos grandes centros, existem localidades onde ainda hoje a energia elétrica não chegou como, por exemplo, na região amazônica onde existem localidades que o linhão de Tucuruí passa por perto, mas o alto custo das subestações, não compensa o investimento de levar a energia para a localidade.

Para essas regiões a geração de potência em pequena escala pode ser a solução, onde deve-se levar em consideração a vocação energética da mesma a fim de que se possa retirar o máximo proveito dos recursos disponíveis. Uma opção bem interessante para esse casos são os sistemas híbridos de energia.

Para essas pequenas localidades, também há a necessidade da geração de frio, onde pode-se pensar na recuperação de calor para energizar um sistema de refrigeração por absorção. Para que se possa fazer uma avaliação preliminar da implantação de um sistema de refrigeração por absorção é necessário que tenhamos em mãos dados como: a eficiência elétrica, o percentual de recuperação de calor, e a quantidade calor produzido para cada kWe gerado.

Esses dados são mostrados na fig. 8 em forma de gráfico para as micro turbinas a gás, motores de combustão interna, motores Stirling e células combustíveis.

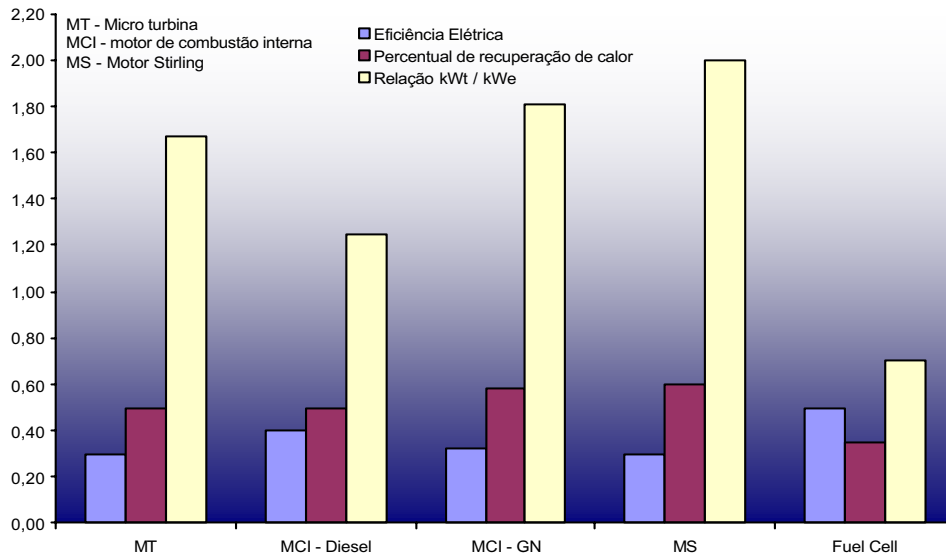


Figura 8. Valores de eficiência, percentual de recuperação de calor e relação kWt/kWe, para diferentes tecnologias de geração de potência.

De posse desses dados pode-se fazer uma avaliação preliminar do sistema de refrigeração por absorção que poderá ser utilizado para geração de frio.

$$\text{Calor}_{\text{gerado}} = P_{el} \text{ (kW)} * \text{relação} \left( \frac{\text{kWt}}{\text{kWe}} \right) \text{ [kW]} \tag{1}$$

$$\text{Calor}_{\text{Recuperado}} = \text{Calor}_{\text{Gerado}} \cdot \text{PRC} \text{ [kW]} \tag{2}$$

$$\text{Frio}_{\text{Gerado}} = \text{Calor}_{\text{Recuperado}} \cdot \text{COP} \cdot 0,28 \text{ [TR]} \tag{3}$$

Onde

$P_{el}$  = Potência elétrica

PRC = Percentual de recuperação de calor

COP = Coeficiente de performance

Figura 7. Diagrama do aproveitamento do calor residual do processo de geração a partir de um motor de combustão interna.

**3.5. Análise comparativa entre a recuperação de calor para diferentes formas de geração de energia.**

O quadro da distribuição de energia, no cenário nacional, ainda é desequilibrada, mesmo hoje quando se fala tanto em qualidade de vida, escassez e racionamento de energia, nos grandes centros, existem localidades onde ainda hoje a energia elétrica não chegou como, por exemplo, na região amazônica onde existem localidades que o linhão de Tucuruí passa por perto, mas o alto custo das subestações, não compensa o investimento de levar a energia para a localidade.

Para essas regiões a geração de potência em pequena escala pode ser a solução, onde deve-se levar em consideração a vocação energética da mesma a fim de que se possa retirar o máximo proveito dos recursos disponíveis. Uma opção bem interessante para esse casos são os sistemas híbridos de energia.

Para essas pequenas localidades, também há a necessidade da geração de frio, onde pode-se pensar na recuperação de calor para energizar um sistema de refrigeração por absorção. Para que se possa fazer uma avaliação preliminar da implantação de um sistema de refrigeração por absorção é necessário que tenhamos em mãos dados como: a eficiência elétrica, o percentual de recuperação de calor, e a quantidade calor produzido para cada kWe gerado.

Esses dados são mostrados na fig. 8 em forma de gráfico para as micro turbinas a gás, motores de combustão interna, motores Stirling e células combustíveis.

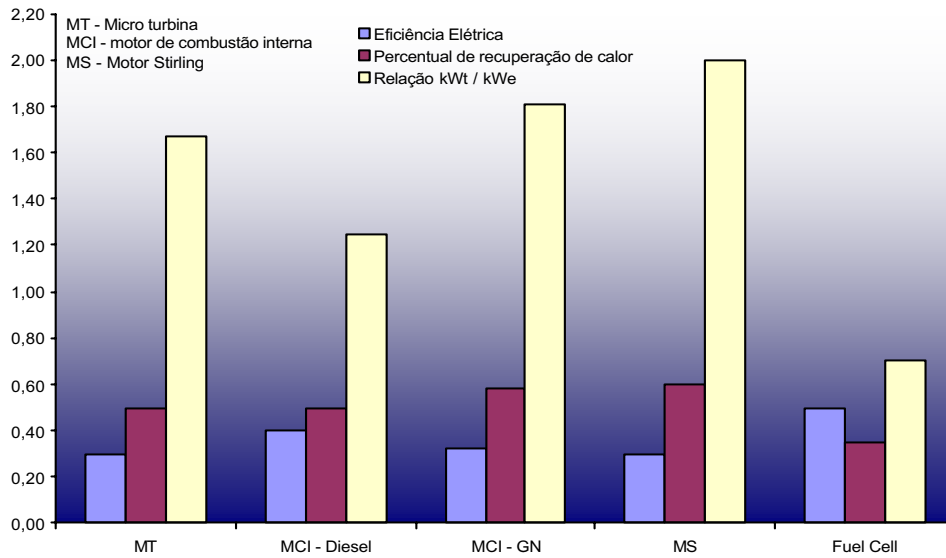


Figura 8. Valores de eficiência, percentual de recuperação de calor e relação kWt/kWe, para diferentes tecnologias de geração de potência.

De posse desses dados pode-se fazer uma avaliação preliminar do sistema de refrigeração por absorção que poderá ser utilizado para geração de frio.

$$\text{Calor}_{\text{gerado}} = P_{el} \text{ (kW)} * \text{relação} \left( \frac{\text{kWt}}{\text{kWe}} \right) \text{ [kW]} \tag{1}$$

$$\text{Calor}_{\text{Recuperado}} = \text{Calor}_{\text{Gerado}} \cdot \text{PRC} \text{ [kW]} \tag{2}$$

$$\text{Frio}_{\text{Gerado}} = \text{Calor}_{\text{Recuperado}} \cdot \text{COP} \cdot 0,28 \text{ [TR]} \tag{3}$$

Onde

$P_{el}$  = Potência elétrica

PRC = Percentual de recuperação de calor

COP = Coeficiente de performance

Huffod (1992), sugere uma formulação para o calculo da produção de frio, a partir da recuperação dos gases de escape de uma turbina a gás ou de um motor a combustão interna, usando-se um chiller que pode utilizar diretamente esses gases, que é:

$$COPDF = \dot{m} \times 1,12 \times (T_1 - T_2) \times 0,97 \times COP / 12640 \tag{4}$$

onde:

- COPDF = Capacidade para produção de frio (TR)
- $\dot{m}$  = Vazão mássica de gás de escape (kg/h)
- 1,12 = Calor específico médio do gás (kJ/kg °C)
- T<sub>1</sub> = Temperatura do gás que entra no gerador
- T<sub>2</sub> = 190,5 °C
- 0,97 = Perdas por transmissão
- COP = 1,14 para chillers que trabalham com gases de escape
- 12640 = Conversão de kJ/h para TR

Para podermos fazer uma comparação da recuperação de calor a partir dessas diferentes formas de geração de energia foi realizado um estudo para uma mesma faixa de geração de energia (45 kW), como resultado foi obtido um gráfico que mostrado na fig.(9), onde pode-se verificar que o calor que pode ser recuperado é bastante significativo, pois com vinte TR de refrigeração pode-se climatizar um ambiente de 300 m<sup>2</sup>.

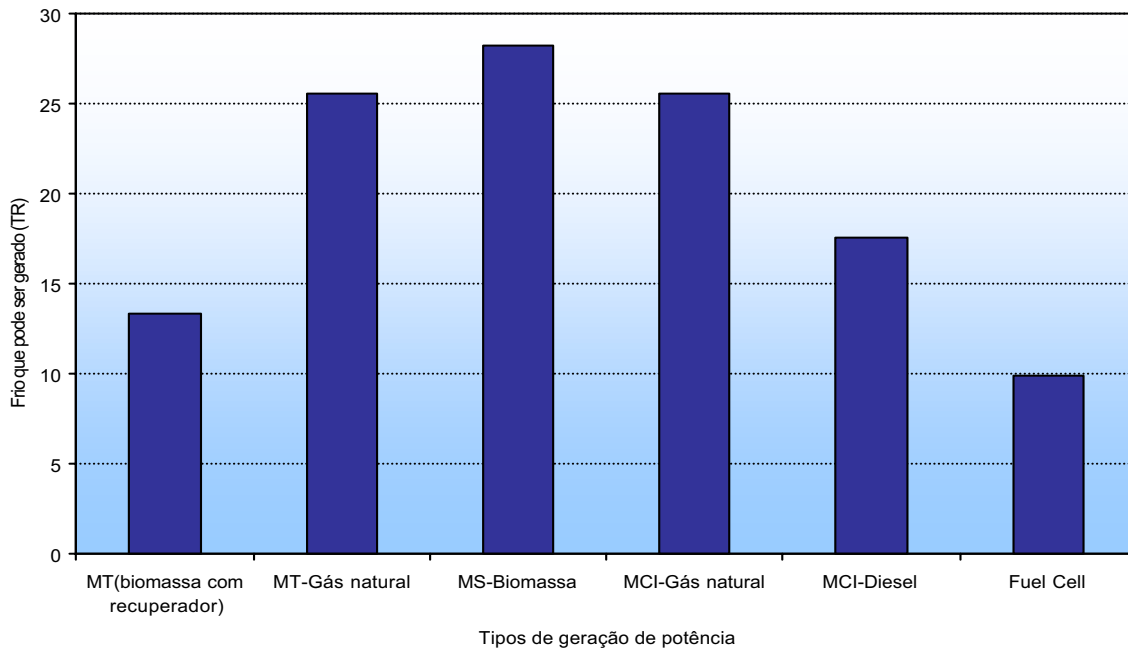


Figura 9. Valores de recuperação de calor para geração de 45 kWe de diversos tipo de máquinas geradoras

Passemos agora a analisar a fig.(10), onde foi traçado um gráfico que mostra o custo do conjunto sistema de refrigeração (SRA) mais o gerador de potência correspondente (SGP). Pode-se notar que para célula combustível a recuperação de calor é pequena e o investimento para a implantação do sistema será muito alto, no entanto deve-se levar em consideração os custos envolvidos para implantação do projeto como o custo de operação e manutenção, custo do combustível, economia de energia elétrica com a implantação de um sistema de refrigeração por absorção em vez de sistema de refrigeração por compressão de vapor, entre outros.

Apesar disso devido ao seu, ainda, alto custo inicial a tecnologia de geração de energia a partir de células combustíveis ainda levará um tempo para que possa competir com outros métodos, apesar de todos os seus benefícios como alta eficiência e baixos índices de emissões de poluentes.

Ainda analisando o gráfico, pode-se notar o comportamento coerente dos custos dos conjuntos para cada faixa de geração de potência.

O gráfico mostrado na fig.(11), apresenta os custos dos conjuntos SRA/SGP, para a mesma potencia gerada (45 kWe) e capacidade de frio gerado a partir da recuperação do calor residual de cada processo de geração elétrica. Onde pode-se verificar o melhor custo inicial para os motores de combustão interna, mas em uma análise mais precisa deve-se realizar uma análise de custo levando-se em consideração os custos de manutenção e operação entre outros aspectos, pois o motor Stirling teoricamente exigiria uma menor manutenção e o custo do combustível poderá ser próximo de zero, pois o mesmo utiliza biomassa que dependendo da situação poderá ser praticamente “gratuito”. Essa situação poderá levar a um retorno de investimento mais rápido o que poderá por as duas possibilidade de geração em pé de igualdade.

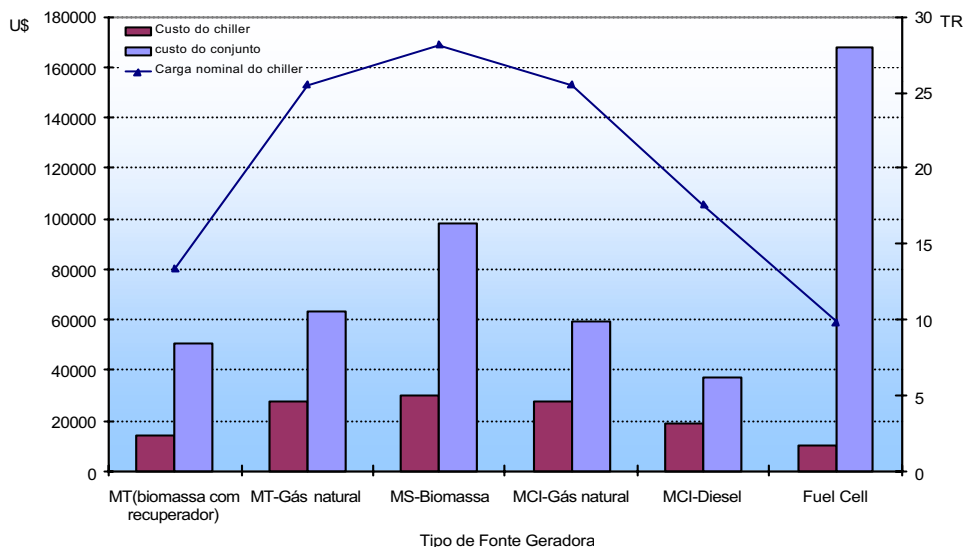


Figura 10. Gráfico do custo inicial do conjunto SRA/SGP.

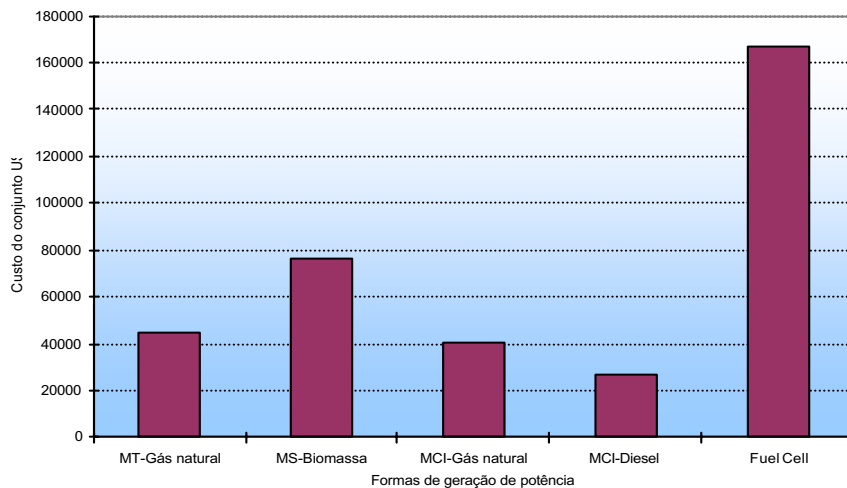


Figura 11. Gráfico comparativo de custos entre diferentes formas de geração de potencia com recuperação de 10 TR de frio

#### 4. Conclusões

Pode-se verificar a viabilidade da implantação dos equipamentos de refrigeração por absorção para gerar frio a partir da recuperação de calor de equipamentos de geração de potência em pequena escala, reafirmando sua possibilidade de implantação em sistemas de cogeração de pequeno porte, apesar do alto custo inicial.

Comparando-se os sistemas de geração de potência, observou-se uma melhor condição de recuperação de calor para utilização em um chiller por absorção, para as microturbinas sem recuperador, para os motores de combustão interna queimando gás natural e para motores Stirling, utilizando biomassa como combustível, que apresentou o melhor nível de recuperação.

Em termos de custos dos conjuntos SRA e SGP, o mais desfavorável foi o sistema envolvendo células combustíveis, pois seu custo inicial ainda é muito alto e seu nível de recuperação de calor não é tão considerável.

O conjunto envolvendo os motores de combustão interna apresentou o melhor custo, no entanto se levarmos em consideração os custos variáveis envolvidos e fazendo-se uma análise de sensibilidade, os motores Stirling podem se tornar competitivos.

#### 5. Agradecimentos

Aos integrantes do Núcleo de Estudos e Sistemas Térmicos (NEST/ EFEI) pela disponibilização de informações para a realização deste trabalho.

#### 6. Referência Bibliográfica

- Andrade, R. V., “ Modelagem de um Sistema de Refrigeração a Absorção para o Resfriamento de Dornas de Fermentação de Álcool”, Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Itajubá – MG, 1999
- Dorgan, C. B. et al, “ Application guide for absorption cooling/refrigeration using recovered heat” , American society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, USA, 1995.
- Campanari, S. and Macchi, E., 2000: “Performance prediction of Small – Scale Tri-Generation Plants Based on Integrated SOFC and Microturbine Systems”, Proceedings of ASME turboexpo 2000, Munich Germany
- Costa, Ê. C., Refrigeração, 3.ed, Editora Edgar Blücher Ltda, São Paulo, 1982
- Gordon, J. M., and Ng, K. C., “ Cool Thermodynamics: The Engineering and Physics of Predictive, Diagnostic and Optimization Methods for Cooling Systems”, Cambridge International Science Publishing, Cambridge, 2000, UK.
- Silveira, J.L., Gomes, L.A. “ Fuel Cell cogeneration System: a cases of tchnoeconomic analysis”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 1999; 3, 233-242
- Heppenstall, T., “ Advanced gas turbine for power generation: a critical review” , Applied Thermal Engineering, 1998; 18, 837-846,
- Hufford, P.E., “Absorption Chiller Maximize Cogeneration Value”, ASHRAE Transactions, 1991, part 1, vol. 97, p. 428-423.
- Stoecker, Wilbert F., e Jones, Jerold W. “Refrigeração e Ar Condicionado”, Editora McGraw-Hill do Brasil, Ltda, São Paulo, 1985.

#### NEW PERSPECTIVES OF THE ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEM

##### Rubenildo Vieira Andrade

Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI  
 Departamento de Engenharia Mecânica  
 Av. BPS, bairro Pinheirinho, CP– 50, CEP 37500-000  
 Itajubá -MG  
[ruben@iem.efei.br](mailto:ruben@iem.efei.br)

*Abstract: This work presents both the basis for absorption refrigeration systems operations and its applications, aiming at their implementation within the modern context of cold generation , which focuses on the optimization of the used energy. Therefore ,it is concluded that the absorption systems loom as a feasible alternative to be used in cogeneration systems.*

*Keywords: Absorption refrigeration, cogeneration, fuel cell, Stirling engine*

# RESPONSE TIME MEASUREMENT OF TEMPERATURE AND PRESSURE SENSORS OF ANGRA-I NUCLEAR POWER PLANT USING NOISE ANALYSIS TECHNIQUE

**Sergio Ricardo Pereira Perillo\***  
sperillo@net.ipen.br

**Iraci Martinez Pereira Gonçalves\***  
martinez@net.ipen.br

**Roberto Carlos dos Santos\***  
rcsantos@net.ipen.br

**Daniel Kao Sun Ting\***  
dksting@net.ipen.br

\*Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares - IPEN-CNEN/SP  
Caixa Postal 11049  
05422-970, São Paulo, Brasil

**Abstract.** *The operation conditions and the limits, which the facility is subject to during a transient, are determined in the design period whether it is a nuclear facility or not. To monitor the dynamic variables and keep them under control in order to guarantee that they do not exceed the safe limits, sensors are installed throughout the process. To guarantee that these sensors respond properly, the response time determination of temperature and pressure sensors from the Reactor Protection System (RPS) is necessary and is a requirement that must be satisfied. Furthermore it is an indicative of its degradation and its remaining working life. In this work we present the results of the response time of RPS sensors using an indirect method called Noise Analysis Technique and compare these results with those from the direct method.*

**Response, Degradation, Aging, Pressure Sensors, Temperature Sensors**

## 1. Introduction

Due to the hostile environment in which many sensors are installed, its components, whether mechanical or electrical can suffer alterations in time, which can alter significantly the sensor response time. In general the sensor answers slower and if the degradation is too significant the response time may reach values above the facility technical specification.

To avoid that a degraded sensor might put a nuclear facility at risk, in 1977 with the publication of the Nuclear Regulatory Guide 1.118, the U.S. Nuclear Regulatory Commission (NRC) established important rules in order to determine the sensors response time. Therefore norm-based procedures has been adopted that explicitly requires the nuclear facilities to perform periodic tests to monitor the behavior of the sensors responsible for the protection system. Accordingly to the norms the tests must be carried out "in situ", i.e., with the sensor installed and when not possible, the laboratory conditions must be as close as possible of those found in the working spot.

## 2. Response Time Determination Methods.

In general one can say that there are two basic groups of methods to determine the response time: direct and indirect methods. The difference between them is that the second group contain technologies which can be used without directly accessing the sensor leads, in other words no there is no need to directly access the sensor. The first group on the other hand, used since the concern about response time came up, can only be used with a direct access to the sensor leads, which most of the times means taking the sensor out of the facility control system loop. The methods are described below.

### 2.1 Direct Methods

The direct method used to determine the response time of Resistance Temperature Detectors is the Loop Current Step Response described in details by Upadhyaya (1978) and Gonçalves (1985).

For pressure sensors the available tests are the Pressure Ramp Test and the Pressure Step Test.

### 2.1.1 Loop Current Step Response

The method consists in applying a small current to the RTD leads. The temperature transient due to a step change that heats the sensor filament is analyzed to determine the response time that would have followed a fluid temperature change obtained through a plunge test. The test can be implemented in a plant by connecting a test instrument at the point where the sensor leads are normally connected to their in-plant transmitter. Laboratory results show that the time constant estimates by this method are within 10 to 20 per cent of their true values.

A small suitcase was made to hold the LCSR circuit. The circuit produces a step current and measures the resistance variation of the RTD. Basically the circuit is a Wheatstone bridge in which the RTD is one of its resistors. The bridge output is acquired using a data acquisition board along with software developed using Labview®.

Once acquired, the data from the sensors are analyzed accordingly to procedures established by Gonçalves (1985), Upadhyaya (1978) and revised by the U.S. Nuclear Regulatory Commission (1981).

•**The Loop Current Step Response Transformation.** The result of interest is the time constant associated with a step change in fluid temperature external to the sensor. The time constant is defined to be the time required for the sensor output to reach 63.2 percent of its final steady-state value after a step change in fluid temperature. This time constant is usually obtained from a plunge test in a laboratory environment. Since the plunge test cannot be used to obtain the time constant of an installed RTD, the LCSR test is proposed as one method to obtain an estimate of the desired plunge test constant.

A transformation is needed to convert LCSR data into a prediction of the response that would occur following a temperature step change. The transformation maybe developed using a general nodal model for sensor heat transfer.

The nodal model may be represented schematically as shown in Fig. (1).

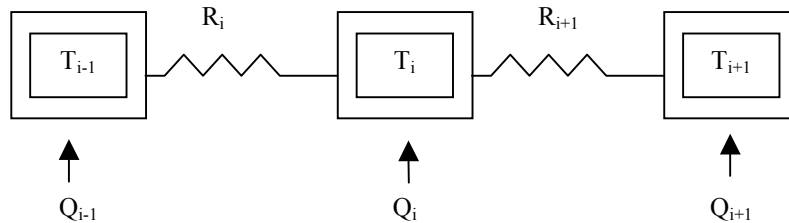


Figure 1. Schematic of a One-Dimensional Node-to-Node Heat Transfer Model.

Where:

$T_i$ = Temperature in node  $i$

$Q_i$ = heat generation rate in node  $i$

$R_i$ = heat transfer resistance between nodes

The dynamic heat transfer equation for node  $i$  is:

$$m_i c_{pi} \frac{\partial T_i}{\partial t} = q_i + C_i \tag{1}$$

where:  $m_i$  = mass of material in node  $i$

$c_{pi}$  = specific heat capacity of material in node  $i$

$q_i$  = heat transfer rate in node  $i$

$C_i$  = heat generation rate in node  $i$

$T_i$  = temperature in node  $i$

According to Fourier heat conduction's Law:

$$q = -kA \frac{\partial T}{\partial r} \tag{2}$$

or

$$\partial r = \frac{-kA}{q} \partial T \quad (3)$$

Integrating Eq. (3) between nodes  $i - 1$  and  $i$

$$\int_{r_{i-1}}^{r_i} \partial r = \frac{-kA}{q} \int_{T_{i-1}}^{T_i} \partial T \quad (4)$$

$$r_i - r_{i-1} = \frac{-kA}{q} (T_i - T_{i-1}) \quad (5)$$

so, the equation that describes the heat conduction between nodes  $i - 1$  and  $i$  is

$$q_{i-1 \rightarrow i} = \frac{kA}{r_i - r_{i-1}} (T_{i-1} - T_i) \quad (6)$$

The heat transfer resistance  $R$  is defined as:

$$R = \frac{L}{kA} \quad (7)$$

so,

$$q_{i-1 \rightarrow i} = \frac{1}{R_i} (T_{i-1} - T_i) \quad (8)$$

Analogous procedure is applied to the heat conduction between nodes  $i$  and  $i + 1$  :

$$q_{i \rightarrow i+1} = \frac{1}{R_{i+1}} (T_i - T_{i+1}) \quad (9)$$

Combining Eq. (8) and Eq. (9), we have the heat conducted in node  $i$  :

$$q_i = \frac{1}{R_i} (T_{i-1} - T_i) - \frac{1}{R_{i+1}} (T_i - T_{i+1}) \quad (10)$$

Substituting  $q_i$  in Eq. (1) we obtain:

$$m_i c_{pi} \frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{R_i} (T_{i-1} - T_i) - \frac{1}{R_{i+1}} (T_i - T_{i+1}) + C_i \quad (11)$$

or

$$\frac{dT_i}{dt} = a_{i,i-1} T_{i-1} - a_{i,i} T_i + a_{i,i+1} T_{i+1} + Q_i \quad (12)$$

where:



$$a_{i,i-1} = \frac{1}{m_i c_{pi} R_i}, a_{i,i} = \frac{1}{m_i c_{pi}} \left( \frac{1}{R_i} + \frac{1}{R_{i+1}} \right), a_{i,i+1} = \frac{1}{m_i c_{pi} R_{i+1}}, Q_i = \frac{C_i}{m_i c_{pi}}$$

The nodal equations may be applied to a series of nodes, starting at the closest node to the center ( $i = 1$ ) and ending with the node closest to the surface  $i = N$ . The equations have the form:

$$\begin{aligned} \frac{dT_1}{dt} &= -a_{11}T_1 + a_{12}T_2 + Q_1 \\ \frac{dT_2}{dt} &= -a_{21}T_1 + a_{22}T_2 + a_{23}T_3 + Q_2 \\ &\vdots \\ \frac{dT_n}{dt} &= a_{N,N-1}T_{N-1} - a_{N,N}T_N + a_{NF}T_F + Q_N \end{aligned} \quad (13)$$

These equations may be written in matrix form:

$$\frac{d\bar{X}}{dt} = \bar{A}\bar{X} + \bar{F} \quad (14)$$

where:

$$\bar{X} = \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ \vdots \\ T_N \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} -a_{11} & a_{12} & 0 & 0 & \cdots \\ a_{21} & -a_{22} & a_{23} & 0 & \cdots \\ 0 & a_{32} & -a_{33} & a_{34} & \cdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ & & & & -a_{N,N} \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$\bar{F} = \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ \vdots \\ a_{NF}T_F + Q_N \end{bmatrix} \quad (17)$$

where  $T_f$  is the fluid temperature

Laplace transform gives:

$$[s\bar{I} - \bar{A}]\bar{X}(s) = \bar{F}(s) \quad (18)$$

The Laplace transform solution for the response of any node,  $x_i$ , may be found using Cramer's rule. Considering that the RTD filament is located in the center node, the system must be solved for  $T_1$ :

$$T_1(s) = \frac{B(s)}{|s\bar{I} - \bar{A}|} \quad (19)$$

where  $B(s)$  is the determinant of the matrix  $|s\bar{I} - \bar{A}|$  with its first column substituted by  $\bar{F}(s)$ .

In case of a fluid temperature step, there is no heat generation in any node, and the  $\bar{F}(s)$  vector has only the last element non-zero. In this case matrix  $B(s)$  is:

$$B(s) = \begin{vmatrix} 0 & -a_{12} & 0 & 0 & \cdots \\ 0 & (s + a_{22}) & -a_{23} & 0 & \cdots \\ \vdots & -a_{32} & (s + a_{33}) & -a_{34} & \cdots \\ \vdots & \vdots & -a_{43} & (s + a_{44}) & \cdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ a_{NF} T_F(s) & & & & \end{vmatrix} \quad (20)$$

Or

$$B(s) = a_{NF} T_F(s) (-1)^{N+F} \begin{vmatrix} -a_{12} & 0 & 0 & \cdots \\ (s + a_{22}) & -a_{23} & 0 & \cdots \\ -a_{32} & (s + a_{33}) & -a_{33} & \cdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \end{vmatrix} \quad (21)$$

This determinant is for a matrix in lower triangular form (all elements above the diagonal are zero). The determinant is given by the product of diagonals, all of which are constants. Therefore, for a fluid temperature perturbation we have:

$$T_1(s) = \frac{T_F(s) a_0}{|s\bar{I} - \bar{A}|} \quad (22)$$

For a unit step change in  $T_F$ ,  $T_F(s) = \frac{1}{s}$ , and we may write:

$$T_1(s) = \frac{a_0}{s(s - p_1)(s - p_2) \cdots (s - p_N)} \quad (23)$$

where  $p_i$  = poles (identical to eigenvalues of  $\bar{A}$ ).

Inversion of this Laplace transform using the residue theorem gives:

$$T_1(t) = a_0 \left[ \frac{1}{(-p_1)(-p_2) \cdots (-p_N)} + \frac{e^{p_1 t}}{p_1(p_1 - p_2) \cdots (p_1 - p_N)} + \frac{e^{p_2 t}}{p_2(p_2 - p_1) \cdots (p_2 - p_N)} \right] \quad (24)$$

In case of a Loop Current Step Response test there is only heat generation in node 1, i.e., in the RTD filament and no fluid perturbation. So the  $\bar{F}(s)$  vector has only the first element non-zero. In this case the matrix  $B(s)$  is:

$$B(s) = \begin{vmatrix} Q_1(s) & -a_{12} & 0 & 0 & \dots \\ 0 & (s+a_{22}) & -a_{23} & 0 & \dots \\ 0 & -a_{32} & (s+a_{33}) & -a_{34} & \dots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \dots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \dots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \dots \end{vmatrix} \quad (25)$$

this may be written

$$B(s) = Q_1(s) \begin{vmatrix} (s+a_{22}) & -a_{23} & 0 & \dots \\ -a_{32} & (s+a_{33}) & -a_{34} & \dots \\ 0 & -a_{43} & (s+a_{44}) & \dots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \end{vmatrix} \quad (26)$$

Equation (26) results in a polynomial function of M=N-1 order, and may be written:

$$B(s) = Q_1(s) = [K(s-z_1)(s-z_2)\dots(s-z_M)] \quad (27)$$

where  $z_j$  are the zeroes of the polynomial function and  $K$  is a constant.

So, the transfer function may be written:

$$T_1(s) = \frac{Q_1(s)K(s-z_1)(s-z_2)(s-z_M)}{|s\bar{I} - \bar{A}|} \quad (28)$$

or

$$T_1(s) = \frac{Q_1(s)K(s-z_1)(s-z_2)\dots(s-z_M)}{(s-p_1)(s-p_2)\dots(s-p_N)} \quad (29)$$

where  $p_i$  are the eigenvalues of matrix  $\bar{A}$ .

For a unit step change in  $Q_1\left(Q_1(s) = \frac{1}{s}\right)$ , we obtain

$$T_1(s) = \frac{K(s-z_1)(s-z_2)\dots(s-z_M)}{(s-p_1)(s-p_2)\dots(s-p_N)} \quad (30)$$

Solution for  $T_1(t)$  using theorem residue is:

$$T_1(t) = K \left[ \frac{(-z_1)(-z_2)\dots(-z_M)}{(-p_1)(-p_2)\dots(-p_N)} + \frac{(p_1-z_1)(p_1-z_2)\dots(p_1-z_M)}{p_1(p_1-p_2)\dots(p_1-p_N)} e^{p_1 t} + \dots \right] \quad (31)$$

Thus, when LCSR test data is plotted on semi-log paper, a straight line should be apparent when  $t$  is significantly greater than the slowest time constant. The slope of this line is equal to  $p_1$ . A second eigenvalue may be identified by

subtracting the straight line from the remaining portion of the data. This process maybe repeated as long as the subtraction is possible. Experience indicates that identification of more than two eigenvalues by this exponential stripping technique is usually not possible.

Kerlin et all (1978) shows that the eigenvalues identified in the LCSR test can be used to evaluate the approximate value for the plunge time constant by using the following equation:

$$\tau = \frac{1}{P_1} \left[ 1 - \ln \left( 1 - \frac{P_1}{P_2} \right) - \ln \left( 1 - \frac{P_1}{P_3} \right) - \ln \left( 1 - \frac{P_1}{P_n} \right) \right] \quad (32)$$

with  $P_1 < P_2 < P_3 \dots < P_n$ , where

$\tau$  = the sensor time constant

$P_1, P_2, \dots, P_n$  = eigenvalues of the LCSR test.

### 2.1.2. Ramp and Pressure Step Test

For pressure sensors the direct methods used are the Pressure Ramp Test and the Pressure Step Test. The Ramp Pressure Test consists in simultaneously applying a pressure ramp to the sensor and to a fast reference sensor and compares both outputs to determine the time delay between them. The Nuclear Services Corporation developed this method in the 70's.

The Pressure step Test consists in applying a pressure step transient to the sensor input and determines its time constant. However this test is valid for sensors considered as first order systems only.

In both cases the response time determination is obtained directly from the strip chart output.

A Dynamic Pressure Test Unit (Perillo, 1994) was built, based on a previous work from Cain and Foster (1977), suitable to perform both Ramp and Pressure Step tests, but as it was considered only for academic purposes, the maximum allowed pressure is not enough to test sensors with pressure ranges above 1 MPa. Figure (2) shows its rear view and some details.

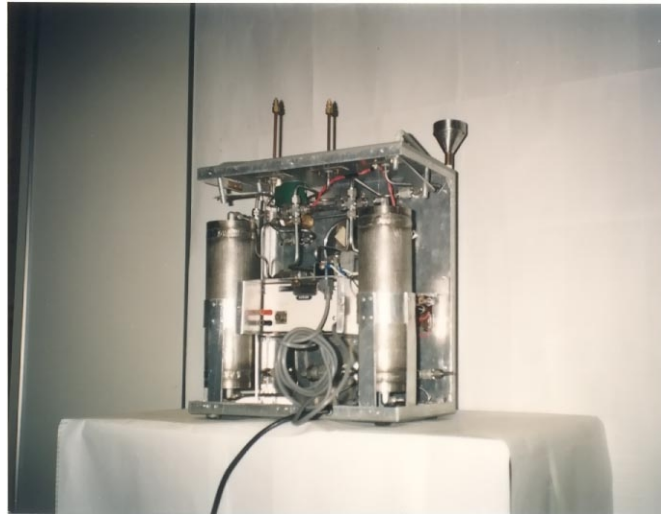


Figure 2 – Rear view of the test unit

### 2.2 Indirect Methods

One of the indirect method used to measure the response time of pressure sensors is the Power Interrupt Test (Soares, 1982) which consists in switching off the pressure sensor power and after a few seconds turning the power back on. When the power is turned back on the sensor offers some information that can be analyzed to determine the sensor response time. However this test is only validated for a specific type of pressure sensor.

A second indirect method applicable to virtually all kind of pressure and temperature sensors is based on Noise Analysis. This technique consists in obtaining the noise components of the signal from the sensors, where one can obtain the information about the dynamic behavior of the sensor, with a minimal interference during the normal operation of the nuclear power plant, accordingly as described by Kerlin (1978) and Lopes (1995). The methodology basically uses a noise analysis based in time-series. Auto-regressive models are adjusted to the data and the step responses are then calculated from the adjusted auto-regressive coefficients.

However, this technique is used to monitor response time deviations rather than measuring the response time.

### 3. Measurements

To determine the response time of 20 RTD sensors and 36 pressure sensors from the Angra – I nuclear power plant, computer based programs were developed using Labview<sup>®</sup> and Matlab<sup>®</sup>. The response time results were then compared with those obtained using direct methods showing good accordance.

Once acquired, the data from the sensors were analyzed using a Matlab<sup>®</sup> program that:

- calculates the Power Spectral Power density (PSD) of the signal;
- calculates the auto-regressive (AR) coefficients;
- calculates the power spectral signal from the impulse and step response, using the coefficients from the auto-regressive model.
- from the step response one can calculate the time constant of the sensor.

The time constant is defined as the necessary time to the sensor output to reach 63.2% of its final value when applied to its input a step signal. So the time constant is determined from the PSD curve where one use the curve obtained from the auto-regressive coefficients. Figure (3) shows a PSD of a temperature sensor data. The blue line is the fitting using the Auto-Regressive model and the red line is the data test. Figure (4) shows a PSD of a pressure sensor used to flowrate measurement.

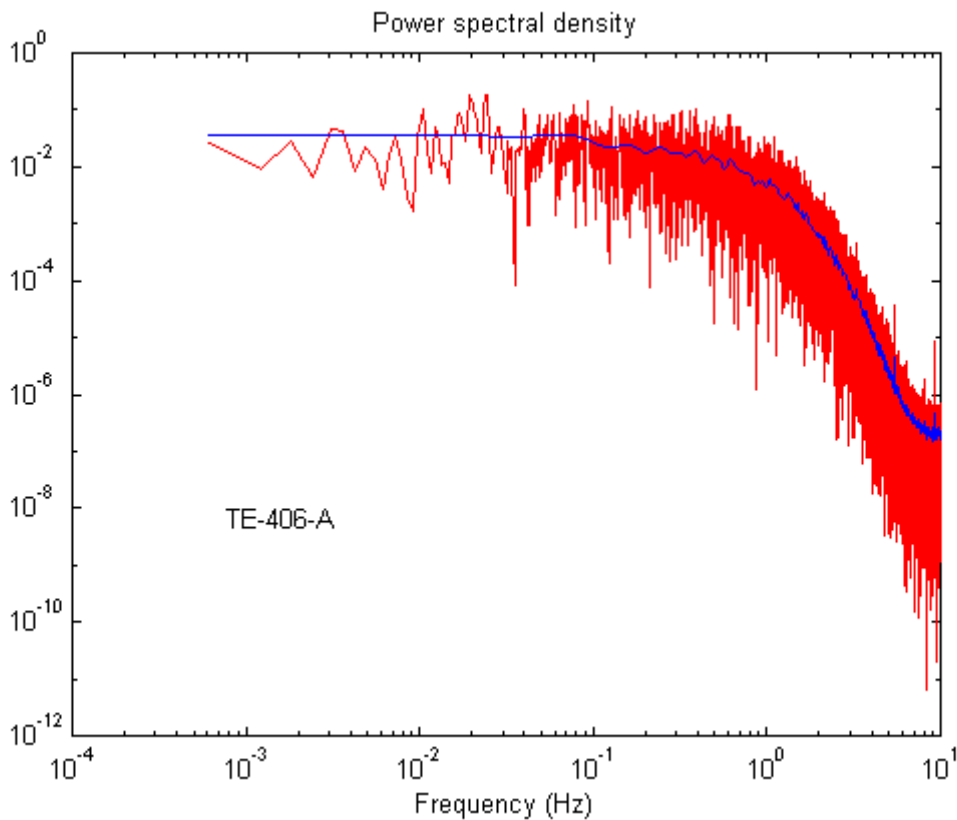


Figure 3. Power Spectral Density of a RTD Sensor.

### 4. Results.

The obtained results using Noise Analysis were compared with the results obtained using the direct methods described in previous sections of this work to determine sensors response time. Table 1 shows some results of this comparison, remembering that for temperature sensors the method used was LCSR and for pressure sensors was Pressure Ramp Test

### 5. Concluding Remarks

For systems whose PSD shows a first order behavior, simple or not, the values of the time constant are easily determined, and the results are very coherent with the expected values. Even for quadratic systems, in cases where it was possible to identify the low frequencies asymptotes, the determination of the time constant was immediate and also showed coherent values.

But in cases where the low frequencies asymptotes were not accurately determined, the classification of the system was not possible, so the time constant associated to the break frequency has not shown a coherent value, but a much higher value than it would be expected as a true value for those sensors.

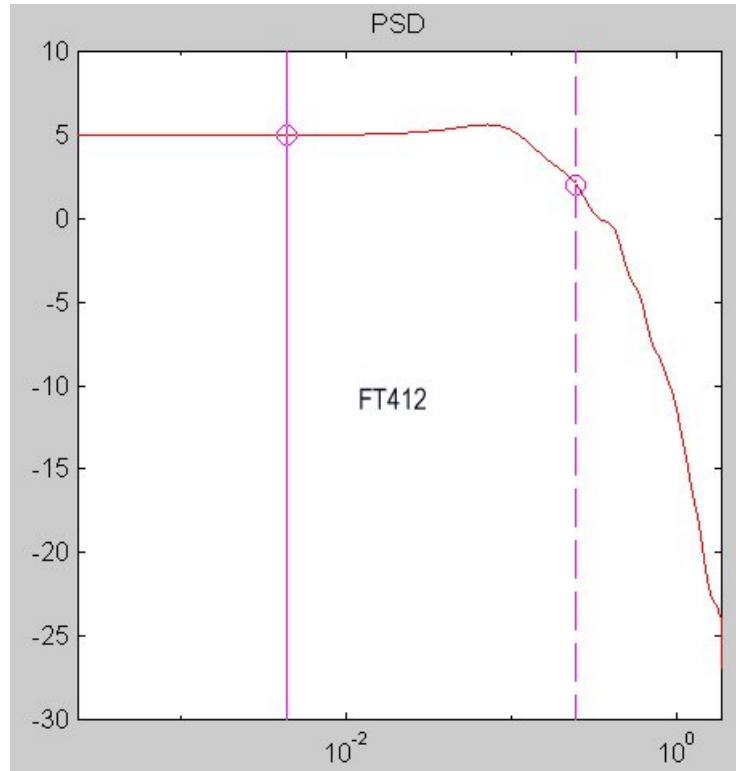


Figure 4. Power Spectral Density of a Pressure Sensor.

Table 1. Comparison between direct methods and indirect methods results.

Variable	Direct Method (ms)	Noise Analysis (ms)
Temperature of the primary circuit	103	200
$\Delta T$ of the primary circuit	79	130
Steam Generator Flow-I	135	160
Steam Generator Flow-II	119	140
Pressurizer Level	426	230

### 6. Acknowledgements

The authors would like to thank the Angra-I technicians and engineers for their support and help during tests.

### 7. References

Cain, D. G. and Foster, G. C., Mid-December 1977, "A Practical Means for Pressure Transducer Response Verification". Nuclear Technology, Vol. 36.

Gonçalves, I. M. P., 1985, "Determinação do Tempo de Resposta de Sensores de Temperatura do Tipo RTD Através de Medidas "in situ". São Paulo. (MSc., Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares).

Lopes, P.R.L.,1995, "Estudo da Metodologia de Análise de Séries Temporais Aplicada à Monitoração do Tempo de Resposta dos Instrumentos Ligados ao Sistema de Proteção de Reatores Nucleares". São Paulo. (MSc. Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares).

- Perillo, S.R.P.,1994, "Determinação do tempo de resposta de transdutores de pressão utilizando o método de medida direta", São Paulo. (MSc., Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares).
- Soares, A.J., 1982, "Study and Dynamic Modeling of a Pressure Transducer that is Based on the Principle of Force Balance", Tennessee.
- Kerlin, T. W., Miller, L.F., Hashemian, H.M., Poore, W.P., July 1978, "In Situ Response Time of Platinum Resistance Thermometers". Vol. 2. Palo Alto, Electric Power Research Institute EPRI NP-834.
- Upadhyaya, B. R., Kerlin, T. W. , 1978, "Estimation of Response Time Characteristics of Platinum Resistance Thermometers by Noise Analysis Technique". ISA Transactions – Vol. 17, No. 4.
- U.S. Nuclear Regulatory Commission, August 1981, "Review of Resistance Temperature Detector Time Response Characteristics" (NUREG-0809). Safety Evaluation Report.
- U.S Nuclear Regulatory Commission., Nov. 1977, "Periodic Testing of Electric Power and Protection Systems". New York, N.Y. (NUREG 1.118),
- U.S. Nuclear Regulatory Commission, June 1989, "Effect of Aging on Response Time of Nuclear Plant Pressure Sensors" (NUREG/CR-5383).

## EFEITO DAS CONDIÇÕES DE OSCILAÇÃO EM CHAMAS CONFINADAS PULSANTES

### Daniel Silva Ferreira

Universidade Estadual Paulista, Campus de Guaratinguetá, Depto. de Energia  
Av. Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333, Guaratinguetá – SP, Brasil, CEP: 12500-000  
e-mail: daniel@tupi.lcp.inpe.br

### Pedro Teixeira Lacava

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Divisão de Engenharia Aeronáutica  
Pça. Mal. Eduardo Gomes, 50, Vila das Acácias, São José dos Campos, SP, Brasil, CEP: 12228-900  
e-mail: lacava@aer.ita.cta.br

### João Andrade de Carvalho Jr.

Universidade Estadual Paulista, Campus de Guaratinguetá, Depto. de Energia  
Av. Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333, Guaratinguetá – SP, Brasil, CEP: 12500-000  
e-mail: joao@feg.unesp.br

### Marco Aurélio Ferreira

Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, Laboratório Associado de Combustão e Propulsão  
Rod. Presidente Dutra, km 40, Cachoeira Paulista, SP, Brasil, CEP: 12700-000

**Resumo.** A combustão pulsante ganhou interesse nas pesquisas atuais devido às indicações de que sua aplicação na geração de energia pode oferecer diversas vantagens, tais como: economia de combustível, redução da formação de poluentes, aumento da taxa de transferência de calor convectiva e redução de investimento quando comparada com técnicas convencionais. Um estudo experimental foi conduzido com o objetivo de investigar a emissão de gases na combustão com oscilação acústica, especialmente monóxido de carbono e óxidos de nitrogênio. Os experimentos foram conduzidos em uma câmara vertical refrigerada, com 1 m de comprimento e 25 cm de diâmetro interno, construída em aço inox. O combustor operou com gás liquefeito de petróleo (GLP) tanto para as situações de oscilação como sem oscilação, nas mesmas condições iniciais. Parte da mistura de reagentes foi excitada acusticamente antes da saída do queimador, por meio de alto-falante estrategicamente posicionado. O queimador foi alinhado com o eixo longitudinal da câmara e posicionado na sua extremidade inferior. Os experimentos foram conduzidos para 0,16 g/s de GLP queimando com razão de equivalência estequiométrica. As principais conclusões foram: a) o processo de combustão pulsante produz uma distribuição combustível/ar mais uniforme do que processo não pulsante; b) próximo à razão de equivalência estequiométrica a combustão pulsante gera maiores taxas de  $\text{NO}_x$ ; c) a frequência tem uma forte influência na emissão de  $\text{NO}_x$ , mas a alteração da amplitude de pressão pouco afeta; d) a presença do campo acústico pode mudar drasticamente a emissão dos gases de combustão em chamas difusivas, mas em chamas pré-misturadas essa influência já não é tão forte.

**Palavras Chaves:** Combustão, Combustão Pulsante, Emissão de Poluentes, Emissão de  $\text{NO}_x$ .

### 1. Introdução

A combustão pulsante ganhou interesse nas pesquisas atuais devido às indicações de que sua aplicação na geração de energia pode oferecer diversas vantagens, tais como: economia de combustível, formação reduzida de poluentes e escória, aumento nas taxas de transferência de calor convectiva e investimento de capital reduzido em comparação com técnicas convencionais (Zinn, 1996). Entende-se como combustão pulsante o processo de queima que apresenta como característica principal o fato das variáveis de estado que descrevem as condições na zona de queima ocorrerem sob condições oscilatórias, isto é, mudando periodicamente com tempo (Zinn, 1986). Já nos processos de combustão convencionais, não há correlações entre as flutuações existentes em um determinado ponto da câmara de combustão e as flutuações de outro ponto, com exceção da própria estrutura turbulenta presente (Libby e William, 1994). Entretanto, para chamas pulsadas as correlações temporais ou espaciais são organizadas de tal forma que elevadas amplitudes são estabelecidas.

Em 1777, Byron Higgins (citado por Wood, 1966; Tyndall, 1970; Zinn, 1986) relatou o primeiro exemplo de combustão pulsante, a chama musical ou cantante, que nada mais é do que uma chama ancorada em queimador de hidrogênio instalado dentro de um tubo, gerando um som de considerável amplitude devido à excitação do modo acústico fundamental ou de um de seus harmônicos. Sua ocorrência depende das características do queimador, da chama e do tubo. Apesar deste fenômeno já ser conhecido desde o século XVIII, as primeiras tentativas conhecidas para proveito do processo de combustão pulsante só ocorreram na virada do século XX (Stodola e Loewenstein, 1927; Foa, 1960), influenciadas pelo desenvolvimento prévio do motor de combustão interna. As primeiras aplicações foram na área de propulsão e geração de potência por turbinas a gás.

Com o avanço das pesquisas sobre o aperfeiçoamento da combustão pulsante surgiram evidências de suas vantagens através de alguns trabalhos, como o de Hanby (1968), que, utilizando um modelo quase estacionário, demonstrou que a presença de oscilações aumenta os coeficientes convectivos de transferência de calor e promove elevadas eficiência térmicas. Pode-se concluir, então, que a combustão pulsante proporciona a construção de dispositivos de tamanho reduzido pois, para a transmissão de uma mesma quantidade de energia térmica os dispositivos pulsados necessitam de superfícies menores do que os não pulsados.

Além do aumento nas taxas de transferência de calor, outra característica típica desta tecnologia é a baixa emissão de poluentes. As oscilações incrementam o processo de mistura entre o combustível e o oxidante, resultando em uma



maior eficiência do processo de combustão com pouca perda de combustível e baixas emissões de CO, fuligem e hidrocarbonetos não queimados (Martins, 1998).

Alguns combustores podem ser especialmente construídos de tal forma que o próprio processo de combustão é o responsável pelo surgimento das oscilações acústicas, como é o caso dos combustores tipo tubo de Rijke (Carvalho et al., 1989). Já para projetos convencionais de câmaras de combustão é necessário atuadores externos para induzir as oscilações, como por exemplo o uso de alto-falantes estrategicamente posicionados. Os atuadores externos também podem ser acoplados em câmaras onde a própria chama induz as oscilações, com intuito de amplificar ou atenuar o sinal, visto que esse tipo de câmara não permite grandes variações de amplitude e frequência.

Para compreender como a presença do campo acústico afeta a estrutura da chama e a taxa de mistura entre o combustível e o oxidante, Lacava et al. (1999) analisaram o efeito da frequência e da amplitude de oscilação no formato de chamas pré-misturadas pulsadas de GLP (Gás Liquefeito de Petróleo) com ar, através de imagens obtidas por câmeras CCD. Os gases foram misturados instantaneamente antes de entrarem no queimador e, através de um alto-falante estrategicamente posicionado na base do mesmo, a mistura foi excitada acusticamente. Os resultados desse trabalho mostraram que a presença do campo acústico modifica fortemente a estrutura da chama e, conseqüentemente, os processos físicos e químicos que ali se desenvolvem.

O entendimento dos fenômenos relacionados à combustão pulsante é de fundamental importância, pois essa tecnologia demonstra um potencial muito grande para operações com baixa emissão de poluentes. As pulsações intensificam a mistura entre os reagentes, resultando em um processo de combustão mais intenso, com baixo desperdício de combustível e baixas emissões de CO e fuligem. Contudo, pouca pesquisa tem sido feita para entender a química do nitrogênio e as emissões de  $\text{NO}_x$  (óxidos de nitrogênio) em chamas pulsantes. A formação de  $\text{NO}_x$  nessa situação resulta de uma complexa interação entre dinâmica de fluidos e a química (Glarborg, 1993). Durante a fase de combustão do ciclo, significantes gradientes espaciais e temporais de temperatura ocorrem no combustor, em razão do mecanismo de transferência de calor não ser rápido suficiente para manter a temperatura homogênea. Localmente a temperatura pode se aproximar da temperatura de chama adiabática e gradientes de temperatura com mais de 300K podem ocorrer, favorecendo a formação do  $\text{NO}_x$ . Esses gradientes controlados pelos efeitos de mistura, em geral, ocorrerem de maneira mais pronunciada em sistemas não pré-misturados (Kelly et al., 1993). Desta forma, o grande desafio dessa técnica é conciliar a emissão de compostos de oxidação parcial, como o CO, com a emissão de  $\text{NO}_x$ .

Conforme já discutido, a geometria da chama e a intensidade da mistura entre os reagentes são parâmetros afetados pela presença de um campo acústico, influenciando também os mecanismos reacionais de formação de poluentes. Desta forma, o presente trabalho apresenta os resultados de experimentos conduzidos com intuito de associar as alterações da chama, induzidas pela presença do campo acústico, com a emissão de gases, sobretudo CO e  $\text{NO}_x$ . Os experimentos foram realizados em um combustor cilíndrico vertical com a parede refrigerada. A atuação acústica foi feita por um alto falante estrategicamente posicionado no queimador, cujo os detalhes são apresentados na próxima seção. Basicamente, o objetivo do presente trabalho foi realizar estudos das emissões de gases para as diferentes condições de amplitude e frequência de oscilação.

## 2. Arranjo Experimental

O queimador utilizado nos experimentos foi projetado com o objetivo de permitir operações tanto com chamas pré-misturadas como com chamas difusivas. No canal interno do queimador desenvolve-se o escoamento de GLP (Gás Liquefeito de Petróleo), utilizado como combustível, ou GLP + ar, no caso de chamas pré-misturadas. A vazão de GLP utilizada para projeto do queimador foi 0,16 g/s. Na base desse canal está acoplado um alto-falante responsável pela atuação acústica e na saída do canal foi posicionado um disco de 11,5 mm para ancorar a chama nas proximidades do queimador. No canal externo desenvolve-se o escoamento do ar difusivo, que não sofre atuação acústica. A espessura do canal de saída do escoamento interno (GLP + ar) é de 2,75 mm e do escoamento externo 3,0 mm. No canal interno ainda está posicionado um transdutor de pressão piezoelétrico, denominado de transdutor P1, que serve de referência para amplitude e frequência de atuação sobre o escoamento. A Fig. (1) apresenta um esquema do queimador.

Os experimentos foram realizados em uma câmara cilíndrica, posicionada verticalmente, com 1 m de comprimento e 25 cm de diâmetro interno. Junto à parede da câmara foi provida uma camisa com água corrente, para sua refrigeração. Ao longo da câmara também foram instalados termopares tipo "K" e transdutores de pressão piezoelétricos, para as leituras de temperatura e frequência e amplitude, respectivamente. Os termopares foram posicionados a 10 cm, 25 cm, 50 cm e 75 cm a jusante da base da câmara de combustão, denominados por T1, T2, T3 e T4, respectivamente. Já os transdutores de pressão foram posicionados na base da câmara e a 50 e 75 cm a jusante desta, denominados de P2, P3 e P4, respectivamente. Uma câmara de desacoplamento, posicionada na parte superior da do combustor, permite, sem mudar as características acústicas da câmara de combustão, a coleta de gases para análise contínua sem a infiltração de ar externo. Testes preliminares indicaram a necessidade dessa câmara de desacoplamento em virtude da penetração de ar adicional pela abertura superior do combustor. A Fig. (2) apresenta um esquema da montagem.

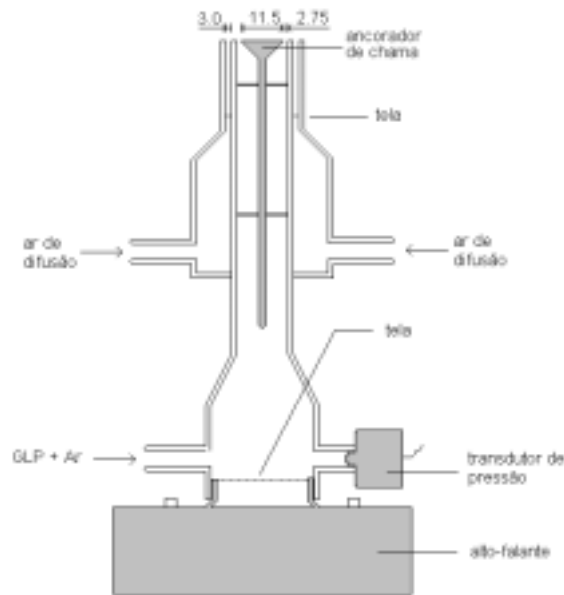


Figura 1. Queimador pré-misturado / difusivo com atuação acústica (dimensões em mm).

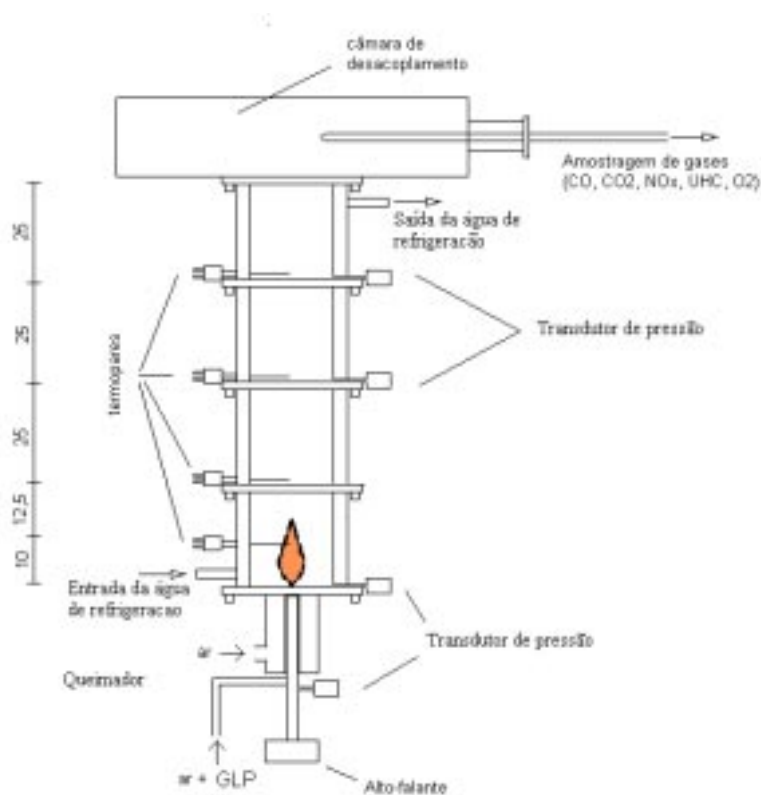


Figura 2. Esquema da câmara de combustão.

Para atuação acústica no queimador, um sinal elétrico senoidal é obtido a partir do gerador de funções Hewlett-Packard, modelo HP8116A, onde é atribuída a frequência desejada no alto-falante. Na sequência, a amplitude do sinal é ajustada no amplificador Proximity, modelo 750AP (480 W), antes de chegar no alto-falante Unipower S50, com potência de 100 W e Impedância de 16 Ohms. Conforme já descrito, no queimador e na câmara de combustão estão posicionados transdutores de pressão piezoelétrico Kistler 7261, faixa de 0-10 bar, que é responsável pela conversão do sinal de pressão acústica em sinal elétrico. Os sinais de tensão dos transdutores passam por amplificadores de carga Kistler 5006 e são lidos em um osciloscópio Tektronix 7633 e no sistema de aquisição de dados.

A captação dos gases na saída da câmara é feita por uma sonda devidamente refrigerada. Uma vez sugados por uma bomba de vácuo, os gases de combustão passam por filtros e condensadores antes de chegarem aos analisadores

contínuos de CO (infravermelho), CO<sub>2</sub> (infravermelho), O<sub>2</sub> (termomagnético) e NO<sub>x</sub> (quimiluminescente), todos com leitura em base seca.

Tanto o sinal proveniente dos analisadores de gases, bem como os dos termopares e os dos transdutores de pressão, são adquiridos em um sistema da National Instruments, composto por uma placa de aquisição de dados, modelo AT-MIO 16E1, com velocidade de aquisição de 1,25 MS e com 16 canais de entrada analógicos e 2 canais de saída analógicos. O sistema conta ainda com um esquema de condicionamento para aquisição dos sinais de termopares, o SCXI1000, permitindo a multiplexação de um de entrada analógica para 32 canais para leitura de termopar. O sistema está configurado para realizar 30 leituras por minuto sendo que, cada leitura de temperatura é uma média de 20 pontos, cada leitura de pressão é uma média de 100 pontos e as leituras dos analisadores são uma média de 50 pontos.

As vazões mássicas de GLP, ar de pré-mistura e ar de difusão foram obtidas por meio de placas de orifício. Os ensaios foram feitos para diferentes combinações entre as vazões de ar de pré-mistura e ar difusivo. O sistema de atuação acústica permitiu fixar uma determinada amplitude de oscilação e variar a frequência. Desta forma, foi possível estudar o efeito desses parâmetros da forma mais desacoplada possível.

### 3. Resultados

#### 3.1 Efeitos da Frequência e Amplitude Oscilação da Pressão

Para avaliar os efeitos da frequência e amplitude de oscilação, os ensaios foram realizados na vazão de 0,16 g/s de GLP com o ar total em proporção estequiométrica. Do total de ar, 16% em massa foi pré-misturado com o combustível e, conseqüentemente, sofreu a ação direta do alto-falante posicionado na base do queimador. O restante da vazão mássica de ar (84%) foi injetado na câmara de combustão através do canal externo do queimador, ou seja, sem sofrer atuação acústica.

A própria presença da chama, ou seja, de uma intensa liberação de energia na câmara de combustão, que não deixa de ser uma cavidade acústica, pode induzir o surgimento de oscilações desde que satisfaça o critério de Rayleigh. De acordo com esta formulação a amplitude das oscilações crescerá quando

$$\oint Q \cdot p' \cdot dt > 0 \quad (1)$$

onde Q é a taxa de calor instantânea transferida ao escoamento, p' a diferença entre a pressão instantânea e a pressão média (pressão acústica), t o tempo e  $\oint$  a integração sobre o ciclo de oscilação. Esta expressão é proveniente das equações de conservação e a integral representa o acréscimo de energia da perturbação acústica por ciclo fornecida por uma fonte de calor. O formato da chama, acaba sendo um parâmetro importante para o surgimento espontâneo das oscilações no interior da câmara (Lacava et al., 1997). Para um tubo com uma extremidade fechada e outra aberta, espera-se que quanto maior for a liberação de energia na extremidade fechada, maior será a possibilidade do surgimento das oscilações.

Inicialmente verificou-se se as condições de atuação acústica empregadas no presente trabalho mantinha uma estrutura de escoamento pulsado no interior da câmara. A Figura 3 apresenta a pressão acústica, ou seja, a amplitude de oscilação, obtida pelos transdutores de pressão P2, P3, e P4, para a condição sem atuação (frequência = 0 na figura) e atuação com 30 mbar de amplitude (P1) no escoamento interno do queimador, para diversas frequências.

Os resultados apresentados na Fig. (3) mostram que as amplitudes de oscilação no interior da câmara não chegam a 10% do valor da amplitude induzida pelo alto-falante sobre mistura (GLP + ar) que flui no canal interno do queimador (30 mbar). Além da geometria da chama, a fraca intensidade de oscilação também pode ser atribuída pela baixa potência de operação do queimador; assim, não há energia suficiente para manter o processo em maior amplitude no interior da câmara. Desta forma, pode-se admitir para o presente experimento, que as alterações das condições de combustão são principalmente devido às modificações na estrutura da chama em decorrência da atuação acústica no escoamento interno do queimador; a oscilação no interior da câmara contribui em menor intensidade. Em outras amplitudes de atuação acústica (P1 = 10 e 20 mbar) os resultados foram semelhantes aos da Figura 3 (P1 = 30 mbar).

A Fig. 4, dividida em 4a, 4b e 4c, mostra as emissões de NO<sub>x</sub>, CO, CO<sub>2</sub> e O<sub>2</sub> para as amplitudes de atuação P1 = 10, 20 e 30 mbar, em função da frequência de atuação. Em termos qualitativo, o comportamento da emissão de gases é bastante semelhante para ambas amplitudes de oscilação. A redução das emissões de CO e O<sub>2</sub> e, conseqüentemente, o aumento da emissão CO<sub>2</sub>, para as situações pulsadas em comparação com a situação sem atuação acústica (frequência = 0), mostram que há uma melhor taxa de mistura entre os reagentes no regime pulsado. A redução da emissão de CO chega a atingir 50% em comparação com o regime não pulsado.

Por outro lado, para as três amplitudes de atuação acústica estudadas, a emissão de NO<sub>x</sub> aumentou com o também aumento da frequência, chegando a atingir cerca de 3 vezes a emissão da situação sem atuação acústica. As emissões de CO, CO<sub>2</sub> e O<sub>2</sub> mostraram que há um incremento substancial na taxa de mistura entre os reagentes, conseqüentemente, a tendência é que as distribuições espaciais de temperatura e de razão de equivalência na chama sejam mais uniformes. Desta forma, a presença do campo acústico aumenta as regiões ao longo da chama com razão de equivalência próxima à que são injetados o combustível e o oxidante, ou seja, a estequiométrica. Assim, também aumenta as regiões com temperatura elevada na chama, o que favorece a emissão de NO<sub>x</sub>.

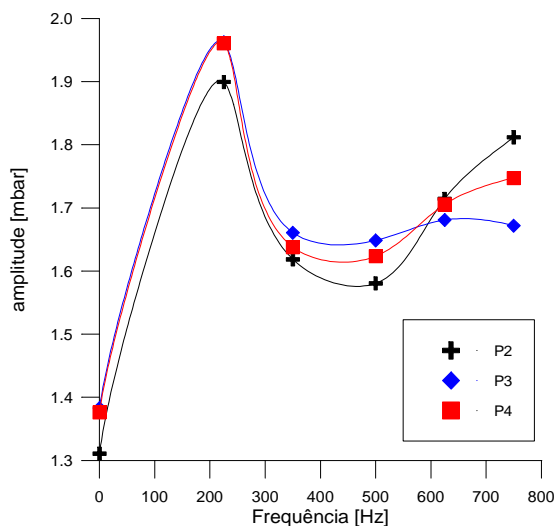


Figura 3. Medidas de amplitude no interior da câmara para condição sem atuação acústica (frequência = 0) e com atuação com 30 mbar de amplitude, em função da frequência.

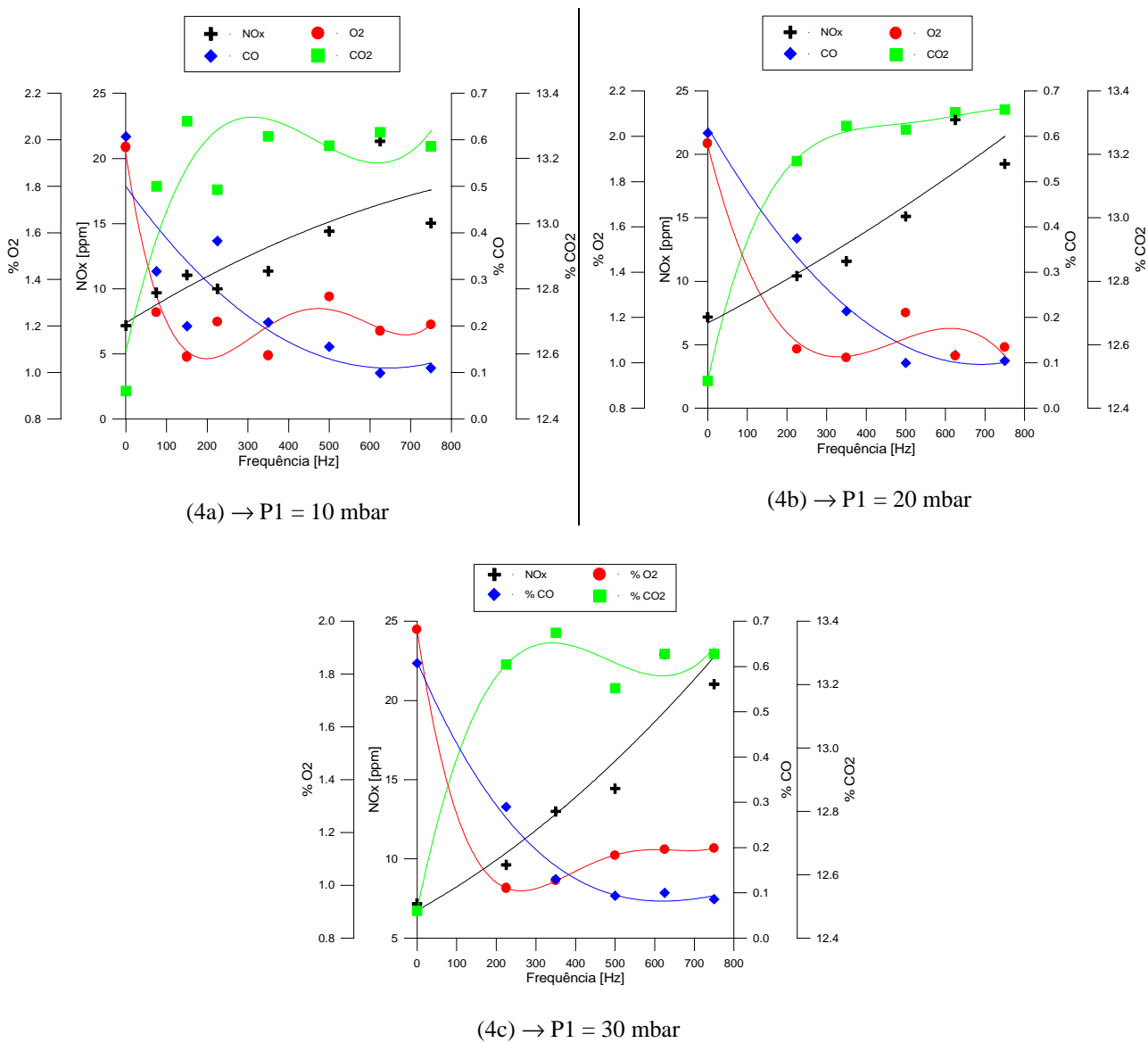


Figura 4. Emissões de NO<sub>x</sub>, CO, CO<sub>2</sub> e O<sub>2</sub> para as amplitudes de atuação P1 = 10 (4a), 20 (4b) e 30 mbar (4c), em função da frequência de atuação.

Basicamente, o comportamento da emissão de  $\text{NO}_x$  com a frequência segue o aumento de temperatura na câmara, em razão da melhor mistura entre os reagentes. Para exemplificar isso, a Fig. (5) apresenta as medidas de temperatura obtidas pelo termopar 1 (T1), posicionado a 10 cm de distância do queimador e no eixo de simetria axial da câmara, em função da frequência, para as amplitudes de oscilação  $P1 = 10, 20$  e  $30$  mbar. As medidas obtidas por esse termopar estão longe de serem valores representativos para as distribuições espaciais e temporais de temperatura; no entanto, mostram a tendência média do comportamento da temperatura na região de chama com o aumento da frequência.

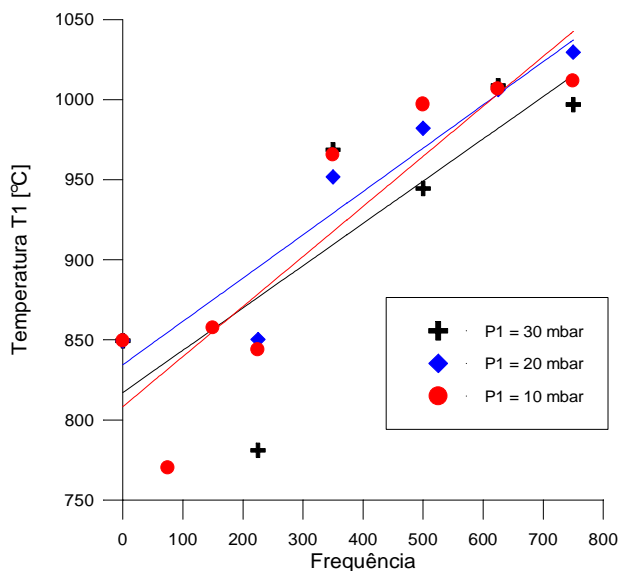


Figura 5. Medidas de temperatura obtidas pelo termopar 1 (T1) para as amplitudes de oscilação  $P1 = 10, 20$  e  $30$  mbar.

A relação entre o grau de uniformidade da mistura reagente e a emissão de  $\text{NO}_x$  é bastante estreita e depende da razão de equivalência teórica com que o combustível e o oxidante são injetados na câmara. O trabalho teórico e experimental desenvolvido por Lyons (1981), mostrou que o aumento do grau de uniformidade da mistura reagente tende a elevar a emissão de  $\text{NO}_x$  se os reagentes estão em proporção estequiométrica, como no presente experimento. Por outro lado, a medida que a proporção dos reagentes se desloca para o lado pobre da combustão, o resultado é justamente o contrário, ou seja, com o aumento do grau de uniformidade a emissão de  $\text{NO}_x$  diminui, pois a distribuição de temperatura tende a ser homogênea em torno de um valor mais baixo. A Fig. (6) resume os resultados apresentados por Lyons (1981). Cooper (1980) também observou o mesmo resultado de Lyons (1981) para combustão pobre em uma câmara simulando a zona primária de combustão de uma turbina a gás. Keller et al. (1993) e Delabroy et al. (1996) observaram que a intensa mistura causada pela presença de pulsações em condições de combustão pobre reduziu a emissão de  $\text{NO}_x$ . A Fig. (6) resume os resultados apresentados por Lyons (1981). O comentário feito por Glarborg (1993) parece ser bastante oportuno para resumir a relação entre a presença do campo acústico e a emissão de  $\text{NO}_x$ , segundo esse autor a combustão pulsante se aproxima das condições de um reator de mistura homogênea, o que aumenta as emissões de  $\text{NO}_x$  quando a queima ocorre nas proximidades da estequiometria; por outro lado, há uma redução quando a combustão se desenvolve com elevado excesso de ar ( $\phi = 0,6$ ). Dentro desse contexto, os resultados apresentados na Fig. (4) são coerentes com os comentários encontrados na literatura.

A Fig. (7) apresenta as emissões de  $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$  e  $\text{O}_2$  em função da amplitude de atuação acústica ( $P1$ ), para as frequências de 225 Hz (7a) e 500 Hz (7b). Apesar da frequência de atuação acústica ter mostrado uma considerável influência na emissão de  $\text{NO}_x$ , isto já não ocorre com a amplitude. Há um aumento de emissão em comparação com a situação sem atuação acústica, mas, uma vez estabelecido o campo acústico, a mudança de amplitude de 10 para 20 ou 30 mbar praticamente não alterou a emissão de  $\text{NO}_x$ . Isto provavelmente está relacionado com a maneira com que a amplitude ou a frequência alteram a estrutura da chama.

Lacava et al. (1999), através de uma análise visual de chama em um queimador similar ao utilizado no presente trabalho, mostraram que a região de intensa reação química ocorre nas proximidades do disco ancorador de chama e que a frequência de atuação influencia demasiadamente a geometria dessa região. Sem atuação acústica a intensa reação química se estabelece em um estreito canal entre a saída escoamento interno do queimador e a região de recirculação formada a jusante do disco ancorador. Com a atuação acústica e o aumento da frequência, as reações se dispersam do canal estabelecido sem atuação, para toda região de recirculação, denotando um processo de combustão melhor distribuído. Por outro lado, os resultados desse trabalho também mostraram que o aumento da amplitude pouco influencia essa região de intensa reação química próxima ao disco ancorador, apenas reduz ligeiramente o comprimento da chama em oscilações com frequências de até 200 Hz. Assim, a frequência de atuação possui um impacto muito maior sobre o processo de combustão do que a amplitude, pelo menos até 30 mbar.

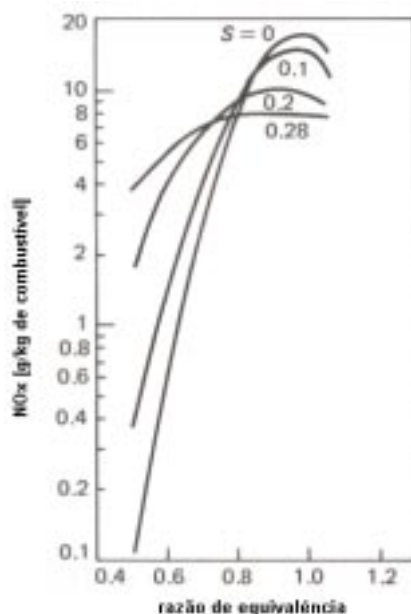


Figura 6. Efeito da razão de equivalência e não uniformidade da mistura combustível ar na emissão de NO<sub>x</sub> (Lyons, 1981). S é igual ao parâmetro de não uniformidade, quando S = 0 a mistura reagente é totalmente uniforme.

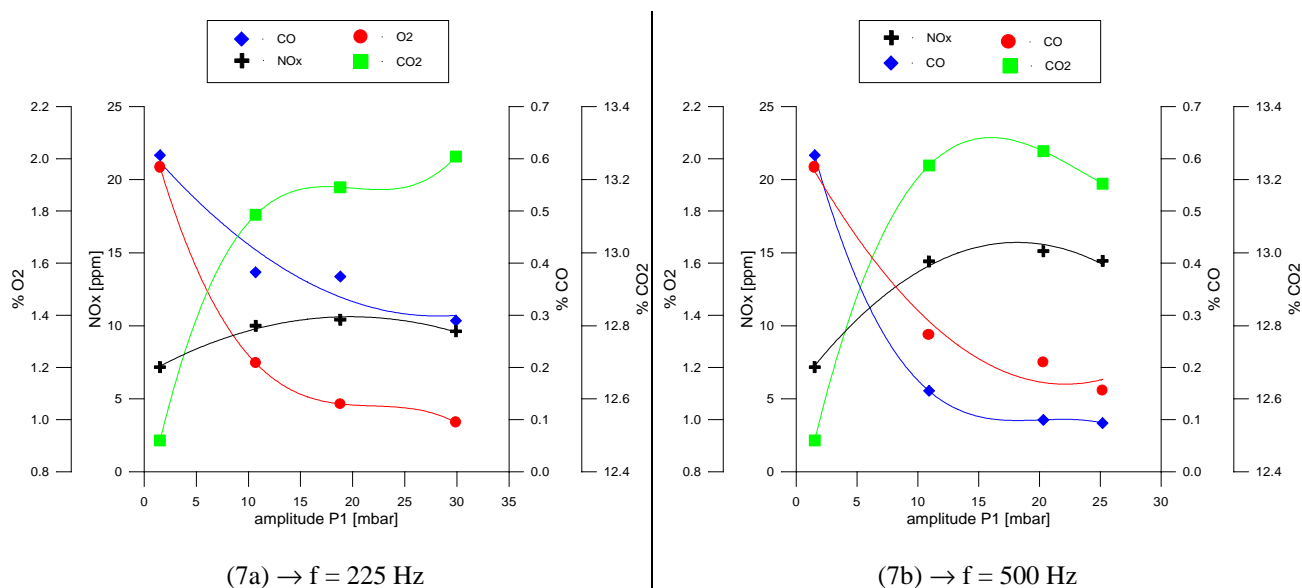


Figura 7. Emissões de NO<sub>x</sub>, CO, CO<sub>2</sub> e O<sub>2</sub> em função da amplitude de atuação acústica (P1), para as frequências de 225 Hz (7a) e 500 Hz (7b).

### 3.2 Efeito do Tipo de Chama

Na seção 3.1 os resultados apresentados foram para a situação onde 16% em massa do ar estequiométrico é pré-misturado com o combustível, denominado de ar de pré-mistura, e 84% é injetado através do canal externo do queimador, denominado de ar difusivo. Alguns ensaios foram realizados variando esse relação entre a quantidade de ar de pré-mistura e ar difusivo, para avaliar a influência da atuação acústica em diferentes tipos de chama. Par isso definiu-se o pãmetro  $r$  como sendo:

$$r = \frac{m_{ar/pre}}{m_{ar/pre} + m_{ar/dif}} \tag{2}$$

onde  $m_{ar/pre}$  é a vazão mássica de ar de pré-mistura e  $m_{ar/dif}$  é a vazão mássica de ar de difusão. Quando  $r = 0$  a chama é completamente difusiva e quando  $r = 1$  a chama é completamente pré-misturada. A Fig.(8) apresenta as emissões de CO e  $NO_x$  em função de  $r$ , para a atuação acústica com 30 mbar e 750 Hz e sem atuação acústica.

Nota-se uma elevada emissão de CO na situação sem atuação acústica para as chamas predominantemente difusivas,  $r = 0,16$  e  $0,257$ . No entanto, a presença do campo acústico mostrou ser eficiente para controlar a emissão de CO nesse tipo de chama, reduzindo-a em cerca de 80% e 60% para  $r$  igual a  $0,16$  e  $0,257$ , respectivamente. Os resultados mostram que para  $r = 0,257$  há um aumento considerável na emissão de CO em comparação com  $r = 0,16$ . Como esse comportamento foi observado para as situações com e sem oscilação e as medidas dos transdutores de pressão no interior da câmara continuaram sendo muito baixas, não se pode atribuir esse comportamento do CO para  $r = 0,257$  como sendo responsabilidade da excitação acústica. Provavelmente há alguma interação entre o escoamento que emerge do canal interno ( $GLP + ar_{pre-mistura}$ ) com o que emerge do canal externo ( $ar_{difusivo}$ ) prejudicando a mistura entre os reagentes.

Quanto a emissão de  $NO_x$ , em chamas predominantemente difusivas, a escala da Fig. (8) não deixa claro o aumento da emissão desse poluente quando o campo acústico está presente. Os aumentos foram cerca de 190% e 73% para  $r$  igual a  $0,16$  e  $0,257$ , respectivamente. No entanto, a medida que chama vai se tornando pré-misturada a atuação acústica passa a contribuir discretamente para o aumento da emissão de  $NO_x$ . Para  $r$  igual a  $0,5$  e  $0,6$  os aumentos foram 4% e 7%, respectivamente. A medida que se aumenta vazão de ar no canal interno o efeito de pré-mistura entre os reagentes se intensifica, favorecendo uma mistura mais homogênea na chama, mesmo sem os efeitos de atuação acústica. Isto pode ser comprovado observando as emissões de CO para  $r = 0,5$  e  $0,6$ , elas são baixas mesmo para situação sem excitação acústica. Desta forma, podemos concluir que a presença de uma campo acústico consegue modificar a estrutura das chamas difusivas, mas contribui muito pouco para alterar do processo de combustão em chamas pré-misturadas.

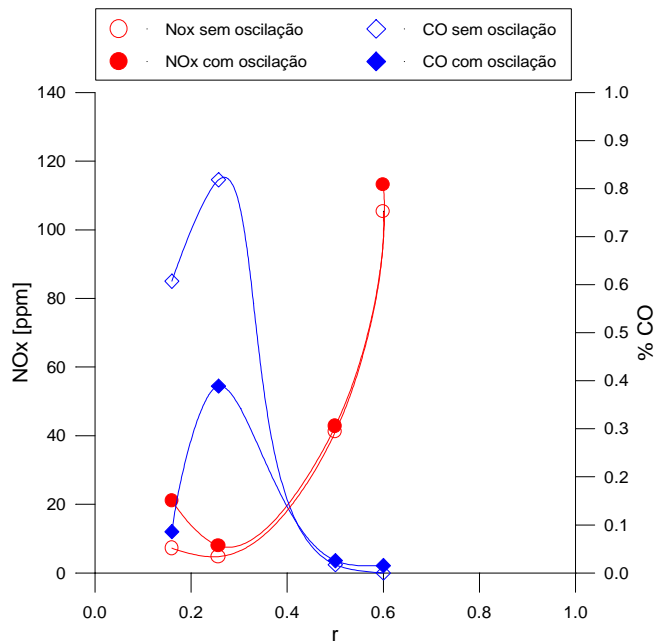


Figura 8. Emissões de CO e  $NO_x$  em função de  $r$ , para a atuação acústica com 30 mbar e 750 Hz e sem atuação acústica.

#### 4. Conclusões

O presente trabalho apresentou o resultado de uma investigação experimental sobre a influência da atuação acústica na emissão dos gases de combustão, enfocando principalmente as emissões de CO e  $NO_x$ . A atuação foi feita através de um alto-falante estrategicamente posicionado na base queimador, cuja a função era que induzir as oscilações acústicas ao escoamento de  $GLP + ar$ . Os ensaios foram realizados em uma câmara vertical com jaqueta d'água para refrigeração, com 1 m de comprimento e 25 cm de diâmetro interno, construída em aço inox. Os experimentos foram conduzidos com intuito de verificar a influência da frequência e da amplitude oscilação nas condições de combustão. Além disso procurou-se avaliar a capacidade de alteração da estrutura de combustão pela atuação acústica para distintas condições de chama, alterando a relação entre a quantidade de ar pré-misturado com o combustível e o que é injetado diretamente na câmara, sem sofrer à atuação do alto-falante. As principais conclusões do trabalho foram:

- 1) o processo de combustão pulsada produz uma distribuição mais uniforme da mistura combustível/ar do que o processo de combustão não pulsada;
- 2) próximo à razão de equivalência estequiométrica a combustão pulsante gera maiores taxas de  $\text{NO}_x$ , pois a distribuição espacial de temperatura se tornar mais uniforme em torno de valores mais elevados;
- 3) o aumento da frequência de atuação acústica favorece o também aumento da emissão de  $\text{NO}_x$ , provavelmente devido à sua forte influência na estrutura da chama, principalmente na região de recirculação formada a jusante do queimador; por outro lado, variações da amplitude até 30 mbar não alteraram significativamente as emissões de CO e  $\text{NO}_x$ ;
- 4) a atuação acústica altera fortemente a emissão de gases nas chamas difusivas; no entanto, essa influência reduz a medida que a chama tende a adquirir um caráter predominantemente de chama pré-misturada.

Os resultados apresentados foram limitados à razão de equivalência estequiométrica. A presença do campo acústica nessa condição de combustão reduz a emissão de CO, em razão da intensificação da mistura entre os reagentes. Por outro lado, a emissão de  $\text{NO}_x$  tem um aumento considerável. Em termos práticos a atuação acústica pode ser “administrada” de tal forma que a operação atinja níveis aceitáveis de  $\text{NO}_x$  e de poluentes de oxidação parcial. Além disso, para operações com elevado excesso de ar a atuação acústica parece ser uma medida atrativa para conciliar a emissão desses poluentes.

## 5. Agradecimentos

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo pelo financiamento parcial do presente trabalho através do projeto: 99/01300-9.

## 6. Referências

- Carvalho, J.A. Jr., Ferreira, M.A., Bressan C., Ferreira, J.L.G., Definition of heater location to drive maximum amplitude acoustic oscillations in a Rijke tube, *Combustion and Flame*, 76:17-27, 1989.
- Cooper, L.P., Effect of Degree of Fuel Vaporization Upon Emissions For Premixed Partially Vaporized Combustion System, *NASA TP – 1582*, 1980.
- Delabroy, O., Lacas, F., Poinot, T., Candel, S., Hoffmann, T., Hermann, J., Gleis, S., and Vortmeyer, D., *Combustion Science and Technology* 119:397-408, 1996.
- Foa, J.V., *Elements of Flight Propulsion*, New York, John Wiley & Sons, 1960.
- Glarborg, P.,  $\text{NO}_x$  Chemistry in Pulse Combustion, *Workshop in Pulsating Combustion and its Applications*, Keynote Lecture C, Lund Institute of Technology, Sweden, August 2-5, 1993.
- Hanby, V.I., Convective heat transfer in a gas-fired pulsating combustor, *J. of Eng. For Prop. And Power*, Paper No. 68-WA/FU-T, Transactions of ASME, pp.1-5, 1968.
- Keller, J.O., Bramlette, T.T., Barr, P.K., Alvarez, J., Paper presented at the *1993 Spring Meeting of the Western States Section/The Combustion Institute*, Utah, 1993.
- Lacava, P.T., Carvalho, J.A. and Mcquay, M.Q., Pulsating combustion characteristics of a spray flame in a Rijke tube with two different atomizers, *Fuel*, 76(9): 845-851, 1997.
- Lacava, P.T., Ferreira, D.S., Carvalho Jr., J.A., Caldeira Pires, A.A., Efeito da frequência e da amplitude de oscilação no formato de chamas pré-misturadas pulsadas, *XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, anais – cd, área de combustão, 1999.
- Libby, P.A. and Williams, F.A., *Turbulent Reacting Flows*, Academic Press, New York, 1994.
- Martins, C.A., *Taxas de  $\text{NO}_x$  em Combustor Pulsante Tipo de Rijke Operando com Combustível Gasoso*, (Dissertação de Mestrado) - Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, INPE - LCP, Cachoeira Paulista, 1998.
- Lyons, V. J., Fuel/Air Nonuniformity-Effect of Nitric Oxide Emissions, *AIAA Journal* 20(5):660-665, 1981
- Stodola, A, Loewenstein, L.C. *Steam and Gas Turbine*, New York, McGraw-Hill, 2v, 1927.
- Tyndall, J., Sound, *Physical Sciences*, 30(2), pp. 231-157,1970.
- Wood, A., *Acoustics*, New York, Dover, 1966.
- Zinn, B.T., Pulsating combustion. In: *Advanced Combustion Methods*, ed. F.J.Weinberg, Academic Press, pp. 113-181, 1986.
- Zinn, B.T., Pulse combustion applications: past, present and future, in *Unsteady Applied Sciences-Vol. 306.*, Klumer Academic Publishers, pp.113 – 137, 1996.



## EFFECT OF OSCILLATION CONDITIONS IN PULSATING CONFINED FLAMES

### **Daniel Silva Ferreira**

Universidade Estadual Paulista, Campus de Guaratinguetá, Depto. de Energia  
Av. Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333, Guaratinguetá –SP, Brasil, CEP: 12500-000  
e-mail: daniel@tupi.lcp.inpe.br

### **Pedro Teixeira Lacava**

Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Divisão de Engenharia Aeronáutica  
Pça. Mal. Eduardo Gomes, 50, Vila das Acácias, São José dos Campos, SP, Brasil, CEP: 12228-900  
e-mail: lacava@aer.ita.cta.br

### **João Andrade de Carvalho Jr.**

Universidade Estadual Paulista, Campus de Guaratinguetá, Depto. de Energia  
Av. Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333, Guaratinguetá –SP, Brasil, CEP: 12500-000  
e-mail: joao@feg.unesp.br

### **Marco Aurélio Ferreira**

Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, Laboratório Associado de Combustão e Propulsão  
Rod. Presidente Dutra, km 40, Cachoeira Paulista, SP, Brasil, CEP: 12700-000

**Abstract.** The pulsating combustion has won interest in the current researches due to the indications that its application in the energy generation can offers several advantages, such as: fuel economy, reduce pollutants formation, increases the rate of convective heat transfer and reduced investment when compared with the conventional techniques. An experimental study has been conducted with the objective of investigating the effects of combustion driven acoustic oscillations in the emission rates of combustion gases, especially carbon monoxide and nitrogen oxides. The experiments were conducted in a water-jacketed 1-m long by 25-cm internal diameter stainless steel vertical tube. The combustor operated with liquified petroleum gas (LPG) in both oscillatory and non oscillatory conditions, under the same input conditions. Part of reactant mixture is excited acoustically before the burner exit, through a speaker positioned strategically. The burner was aligned with the chamber longitudinal axis and positioned at its bottom. The experiments was conducted for 0,16 g/s of LPG burning in stoichiometric equivalence ratio. The main conclusions were: a) the pulsating combustion process produces more uniform fuel/air profile than the non pulsating process, b) closed to stoichiometric equivalence ratio the pulsating combustion process generates higher rates of  $\text{NO}_x$ ; c) the frequency has a strong influence in  $\text{NO}_x$  emission, but the pressure amplitude has a weak influence; d) the presence of acoustic field may change drastically the combustion gases emissions in diffusion flames, but in pre-mixed flames the influence is not so strong.

**Keywords:** *Combustion, Pulsating Combustion, Pollutants Emissions,  $\text{NO}_x$  Emissions*

## UTILIZAÇÃO DE RESÍDUOS INDUSTRIAIS COMO COMBUSTÍVEIS SECUNDÁRIOS ALTERNATIVOS EM FORNOS DE CLÍNQUER

### Virginia Gouveia Salomon

Escola Federal de Engenharia de Itajubá  
Av. BPS, 1303 – Bairro Pinheirinho – Itajubá-MG  
[virginia@iem.efei.br](mailto:virginia@iem.efei.br)

### Rogério José da Silva

Escola Federal de Engenharia de Itajubá  
Av. BPS, 1303 – Bairro Pinheirinho – Itajubá-MG  
[rogério@iem.efei.br](mailto:rogério@iem.efei.br)

**Resumo.** Este trabalho apresenta um panorama geral sobre a utilização de resíduos como combustíveis alternativos em fornos rotativos de fábricas de cimento, no que se refere aos tipos de combustíveis e suas características. A indústria cimenteira tem se utilizado da tecnologia de co-processamento de resíduos como uma das formas de diminuir seus custos de produção e atender à política de conservação de energéticos. Além disso, esta tecnologia proporciona às indústrias geradoras de resíduos perigosos, solucionar seus problemas de disposição final, atendendo à legislação ambiental vigente. A tecnologia de co-processamento de resíduos em fornos de clínquer não se restringe apenas à destruição térmica dos resíduos, pois nestes fornos, o combustível e as matérias-primas se fundem no processo, sendo muito importante determinar as características do combustível e seus constituintes, para se ter controle sobre as características de chama, poder calorífico do combustível e também sobre a incorporação de cinzas ao clínquer. Para que esse controle ocorra, é preciso analisar a composição química dos combustíveis alternativos, bem como a presença de componentes menores, incluindo metais pesados, e a porcentagem de substituição. Assim, poderá se controlar e manter os limites de emissões de poluentes de acordo com a legislação ambiental vigente, evitando ou diminuindo problemas operacionais, tais como a formação de colagens, deterioração do revestimento de refratários e instabilidade de operação do forno, e também, avaliar os efeitos da presença de tais constituintes na qualidade do clínquer e do cimento resultante. O objetivo deste trabalho será relacionar os tipos de resíduos atualmente utilizados no co-processamento, seus constituintes e alguns dos principais efeitos causados pelo seu uso no processo térmico de fabricação do clínquer.

**Palavras-chave:** *resíduos industriais, combustíveis alternativos, fábrica de cimento, clínquer, fornos rotativos.*

### 1. Introdução

O desenvolvimento nos últimos anos tem exigido dos órgãos governamentais dos diversos países, providências com relação à proteção ao meio ambiente e ao uso indiscriminado de recursos naturais não renováveis. A partir desta necessidade, estes órgãos regulamentadores, influenciados também pela pressão social por uma melhor qualidade de vida, estão criando leis e regulamentos que exigem soluções para disposição final dos diferentes tipos de resíduos gerados. O uso de resíduos industriais como combustíveis secundários alternativos, tem sido um caminho viável para que as indústrias diminuam seus custos de produção e reduzam o consumo de combustíveis fósseis. Além disso, para as indústrias geradoras de resíduos é a solução esperada para a disposição exigida pela legislação ambiental.

O uso de combustíveis alternativos em fábricas de cimento como substitutos parciais dos combustíveis tradicionais também tem permitido reduzir parte do problema de disposição dos resíduos, bem como, otimizar os custos de produção de clínquer.

Diferentes tipos de combustíveis alternativos têm sido utilizados na fabricação de cimento. Podem ser citados como exemplos, o uso de coque de petróleo, borra de refino de óleos lubrificantes, moinha de carbono, pneus, raspas de pneus, rejeito carbonoso, solventes, borras de tintas (Santi, 1997). Na Tabela (1) estão descritos os combustíveis alternativos mais comumente usados:

Tabela 1. Combustíveis alternativos mais comumente usados.

COMBUSTÍVEIS ALTERNATIVOS SÓLIDOS			COMBUSTÍVEIS ALTERNATIVOS LÍQUIDOS	
Produtos sintéticos	Produtos naturais	Outros produtos	Baixa toxicidade fácil decomposição	Alta toxicidade difícil decomposição
papel e papelão	xisto oleoso	resíduo de tapeçaria	breu	Hidrocarbonetos poliaromáticos
coque de petróleo	resíduos de madeira	resíduos urbanos	lama ácida	Bifenila policlorada
pó de grafite	palha de arroz	resíduos de material fibroso	resíduos oleosos	Comp. aromáticos contendo cloro
pasta de carvão	casca de coco	refugo de biogás	resíduos petroquímicos	Comp. cíclicos contendo cloro
resíduo plástico	semente de oliva	lama de esgoto	resíduos da indústria de tinta	
resíduo de borracha	casca de amendoim		resíduos químicos	
pneus velhos	resíduo de cana-de-açúcar		lama asfáltica	
resíduo de bateria			borra oleosa	
bentonita ativada				

Fonte: Terry (1999)

## 2. Combustíveis Alternativos

Os combustíveis alternativos, como foi citado anteriormente, são utilizados hoje em dia, não só como um meio de redução do custo de produção, mas também como uma forma de conservação de energéticos e meio de disposição final para vários produtos secundários, originários de diferentes setores industriais. Muitos destes combustíveis representam fontes de matérias-primas, além de fontes energéticas.

Os combustíveis utilizados pela indústria de cimento devem apresentar características específicas de chama e de constituintes, que não afetem a qualidade do clínquer e conseqüentemente, do cimento. Pelo seu alto consumo, estes devem ser cuidadosamente selecionados, em função de sua composição química elementar, seu poder calorífico e custo. Nos últimos anos, com a crescente utilização de combustíveis menos nobres nos fornos rotativos e mesmo o co-processamento de resíduos perigosos, tem havido uma maior preocupação com os problemas operacionais e ambientais decorrentes de tal técnica. Isto tem levado os pesquisadores a se preocuparem com os componentes menores presentes, tanto nos combustíveis tradicionais, quanto nos combustíveis alternativos residuais. Os limites de emissões impostos pela legislação ambiental de vários países exigem um cuidadoso estudo dos efeitos decorrentes da utilização destes combustíveis. Ao mesmo tempo, problemas operacionais podem surgir, tais como: formação de colagens, deterioração de revestimento, instabilidade de operação do forno, etc. As cinzas oriundas da queima de combustíveis são normalmente incorporadas ao clínquer, devendo-se prever, no momento da moagem do cru, ou da pasta, o balanceamento da mistura, a fim de se evitarem problemas de qualidade.

Os combustíveis com condições de serem utilizados nos fornos rotativos, além de serem economicamente viáveis, devem ainda possuir características físico-químicas compatíveis com as exigências de combustão do processo. Seus componentes químicos devem ter pouca ou nenhuma influência negativa, na composição final do clínquer e na sua qualidade, a partir dos produtos formados durante a combustão.

A Tabela (2) apresenta o poder calorífico de alguns combustíveis e de resíduos utilizados como combustíveis alternativos.

Tabela 2. Poder calorífico de alguns combustíveis e resíduos.

Componente	Poder Calorífico (kJ/kg)	Componente	Poder Calorífico (kJ/kg)
Carvão (antracito)	31.401	Resíduos de alimentos	5.513
Carvão (betuminoso)	32.564	Polietileno	43.466
Turfa	8.374	Poliestireno	38.191
Óleo combustível	41.868	Plásticos diversos	32.797
Gás Natural [kJ/m <sup>3</sup> ]	41.581	Pneus	32.098
Resíduo de Serviço de Saúde	11.165	Folhas (50% umidade)	8.222
Papel	15.817	Folhas (10% umidade)	18.571
Jornal	18.492	Madeira verde	4.885
Papelão corrugado	16.382	Madeira seca	16.979

Fonte: Maganha *et alii* (1999)

Segundo Terry (1999), os combustíveis alternativos mais utilizados hoje são o coque de petróleo e os pneus usados (TDF), pois além do preço atrativo, da viabilidade econômica e da aceitação ambiental, estão disponíveis, atualmente, em grande parte do mercado mundial.

## 2.1. Coque de Petróleo

Atualmente, grandes quantidades de coque de petróleo e óleos residuais pesados têm sido produzidos como subprodutos dos processos de refino do petróleo. Enquanto uma parte do coque de petróleo produzido é utilizada em indústrias de alumínio e aço, outra parte significativa deste subproduto está à venda no mercado mundial de combustíveis. Porém, o alto conteúdo de enxofre destes combustíveis tende a manter os preços baixos devido ao custo que os usuários terão para controlar emissões atmosféricas prejudiciais. Quando o óleo cru é refinado, as frações mais leves são retiradas, restando um óleo residual de menor valor. Em algumas refinarias, este óleo residual é processado novamente, a fim de se produzir maior quantidade de produtos leves, gerando o coque de petróleo como resíduo. A geração de coque vem aumentando substancialmente no mundo inteiro. Isto ocorre devido ao suprimento limitado de óleos crus (matéria-prima) “leves”, com baixo teor de enxofre, o que tem forçado o uso de matéria-prima “pesada”, com alto teor de enxofre, rendendo quantidades significativas de coque juntamente com os produtos da destilação. No Brasil, a produção de coque vem aumentando continuamente. No ano de 1999, a produção mensal de coque nas refinarias nacionais, segundo a ANP, foi de 1.359.308 m<sup>3</sup>, em 2000, chegou a 1.957.649 m<sup>3</sup>, e neste ano, só nos meses de janeiro e fevereiro foi de 297.972 m<sup>3</sup> (ANP, 2001). A Fig. (1) mostra o crescimento da produção de coque nas refinarias brasileiras.

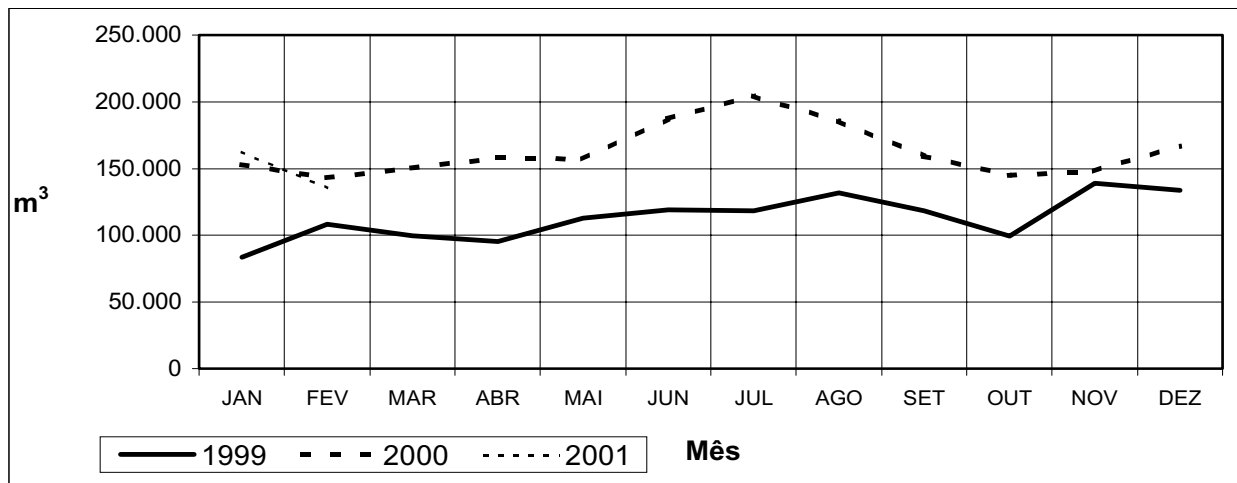


Figura 1. Produção Mensal de Coque (m<sup>3</sup>) nas Refinarias Nacionais

A metade, aproximadamente, do coque produzido não é apropriada para o uso em indústrias de alumínio e aço devido aos altos níveis de enxofre e metais pesados. Este coque de baixo grau de qualidade está agora competindo com combustíveis tradicionais, tais como o carvão, com o preço do coque geralmente melhor que o do carvão por duas razões. A primeira razão é a grande quantidade de enxofre e metais no coque disponível para o uso como combustível, o que torna difícil a queima limpa em alguns processos. A outra razão é o suprimento. A quantidade de coque no mercado continuará aumentando já que as refinarias têm que processar óleos crus mais pesados para satisfazer a demanda crescente por produtos destilados. Conseqüentemente a indústria de cimento poderá utilizar o coque de petróleo como combustível alternativo economicamente viável. A Fig. (2) apresenta um esquema do mercado de coque nos EUA.

Existem três tipos de processos de coqueamento – *delayed coking*, *fluid coking* e *flexicoking*. Quando a matéria-prima contém maior quantidade de resíduos pesados, é utilizada no processo denominado *delayed coking*, que é responsável pela produção de aproximadamente 90% de todo coque de petróleo produzido (Meyers, 1996). Para o uso como combustível em fornos de cimento o coque é utilizado não calcinado, ou o chamado *coque verde*.

O uso de coque de petróleo como combustível geralmente tende a duas principais categorias, combustível para a geração de vapor e combustível para indústrias cimentícias. Em indústrias de cimento o coque pode ser usado juntamente com o carvão, gás natural, gás combustível de refinarias, ou óleo, como combustível complementar no forno rotativo. O coque não possui material volátil bastante para produzir uma chama auto-sustentável e, como resultado, não pode ser queimado sozinho em um forno de cimento. Combinações usuais de combustíveis para indústrias de cimento são 25% de óleo ou gás e 75% de coque ou 70% de carvão betuminoso e 30% de coque.

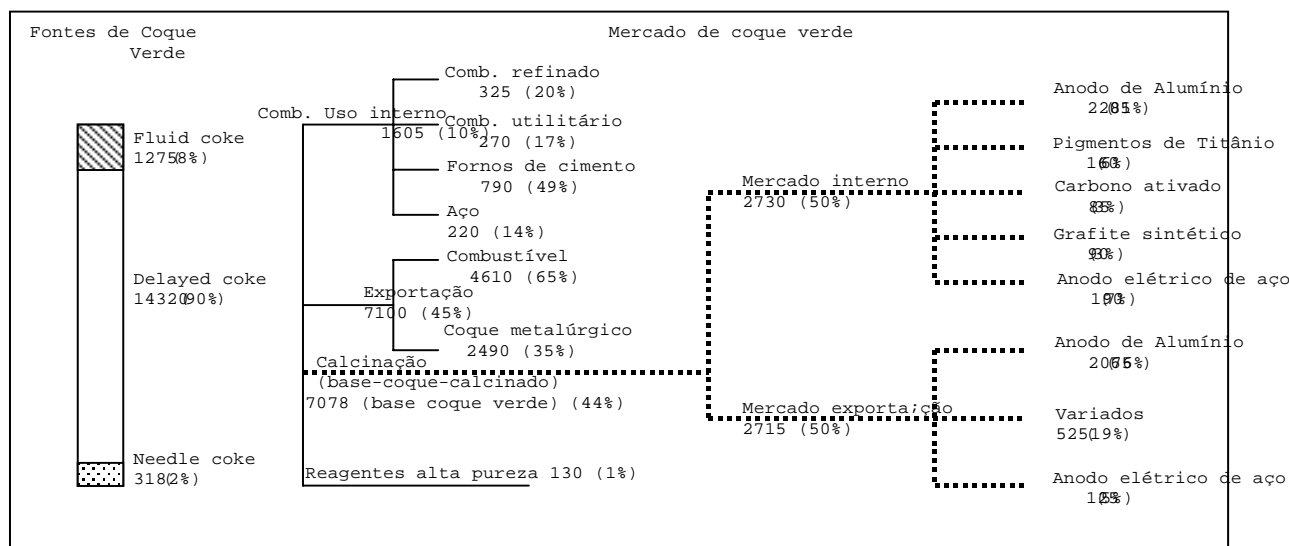


Figura 2. Mercado de Coque de Petróleo nos Estados Unidos em 1980, (Meyers, 1996).

O enxofre contido no coque reage com o óxido de cálcio, presente em grande quantidade na matéria-prima para produzir o clínquer, formando sulfatos, e isso contribui para a redução de sulfato de cálcio (gesso) requerido no cimento. Os metais, principalmente vanádio e níquel, contidos no coque, não resultam em grandes problemas para o cimento. Na Tab. (3) são apresentados os componentes do coque verde e do coque calcinado. Em uma base de 25% de óleo e 75% de coque combinados, o consumo de coque para uma fábrica de cimento moderna deverá ser de 75 a 115 toneladas para 1000 toneladas de cimento.

Tabela 3. Características Típicas do Coque de Petróleo.

Item	Coque Verde	Coque Calcinado
Umidade %	6 – 4	0.1
Matéria Volátil %	8-14	0,5
Carbono Fixo %	86 – 92	99,5
Enxofre %	1,0 – 6,0	1,0 – 6,0
Silício %	0,02	0,02
Ferro %	0,013	0,02
Níquel %	0,02	0,03
Cinza %	0,25	0,4
Vanádio %	0,015	0,03
Densidade mássica (kg/m <sup>3</sup> )	720 – 800	670 - 720

Em geral, o coque como combustível combinado com carvão betuminoso possui as seguintes vantagens sobre o uso do carvão mineral:

- **Moabilidade:** O coque é mais fácil de moer que o carvão, resultando em um custo de moagem mais baixo e menos manutenção.
- **Poder calorífico:** O poder calorífico do coque de petróleo é maior que 32.500 kJ/kg, comparado com o poder calorífico do carvão, em torno de 30.000 kJ/kg.
- **Conteúdo de Cinzas:** O baixo conteúdo de cinzas do coque resulta em baixos custos de tratamento destas cinzas.

O níquel e o vanádio são metais não voláteis, que podem incorporar-se ao clínquer resultando em mudança nas características do cimento. Por exemplo, o níquel na forma de NiO, em determinada quantidade, pode estabilizar o cristal de alita, o que acarretaria em um aumento na resistência inicial do cimento. O vanádio, na forma de V<sub>2</sub>O<sub>5</sub> aumenta a hidraulicidade da alita, porém, altas concentrações podem afetar a moabilidade do clínquer resultante. Os altos níveis de V<sub>2</sub>O<sub>5</sub> também podem deteriorar o revestimento do forno em alguns casos.

## 2.2. Pneus Usados

No Brasil, o Conselho Nacional do Meio Ambiente – CONAMA, aprovou em 26 de agosto de 1999 a Resolução nº 258 que regulamenta a exigência por parte do Governo Brasileiro às indústrias fabricantes e importadoras de pneus no Brasil, que deverão coletar e dar destinação final ambientalmente adequada aos pneus usados inservíveis. O artigo 3º da Resolução estabelece que a partir de janeiro de 2002 as empresas fabricantes de pneus ficarão responsáveis por dar destinação final a um pneu inservível para cada quatro pneus novos fabricados. E anualmente este número vai aumentando até que, em 2005, para cada quatro pneus novos fabricados no país ou pneus novos importados, as empresas fabricantes e as importadoras deverão dar destinação final a cinco pneus inservíveis. (MMA, 2001)

Segundo a Associação Nacional da Indústria de Pneumáticos (ANIP) e o Sindicato Nacional da Indústria de Pneumáticos, Câmaras de Ar e Camelback (SINPEC), a produção nacional de pneus em 1999 foi de aproximadamente 39.970.000 pneus, como mostra a Tab. (4), e a previsão para 2002 é de um aumento de 10%. Sendo assim, com base na Resolução nº 258 do CONAMA, em 2002, a indústria brasileira de pneus deverá dar destinação final para aproximadamente 11 milhões de pneus inservíveis (Tommasini, 2000).

Tabela 4. Produção na Indústria Brasileira de Pneumáticos – 1999

Categories	Produção (x 1000)	Exportação (x 1000)	Mercado Interno (x 1000)
Caminhão/ônibus	4.650	1.540	3.110
Caminhonetas	3.520	1.140	2.380
Automóveis	26.200	10.150	16.050
Moto	3.600	1.100	2.500
Outros	2.000	200	1.800
Ton.	534	196	338

Fonte: ANIP/SINPEC

O uso dos pneus inservíveis como combustível alternativo é considerado, dentre as formas de reciclagem de pneus, como o meio mais viável para sua disposição final. A demanda pelo uso de pneus como um combustível suplementar em fornos rotativos de cimento tem sido elevada e amplamente discutida. Os pneus usados, embora sendo um material residual especial, são excelentes fontes de energia, principalmente quando utilizados como combustíveis secundários. A alta temperatura, o elevado tempo de residência, o alto efeito de absorção da matéria-prima no pré-aquecimento e a incorporação das cinzas geradas ao clínquer, são condições favoráveis para que a queima de pneus em fornos de fábricas de cimento seja uma forma de disposição final ideal para estes resíduos. Além disso, devido ao alto poder calorífico do pneu (ver Tabela 2), seu co-processamento contribui para a diminuição do consumo de combustíveis não renováveis (carvão e óleo), poupando assim os recursos naturais (Souza, 2000).

Nos fornos de via seca, os pneus podem ser alimentados em pedaços e moídos, que podem ser introduzidos com o carvão pulverizado ou por um sistema de alimentação separado, ou ainda inteiro, por uma porta em forma de pêndulo, colocada na parede do forno (Constans *et alli*, 1997).

As Figuras (3), (4) e (5) apresentam sistemas de alimentação de pneus inteiros para fornos de cimento. As Fig. (3) e (4) são sistemas instalados pela ERAtech -TMI Systems – A Division of Tire Management Inc. e a Fig. (5) mostra o sistema instalado pela CADENCE – Environmental Energy Inc., ambos em indústrias de cimento nos Estados Unidos.



Figura 3. Sistema de introdução no meio do forno - ERAtech - TMI Systems



Figura 4. Instalação de válvula pêndulo no meio do forno – ERAtech - TMI Systems

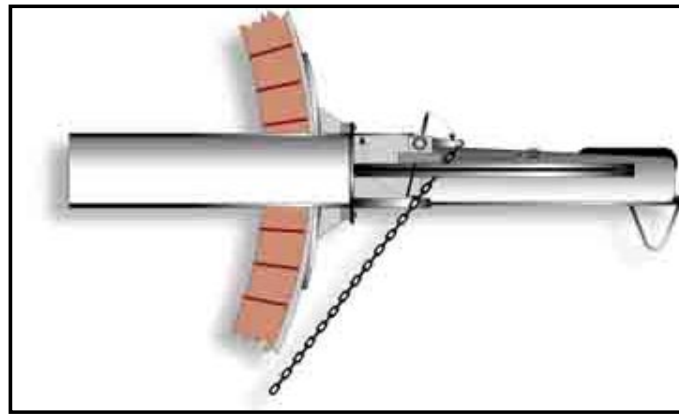


Figura 5. Sistema de Alimentação de pneus no forno  
CADENCE – Environmental Energy Inc.

Os pneus inservíveis são considerados combustíveis de alta qualidade, comparado ao carvão de melhor qualidade. A quantidade de enxofre encontrada nos pneus está entre 0,5 e 2,0 %, ou seja, menor ou igual à maioria dos carvões e coque de petróleo, como mostra a Tab. (5). O mesmo ocorre com os hidrocarbonetos que compõem a borracha dos pneus, não são mais complexos ou difíceis de destruir que os apresentados no carvão. O aço e as cintas radiais constituem 18% em peso dos pneus, o que deve ser levado em conta no balanço da mistura de cru. Além disso, os pneus contêm metais pesados como chumbo, cádmio e zinco. Os níveis de metais pesados situam-se em uma faixa de concentração que permite que sejam facilmente incorporados ao clínquer.

Tabela 5. Características Típicas e Composição Química de Pneus

Características Típicas		Composição Química	
Componente	%	Componente	%
Borracha	36	C	70
Recheio (SiO <sub>2</sub> )	37	H	7
ZnO	1,2	S	1-3
Estabilizadores	3	Cl	0,2-0,6
S	1,3	Fe	15
Aço	18	ZnO	2
Restante	3,5	SiO <sub>2</sub> + restante	5

Fonte: Souza (2000).

Usando pneus como combustível em fornos de clínquer, as emissões de poluentes de ar, tais como, NO<sub>x</sub>, CO<sub>2</sub>, HC, HCl, SO<sub>2</sub> e pó, comparadas com os limites permissíveis em vários países, ficam abaixo dos padrões exigidos, porém é necessário fazer um monitoramento contínuo das emissões (Souza, 2000).

### 2.3. Óleo Lubrificante Usado e a Borra Oleosa

Óleo lubrificante usado pode vir a ser um sério problema ou um valioso recurso, depende de como é administrado. Nos Estados Unidos, a cada ano são gerados aproximadamente 5 milhões de m<sup>3</sup> de óleo usado para cada 9 milhões de m<sup>3</sup> de óleo lubrificante refinado. Apenas 57% deste óleo usado é utilizado para reciclagem. Estima-se que de 740 mil m<sup>3</sup> a 1,5 milhões de m<sup>3</sup> de óleo usado retornem ao meio ambiente a cada ano de maneira imprópria (Arner, 1996).

No Brasil, a produção de óleo lubrificante nas refinarias atingiu a marca de 794.442 m<sup>3</sup> em 1999, e em 2000 a produção foi de 949.098 m<sup>3</sup>. No ano em curso, apenas em janeiro e fevereiro já são 138.142 m<sup>3</sup> de óleos lubrificantes produzidos (ANP, 2001). A Figura (6) mostra um gráfico da produção de óleo lubrificante nas refinarias nacionais.

De acordo com o artigo 1º da Portaria Interministerial nº 1 de 29/07/99, instituída pelo Ministério das Minas e Energia e Ministério do Meio Ambiente, o produtor, o importador, o revendedor e o consumidor final de óleo lubrificante acabado são responsáveis pelo recolhimento de óleo lubrificante usado ou contaminado (MME/MMA, 1999). Além disso, o produtor e o importador ainda são responsáveis pela coleta e pela destinação final do óleo lubrificante usado ou contaminado, da seguinte forma: em outubro de 1999 o volume mínimo de coleta e destinação era de 20 % do volume total de óleo lubrificante acabado comercializado. Em outubro de 2000 este volume passou a ser de 25% do volume total de óleo lubrificante comercializado e em outubro deste ano deverá ser igual a 30% do volume total comercializado.

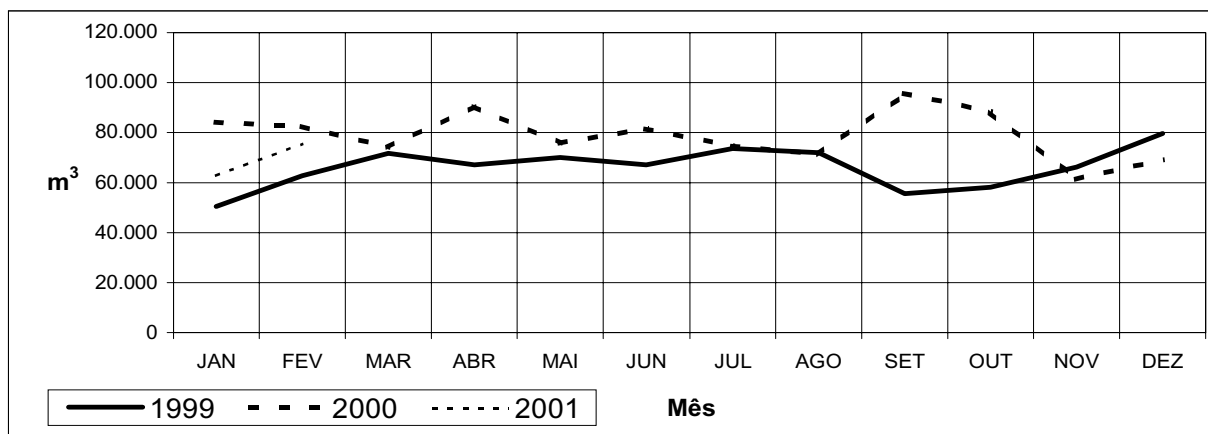


Figura 6. Produção Mensal de Lubrificantes (m³) nas Refinarias Nacionais

Uma forma segura e limpa de disposição de óleo lubrificante usado é reutilizá-lo após um processo de re-refino. A Portaria ANP nº 128 de 30/07/99 regulamenta a atividade industrial de re-refino do óleo lubrificante usado ou contaminado. Porém, este processo gera um resíduo, conhecido como borra oleosa, a qual deverá ser disposta de maneira a não afetar o meio ambiente. O Art. 5º, parágrafo único, da Portaria ANP nº 128/99 afirma que o re-refinador fica autorizado a utilizar ou comercializar subprodutos gerados em seu processo industrial, como matéria-prima para outros processos ou outras aplicações. Uma das possibilidades concretas de uso desta borra oleosa é o seu co-processamento em fornos rotativos de fábricas de cimento, o que já vem sendo feito em algumas unidades instaladas no Brasil, com bons resultados.

No processo de re-refino, o óleo lubrificante usado é coletado e, em seguida, enviado ao laboratório onde será verificada a presença de contaminantes que possam prejudicar o processo. Após passar pelos precipitadores, as impurezas do óleo apresentam-se sob a forma de borra oleosa. A geração de borra oleosa pelas indústrias de re-refino instaladas no Brasil é da ordem de aproximadamente 1100 toneladas /mês, para um volume equivalente a 13.000.000 de litros de óleos lubrificantes usados coletados (Gonçalves *et alli*, 1999).

A Tabela (6) apresenta uma relação dos metais pesados encontrados na borra oleosa.

Tabela 6. Metais pesados presentes na Borra Oleosa

Elementos	Ppm	Elementos	ppm
Sb	25,1	CN	Nd
As	0,34	Cu	185,22
Co	5,3	Cr	33,05
Cd	1,27	Sn	0,61
Hg	0,06	F	0,01
Ti	0,25	Mn	Nd
Ni	13,11	Pd	Nd
Se	Nd	Ag	Nd
Te	3,17	Rh	Nd
Pb	163,82	V	0,98
		Zn	4520,02

Fonte: Gonçalves *et alli* (1999).

Nota-se que dentre os metais pesados, a maior concentração está no zinco, cobre e chumbo. O zinco é um metal volátil e tende a ter sua concentração aumentada na poeira do forno. Mas há também uma grande fixação no clínquer, o que diminui as emissões deste metal. Os compostos de chumbo são claramente voláteis e tendem a vaporizar-se no interior do sistema, saindo como finos que são coletados na poeira do forno (Salomon *et alli*, 1999).

Gonçalves *et alli* (1999) propuseram um estudo da substituição do óleo combustível pela borra oleosa como combustível alternativo em várias proporções e então analisaram as possíveis emissões de metais, tais proporções são apresentadas na Tab. (7). O poder calorífico considerado para a borra oleosa foi de cerca de 23.012 kJ/kg. Ainda, segundo Gonçalves *et alli* (1999), no co-processamento da borra oleosa não foram encontrados problemas em relação aos limites estabelecidos para as emissões de mercúrio, cádmio e tálio. Porém, na substituição energética de 30%, o chumbo ultrapassaria o limite aceitável nas emissões para a atmosfera. Portanto, baseados em estudos preliminares relativos ao co-processamento da borra oleosa, afirmaram que o nível de substituição de 20% não ultrapassaria os limites impostos pela legislação em vigor para as emissões de metais pesados.



Tabela 7. Consumo de óleo 7A e borra oleosa

Substituição do óleo combustível (em % do consumo específico de calor)	Óleo 7A (kg/h)	Borra Oleosa (kg/h)
10	8892	1760,44
20	7904	3520,87
30	6916	5281,31
40	5928	7041,74

Fonte: Gonçalves *et alli* (1999).

## 2.4. Resíduos Urbanos

Após um processamento mecânico dos resíduos urbanos, o material combustível obtido será utilizado na queima principal do forno rotativo combinado consequentemente com uma quantidade reduzida de combustível primário. Com o processamento, seu poder calorífico médio varia de 8.300 a 12.600 kJ/kg, dependendo da umidade. A Tabela (8) apresenta a composição típica de resíduos urbanos na região da Alemanha, onde uma indústria cimenteira tem utilizado este tipo de resíduo em seus fornos rotativos.

As limitações quanto ao uso de combustível derivado de resíduos (RDF) decorrem do teor de cloro proveniente de plásticos contidos, o que pode ocasionar problemas de operação no forno e também pelo alto conteúdo de umidade. Por meio de um queimador especial, o combustível secundário obtido pode ser alimentado, junto com o carvão, no maçarico principal do forno rotativo. Se os volumes de cloro, inseridos ao sistema pelo combustível secundário, forem superiores aos da queima só com carvão, serão descarregados por meio de um sistema de *by-pass*.

Tabela 8. Composição típica de resíduos urbanos em Westphalia (Alemanha).

Tipo de Resíduo	Westphalia (% em peso)
Polpa	2,7
Papel	13,2
Material composto	0,9
Material de embalagem	2,1
Papelão	3,6
Plástico leve e Plástico duro	6,4
Minerais	14,1
Matéria vegetal	43,1
Tecidos	2,8
Metal	3,4
Vidro	4,0
Madeira	3,7

Fonte: Maury (1999).

Nesta experiência alemã, a parcela do combustível secundário pôde ser aumentada a 70% do volume total da energia. Segundo Maury (1999), os teores dos metais pesados no gás situaram-se muito abaixo dos valores limites, prescritos pela German Clean Air Standards. A Tabela (9) apresenta os valores de emissões resultantes da queima de carvão mineral e valores resultantes da queima com uma mistura de combustível de 30% de carvão mineral e 70 % de RDF.

Tabela 9. Emissões devido a queima de carvão mineral e com uma mistura de 30% de carvão mineral e 70% de RDF

Utilização de RDF	Consumo (ton/h)	Carvão mineral	Carvão mineral + RDF
	Correspondente em %	0	70
Poeira	mg/m <sup>3</sup>	65	39
NO <sub>2</sub>	mg/m <sup>3</sup>	837	583
SO <sub>2</sub>	mg/m <sup>3</sup>	131	18-35
Cl	mg/m <sup>3</sup>	5,5	1,1
<b>Classe I</b>			
Cd, Hg, Tl	mg/m <sup>3</sup>	0,037	0,031
<b>Classe II</b>			
As, Co, Ni, Se, Te	mg/m <sup>3</sup>	2,56	0,0031
<b>Classe III</b>			
Sb, Pb, Cr, Cu, Mn, V, Sn	mg/m <sup>3</sup>	0,0107	0,0058
PAH	mg/m <sup>3</sup>	não especificado	0,0004
PCB	mg/m <sup>3</sup>	não especificado	não detectável
PCDD/F	mg/m <sup>3</sup>	não especificado	0,001-0,002

Fonte: Maury (1999).

## 2.5. Outros Resíduos

Além dos combustíveis alternativos já descritos, outros resíduos também têm sido utilizados como complemento para os combustíveis secundários em fornos rotativos de fábricas de cimento. Podemos citar os combustíveis de alto lastro ou com alto teor de cinzas. O óleo de xisto e o carvão de xisto, por exemplo, podem possuir grande quantidade de enxofre e também metais pesados, sendo recomendável uma investigação de sua composição para efeito da adequação ao processo de fabricação do clínquer, bem como para controle das emissões para o meio ambiente, quando queimados.

O carvão vegetal, devido ao seu baixo teor de cinzas e enxofre, também é vantajoso como combustível secundário, com a finalidade de corrigir o balanço de cinzas quando misturado com carvão mineral.

Vários tipos de resíduos agrícolas têm sido utilizados como substitutos de óleo combustível ou carvão mineral nos fornos de cimento. Alguns destes resíduos mais utilizados são: a palha e a casca de arroz, casca de coco, etc. A casca de arroz se destaca como o resíduo agrícola mais utilizado. Sua utilização apresenta problemas com o teor de cinzas, controle da chama e com a estocagem, devido à umidade que deve ser evitada (Silva, 1994).

O poder calorífico, o conteúdo de umidade e o teor de cinzas de alguns resíduos agrícolas são apresentados na Tab. (10).

Tabela 10. Características de alguns resíduos agrícolas

Resíduos	Umidade (% em peso)	Cinzas (% em peso)	Poder Calorífico (kJ/kg)
Casca/palha de arroz	10,6	20,1	12.550
Palha de trigo	9,2	18,0	15.900
Caule de algodão	12,0	13,5	13.800
Palha de milho	11,5	14,2	19.670
Sabugo de milho	8,6	13,8	14.650
Caule de mamona	-	-	19.950
Casca de mamona	-	-	15.340
Pó de bambu	-	10,0	15.890

Fonte: Silva (1994).

## 3. Conclusão

A tecnologia de queima de combustíveis secundários e co-processamento de resíduos é considerada uma forma eficiente para a destinação final de vários tipos de resíduos industriais, principalmente aqueles que possuem algum poder calorífico. A queima de combustíveis secundários e resíduos em fornos rotativos de fábricas de cimento tem características particulares favoráveis, tais como: a alta temperatura do forno (em torno de 2000 °C); o elevado tempo de residência dos gases de combustão, o qual pode alcançar 6 segundos durante a passagem pelo interior do forno; a alcalinidade do ambiente, que contribui para neutralizar a ação de gases ácidos (como o HCl), como também o enxofre que pode reagir e deixar o forno sob a forma de sulfatos; e a não geração de resíduos sólidos, já que a poeira do forno de cimento (CKD) pode ser realimentada no forno. Tudo isso é considerado como sendo fator importante para a destruição efetiva de resíduos industriais, tanto na forma de combustíveis como na de matéria-prima nos fornos de clínquer. Porém, deve-se observar cuidados especiais com relação ao uso de matérias-primas secundárias e de combustíveis derivados de resíduos industriais, principalmente no que se refere à incorporação de elementos traços no clínquer e seus efeitos no desempenho do cimento. Estes efeitos dependem do tipo de elementos traços contidos no cru e no combustível, seu nível de concentração e das condições de operação do forno. Sabe-se, por exemplo, que a presença de metais pesados influencia o processo de hidratação das pastas de cimento em maior ou menor grau. Contudo, apesar da incorporação de metais ao clínquer em níveis consideráveis em alguns casos, devido à toxicidade de alguns elementos contidos nos resíduos, existe a necessidade de se limitar a substituição dos combustíveis tradicionais, pois muitos metais pesados mais voláteis introduzidos no forno através dos resíduos ou combustíveis secundários, podem ser emitidos para atmosfera em concentrações da ordem de  $\mu\text{g}/\text{Nm}^3$ . E assim, há que se limitar a sua introdução pela taxa de alimentação, controlando-se por esta via as emissões de elementos não incorporados, passíveis de serem emitidos pela chaminé, juntamente com os gases de exaustão. Para isso, a indústria de cimento utiliza para controle das emissões de pó do forno, o qual incorpora boa parte dos elementos voláteis, os precipitadores eletrostáticos e os filtros de manga.

## 4. Referências Bibliográficas

- ANP- Agência Nacional do Petróleo – Superintendência de Estudos Estratégicos, 2001- <http://www.anp.gov.br>.  
 Arner, R., 1996, "Used Oil Recycling: Closing the Loop", 7<sup>th</sup> Annual SWANA – Symposium on Waste Reduction, Prevention, Recycling and Composting, Nashville, Tennessee.  
 Constans, D. and Gossman, D., 1997, "Tire Derived Fuel Use in Cement Kilns", Gosmann Consulting Inc. – <http://gcisolutions.com>.

- ERAtch - TMI Systems – A Division of Tire Management Inc - <http://www.eratech.com/html/TMISYSTEMS.htm>
- Gonçalves, J., Silva, Dagoberto C., Silva, R.J., 1999, “Estudo da Viabilização de Co-processamento em Fornos Rotativos de Clínter da Borra Oleosa do Processo de Re-refino do Óleo Lubrificante Usado”, 5º Congresso Brasileiro de Cimento, ABCP, São Paulo.
- MMA – Ministério do Meio Ambiente, 2001 – <http://www.mma.gov.br>.
- MME – Ministério das Minas e Energia, 2001 – <http://www.mme.gov.br>.
- Maganha, M.F.B. and Komatsu, C.E., 1999, “Pneus Como Alternativa Energética”, 5º Congresso Brasileiro de Cimento, ABCP, São Paulo.
- Maury, H.D., 1999, “The Production of Secondary Fuels From Domestic and Industrial Refuse and Their Utilisation in the Cement Industry”, 5º Congresso Brasileiro de Cimento, ABCP, São Paulo.
- Meyers, R.A., 1996, “Handbook of Petroleum Refining Process”, McGraw -Hill, 2<sup>nd</sup> Ed.
- Salomon, V. G., Araújo, S. and Silva, R.J., 1999, “Influência dos Elementos Secundários Presentes nos Resíduos Co-Processados na Qualidade do Cimento”, 5º Congresso Brasileiro de Cimento, ABCP, São Paulo.
- Santi, A.M.M., 1997, “O Emprego de Resíduos Como Combustíveis Complementares na Produção de Cimento, na Perspectiva da Energia, da Sociedade e do meio Ambiente. Estudo de Caso: Minas Gerais no Período 1980-1997”, Tese de Mestrado, UNICAMP, Campinas, S. Paulo.
- Silva, R.J., 1994, “Análise Energética de Plantas de Produção de Cimento Portland”, Tese de Doutorado, UNICAMP, Campinas, São Paulo.
- Souza, F. A., 2000 – “Utilização de Pneus Pós-Consumo como Combustível em Fornos de Cimento”, Seminário Nacional Sobre Reuso/Reciclagem de Resíduos Sólidos Industriais – CETESB.
- Terry, M., 1999, “Alternative Fuels: Issues and Selections for Today”, 5º Congresso Brasileiro de Cimento, ABCP, S. Paulo.
- Tommasini, G., 2000 – Associação Nacional das Indústrias de Pneumáticos – Palestra proferida no Seminário Nacional Sobre Reuso/Reciclagem de Resíduos Sólidos Industriais – CETESB.

## USE OF INDUSTRIAL WASTES AS ALTERNATIVE SECONDARY FUELS IN CLINKER KILNS

**Virginia Gouveia Salomon**

Escola Federal de Engenharia de Itajubá  
Av. BPS, 1303 – Bairro Pinheirinho – Itajubá-MG  
[virginia@iem.efei.br](mailto:virginia@iem.efei.br)

**Rogério José da Silva**

Escola Federal de Engenharia de Itajubá  
Av. BPS, 1303 – Bairro Pinheirinho – Itajubá-MG  
[rogério@iem.efei.br](mailto:rogério@iem.efei.br)

**Abstract.** This work presents a overview about the use of waste as alternative fuels in rotary kilns of cement industry concerning to the types of fuels and its characteristics. The cement industry has been using the technology of co-processing of residues as one in the ways of to decrease its production costs and to assist the conservation politics of energy. Besides, this technology provides to the generating industries of hazardous waste to solve their problems of final disposition of this wastes, assisting to the effective environmental legislation. The technology of co-processing of residues in clinker kilns does not restrict only the thermal destruction of the residues, therefore in these kilns, the fuel and the raw materials are founded in the process, turn very important to determine the characteristics of the fuel and its components to have control on the flame characteristics, heat capacity of the fuel and also about the incorporation of ashes to the clinker. To this control it is necessary to analyze the chemical composition of the alternative fuels, as well as the presence of minor components, including heavy metals. The substitution percentage of this alternative fuels in process have also to be analyzed. Thus, will can be controlled and maintained the limits of pollutants emissions in agreement with the effective environmental legislation, avoiding or decreasing operational problems, such as the formation of collages, deterioration of the refractory revetment and unstable operation of the kiln, and also, to evaluate the effects of the presence of such constituent in the quality of the clinker and of the resulting cement. The objective of this work will be to relate the types of residues current used in co-processing, its components and some of the main effects caused by its use in the thermal process of clinker production.

**Keywords:** industrial wastes, alternative fuels, cement industry, clínter, rotary kilns.

# ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM SISTEMA COMPACTO DE COGERAÇÃO NACIONAL (BCCS): MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA ASSOCIADO A UNIDADE DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

**Joaquim Antonio dos Reis**

UNESP-Departamento de Energia/FE  
Av. Ariberto P. da Cunha, 333  
Pedregulho  
12516-410 - Guaratinguetá-SP  
[jareis@feg.unesp.br](mailto:jareis@feg.unesp.br)

**José Luz Silveira**

UNESP-Departamento de Energia/FE  
[joseluz@feg.unesp.br](mailto:joseluz@feg.unesp.br)

**Resumo:** Tem-se um sistema de cogeração quando obtém-se uma produção combinada de calor e potência, por meio de um dispositivo onde as duas energias são produzidas em cascata. Tais sistemas representam um bem sucedido exemplo de conservação de energia e atende às exigências de alta eficiência, ao lado de grandes economias de energia primária. Neste trabalho, apresenta-se uma análise termodinâmica da performance de um sistema combinado de calor e potência já existente, com um motor de combustão interna associado a uma unidade de refrigeração por absorção. Utiliza-se uma análise com base nos princípios da primeira e segunda leis da termodinâmica, para estabelecer-se a quantidade de trabalho líquida obtida, a eficiência e outros parâmetros relevantes. Dessa análise resulta a magnitude da energia térmica disponível, da energia recuperável nos gases de exaustão, que é utilizada para acionar a unidade de refrigeração por absorção e aquecimento de água, e da energia recuperável na água de refrigeração do motor, utilizada para aquecimento de água em torno de 60 a 70 °C. O ciclo analisado neste estudo, consiste de um motor à gasolina/gás, de aspiração natural, combinado com uma unidade de absorção que utiliza amônia/água como fluido de trabalho, denominado Sistema Compacto de Cogeração (CCS). O CCS é capaz de produzir de 10 a 18 kW de energia elétrica e de 2 a 5 TR de capacidade de refrigeração, usada para produzir água gelada a 6 ou 7 °C. O objetivo principal deste estudo é examinar o desempenho termodinâmico de cada um dos componentes do ciclo e determinar a sua aplicação no setor residencial, em hotéis, escritórios, escolas, etc.

**Palavras chave:** cogeração, motor de combustão interna, refrigeração por absorção, análise experimental

## 1. Introdução

O crescente aumento do consumo mundial de energia revelou um razoável desnível entre consumo e produção de energia a partir de fontes não renováveis convencionais. O uso de instalações combinadas de calor e potência aparece nesse cenário como uma das possibilidades de saneamento dessa deficiência, bem como, apresentam aspectos adicionais para a solução de problemas de meio ambiente, reduzindo o nível de emissões de poluentes.

Sistemas que utilizem motores de combustão interna são vistos como alternativa para atender à demanda criada pela existência de comunidades remotas, principalmente em nosso país, onde as linhas de transmissão de energia elétrica têm dificuldade de atender, sendo conveniente uma forma diferente de geração dessa energia. Tais sistemas têm uma eficiência animadora, são de fácil manutenção e relativamente insensíveis às variações climáticas, podendo queimar uma ampla variedade de combustíveis de origem fóssil ou orgânica (Lizarraga, 1994). As baixas temperaturas dos gases de exaustão produzidos pelos motores de combustão interna, podem torná-los não atrativos para fins de cogeração, porém, o calor residual dos motores, quando direcionado para uma unidade de refrigeração por absorção, pode ser usado para melhorar a eficiência dos processos de geração de potência, para o controle do meio ambiente, ou ambos.

Essas recuperações de calor residual têm, ultimamente, reduzido o consumo global de combustíveis e a produção de dióxido de carbono, contribuindo, dessa forma, para aliviar as variações climáticas do mundo (Springer, 1992). A utilização do calor residual é bem conhecida e forma a base de muitas instalações combinadas de potência e calor.

A diferença fundamental entre os sistemas existentes (Bidini et al., 1998) e o descrito neste estudo é que o motor de combustão interna, que é de pequeno porte e fabricação nacional, está associado a uma unidade de refrigeração, também de porte análogo, tal que a energia residual é utilizada na produção de água gelada a 7 °C (efeito refrigerante), água quente a 65 °C (efeito de aquecimento) e a energia elétrica gerada pode ter as mais diversas destinações, esses produtos podendo ser utilizados para iluminação, condicionamento, água para banhos e outros.

Os motores de combustão interna não foram largamente adotados em cogeração no passado porque, embora a eficiência seja alta, uma fração significativa do calor rejeitado está a uma temperatura muito baixa para qualquer recuperação baseada no efeito de aquecimento, quando comparada com outros ciclos. A taxa de calor ("heat rate") é relativamente baixa para tais motores, quando comparada com turbinas a gás ou vapor, e os ciclos de refrigeração por absorção apresentam baixos coeficientes de performance, o que se apresenta como desvantagem para a adoção de ciclos combinados desses equipamentos. Porém, sua versatilidade, baixo custo, e as necessidades nacionais de conservação e uso racional de energia, tornam bastante atrativos os Sistemas Compactos de Cogeração (CCS), principalmente se constituídos de equipamentos disponíveis no mercado nacional.

## 2. Descrição do sistema

Sistema de cogeração para a produção combinada de potência elétrica, água quente e gelada, constituído de um motor nacional de pequeno porte (GM Corsa) 1.0L, MPFI, que é acoplado a uma máquina de refrigeração por absorção de 5 TR (Robur), é montado e tem seu desempenho termodinâmico analisado. O motor pode utilizar-se de GLP ou gasolina como combustível, gera uma potência de eixo da ordem de 13 kW e aciona um gerador elétrico com rendimento nominal de 97%. Esse motor, refrigerado a água, teve seu radiador original substituído por um trocador de calor (TC1) onde a energia térmica retirada no arrefecimento ( água sai do motor a 90 °C e entra a 70°C) é usada para a produção de água quente. Os gases de exaustão são direcionados para um segundo trocador de calor (TC2) onde têm sua temperatura reduzida aos níveis exigidos pelo sistema de absorção (197 °C). Antes de ir para o trocador de calor (TC2) passa por catalizadores para reduzir a emissão de poluentes e, após acionar o sistema de absorção, é lançado na atmosfera a temperaturas mais baixas (149 °C). O calor rejeitado nesse processo de abaixamento da temperatura ( gases de exaustão saem do motor a 541 °C e vão para a máquina de absorção a 197 °C) é utilizado para aquecer água, somando-se à água quente produzida pelo sistema de refrigeração do motor.

Já com os níveis de temperatura compatíveis, os gases são levados ao gerador da máquina de absorção, iniciando o processo de refrigeração. A unidade de absorção opera com a mistura amônia/água, e produz a água gelada necessária a 7 °C., que pode ser utilizada em bebedouros ou em "fan coils" para condicionamento de ambientes.

A energia elétrica produzida no gerador é dissipada num banco de resistências elétricas mergulhado num tanque com água, ou pode também acender lâmpadas de 100 W.

O COP do sistema de refrigeração é da ordem de 0,58 e o motor de combustão interna trabalha com razões ar/combustível em torno de 12. A Tabela (1) mostra os dados do sistema de cogeração: motor, máquina de absorção, gerador elétrico e trocadores de calor.

Tabela 1. Dados do sistema compacto de cogeração.

1. Motor de Combustão Interna	Tipo: Motor GM,Corsa, 1.0L "98" 4 tempos Sistema de Injeção: MPFI - Delphi Taxa de Compressão: 9,4:1 Potência máxima: 44 kW Torque máximo: 81 Nm Rotação máxima: 6.000 rpm
2. Alternador Trifásico	Frequência: 60 Hz Número de polos: 4 Rotação: 1800 rpm Cos $\phi$ : 0,8 Potência : 12,5 kVA - 10 kW Corrente em 220 V : 32,8 A
3. Máquina de Refrigeração por Absorção com Amônia	Capacidade de Refrigeração: 17,4 kW (5 TR) Consumo de GLP: 2,55 kg/h Consumo elétrico: 1.275 Watt Dimensões: comprimento: 850 mm altura: 1190 mm profundidade: 1230 mm
4. Trocadores de Calor	Tipo: Casco e tubo - água/água Número de tubos : 40 Diâmetro dos tubos: 9,525 mm Espessura dos tubos: 0,79 mm Passo tubos: 12,5 mm Número de chicanas: 7 Corte de chicanas: 30%  Tipo Casco e tubo - gás/água Número de tubos 76 Diâmetro dos tubos: 9,525 mm Espessura dos tubos: 0,79 mm Passo tubos: 12,5 mm Número de chicanas: 3 Corte de chicanas: 27%

O motor utilizado no estudo possui um sistema de alimentação de combustível Rodagás, o que permite sua operação tanto com GLP, como com gasolina. É um motor quatro tempos, de ignição por centelha, a alimentação do motor foi feita com uma gasolina (C<sub>8</sub>H<sub>17</sub>) com PCI= 44.240 kJ/kg, os testes foram feitos à temperatura ambiente de 26 °C.

O alternador trifásico funciona segundo o seguinte princípio: um circuito magnético é formada por chapas de aço laminadas de baixo carbono ou chapas de silício que asseguram um magnetismo residual suficiente para o início da geração de energia. A regulação de tensão é feita pelo sistema "compound" que garante boa regulação de tensão, independente do tipo de carga aplicada. A alimentação do circuito de regulação é fornecida por um bobinamento auxiliar localizado no estator, em fase com o enrolamento da armadura.

Na máquina de refrigeração uma solução de água e amônia é aquecida em um trocador de calor (gerador) onde a amônia é vaporizada e separada da água. A amônia na fase vapor então é transferida para outro trocador de calor, o condensador, no qual é resfriada por ar à temperatura ambiente e torna-se líquida (esses primeiros passos do ciclo tem a mesma função do compressor do ar-condicionado comum). A amônia líquida flui para um terceiro trocador de calor (evaporador), onde resfria a água do circuito dos climatizadores ("fan coils" ou bebedouros), absorvendo calor e vaporizando de novo. A amônia-vapor passa então para o absorvedor, onde encontra uma solução fraca, que sobrou da separação inicial da amônia do gerador. Neste momento acontece o processo de absorção, que empresta seu nome para todo o ciclo. A amônia-vapor é absorvida pela água, voltando para o estado líquido. A solução concentrada assim obtida volta para o gerador e todo o ciclo recomeça.

Os trocadores de calor são construídos com feixe tubular em cobre ou em aço carbono, tampas em ferro fundido, espelhos em aço carbono, corpo em tubos DIN 2440 mandrilhados nos espelhos. São testados pneumáticamente à pressão de 12 bar no caso e 6 bar no feixe tubular e hidrostáticamente (por amostragem) à pressão de 25 bar no casco e 10 bar no feixe tubular. As aplicações mais comuns são em prensas hidráulicas, máquinas injetoras, motores marítimos, motores estacionários, máquinas de combustão interna, máquinas operatrizes, etc.

### 3. Análise termodinâmica do sistema de cogeração

Os balanços de energia efetuados em cada componente do sistema motor-trocador de calor-máquina de absorção, obedecem aos princípios da primeira e segunda leis da termodinâmica (Mostafavi et al.,1997). As quantidades de calor envolvidas em cada um dos componentes são obtidas como segue:

- (a) No motor
- para o combustível:

$$Q_{comb} = \dot{m}_{comb} PCI \tag{1}$$

onde  $Q_{comb}$  é a quantidade de calor liberada na combustão,  $\dot{m}_{comb}$  o consumo de combustível e PCI o poder calorífico inferior do combustível.

- para os gases de exaustão e água de refrigeração

$$Q = \dot{m} c_p \Delta T \tag{2}$$

onde Q é a quantidade de calor, m a vazão mássica,  $c_p$  é o calor específico e  $\Delta T$  a diferença de temperatura.

- O balanço global de energia fica então

$$Q_{comb} = W_{eixo} + Q_{ref} + Q_{ex} + PERDAS \tag{3}$$

sendo  $W_{eixo}$  a potência de eixo,  $Q_{ref}$  o calor retirado pelo sistema de refrigeração do motor,  $Q_{ex}$  o calor disponível nos gases de exaustão e PERDAS a energia não contabilizada.

- (b) Na máquina de absorção

$$Q_{abs} = Q_{rec} COP \tag{4}$$

$$Q_{rec} = \dot{m}_{gases} c_{pgases} (T_{eex} - T_{sex}) \tag{5}$$

aqui,  $Q_{abs}$  é o calor usado pela máquina de absorção na geração de água gelada,  $Q_{rec}$  o calor recuperado dos gases de escape, COP é o coeficiente de performance do sistema,  $\dot{m}_{gases}$  a vazão mássica dos gases de escape,  $c_{pgases}$  o calor específico desses gases e  $T_{eex}$  e  $T_{sex}$  suas temperaturas de entrada e saída, respectivamente.

(c) No sistema de aquecimento de água

$$Q_{aq} = m_{\text{água}} c_{p\text{água}} \Delta T \tag{6}$$

aplicado aos dois trocadores de calor TC1 e TC2.

Aqui,  $Q_{aq}$  é o calor usado no aquecimento da água,  $c_{p\text{água}}$  o calor específico da água e  $\Delta T$  a diferença de temperatura.

Uma análise baseada na primeira lei da termodinâmica é a mais comumente usada entretanto, ela mostra apenas a conversão de energia e, portanto, não pode mostrar onde ou como as irreversibilidades ocorrem num sistema ou processo. Uma análise com a segunda lei é um outro método bem conhecido, usado para ciclos termodinâmicos. Ao contrário da primeira lei a segunda lei determina a magnitude dos processos irreversíveis num sistema e indica em que direção deve-se concentrar os esforços para melhorar o desempenho termodinâmico de tais sistemas (Tozer et al.,1997).

A análise da Segunda lei calcula o desempenho do sistema baseado na exergia.

A exergia é definida como o máximo trabalho reversível que pode ser obtido de um fluido.

O balanço exerético baseado nos princípios da segunda lei da termodinâmica é aplicado de forma análoga ao balanço energético.

A quantidade de cada uma dessas disponibilidades (exergia) é dada por

$$Ex = m(h - h_0) - mT_0(s - s_0) \tag{7}$$

onde  $Ex$  é a exergia do componente na temperatura  $T$ ,  $m$  a vazão mássica,  $h$  e  $s$  a entalpia e entropia, respectivamente, na temperatura  $T$  e  $T_0$ ,  $h_0, s_0$ , a temperatura, entalpia e entropia na temperatura de referência, respectivamente.

Os termos  $h_0$  e  $s_0$  representam a entalpia e entropia na temperatura do ambiente  $T_0$ , que formam o sumidouro de energia para todos os processos irreversíveis ou reversíveis.

A variação de exergia em regime permanente pode ser expressa como a exergia de entrada menos a exergia de saída. A magnitude dessa variação é uma medida da irreversibilidade.

Um processo termodinâmico reversível é aquele que pode ser revertido completamente e, após a reversão não deixa variações no sistema ou em suas vizinhanças. A exergia é também conhecida como disponibilidade, que decresce durante um processo irreversível real.

Para combustíveis líquidos, Szargut e Styrylska em Rodriguez (1980), desenvolvem a seguinte correlação para computar a disponibilidade química  $Ex_{in}$ .

$$Ex_{in} = m_f PCI \left[ 1,0374 + 0,0159 \frac{H}{C} + 0,0567 \frac{O}{C} + 0,5985 \frac{S}{C} \left( 1 - 0,1737 \frac{H}{C} \right) \right] \tag{8}$$

Alternativamente, pode-se usar uma expressão mais simples (Primus e Flynn, 1985)

$$Ex_{in} = 1,0338 m_f PCI \tag{9}$$

onde  $m_f$  é o consumo de combustível, e as relações  $H/C$ ,  $O/C$ ,  $S/C$ , as quantidades de hidrogênio, oxigênio e enxofre sobre a de carbono, do combustível, os demais têm o significado já usado.

Os balanços energéticos e exeréticos são aplicados ao sistema mostrado na Fig. (1), cujos componentes são detalhados como exemplificado na Fig. (2)

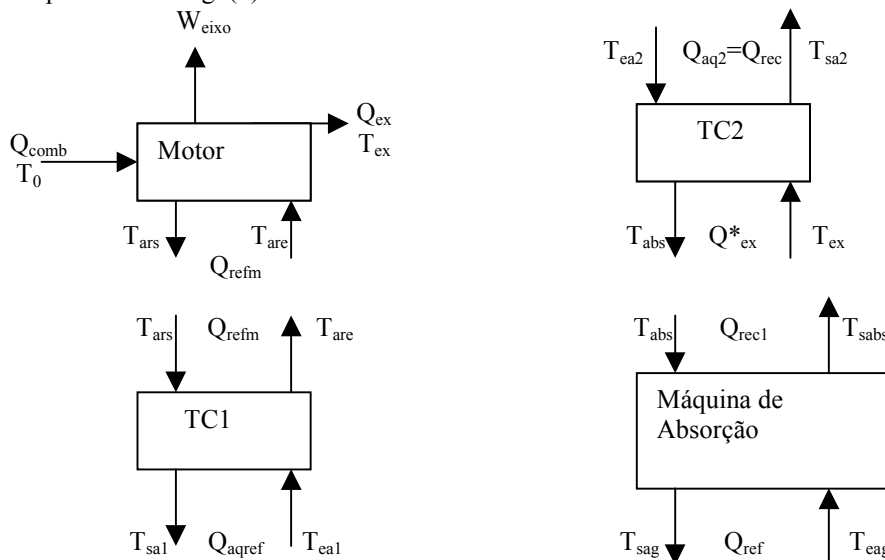


Figura 1. Diagrama esquemático do sistema de cogeração

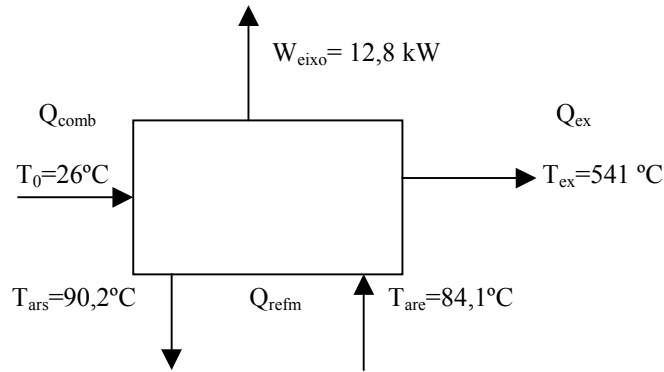


Figura 2. Esquema exemplo para aplicação das análises energéticas e exergéticas (motor)

4. Resultados

Foram efetuadas medidas de temperatura, vazão e pressão no sistema de cogeração para a efetivação da análise termodinâmica. A Tabela (2) mostra os dados obtidos para o motor funcionando em várias rotações. Para rotações superiores a 1800 rpm, o gerador elétrico é desacoplado do motor (1800 rpm é a rotação de funcionamento do gerador) e o desempenho do sistema é simulado, a partir dos valores medidos para o motor.

Tabela 2. Valores medidos do desempenho do motor

Rotação (rpm)	Potência no Eixo (kW)	Água de Refrigeração			Consumo Combustível (kg/s)	Razão Ar/Combustí vel	Temperatura Exaustão (°C)	Emissão	
		Vazão (kg/s)	T <sub>ent</sub> (°C)	T <sub>saída</sub> (°C)				CO <sub>2</sub> %	O <sub>2</sub> %
1205	8,3	0,349	83,9	88,1	0,000717	11,9	541	0,2	0,2
1602	11,2	0,349	81,7	90,4	0,000978	11,9	541	0,2	0,2
1801	12,8	0,340	84,1	90,2	0,00110	11,9	541	0,2	0,2
2001	14,2	0,332	85,0	90,3	0,00120	11,9	541	0,2	0,2

Com base nesses dados, é possível realizar as análises propostas e as quantidades de calor envolvidas estão tabeladas na Tab.(3)

Tabela 3. Comparação entre análise energética e análise exergética para o motor

Rotação (rpm)	Fonte	Análise Energética		Análise Exergética	
		(kW)	(%)	(kW)	(%)
1205	Q <sub>comb</sub>	31,720	100,00	54,882	100,00
	W <sub>eixo</sub>	8,300	26,17	8,300	25,31
	Q <sub>refim</sub>	6,137	19,35	6,337	19,32
	Q <sub>gases</sub>	4,954	15,62	3,745	11,42
	Q <sub>ncont</sub>	12,329	38,86	14,410	43,95
1602	Q <sub>comb</sub>	43,267	100,00	44,729	100,00
	W <sub>eixo</sub>	11,200	25,88	11,200	25,04
	Q <sub>refim</sub>	12,713	29,38	13,127	29,35
	Q <sub>gases</sub>	6,757	15,62	5,108	11,42
	Q <sub>ncont</sub>	12,596	29,12	15,294	34,19
1800	Q <sub>comb</sub>	43,267	100,00	44,729	100,00
	W <sub>eixo</sub>	12,800	29,58	12,800	28,62
	Q <sub>refim</sub>	8,914	20,60	9,203	20,57
	Q <sub>gases</sub>	6,757	15,62	5,108	11,42
	Q <sub>ncont</sub>	14,796	34,20	17,618	39,39
2001	Q <sub>comb</sub>	53,088	100,00	54,882	100,00
	W <sub>eixo</sub>	14,200	26,75	14,200	25,87
	Q <sub>refim</sub>	7,745	14,59	7,996	14,57
	Q <sub>gases</sub>	8,291	15,62	6,268	11,42
	Q <sub>ncont</sub>	22,852	43,04	26,419	48,14



As disponibilidades energéticas do motor – potência do eixo, calor na água de refrigeração, calor nos gases de exaustão – foram plotadas para cada rotação do motor. A Figura (3) mostra a variação da potência, variação do calor na refrigeração e a variação do calor na exaustão

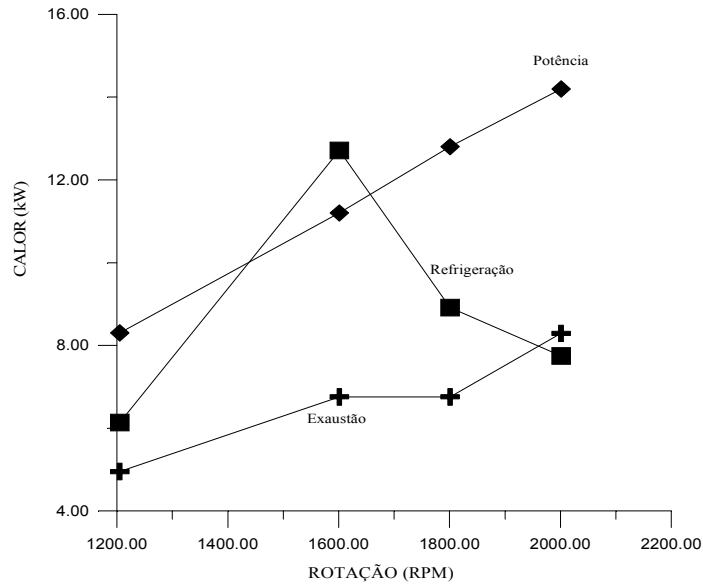


Figura 3. Variação da potência do motor, do calor da água de refrigeração e dos gases de escape com a rotação

Esse potencial energético foi usado na geração de eletricidade, água quente e água gelada. A Tabela (4) mostra o percentual da energia disponível na queima do combustível corresponde a cada utilização. A segunda coluna apresenta a energia liberada na queima do combustível, a quarta e quinta colunas são os valores obtidos na transferência de calor da água de refrigeração e dos gases de exaustão para a água disponível na temperatura ambiente ( $T_0 = 26^\circ\text{C}$ ).

Tabela 4. Energia utilizada para cada rotação do motor

Rotação (rpm)	Energia do Combustível (kW)	Eletricidade (%)	Água quente da refrigeração (%)	Água quente dos gases (%)	Água gelada (%)
1205	31,720	25,38	16,45	8,76	0,844
1602	43,267	25,11	24,98	8,76	0,843
1800	43,267	28,70	17,51	8,76	0,843
2001	53,088	25,95	12,40	8,59	0,843

As análises termodinâmicas aplicadas ao motor foram extendidas para os demais componentes do sistema. A Tabela (5) mostra uma comparação para o aproveitamento do calor residual, na rotação de 1800 rpm.

Tabela 5. Comparação para o sistema de aproveitamento do calor residual (1800 rpm)

Fonte	Análise Energética (kW)	Análise Exergética (kW)
Trocador de Calor 1 - $Q_{refm}$ $Q_{aqref}$	8,914	9,203
	7,577	7,854
Trocador de Calor 2 - $Q_{aq2}$	3,791	3,930
Máquina de Absorção- $Q_{rec1}$ $Q_{ref}$	0,630	0,457
	0,365	0,306

Podemos definir o rendimento global do sistema de cogeração como sendo o somatório dos percentuais de disponibilidade energética no eixo do motor, nos gases de escape e na água de refrigeração. Dessa forma teríamos os valores constantes da Tab. (6)

Tabela 6. Rendimentos globais em função da rotação do motor

Rotação (rpm)	Rendimento Global (%)
1205	61,14
1602	70,88
1800	65,80
2001	56,96

Ao considerarmos a efetividade dos trocadores de calor e o COP do sistema de absorção, podemos definir um outro rendimento (energético), que seria o somatório do realmente utilizado na geração de eletricidade, água quente e água gelada. A Tabela (7) mostra essa nova situação.

Tabela 7. Rendimentos globais considerando-se a efetividade dos trocadores e o COP do sistema de absorção

Rotação (rpm)	Rendimento (%)
1205	51,43
1602	59,69
1800	55,81
2001	47,78

## 5. Conclusões

As análises baseadas na primeira e segunda leis da termodinâmica aplicadas a um sistema compacto de cogeração constituído de um motor de combustão interna, dois trocadores de calor e um ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito foram efetuadas.

Os resultados mostram que a irreversibilidade associada aos gases de escape é a mais representativa na análise do motor, já que nos demais itens estão bem próximas as análises energéticas e exergeticas. Essa observação vem confirmar-se quando verificamos as comparações no sistema de aproveitamento do calor residual na máquina de absorção. O  $Q_{rec1}$  (calor recuperável 1) está associado com os gases de exaustão.

Os rendimentos globais do sistema, calculados considerando-se a energia recuperável e a energia efetivamente utilizada são bastante superiores ao rendimento do motor quando baseado no aproveitamento da energia liberada na combustão para geração de eletricidade exclusivamente. Naqueles, os valores variam de 50 a 70%, ao passo que nestes, eles situam-se em torno de 25 a 29%.

A constatação de maiores irreversibilidades na máquina de absorção sugerem a necessidade de se envidar esforços no sentido do aprimoramento de seu desempenho, melhorando o COP de absorção e um melhor aproveitamento do calor dos gases de exaustão.

Neste trabalho foram obtidos resultados interessantes, já verificados em outros experimentos dos autores (Luz-Silveira et.al,1999). A energia disponível na água de alimentação é bem maior que a dos gases de exaustão, embora estes estejam a uma temperatura maior. A comparação dos calores específicos de ambos os fluidos justifica essa diferença.

Verifica-se a diminuição da energia disponível na água de refrigeração do motor após passar por um máximo, enquanto que as demais formas são crescentes. As diferenças de temperatura na entrada e saída da jaqueta de refrigeração do motor diminuem com a rotação após o ponto de máximo.

A possibilidade de geração de energia elétrica a partir de motores de combustão interna é bem conhecida e sua aplicação em comunidades onde a rede de distribuição elétrica está impossibilitada de atender, é muito bem vista.

O rendimento de tais sistemas é baixo, porém o aproveitamento do calor residual eleva essa eficiência e garante água quente para banhos, lavagens em geral e outros, o que os torna atrativos para hotéis, hospitais, residências. Sua associação com máquinas de refrigeração por absorção garante o fornecimento de água gelada que tem uso assegurado em bebedouros, sistemas climatizadores de ambientes, podendo ser empregados em escritórios, clubes de campo, além das aplicações já citadas.

O motor testado apresenta um baixo índice de poluentes e a utilização de combustíveis como o gás natural torna esses índices menores ainda, sendo altamente recomendado no combate à poluição e degradação do ambiente.

O calor residual nos gases de exaustão e na água de refrigeração nos motores de combustão interna usados para sistemas de grande porte (Al-Najem et al.,1992), representam 50% em média, da energia liberada na combustão. Na análise, objeto deste trabalho, os valores encontrados estão em torno de 30 a 40%, atestando o bom desempenho do motor neste sentido. Já as perdas não contabilizadas – radiação, troca de calor com as vizinhanças devido a não isolamento do bloco do motor, etc. –

apresentam-se da mesma ordem de grandeza (30 – 40%), sugerindo pesquisas na direção da obtenção de motores com melhor desempenho – novos materiais, novos combustíveis, etc.

Nossa pesquisa prossegue na direção da busca de combustíveis alternativos, principalmente o gás natural, melhora do COP de absorção, para tornar os sistemas de cogeração compactos melhor aplicáveis ao setor residencial, hotéis, clubes, hospitais, escolas, etc.

## 6. Referências

- Al-Najem, N.M., and Diab, J.M., 1992, “Energy-exergy Analysis of a Diesel Engine”, *Heat Recovery Systems & CHP*, Vol.12, N.6, pp. 525-529.
- Bidini, G., Desideri, U., Saetta, S., and Bochini, P.P., 1998, “Internal Combustion Engine Combined Heat and Power Plants: Case Study of the University of Perugia Power Plant”, *Applied Thermal Engineering*, Vol.18, N.6, pp. 401-412.
- Lizarraga, J.M.S., “Cogeneration – Aspectos Termodinámicos, Tecnológicos y Económicos”, 1994, Servicio Editorial de la Universidad del País Vasco, Bilbao, Espanha, 565 p.
- Luz-Silveira, J., Reis, J.A., e Martins, E., 1999, “Experimental Analysis on the Performance of an Internal Combustion Engine: the Recovery of Residual Heat of the Jacket Water and Exhaust Gases”, *Proceedings of the 15<sup>th</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering*, Águas de Lindóia, Brazil.
- Mostafavi, M., and Agnew, B., 1997, “Thermodynamic Analysis of Combined Diesel Engine and Absorption Refrigeration Unit – Naturally Aspirated Diesel Engine”, *Applied Thermal Engineering*, Vol.17, N.5, pp. 471-478.
- Primus, R.J., and Flynn, P.F., 1985, “The Assessment of Losses in Diesel Engines Using Second Law Analysis”, *COMODIA 85*, JSME, Tokyo, Japan.
- Rodriguez, S.J.L., 1980, “Calculation of Available Energy Quantities”, *American Chemical Society*, 0-8412-0541-818047-122, 198.
- Springer, K.J. 1992, “Energy, Efficiency and the Environment: Three Big Es of Transportation”, *Journal of Gas Turbines and Power*, Vol.114, pp. 445-458.
- Tozer, R.M., and James, R.W., 1997, “Fundamental Thermodynamics of Ideal Absorption Cycles”, *International Journal of Refrigeration*, Vol.20, N.2, pp. 120-135.

## **THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A BRAZILIAN COMPACT COGENERATION SYSTEM (BCCS): A COMBINED INTERNAL COMBUSTION ENGINE AND ABSORPTION REFRIGERATION UNIT**

**Joaquim Antonio dos Reis**

UNESP-Departamento de Energia/FE  
Av. Ariberto P. da Cunha, 333  
Pedregulho  
12516-410- Guaratinguetá-SP  
[jareis@feg.unesp.br](mailto:jareis@feg.unesp.br)

**José Luz Silveira**

UNESP-Departamento de Energia/FE  
[joseluz@feg.unesp.br](mailto:joseluz@feg.unesp.br)

**Abstract:** Cogeneration is the combined production of heat and power by means of a joint system, where the two energies are produced in cascade. It is a successful and tested example of energy saving and allows the attainment of high efficiency, together with large savings in primary energy. In this paper a performance analysis of an existing combined heat and power plant with an internal combustion engine and absorption refrigeration unit is presented. An analysis based on the first and second laws of thermodynamics has been used to establish the amount of net work, efficiency and other parameters. As a result the magnitude of the thermal energy available and the energy recoverable from the exhaust gases to drive an absorption refrigeration unit and the energy recoverable from jacket water (engine cooling system) to heating water about 60 °C have been calculated. The cycle examined in this study consists of a naturally aspirated petrol/gas engine combined with an absorption refrigeration unit, named a compact cogeneration system (CCS). The CCS produces about 10 to 18 kW of electric power and 2 to 5 TR of refrigeration capacity, to produce cold water at 7 °C, and 2 m<sup>3</sup>/h of hot water at 60 -70°C. The object of the study is the examination of the thermodynamic performance of each one of the components of this cycle and to determine the application in the single-family house sector, hotels, offices, schools, etc. The basic components of the Brazilian Compact Cogeneration System installed in the Thermal Science Laboratory of UNESP (São Paulo State University), Campus of Guaratinguetá (SP) are: the thermal engine GM Corsa MPFI 1.0L, the electrical generator Kolbach, the series of heat exchangers, absorption unit, control and measurement systems.

**Keywords:** cogeneration, absorption refrigeration, internal combustion engine, experimental analysis

# OTIMIZAÇÃO ENERGÉTICA NA MÁQUINA DE PAPEL NÚMERO 7 DO PROCESSO DE PRODUÇÃO DE PAPEL E CELULOSE DA KLABIN/PR PAPÉIS

**Mauro A. S. S. Ravagnani**

Departamento de Engenharia Química – Universidade Estadual de Maringá,  
Av. Colombo 5790, CEP 87030-160 Maringá – PR  
Email: [ravag@deq.uem.br](mailto:ravag@deq.uem.br)

**Rogério S. Sasazawa**

Departamento de Engenharia Química – Universidade Estadual de Maringá,  
Av. Colombo 5790, CEP 87030-160 Maringá – PR

**Aline P. da Silva**

Departamento de Engenharia Química – Universidade Estadual de Maringá,  
Av. Colombo 5790, CEP 87030-160 Maringá – PR

*Resumo. Este trabalho apresenta um estudo sobre a integração energética na máquina número 7, do processo de produção de papel e celulose, da empresa Klabin-PR Papéis S.A.. Esta máquina tem consumo médio de vapor de 80 ton/h, o que corresponde a 47% de todo o vapor utilizado na fábrica. A Análise Pinch foi a ferramenta escolhida, devido à simplicidade e à facilidade de aplicação. O problema envolve nove correntes de processo e utilidades quentes e frias. Com base nos dados das correntes do processo e dados de custo das utilidades e dos trocadores de calor, o  $\Delta T_{\min}$  foi otimizado, e o valor encontrado foi 9 °C. A nova rede foi sintetizada, e os trocadores de calor dimensionados. Como resultado deste trabalho, foi possível a utilização de uma parte do calor disponível nas correntes quentes, correspondendo a 0,88% de redução no custo global do processo, o que produz uma economia anual de R\$ 306.000,00. O investimento corresponde a R\$ 216.825,38, e o tempo de retorno do investimento a 8,5 meses, no caso de amortização à vista. Foram também analisadas diferentes situações, variando a taxa de juros para amortização em quatro parcelas, e os resultados obtidos para o retorno do investimento apresentaram pequena variação, indo de 8,7 a 10,1 meses. Pode-se concluir que a metodologia escolhida foi apropriada, e os resultados obtidos excelentes, garantindo, entre outros benefícios, soluções práticas para execução de modificações nos equipamentos com reduzidos níveis de investimento fixo.*

*Palavras chave: Papel e celulose, integração energética, análise pinch, projeto de trocadores*

## 1. Introdução

A disputa por uma melhor posição no mercado depende da performance de cada empresa. Com a crise energética, o custo de produção aumentou consideravelmente nos processos industriais, e com a globalização, o mercado se tornou mais agressivo. Na grande maioria dos processos industriais, predomina, o aquecimento através de vapor, devido a uma série de fatores de ordem técnica e econômica. Mas, nos últimos anos, essa fonte de calor está sendo cada vez mais controlada e estudada, pois uma melhoria na rede de troca térmica pode resultar em considerável economia.

A idéia de minimizar os custos com consumo de vapor levou projetistas e pesquisadores a se preocuparem muito com a questão da conservação de energia. Entre os pontos mais visados se encontra a integração energética de todo o sistema ou parte dele, que será o foco do estudo neste trabalho.

Algumas técnicas de integração tiveram seu auge na década de 80, e o principal conceito é a integração térmica nos processos, visando uma maior recuperação de energia, um menor consumo de utilidades e, conseqüentemente, uma diminuição dos custos. Este trabalho apresenta um estudo sobre a integração energética do processo de produção de papel e celulose, desenvolvido na empresa Klabin Paraná Papéis S.A., localizada na cidade de Telêmaco Borba, Paraná, Brasil.

A Análise *Pinch* foi a ferramenta escolhida para a integração energética, devido a fatores como simplicidade e facilidade de utilização. Ela utiliza conceitos termodinâmicos juntamente com regras heurísticas para projetar redes de trocadores de calor. Portanto, é uma análise termodinâmica fundamental do processo.

Iniciou-se os estudos na maior máquina de papel da fábrica, ou seja, a Máquina 7, que tem produção de 900 toneladas por dia e consumo médio de vapor de 80 toneladas por hora. Isto equivale a 47% de todo o vapor utilizado na fábrica. O problema envolve nove correntes de processo, e seus dados relativos a temperaturas, vazões e propriedades físicas foram levantados. O mesmo ocorreu com os trocadores de calor existentes entre as correntes escolhidas para o processo, com relação aos dados mecânicos, de operação e de custo. Também foram levantados dados relativos ao custo de vapor e tratamento de água. Com os dados de custo das utilidades e dos trocadores de calor, relacionando-se custo à área de troca térmica, o  $\Delta T_{\min}$  foi otimizado, e o valor ótimo encontrado foi 9 °C. Utilizando-se desses valores a nova rede foi sintetizada, e uma das principais trocas de energia foi relacionada entre o ar de exaustão e a água desmineralizada das caldeiras de vapor. Além disso, os trocadores de calor foram projetados para se ter uma idéia exata da dimensão dos equipamentos necessários na nova rede de trocadores de calor, bem como de seus custos.

## 2. Papel e Celulose

### 2.1. Indústria Klabin de Papel e Celulose S.A.

A divisão do Paraná, a principal da Klabin, compreende o maior complexo integrado florestal – industrial do país e está localizada na Fazenda Monte Alegre, município de Telêmaco Borba, no Paraná. Sua capacidade anual de produção é em média de 550 mil toneladas de papéis, sendo 70% para embalagem e 30% para imprensa e impressão.

A Fábrica de Monte Alegre processa, anualmente, cerca de 2,3 milhões de toneladas de madeira, possui uma demanda de energia de 87 MWh, e, diariamente, cerca de 83 milhões de litros de água são captados e tratados para o processo de fabricação e para outras necessidades.

### 2.2. Máquina de Papel 7

Quase todas as máquinas de papel tem o mesmo procedimento. Na Klabin, as cinco máquinas de papel existentes utilizam o processo de formação em mesa plana, mais conhecida como *Fourdrinier*.

As máquinas de papel modernas são compostas de várias seções independentes, cada qual com sua função e características próprias. Em geral, as partes de uma máquina de fabricação de papel são o circuito de aproximação, a seção de formação, a seção de prensagem, a seção de secagem, a calandra e a seção de enrolamento ou corte.

A máquina de papel 7 é a maior pertencente à empresa Klabin, e foi construída em 1979. Possui largura útil de 6,10 m e velocidade máxima de 700 m/min. É a máquina mais moderna da fábrica, dotada de duas mesas planas (primária e secundária), e três caixas de entrada. Este tipo de máquina é ideal para produção de papel duplex (Tetra Pak), ou seja, papel com duas linhas diferentes, papel branco de cobertura e papel *kraft* marrom de base, utilizado para a embalagem de alimentos líquidos.

A máquina 7 produz aproximadamente 21.000 toneladas de papel por mês, sendo as gramaturas mais importantes: 175, 187, 226, 266, 300 e 330 g/m<sup>2</sup>.

Quando a massa chega na caixa de entrada, enviada pelo depurador pressurizado, é jogada sobre a tela da mesa plana. Existem três injeções de massa, duas de massa marrom, que são injetadas na tela desaguadora, e uma branqueada, que é injetada depois da primeira prensa. Após todas as prensas, a folha passa para a secaria da máquina com teor seco entre 40 a 44%, onde ocorrerá o processo final de secagem. No interior dos cilindros secadores é injetado vapor de média pressão. Este vapor aquece os cilindros, que por sua vez, fazem a troca térmica com o papel que está passando pelos mesmos, evaporando a água. Para que não haja saturação de umidade, é insuflado ar quente seco dentro da capota da máquina de papel e o ar úmido é retirado do mesmo através de exaustores localizados no teto da capota da secaria. O ar, então, é enviado para a atmosfera a aproximadamente 80°C.

Após passar por todos os cilindros, a folha já seca (teor seco de aproximadamente 92%) entra numa calandra para acertar o perfil de espessura da folha. Em seguida, é enviada à enroladeira, onde a folha é enrolada em carretéis, formando assim o rolo de papel

Dados sobre a Máquina de Papel:	Produção na Enroladeira = 38.851 Kg / h
	Consumo Médio de Vapor = 80.000 Kg / h
	Consumo Específico de Vapor = 2,06 Kg vapor / Kg de papel
	Teor seco da folha após a 3ª prensa = 43 %
	Água Evaporada na Secagem = 45.251 L / h
	Temperatura Média na Superfície dos Secadores = 150 °C

## 3. Redes de Trocadores de Calor

Como citado anteriormente, nos processos industriais o fluido mais utilizado para aquecimento é o vapor. De todo o óleo combustível produzido no País, cerca de 50 % se destina à queima em caldeiras, produzindo vapor para processos de aquecimento.

Dentro desta linha de raciocínio é que a integração energética de processos vem atuar, diminuindo o consumo de óleo ou outro combustível, sem alterar tecnicamente o comportamento do processo produtivo.

O conceito de integração energética de processos corresponde à permuta de calor entre uma corrente que necessita ser aquecida (corrente fria) com outra que necessita ser resfriada (corrente quente). Neste caso, dir-se-á que as correntes serão integradas termicamente, e este objetivo é atingido através de uma rede de trocadores de calor.

Dentre as diferentes maneiras de reduzir o consumo de energia em um processo, destacam-se, por sua importância, aquelas que envolvem os trocadores de calor, por serem eles os responsáveis pela recuperação de energia térmica no processo. Portanto, para atingir o objetivo do aquecimento e do resfriamento das correntes de processo, uma rede de trocadores de calor é sintetizada e os equipamentos de troca térmica são projetados.

O trabalho que trouxe a revisão mais completa em síntese de Rede de Trocadores de Calor até a época de sua publicação, foi o apresentado por GUNDERSEN e NAESS (1988). Este trabalho apresenta o estado da arte dos métodos de síntese de Rede de Trocadores de Calor. Poucas publicações posteriores apresentam grandes novidades sobre o assunto.

Os métodos desenvolvidos para a síntese de Redes de Trocadores de Calor podem ser classificados em dois grandes grupos. O primeiro deles utiliza técnicas matemáticas de programação linear e não linear. O segundo utiliza conceitos termodinâmicos somados a regras heurísticas.

O grande passo para a síntese de Rede de Trocadores de Calor veio com uma nova metodologia, chamada Tecnologia *Pinch*. Este desenvolvimento é baseado no segundo grupo do estudo da rede, ou seja, uma análise termodinâmica fundamental do processo.

A Tecnologia *Pinch* não é muito antiga, mas sua história começa com a preocupação de alguns pesquisadores em minimizar o consumo de utilidades no setor industrial. Segundo RAVAGNANI (1994), o primeiro pesquisador a considerar a formulação da síntese de rede de trocadores de calor foi Hwa, em 1965, utilizando a técnica de programação separável para resolver o problema. Mas o primeiro trabalho na área foi feito em 1971, por Hohmann, em sua tese de doutorado, que introduziu o critério do consumo mínimo de utilidades antes da síntese da rede. O trabalho executado por ele teve uma contribuição muito grande nos estudos da Tecnologia *Pinch*. Após esta data muitos outros trabalhos foram desenvolvidos na área da síntese de rede de trocadores de calor. Umeda e seus colaboradores, em 1978, apresentaram um método de conceituação termodinâmica denominado “energia disponível”. Neste trabalho se encontrava pontos em gráficos de temperatura contra energia, denominados “*Pinch Points*”, que permitiam prever a mínima área para uma rede de trocadores de calor.

Também, LINNHOFF e FLOWER (1978) apresentaram um método para a síntese de redes de trocadores de calor, que pode ser considerado como um dos trabalhos mais importantes para o desenvolvimento da Tecnologia *Pinch*.

Após este artigo, foram se aperfeiçoando cada vez mais os trabalhos sobre integração energética. Mas, sem dúvida, a Tecnologia *Pinch* teve seu auge do desenvolvimento entre o final dos anos 70 e o final dos anos 80. Depois disso pouca coisa se acrescentou ao assunto.

LINNHOFF *et al.* (1982), introduziram alguns conceitos importantes, como as Curvas Compostas. A Grande Curva Composta é explicada em função da cascata de calor. As aplicações envolvem múltiplas utilidades, PEE (ponto de estrangulamento energético) para utilidades e modificações nos processos.

LINNHOFF e HINDMARSH (1983), apresentaram o Método do Ponto de Estrangulamento, ou *Pinch Design Method*, para a síntese de redes de trocadores de calor. O método, a partir da aplicação de um procedimento tabular, conhecido como *Problem Table* ou tabela do problema, ou ainda, procedimento tabular de Linnhoff, determina a máxima recuperação de energia e o ponto de estrangulamento energético. Em seguida, o problema é dividido em duas regiões, acima e abaixo do PEE. As duas subredes são sintetizadas, partindo-se da região do PEE e caminhando na direção contrária ao mesmo. As trocas na região do PEE são realizadas de forma a obter a máxima quantidade de calor transferida. Para tanto alguns critérios de viabilidade devem ser seguidos, como divisão de correntes e número de correntes de processo, desigualdades de capacidades térmicas entre trocas individuais e todas outras restantes. Quando há mais do que uma possibilidade de troca, o projetista tem a liberdade de escolha, baseado na experiência.

Portanto, a Tecnologia *Pinch* consiste em determinar o consumo mínimo de utilidades quentes e frias, a área mínima de transferência de calor, número mínimo de trocadores de calor e o custo global anual mínimo, além da melhor rede de trocadores de calor capaz de satisfazer estas determinações.

#### 4. Aplicação da Análise *Pinch* em Fábricas de Papel e Celulose

O setor de celulose, papel e papelão é um dos maiores consumidores industriais de óleo combustível. Em função das dificuldades apontadas prioriza-se a necessidade de reforçar o enfoque de conservação de energia, paralelamente ao de substituição de energia. Por medidas de conservação entende-se aquelas que reduzem o consumo específico global de energia da planta através de alterações no processo ou em determinados equipamentos e sistemas, evitando perdas muitas vezes não percebidas no trabalho diário junto à instalação, ou pelo desconhecimento do potencial de economia que representam. Teoricamente, qualquer corrente que sai do processo com temperatura acima da temperatura ambiente pode ser classificado como perda de energia. As medidas de conservação podem ser tão simples e baratas, como otimizar as rotinas de manutenção e regular equipamentos, melhorar isolamentos em linhas e tanques, vedar vazamentos de vapor, ou podem envolver substituições de equipamentos e alterações de processos. No Brasil, e na maioria dos países, alterações de processos utilizando estratégias eficientes e conhecidas exteriormente, ainda não são muito utilizadas. Países industrialmente desenvolvidos, já realizam inúmeros projetos de *Retrofit* ligados à economia de energia.

Segundo o *Electric Power Research Institute* EPRI (1999), a Fig. (1) mostra a relação entre energia total e tempo. Ela compara o processo atual com o mesmo processo, se a Tecnologia *Pinch* fosse empregada.

Como citado anteriormente, a Tecnologia *Pinch* é uma aplicação aprovada na indústria de celulose e papel em outros países. Empresas conceituadas já executam projetos de Análise e *Retrofit*. Entre essas empresas privadas e governamentais, algumas são mais conhecidas, como a *Linnhoff March Co.*, a *American Process Inc.*, a *Canadian Process Inc.*, a *Electric Power Research Institute*, entre outras.

Grandes empresas em nível mundial tiveram a Tecnologia *Pinch* aplicada em seus processos. Entre elas se destacam: a Alabama River Pulp (22 % de economia ou 1000 kWh/ton), a Augusta Newsprint (30 % de economia ou 600 kWh/ton), a Georgia Pacific, a James River, a Jefferson Smurfit (25 % de economia ou 580 kWh/ton), a Kimberly Clark (19 % de economia ou 430 kWh/ton), a Potlatch (20 % de economia ou 1700 kWh/ton), a Repap, a St. Anne Nackawic, a Union Camp (9 % de economia ou 320 kWh/ton), a Westvaco, a Weyerhaeuser, entre outras.

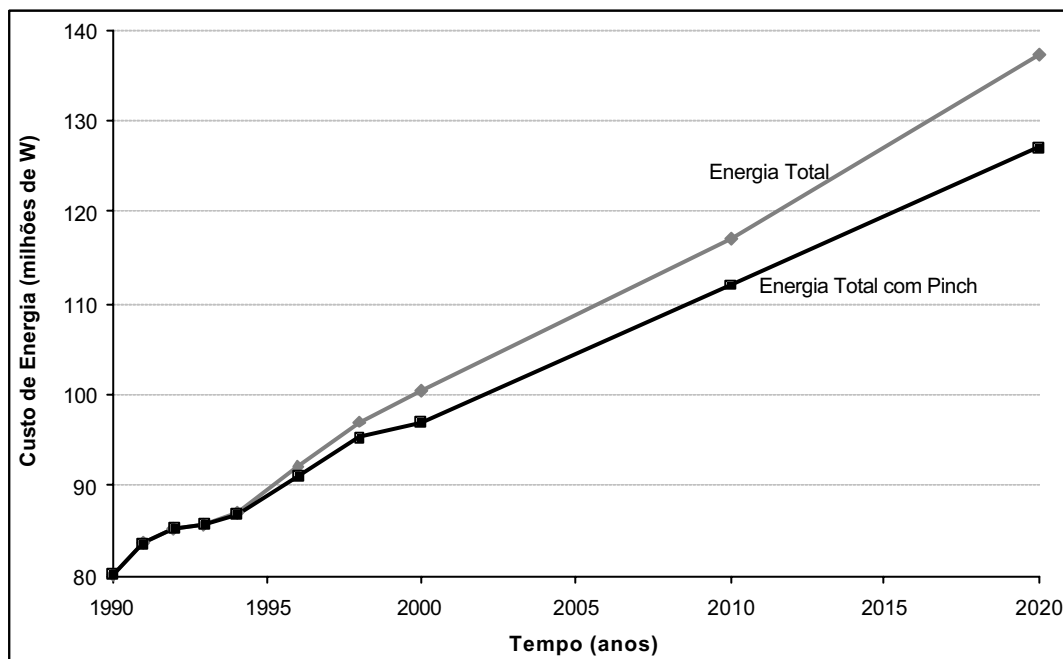


Figura 1. Relação da energia total com e sem a Tecnologia *Pinch*.

Vários estudos da EPRI apresentaram valores de temperaturas do Ponto de Estrangulamento Energético que varia de 42 °C a 132 °C. As maiores economias dos projetos na área de celulose e papel foram na utilização de papel reciclado e setor de aparas, aquecimento da água desmineralizada para a caldeira e água branca dos chuveiros das máquinas de papel.

## 5. Caso Estudado

A Tecnologia *Pinch* na Klabin foi aplicada de forma pontual, ou seja, foram estudados separadamente, processos de fabricação e tratamento de celulose e papel, devido ao porte da empresa. Essa decisão foi tomada após alguns meses de estudo sobre o processo. Para a análise foram pesquisados e procurados dados sobre as propriedades da celulose, sobre a madeira, sobre o papel, a obtenção e análise dos dados termodinâmicos das correntes existentes no processo, procura árdua dos *data sheets* dos trocadores de calor existentes na fábrica e revisões bibliográficas referentes ao assunto. Estudou-se possibilidades de recuperação em alguns setores do processo global.

Escolheu-se para uma primeira aplicação a Máquina de papel 7, pois levou-se em consideração o consumo de energia que é de aproximadamente 43% de vapor de média pressão de toda fábrica.

Na Máquina de Papel 7, o ar de insuflamento para a capota é uma das correntes de processo que necessitam uma quantidade muito grande de energia, pois os sistemas de ventilação (coifas e bolsões de ar) das máquinas de papel têm como funções principais a prevenção de gotas nas folhas de papel e a remoção do vapor de água liberado na secagem da folha de papel, auxiliando na obtenção de taxas de evaporação mais altas e maior uniformidade no perfil de umidade ao longo da largura do papel.

A remoção da água evaporada é feita com grandes volumes de ar em um sistema de exaustão, cujo transporte e aquecimento requerem a utilização do vapor e energia elétrica em quantidades proporcionais à vazão de ar necessária. Assim, é importante reduzir ao máximo as vazões de ar envolvidas, para minimizar o consumo de vapor e energia elétrica da máquina de papel.

No estudo feito na Máquina de Papel 7 foram utilizadas as correntes de processo da mesma e as utilidades quentes e frias empregadas nas trocas térmicas atuais. Além destas, foram acrescentadas as correntes de ar de exaustão, de condensado e a corrente de água desmineralizada (*make up*) que é utilizada nas caldeiras, pois estas são passíveis de absorver energia, necessárias para a otimização energética do processo.

O Ar de Exaustão deve ser constantemente retirado da capota da secadoria da máquina de papel para diminuir a umidade no interior do mesmo, e aumentar a eficiência de secagem. Isto porque a umidade absoluta do ar de exaustão é 0,23 kg de água por kg de ar seco, e a umidade do ar de insuflamento é aproximadamente 15 vezes menor. A retirada do Ar de Exaustão é feita através de ventiladores, e é posteriormente lançado, através de chaminés, para o ambiente. A energia desta corrente não é aproveitada, sendo assim, uma fonte passível para recuperação de energia. Essa consideração é ainda mais sólida, devido à elevada umidade presente nesta corrente de processo, ou seja, a energia de condensação do vapor é muito alta, o que a torna energeticamente atrativa.

A água de *make up* foi adicionada à análise, devido à intensa necessidade de aquecimento e enorme vazão. Atualmente, a água desmineralizada é tratada adequadamente e adicionada em tanques de alimentação das caldeiras. Juntamente são adicionados os condensados de todas as máquinas. Logo após, é injetado vapor de baixa pressão para



aquecimento da mesma. O aquecimento é controlado para que não haja desestabilização do processo de produção de vapor. A temperatura média da água desmineralizada durante o ano é de 25 °C.

Este estudo serviu para avaliar o desempenho da rede atual, e verificar se há trocas cruzadas, e se existe possibilidade de trocas de calor entre as correntes do processo, diminuindo assim, o consumo de utilidades.

Avaliou-se ainda a quantidade de calor que sai do processo da máquina de papel, e a possibilidade da utilização deste em outros processos. Nesta análise, o  $\Delta T_{\min}$ , foi otimizado, levando-se em consideração os valores de custo de capital e recuperação energética. Uma nova Rede de trocadores de calor foi sintetizada, onde os trocadores de calor existentes foram mantidos e trocadores novos foram alocados, para uma maior economia de energia. Com o projeto detalhado dos trocadores novos foi estudada a viabilidade econômica das mudanças

## 6. Resultados

Como citado anteriormente, o Ar de Exaustão é lançado para o Ambiente. Portanto, a intenção desse estudo é aproveitar o calor dessa corrente, com outra que necessite ser aquecida. A principal corrente fria no processo é a água desmineralizada.

As correntes de processo e as utilidades empregadas neste estudo foram obtidas através de trocadores de calor e unidades hidráulicas existentes na Máquina de Papel 7. São elas:

1– **Ar Externo**: é aquecido com vapor de baixa pressão ou vapor *Flash*, e é utilizado para substituir o ar úmido do prédio. A principal função desse ar é evitar condensação da água no teto do prédio, o que pode causar pingos nas folhas em formação, ou seja, na mesa formadora.

2– **Ar interno**: é aquecido com vapor de baixa pressão ou vapor *Flash*, e é utilizado para substituir o ar úmido da capota ou coifa. As principais funções desse ar são evitar condensação da água no teto do capota, o que pode causar pingos nas folhas em secagem, e também aumentar a eficiência de evaporação da água nas folhas de papel.

3– **Ar Porão**: é aquecido com vapor de baixa pressão ou vapor *Flash*, e é utilizado para substituir o ar úmido dos bolsões de ar úmido da capota na parte inferior.

4– **Óleo ENP**: é resfriado com água fresca. A ENP é um conjunto do rolo *CC Roll*, sapata, feltro e manta, que tem a função de retirar água da folha após a mesa formadora. Este óleo tem a função de diminuir o atrito entre a manta e a sapata. Esta operação eleva a temperatura do óleo, o que exige um controle rígido de temperatura para que sua vida útil seja a especificada pelo fornecedor.

5– **Óleo CC Roll**: é resfriado com água fresca. O *CC Roll* é um dos componentes da ENP, e por ser um equipamento móvel, e com atrito constante, o aquecimento da superfície é inevitável, necessitando de resfriamento.

6– **Óleo Central**: é resfriado com água fresca. A função desta unidade hidráulica é resfriar o óleo de lubrificação de todos os rolamentos. Portanto, o aquecimento devido ao trabalho mecânico é intenso.

7– **Vapor de Baixa Pressão ou Vapor Flash**: é a utilidade quente usada nos trocadores de calor. O vapor está em torno de 4 kgf/cm<sup>2</sup>.

8– **Água fresca**: é usada como utilidade fria, ou seja, para resfriamento das correntes quentes.

Além dessas 6 correntes e 2 utilidades, foram adicionadas ao estudo as correntes de ar de exaustão e de condensado, que tem energia disponível, e ainda a corrente de água desmineralizada, que precisa de aquecimento.

A Figura (2) mostra a rede de trocadores de calor atual da máquina de papel 7. As temperaturas e as vazões de todas as correntes foram obtidas através de medidores *on line*. A temperatura também foi medida em vários pontos, através de medidores *off line*.

A Tabela (1) apresenta os dados das correntes de processo e também das utilidades. Observa-se nesta tabela que há possibilidade de recuperação térmica, pois a quantidade de energia do ar de exaustão e do condensado é muito intensa.

Através desta tabela nota-se que a energia contida no ar de exaustão é muito superior às outras. Isto porque o vapor de média pressão (aproximadamente 12 kgf/cm<sup>2</sup>) aquece os cilindros secadores e evapora a água do papel, transferindo a energia do vapor para a água evaporada. Isto significa que há um excedente de energia no processo de fabricação de papel. Nem todo esse calor é desperdiçado, pois uma parte (condensado) volta para as caldeiras para produção de vapor. Já a outra parte (ar de exaustão) é retirado por ventiladores de dentro capota e lançado ao ambiente.

O trabalho foi realizado seguindo todos os conceitos da Análise *Pinch*, e inicialmente, desconsiderou-se as restrições de troca térmica, que serão analisadas posteriormente.

O primeiro passo foi fazer uma otimização no  $\Delta T_{\min}$  para, assim, ser possível efetuar a síntese de uma nova rede de trocadores de calor com uma máxima recuperação de energia para o processo estudado. Para a otimização do  $\Delta T_{\min}$ , foi considerado o custo dos equipamentos e a recuperação energética.

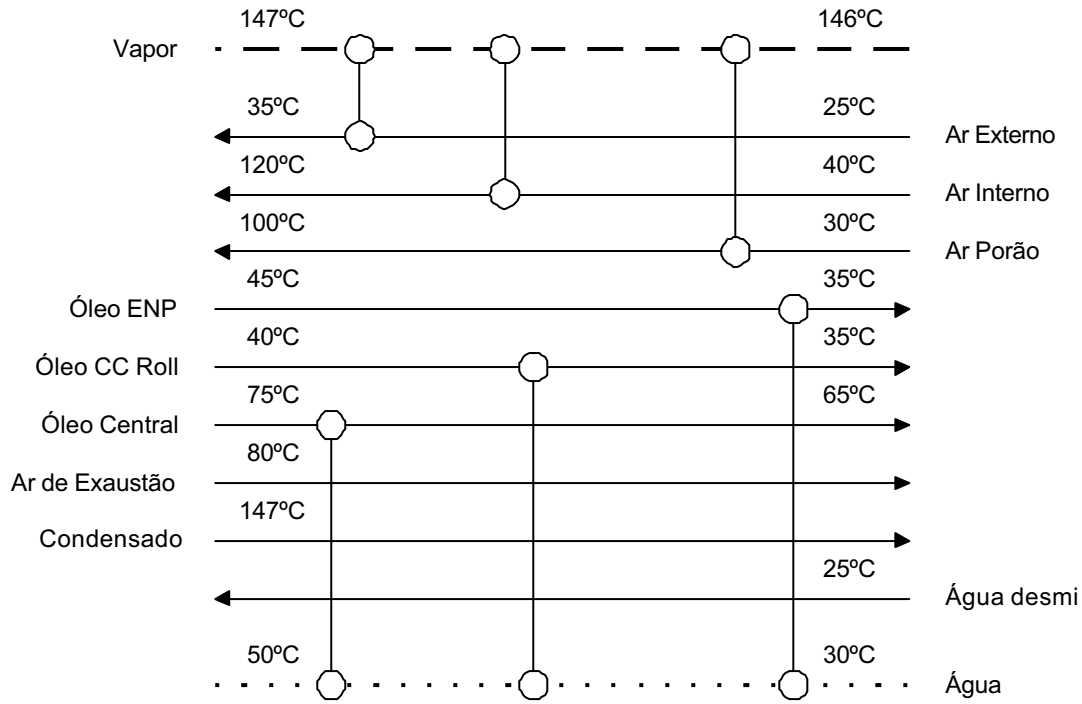


Figura 2. Rede de trocadores de calor atual da Máquina de Papel 7.

Tabela 1. Dados das correntes

	Corrente	Tipo	T <sub>entrada</sub> (°C)	T <sub>saída</sub> (°C)	DH (kW)	CP (kW/°C)
1	Ar externo	Fria	25	35	1105,9	110,59
2	Ar interno	Fria	40	120	7167,4	89,59
3	Ar porão	Fria	30	100	2767,3	39,53
4	Óleo ENP	Quente	45	35	132,7	13,27
5	Óleo CC roll	Quente	40	35	10,0	2,00
6	Óleo Central	Quente	75	65	183,4	18,34
7	Ar exaustão	Quente	80	74	54651,6	1561,47
8	Condensado	Quente	147	50	2108,5	21,74
9	Água Desmi	Fria	25	80	5200,0	94,55
10	Água Fresca	Fria	30	50	16,80	336,10
11	Vapor	Quente	147	146	11040,20	11040,20

A Eq. (1), extraída de LINNHOFF e AHMAD (1990) mostra a estimativa do custo de um equipamento de aço carbono, e a diferença do custo estimado e o custo real é de 25% aproximadamente. O gráfico para esta análise é mostrado na Fig. (3).

$$CustoEquipamento(US\$/ano) = 30800 + 750 \cdot A^{0.81} \tag{1}$$

Para esta análise, considerou-se custos estimados dos equipamentos de troca térmica em Reais (R\$) por ano. O custo da utilidade quente foi de 18,78 R\$/Gcal, e o custo da água foi estimado como 10% do custo do vapor. Através desta análise, estimou-se um custo total mínimo de R\$ 1,8 milhões por ano para este determinado  $\Delta T_{min}$ , cuja temperatura é de 9°C.

Utilizando o  $\Delta T_{min}$  ótimo, obteve-se o ponto de estrangulamento energético, que se encontra entre 80°C para as correntes quentes e 71°C para as correntes frias. Calculou-se ainda a demanda mínima de utilidades quentes e frias para uma máxima recuperação de energia.

Através dos dados do  $\Delta T_{min}$  ótimo, demanda de utilidades quentes e frias, custos das utilidades e custos estimados dos trocadores de calor, pôde-se efetuar a síntese do processo. Os trocadores de calor existentes na planta foram mantidos na síntese do processo, como é o caso das unidades hidráulicas da ENP, do CC Roll, e da central de óleo, e também os trocadores de calor para o ar de insuflamento para a capota (ar interno e ar do porão).

Obteve-se, então, a nova rede de trocadores de calor, mostrada no Diagrama de Grade para a Síntese do Processo da Máquina de Papel 7, na Fig. (4).

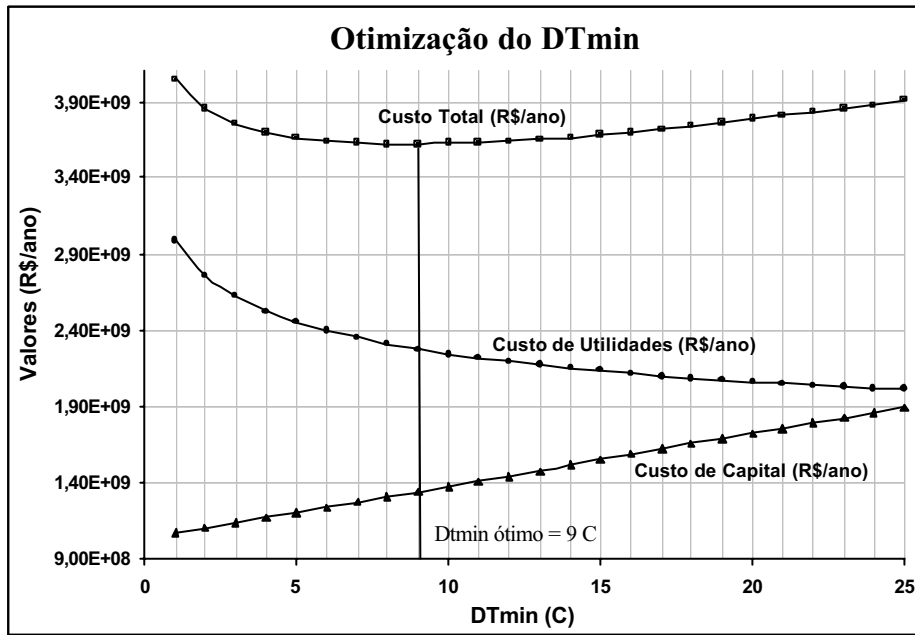


Figura 3. Otimização do  $\Delta T_{min}$ .

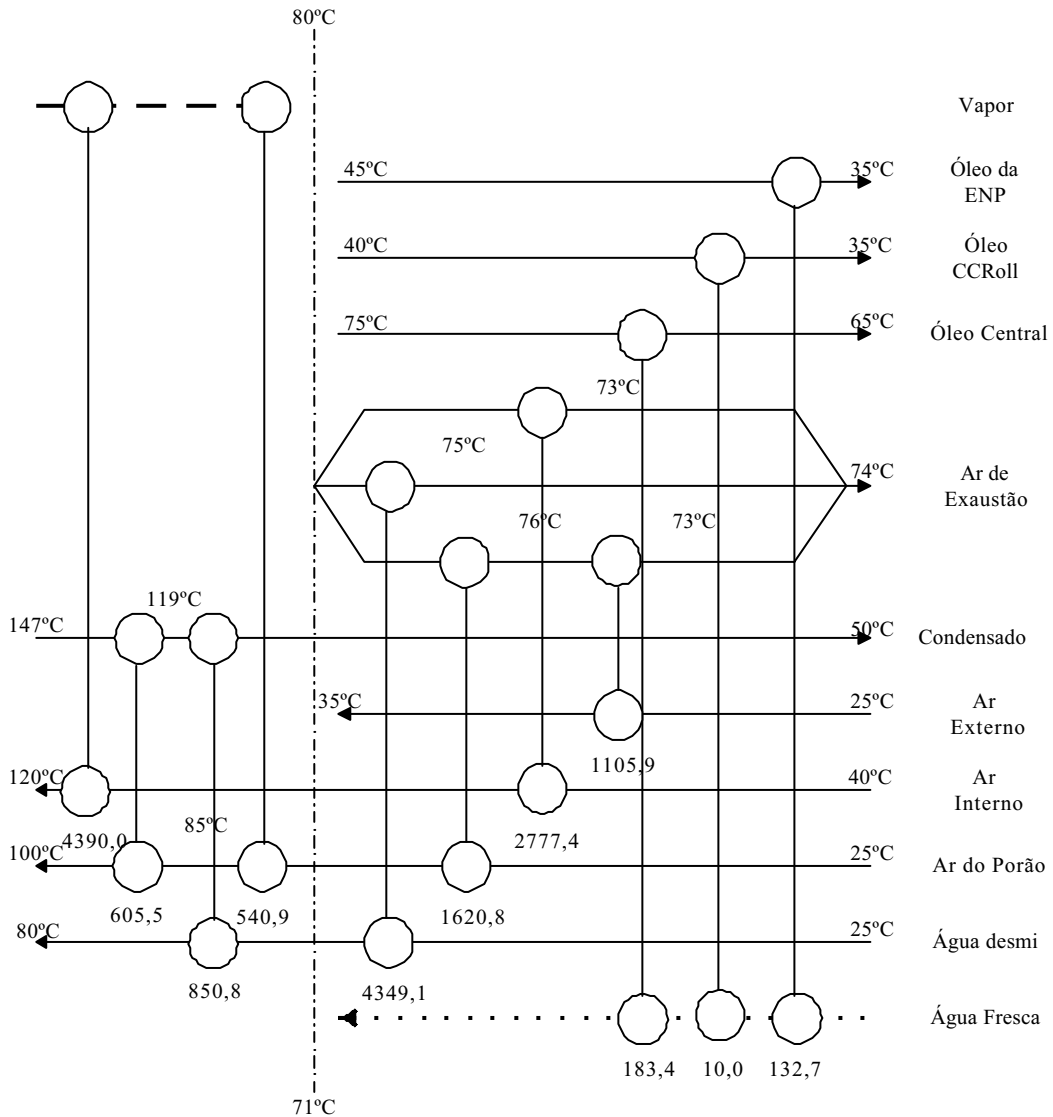


Figura 4. Diagrama de Grade da Síntese do Processo da Máquina de Papel 7.

A situação atual do processo de produção de papel estudado requer 336,10 kW de utilidades frias (água) e 11040,20 kW de utilidades quentes (vapor de baixa pressão). Utilizando-se a Análise *Pinch* sem considerar as restrições de troca térmica, são necessários 326,10 kW de utilidades frias e 4931,00 kW de utilidades quentes, ou seja, uma redução de 44,7% do consumo de vapor de baixa pressão. Isso equivale a uma economia anual de aproximadamente R\$ 862.000,00.

No entanto, existem algumas restrições referentes aos trocadores de calor do ar de exaustão e o ar de insuflamento externo à capota, da capota e do porão, pois a área de troca térmica para aquecer o ar de insuflamento deve ser muito grande devido ao pequeno coeficiente global resultante da troca de calor ar/ar, que implicará na construção de trocadores de calor com dimensões tecnicamente e comercialmente inviáveis. Por este motivo foi considerado apenas a troca de calor entre o ar de exaustão e a água desmineralizada, que não apresenta restrições.

Para que toda a energia disponível no ar de exaustão fosse aproveitada, seria necessário 1369 m<sup>3</sup>/h de água fria ou desmineralizada. Na empresa em estudo, a vazão de água desmineralizada de reposição para as caldeiras é em torno de 200 m<sup>3</sup>/h, sendo que 75% dessa vazão é aquecida com vapor vivo, e 35% com vapor *flash* da máquina de papel. Portanto, a água aquecida pelo vapor vivo, pode ser pré aquecida com o ar de exaustão, representando uma economia de 0,88% na produção de vapor, o que equivale a uma redução de custo de aproximadamente R\$ 306.000,00 por ano.

Este novo trocador de calor foi dimensionado. Os dados das propriedades físicas para as duas correntes são mostrados na Tab. (2). A Tabela (3) mostra as características do trocador projetado.

Para esses cálculos, foram requisitados vários orçamentos de equipamentos de troca térmica, bombas, motores e adicionais, como colunas de alimentação, gavetas, etc, e mão de obra de montagem. Quanto à tubulação, existe uma linha que interliga o setor de caldeiras e a Máquina de Papel 7, levando água desmineralizada para um condensador de contato direto e a água volta aquecida por uma tubulação isolada, podendo ser aproveitada. Incluiu-se também o custo relativo ao custo variável, ou seja a energia elétrica consumida pelos equipamentos. Portanto, o custo de investimento será de R\$ 216.825,38, se a amortização for feita à vista. Neste caso, o tempo de retorno para este investimento é de aproximadamente 8,5 meses, como mostrado na Tab. (4). Considerando que a amortização possa ser feita a prazo, de acordo com CASAROTTO FILHO e KOPITKE (1994), em quatro parcelas, que é um procedimento muito utilizado na indústria, foram analisados os resultados considerando-se diferentes taxas de juro, variando de 0,5 a 4,5% ao mês.

Tabela 2. Propriedades das correntes que deverão trocar calor

CORRENTE	T <sub>em</sub> (°C)	T <sub>sai</sub> (°C)	ρ (Kg/m <sup>3</sup> )	μ (Kg/h m)	C <sub>p</sub> (W h/kg°C)	κ (W/m°C)	CP (kW/°C)
Água Desmineralizada	25	61	991,036	0,002214	1,168	0,6307	94,55
Ar de Exaustão	80	45	1,0782	0,0707	0,28	0,02815	866,67

Tabela 3. Dimensionamento do Trocador de Calor

Área de troca térmica (m <sup>2</sup> )	2575,7
Vazão de água (m <sup>3</sup> /h)	268,80
Vazão de ar de Exaustão (kg/h)	80000,00
Calor trocado (Gcal/h)	9,31
Coefficiente Global de troca térmica kcal/hm <sup>2</sup> °C	175,18
Passos no lado da carcaça	1
Passos no lado do tubo	2
Fluido da carcaça	Ar
Fluido do casco	Água

Tabela 4. Análise econômica do projeto

Descrição	Quant.	Valor Unitário (R\$)	Valor Total (R\$)
(+) Economia de Energia			<b>306.000,00/ano</b>
(-) Trocador de Calor	1	130.600,00	130.600,00
(-) Bomba +Base + Acoplamento	2	6.500,00	13.000,00
(-) Motor 125 CV – 2 Polos (70 kW)	2	10000,00	20.000,00
(-) Gaveta para motor	2	4000,00	8.000,00
(-) Coluna de alimentação	2	12.000,00	24.000,00
(-) Cabo para alimentador	100 m	20,00/m	2.000,00
(-) Mão de obra para montagem			10.000,00
(-) Gastos com eletricidade	491 Gcal		9225,38
<b>TOTAL</b>			<b>216.825,38</b>
<b>Retorno do Investimento</b>			<b>8,5 meses</b>

Os resultados, com diferentes tempos de retorno para os investimentos são apresentados na Tab. (5).

Tabela 5. Análise econômica do projeto para diferentes taxas de juro

Taxa de juros (%)	Valor do Investimento (R\$)	Tempo de retorno do investimento (meses)
0,5	221.194,50	8,7
1,0	225.629,40	8,8
1,5	230.130,60	9,0
2,0	234.698,80	9,2
2,5	239.334,60	9,4
3,0	244.038,90	9,6
3,5	248.812,10	9,8
4,0	253.655,00	9,9
4,5	258.568,30	10,1

## 6. Conclusões

Através dos resultados obtidos, pode-se concluir que a aplicação da Tecnologia *Pinch* trouxe importantes avanços no processo industrial estudado.

Observou-se que na máquina de papel há um desperdício muito grande de calor em seu processo, que é o caso do ar de exaustão. Portanto, a partir desta análise econômica, é possível minimizá-lo fazendo algumas mudanças no processo. Isto depende somente da disponibilidade da empresa em implementar as modificações sugeridas.

A energia disponível na corrente de ar de exaustão da capota gira em torno de 47 Gcal/h. Isso equivale a aproximadamente R\$ 7.000.000,00 por ano (redução dos custos de 20%), mas a utilização deste só é possível para correntes frias com baixa temperatura inicial.

Através da nova rede de trocadores de calor sintetizada com os conceitos da Análise *Pinch*, vê-se que a energia do ar de exaustão poderia ser aproveitada para aquecer as correntes de ar interno, ar externo e ar do porão. No entanto estas trocas se tornam inviáveis pelo tamanho excessivamente grande dos trocadores de calor e, evidentemente, pelo elevado custo dos equipamentos.

Além disso, existe ainda o problema da vazão de correntes frias disponíveis na empresa. Atualmente a água desmineralizada é a corrente ideal para essa troca térmica, mas a vazão desta é baixa (180 m<sup>3</sup>/h). O aproveitamento da energia excedente no ar de exaustão para esta vazão equivale a uma economia de R\$ 306.000,00 por ano ou 0,88% na redução dos custos. O investimento para se atingir esse valor é de R\$ 216.825,38. O tempo de retorno do investimento é de 8,5 meses, se a amortização for feita à vista. Considerando a amortização em quatro parcelas, com diferentes taxas de juros, o tempo de retorno não apresenta grandes diferenças, indo de 8,7 a 10,1 meses, o que demonstra que para qualquer dos casos analisados os resultados são altamente favoráveis.

Este trabalho analisou somente um dos processos envolvidos na fabricação de papel e celulose, ou seja, a Máquina de papel 7. Outros processos podem trazer retornos consideráveis, como o branqueamento, a polpação mecânica, polpação química, caustificação, evaporação, tratamento de efluentes, tratamento de água, entre outros. Um exemplo é o estudo da evaporação incluindo ou não bombas de calor e recuperação de energia nas polpações química e mecânica.

Os princípios gerais da Tecnologia *Pinch* não estão limitados à análise de redes de trocadores de calor, mas também em várias outras áreas. Neste trabalho, por exemplo, foram aplicados a equipamentos térmicos de contato direto.

Em síntese, a força da metodologia reside na simplicidade com que são detectados os gargalos e as disfunções na operação de plantas industriais, garantindo, entre outros benefícios tangíveis, soluções práticas para execução de modificações nos equipamentos e também favorecendo a ampliação da capacidade de produção com reduzidos níveis de investimento fixo.

## 7. Referências

- Casarotto Filho, N. e Kopittke, B. H., 1994, "Análise de Investimentos". Editora Atlas S. A., 6ª Edição. São Paulo.
- EPRI, 1999, "Minimizing Process Energy Use With Pinch Technology". Electric Power Research Institute (EPRI), Houston, Texas, USA.
- Gundersen T. e Naess L., 1988, "The Synthesis of Cost Optimal Heat Exchanger Networks", *Computers Chemical Engineering*, v. 12, n. 6 (Out), pp. 503-530.
- Linnhoff B. e Ahmad S., 1990, "Cost Optimum Heat Exchanger Networks - Part 1. Minimum Energy and Capital Using Simple Models for Capital Cost", *Computers Chemical Engineering*, v. 14, n. 7, pp. 729-750.
- Linnhoff B. et. al., 1982, "User Guide on Process Integration for the Efficient use of Energy". 1<sup>st</sup> ed. Warwick Printing Company Ltd, England.
- Linnhoff B. e Hindmarsh E., 1983, "The Pinch Design Method for Heat Exchanger Networks". *Chemical Engineering Science*, v.1, n.5, pp. 745-763.

Linnhoff B. e Flower, J. R., 1978, "Synthesis of Heat Exchanger Networks. Part II: Evolutionary Generation of Networks with Various of Optimality", *AIChE Journal*. v.1, n.4, pp. 642-654.  
Ravagnani, M.A.S.S., 1994, "Projeto e Otimização de Rede de Trocadores de Calor". Tese de D.Sc., Campinas, São Paulo, Brasil.

## **ENERGETIC OPTIMIZATION IN THE PAPER MACHINE NUMBER 7 OF THE PULP AND PAPER PROCESS OF THE KLABIN/PR PAPÉIS**

### **Mauro A. S. S. Ravagnani**

Chemical Engineering Department – State University of Maringá,  
Av. Colombo 5790, CEP 87030-160 Maringá – PR – Brazil  
Email: [ravag@deq.uem.br](mailto:ravag@deq.uem.br)

### **Rogério S. Sasazawa**

Chemical Engineering Department – State University of Maringá,  
Av. Colombo 5790, CEP 87030-160 Maringá – PR – Brazil

### **Aline P. da Silva**

Chemical Engineering Department – State University of Maringá,  
Av. Colombo 5790, CEP 87030-160 Maringá – PR – Brazil  
Email: [aline@deq.uem.br](mailto:aline@deq.uem.br)

*Abstract. This work presents a heat integration study in the paper machine number seven, in the pulp and paper process of Klabin-PR Papéis S.A. This machine has an average consumption of steam of 80 ton/h that corresponds to 47% of all steam used in the process. Pinch Analysis was the chosen tool to the heat integration because of its facilities of application and simplicity. The problem has nine streams and hot and cold utilities. Streams and utilities data were extracted, and relating heat transfer area and costs the  $DT_{min}$  was optimized, and 9 °C was the value founded. The new heat exchanger network was synthesized and the heat exchangers designed. As a result, in this work, it was possible the use of a part of the available heat in the hot streams, corresponding to 0,88% of cost reduction in the global cost. Annual saving corresponds to R\$ 306.000,00. The investment corresponds to R\$ 216.825,38, and the payback period to 8,5 months, for payment in cash. Different rates of interest were analyzed too if amortization is done in four portions. Results shown the payback period has small deviations, from 8.7 to 10.1 months One can conclude that the chosen methodology was appropriate and the obtained results were excellent, assuring practical solutions to the execution in equipment modifications with low investment.*

*Keywords: Pulp and paper, heat integration, pinch analysis, heat exchanger design*

# NUMERICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF GAS LOADED HEAT PIPES

## Maurício Araujo Zanardi

UNESP – Campus de Guaratinguetá – Departamento de Energia  
Av. Ariberto P. Cunha 333 – 12516-410 – Guaratinguetá - SP  
[mzanardi@feg.unesp.br](mailto:mzanardi@feg.unesp.br)

## Petronio Masanobu Tanisho

UNESP – Campus de Guaratinguetá – Departamento de Energia  
Av. Ariberto P. Cunha 333 – 12516-410 – Guaratinguetá - SP  
[tanisho@feg.unesp.br](mailto:tanisho@feg.unesp.br)

## Jaime de Faria Ribeiro

UNESP – Campus de Guaratinguetá – Departamento de Energia  
Av. Ariberto P. Cunha 333 – 12516-410 – Guaratinguetá - SP

**Abstract .** *In the present work a flat front model to simulate the behavior of a gas loaded heat pipe is used. The internal flows and heat transfer are calculated with the mass, momentum and energy conservation equations for the vapor/liquid and gas flows coupled with the energy equation for the metallic envelope. Although mass diffusion is not allowed, thermal diffusion is considered in the gas region. In order to validate the numerical results, some heat pipes were tested and numerical results were compared with the experimental data showing good agreement..*

**Keywords.** *Heat pipes, variable conductance heat pipes, gas loaded heat pipes, flat front model.*

## 1. Introduction

Heat pipes are very useful heat transfer devices. They use the phase change of the working fluid in the closed system, instead of a large temperature gradient, to transport a large amount of energy.

The internal vapor and liquid flows of a heat pipe have been investigated by many authors since 1964. A basic theory was developed by Cotter (1965), which has been used since then as a basis for heat pipe design. His work led to other investigations concerning to the internal flows and heat transfer mechanisms in such devices.

The vapor flow pressure drop in long heat pipes was studied in one dimensional form by Busse (1967). Bankston and Smith (1971) determined the vapor pressure and velocity distributions based upon a model using the stream function and vorticity formulation for two dimensional geometry. Ismail and Zanardi (1986) presented a solution of a coupled vapor and liquid flow and applied it to the case of porous heat pipe achieving good results.

Nowadays, due to their versatility, a large number of different types of heat pipes are available. The gas loaded heat pipe is one of them. In this configuration, a non-condensable gas is introduced in the conventional heat pipe. The function of this gas is to regulate the length of the condenser region in accordance with the heat flux imposed to the device.

Heat and mass transfer studies for gas loaded heat pipes have been developed since 1972. Many researchers, such as Edwards and Marcus (1972), Tien and Rohani (1972a,1972b), Kobayashi et al (1991) and Faghri and Haley (1994), presented models for the gas-vapor interactions and internal vapor and liquid flows.

In the present work we use a flat front model in order to determine the operation characteristics of a gas loaded heat pipe for moderate temperatures. The mass, momentum and energy equations for the vapor and liquid and gas flows coupled with the energy equation for the metallic envelope are solved using a finite volume method. The numerical procedure adopted is based on the SIMPLE algorithm. Although mass diffusion between the gas and vapor is not considered in the model, the heat diffusion is taken into account.

In order to validate the numerical results, some heat pipes were tested and the numerical results are compared with the experimental data.

## 2. Mathematical Model

The model of the gas loaded heat pipe is based on the scheme shown in Fig. (1), with the following simplifying assumptions :

1. The vapor, liquid and gas flows are laminar and in steady state;
2. The vapor, liquid and gas have constant properties within the application temperature range;
3. The condensation and evaporation take place only at liquid-vapor interface and this coincides with the physical interface between the porous and vapor region;
4. At the liquid-vapor interface the, vapor is at saturation temperature corresponding to the local pressure

5. At the vapor-gas interface, the vapor axial velocity is zero (flat front model);
6. In order to determine the vapor-gas interface location, the perfect gas law is used.

The liquid flow in the porous wick is modeled using the equations presented by Vafai and Tien (1981). The vapor and gas flows are described by the Navier-Stokes, mass and energy conservation equations. All these equations are used in their conservative form.

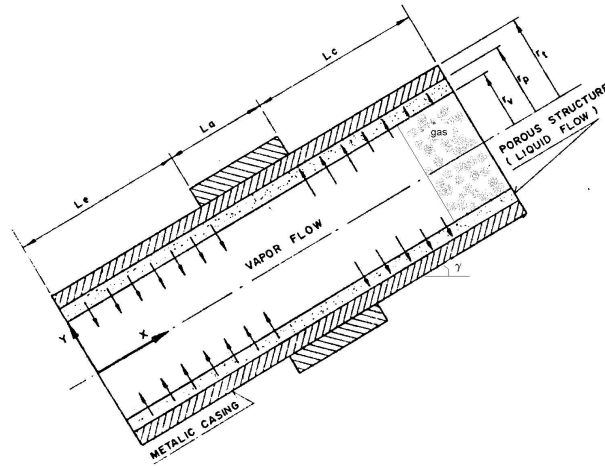


Figure 1. Heat Pipe Schematic Representation

For the construction of the dimensionless quantities, the following non dimensional-variables are defined

$$\begin{aligned}
 x^* &= \frac{x}{L} ; & r^* &= \frac{r}{r_v} ; & u^* &= \frac{u}{v_r} \\
 v^* &= \frac{v}{v_r} ; & \rho^* &= \frac{\rho}{\rho_r} ; & \mu^* &= \frac{\mu}{\mu_r} \\
 p^* &= \frac{p}{\rho_r v_r^2} ; & v_r &= \frac{Q}{2\pi r_v L_e \rho_v h_{fg}}
 \end{aligned} \tag{1}$$

where  $\rho_r$  and  $\mu_r$  are the density and viscosity reference values at a certain temperature, and  $h_{fg}$  is the working fluid latent heat of vaporization.

Considering the assumptions presented earlier and figure (1), the basic equations for the vapor, liquid and gas flows in the heat pipe can be written in a general form as:

Mass Conservation

$$\frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\Lambda r^* u^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (\Lambda r^* v^*) = 0 \tag{2}$$

Momentum and energy conservation

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{r^*} \left\{ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\Lambda r^* u^*) \phi^* + \frac{\partial}{\partial r^*} (\Lambda r^* v^*) \phi^* - \phi^* \left[ \frac{\partial}{\partial x^*} (\Lambda r^* u^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (\Lambda r^* v^*) \right] \right\} = \\
 \frac{1}{r^*} \left\{ \left( \frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{1}{Pe} \frac{\partial}{\partial x^*} \left( \Gamma r^* \frac{\partial \phi^*}{\partial x^*} \right) + \frac{1}{Pe} \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \Gamma r^* \frac{\partial \phi^*}{\partial r^*} \right) \right\} + S_\phi
 \end{aligned} \tag{3}$$

and the heat conduction equation for the metallic shell of the heat pipe :



$$\left(\frac{r_v}{L}\right)^2 \frac{\partial}{\partial x^*} \left( k_m \frac{\partial T_m}{\partial x^*} \right) + \frac{\partial}{\partial r^*} \left( k_m \frac{\partial T_m}{\partial r^*} \right) = 0 \quad (4)$$

The parameters appearing in equations (2) and (3) are shown in tables (1) and (2).

Table 1. Parameters definition

$\phi^*$	$\Lambda$	$\Gamma$	Pe
$u_l^*, v_l^*$	$\rho_l^* / \varepsilon$	$\mu_l^* / \varepsilon$	$Re_{rp}$
$u_v^*, v_v^*$	$\rho_v^*$	$\mu_v^*$	$Re_r$
$u_g^*, v_g^*$	$\rho_g^*$	$\mu_g^*$	$Re_{rg}$
$T_l^*$	$\rho_l^* / \varepsilon$	$\mu_l^* / \varepsilon$	$Re_{rp} Pr_p$
$T_v^*$	$\rho_v^*$	$\mu_v^*$	$Re_r Pr$
$T_g^*$	$\rho_v^*$	$\mu_g^*$	$Re_{rg} Pr_g$

Table 2. Source Terms

$\phi^*$	$S_\phi$
$u_l^*$	$-\frac{Dar}{Re_{rp}} \mu_l^* u_l^* + \frac{\rho_l^* r_v}{\varepsilon v_r} g \sin \gamma - \left(\frac{r_v}{L}\right) \frac{\partial p_l^*}{\partial x^*}$
$v_l^*$	$-\frac{Dar}{Re_{rp}} \mu_l^* v_l^* - \frac{1}{Re_{rp}} \frac{\mu_l^* r^* v_l^*}{r^{*2}} - \frac{\partial p_l^*}{\partial r^*}$
$u_v^*, u_g^*$	$\rho_{v(g)}^* \frac{r_v}{v_r} g \sin \gamma - \left(\frac{r_v}{L}\right) \frac{\partial p_{v(g)}^*}{\partial x^*}$
$v_v^*, v_g^*$	$-\frac{1}{Re_r} \frac{\mu_{v(g)}^* \Gamma^* v_{v(g)}^*}{r^{*2}} - \frac{\partial p_{v(g)}^*}{\partial r^*}$
$T_l^*, T_v^*, T_g^*$	0

The dimensionless parameters in these equations are defined as:

$$Re_r = \frac{\rho_{vr} v_r r_r}{\mu_{vr}}, \quad Pr = \frac{\mu_{vr} c_{pv}}{k_v}, \quad Re_{rp} = \frac{\mu_{vr} \rho_{lr}}{\mu_{lr} \rho_{vr}}, \quad Pr_p = \frac{\mu_{lr} c_{pl}}{k_{eff}}, \quad Re_{rg} = \frac{\mu_{vr} \rho_{gr}}{\mu_{gr} \rho_{vr}} Re_r, \quad Pr_g = \frac{\mu_{gr} c_{pg}}{k_g}, \quad Dar = \frac{r_v^2 \varepsilon}{K} \quad (5)$$

where the subscripts l, v and g correspond to the liquid, vapor and gas properties respectively,  $\varepsilon$  is the porosity and  $k_{eff}$  is the effective thermal conductivity of the wick.

The set of governing equations presented are of elliptic type and requires boundary conditions compatible with this type of equation. The traditional no-slip and null normal velocity conditions at solid walls are used. At the interfaces the continuity conditions of heat flux, velocity and shear stress are imposed. These conditions are presented in the sequence.

#### liquid-vapor interface

$$v_v^*(x^*, 1) = \frac{1}{v_r} \left\{ \left[ \frac{-k_{eff}}{\rho_{vr} r_v} \frac{\partial T_l}{\partial r^*} + \frac{-k_v}{\rho_{vr} r_v} \frac{\partial T_v}{\partial r^*} \right] (\rho^* h_{fg})^{-1} \right\}, \quad v_l^*(x^*, 1) = \frac{\rho_{vr} \rho_v^*}{\rho_{lr} \rho_l^*} v_v^*(x^*, 1), \quad u_v^*(x^*, 1) = u_l^*(x^*, 1),$$

$$\frac{\partial v_v^*}{\partial r^*}(x^*, 1) = \frac{\mu_{lr} \mu_l^*}{\mu_{vr} \mu_v^*} \frac{\partial v_l^*}{\partial r^*}(x^*, 1) \quad \text{and} \quad T_v(x^*, 1) = T_l(x^*, 1) = T(p) \quad (6)$$

### liquid-gas interface

$$v_g(x^*, l) = v_l(x^*, l) = 0, \quad u_g(x^*, l) = u_l(x^*, l), \quad \frac{\partial u_g^*}{\partial r^*}(x^*, l) = \frac{\mu_{lr} \mu_l^*}{\mu_{gr} \mu_g^*} \frac{\partial v_l^*}{\partial r^*}(x^*, l), \quad k_{\text{eff}} \frac{\partial T_l^*}{\partial r^*}(x^*, l) = k_g \frac{\partial T_g^*}{\partial r^*}(x^*, l)$$

$$\text{and } T_g(x^*, l) = T_l(x^*, l) \quad (7)$$

### vapor-gas interface

$$u_v(x_{vg}^*, r^*) = u_g(x_{vg}^*, r^*) = 0, \quad v_v(x_{vg}^*, r^*) = v_g(x_{vg}^*, r^*), \quad \frac{\partial v_v^*}{\partial r^*}(x_{vg}^*, r^*) = \frac{\mu_{gr} \mu_g^*}{\mu_{vr} \mu_v^*} \frac{\partial v_g^*}{\partial r^*}(x_{vg}^*, r^*),$$

$$k_v \frac{\partial T_v^*}{\partial r^*}(x_{vg}^*, r^*) = k_g \frac{\partial T_g^*}{\partial r^*}(x_{vg}^*, r^*) \quad \text{and} \quad T_v(x_{vg}^*, r^*) = T_g(x_{vg}^*, r^*) \quad (8)$$

### liquid-metallic tube interface

$$v_l(x^*, \frac{r_p}{r_v}) = 0, \quad u_l(x^*, \frac{r_p}{r_v}) = 0, \quad k_m \frac{\partial T_m}{\partial r^*}(x^*, \frac{r_p}{r_v}) = k_{\text{eff}} \frac{\partial T_l}{\partial r^*}(x^*, \frac{r_p}{r_v}) \quad \text{and} \quad T_m(x^*, \frac{r_p}{r_v}) = T_l(x^*, \frac{r_p}{r_v}) \quad (9)$$

### metallic wall

$$\frac{\partial T_{ml}^*}{\partial x^*}(0, r^*) = 0, \quad \frac{\partial T_m^*}{\partial x^*}(l, r^*) = 0, \quad \frac{-k_m}{r_v} \frac{\partial T_m}{\partial x^*}(x^*, \frac{r_t}{r_v}) = -Q \quad \text{in the evaporator and}$$

$$\frac{-k_m}{r_v} \frac{\partial T_m}{\partial x^*}(x^*, \frac{r_t}{r_v}) = r_v h (T_m - T_\infty) \quad \text{in the condenser} \quad (10)$$

## 3. Numerical Procedure

In order to perform the discretization of the governing equations, the finite control volume method, with the power law scheme due to Patankar(1980), was adopted.

The solution of the momentum equations requires a procedure to calculate the pressure fields. Since there is no specific equation for the pressure, the SIMPLE algorithm developed by Patankar and Spalding (1972), which uses the mass conservation equation to obtain an equation in terms of the pressure in the grid points, is applied. To solve the set of algebraic equation an iterative line-by-line process was used.

The convergence was verified in each iteration following a predetermined criterion. In this work we selected a criterion which considers the average error for each control volume, as

$$\frac{\|r_p\|^k}{n_p} = \varepsilon$$

where  $\|r_p\|^k$  is the Euclidian norm of the iteration k, and  $n_p$  is the number of grid points. The convergence parameter  $\varepsilon$  was different for each variable depending on the order of magnitude of this variable.

The vapor-gas interface position is a function of the heat pipe internal pressure. During the solution process it is necessary to know its position that can vary in each iteration. The perfect gas equation is chosen to locate this interface and the grid is modified to guarantee the presence of an unique species inside each control volume. To implement this procedure, the pressure inside the tube must be known. The Navier-Stokes equations have only derivative terms of the pressure. This fact imposes that the pressure in one grid point must be known.

The pressure at the vapor-liquid interface is the saturation pressure corresponding to the local temperature. The relationship between these variables, for the case in which the heat pipe working fluid is water, is given by the expression (Irvine, 1984) :

$$T_{\text{sat}}(p) = 0.426776 \times 10^{-2} - \frac{0.38927 \times 10^4}{[\ln(p) - 0.948654 \times 10^1]} \quad (11)$$

An iterative solution process to determine the correct values of the internal pressures, in accordance with the following steps, was then implemented :

- the pressure value (reference pressure) at the first point of the interface vapor-liquid is assumed, and that permits the calculation of the temperature in all grid points in the interface.
- A new iteration is performed and the heat flux across the condenser is calculated
- The reference pressure is reevaluated using the expression

$$p_{ref}^k = p_{ref}^{k-1} \frac{Q_c}{Q_e} \tag{12}$$

- The process is repeated for each global iteration

#### 4. Experimental Apparatus and Procedure

Five cooper-water heat pipes were designed and tested. These heat pipes were fabricated from standard cooper tubes with 600 mm in length, internal and external diameters of respectively 17.4 mm and 19.1mm. The wick was constructed using 1 layer of mesh 100 bronze screen with 0.10 mm wire diameter and they were loaded with water and nitrogen. In three of the them the nitrogen charge was 12.5% of the heat pipe internal volume considering internal pressure equal to the water saturation pressure at 100°C. The other two heat pipes was loaded with a 25% charge.

All heat pipes vapor and wall temperatures were measured with standard J thermocouples. There were ten wall thermocouples and four internal thermocouples, one inside the evaporator and three inside the condenser. The relative positions of the gages in the heat pipe is showed in Fig. (2)

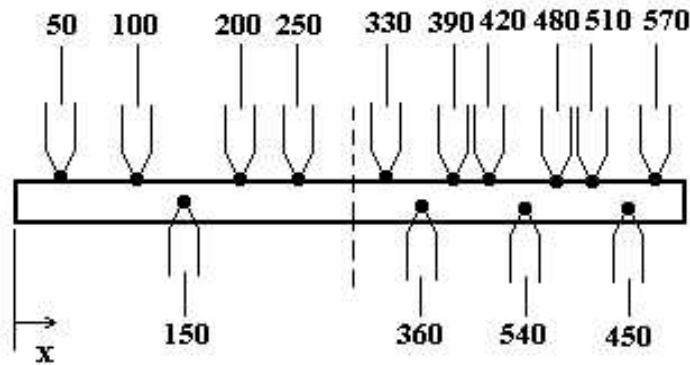


Figure 2. Thermocouple distribution

The tests were performed using a small wind tunnel, Fig. 3, in which a flow area reduction apparatus was adapted to increase the heat transfer coefficient. This section was designed in accordance with the ISO1567 standards. In other to determine the air bulk temperature in the test rig, 10 thermocouples were used, five in the inlet region and five in the outlet. Heat was supplied through a 1 kW skin heater.

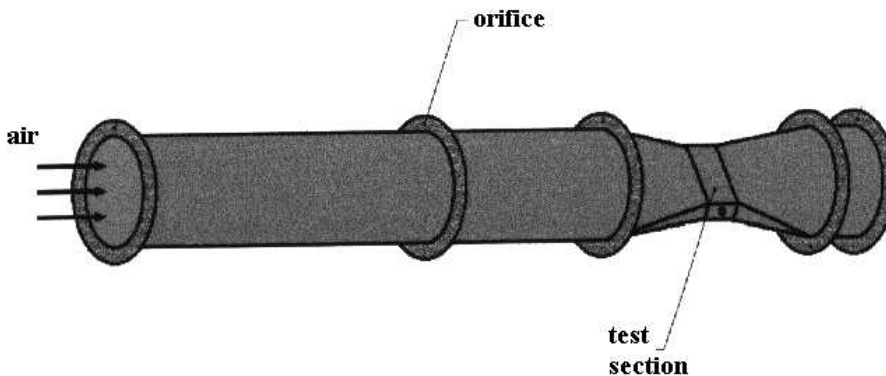


Figure 3. Test apparatus

The test rig permitted to vary the heat pipe inclination angle from vertical to horizontal position, air mass flow rate and the heat input. All tests were performed with evaporator section below the condenser region. The thermocouple signals were recorded by a Linx-CAD12/32 data acquisition with a Linx-PCX810 signal conditioner.

### 5. Results and Discussion

The computational code, based on the presented formulation, was first tested with the results due to Bankston and Smith (1971) and Ismail and Zanardi (1996) for traditional heat pipes. A heat pipe without adiabatic region, and equal evaporator and condenser length was considered. Using a null nitrogen charge and uniform heat fluxes in the condenser and evaporator, the agreement between the results was very close.

After that, a heat pipe with 12.5% in volume nitrogen charge was considered and the numerical results are presented here. The temperature profiles in the tube wall and in the vapor core are presented in Figs. (4) and (5) for three different heat inputs. The behavior of the temperature distributions is the expected. It could be clearly noted the gas front position and the variation of the condenser length with the increase of the imposed heat flux.

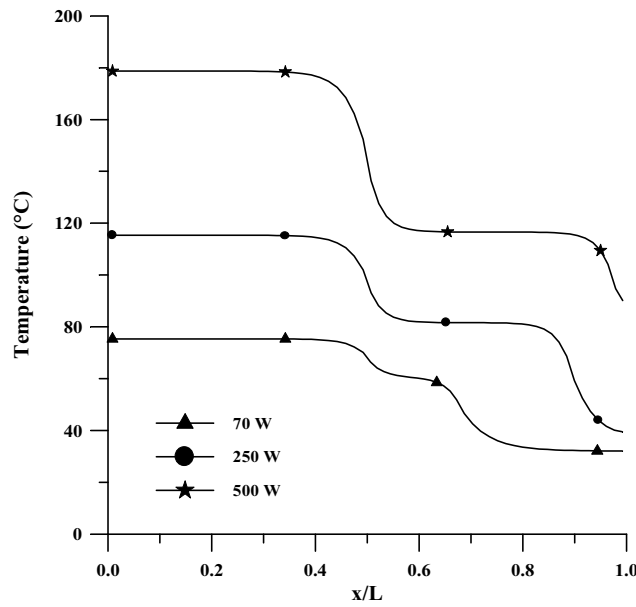


Figure 4. Wall temperature distribution

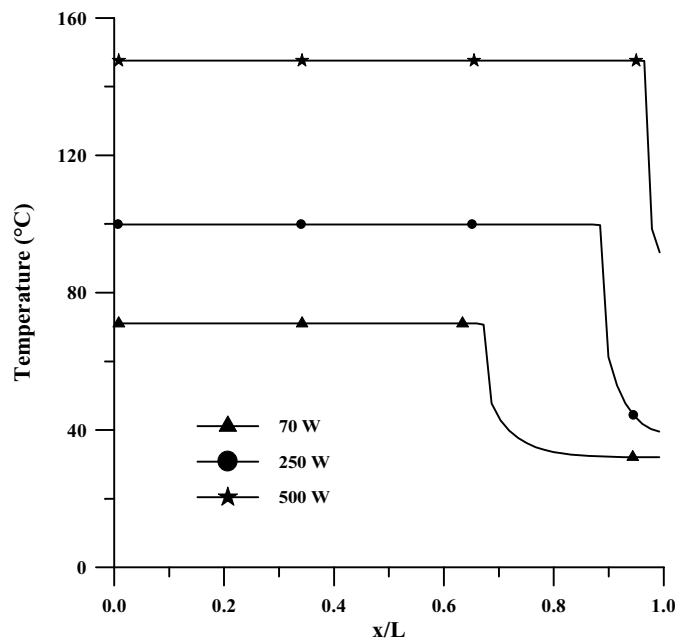


Figure 5. Vapor temperature

Figure (6) shows the axial velocity distributions in the tube center line. In the vapor-gas interface there is an abrupt variation in the axial velocity caused by the flat front model that imposes no vapor diffusion into the gas region. Finally, Fig. (7) presents the vapor radial velocity in the vapor-liquid interface. As the thermal diffusion from vapor to the gas is permitted part of the vapor must condense in this region. To avoid the failure in the global mass balance, the condensed mass corresponding to the heat flux absorbed by the gas was considered to leave the vapor region at the end of the

effective condenser. Also the zero vapor axial velocity in the gas front forces the increase in the vapor radial velocity in this region.

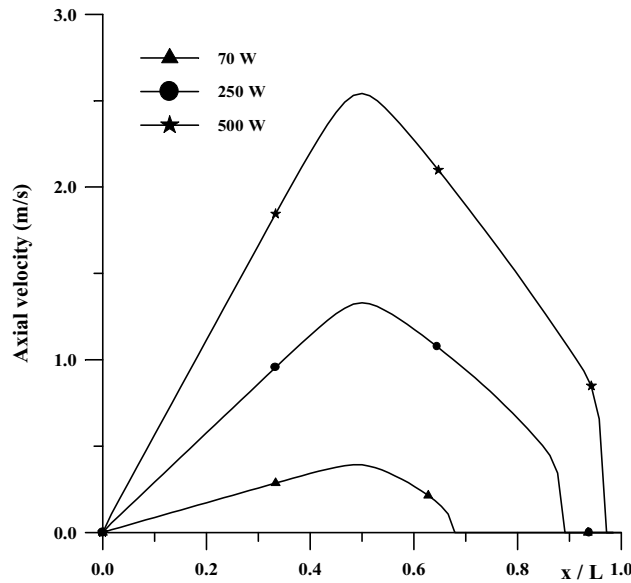


Figure 6. Axial vapor velocity in the center line

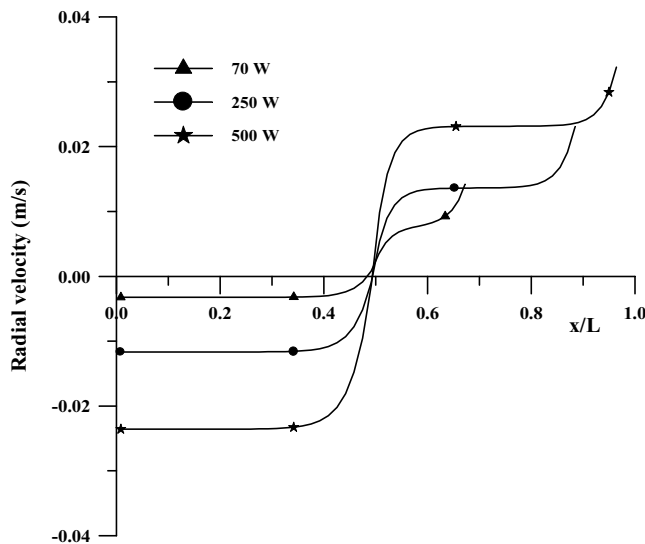


Figure 7. Radial velocity in the liquid-vapor interface

The profiles for the liquid flow are very similar to those for a traditional heat pipe and will not be presented here.

After evaluating the consistency of the numerical results, the computational code was used to simulate the experimental test conditions.

The wall temperature distribution for a heat pipe with 12.5% in volume nitrogen charge, with a 84 W heat input is presented in Fig. (8). In this case, the heat input is very low when compared to the heat pipe capacity. As the gas diffusion is not considered, the model tends to overestimate the gas front position. Convergence in this case is very slow.

When the heat input increases, Figs. (9) e (10) , this effect practically does not exist and the results agree well with the experimental data.

The results for the tube with 25% in volume nitrogen gas charge are presented in Figs. (11) to (13). The results as similar to the previous one, except that, as the nitrogen charge is bigger, the gas diffusion effects are higher and only for high heat fluxes the flat front model gives results close to the experimental data.

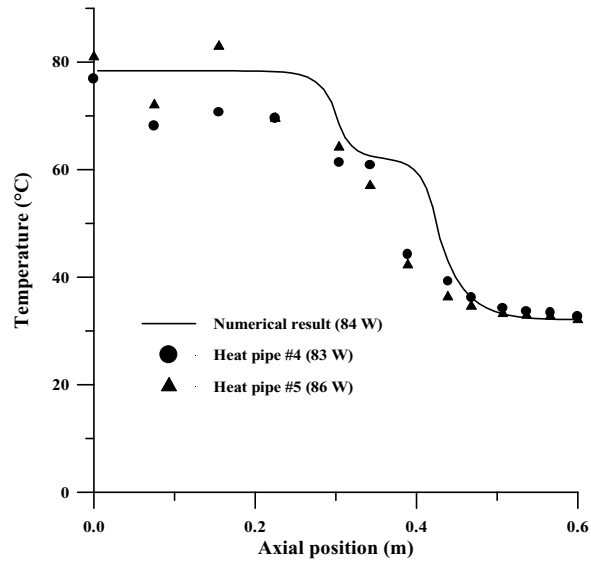


Figure 8. Heat pipe wall temperature distribution – 84 W

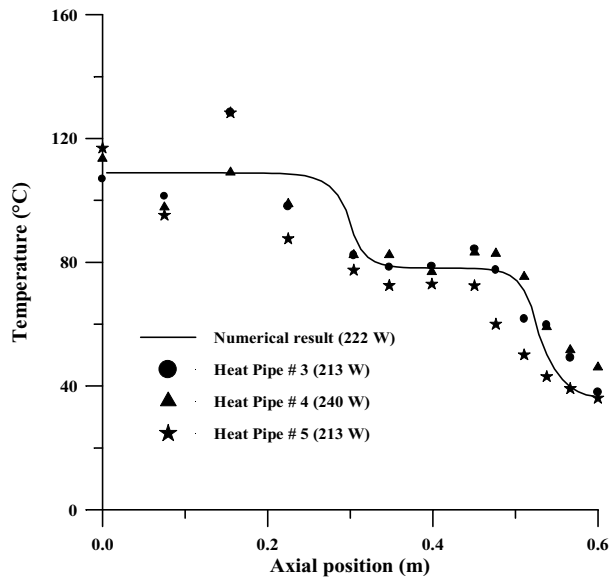


Figure 9. Heat pipe wall temperature distribution – 222 W

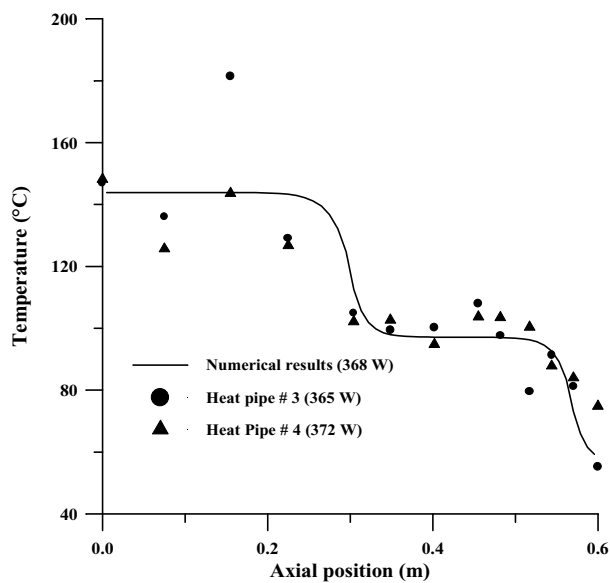


Figure 10. Heat pipe wall temperature distribution – 368 W

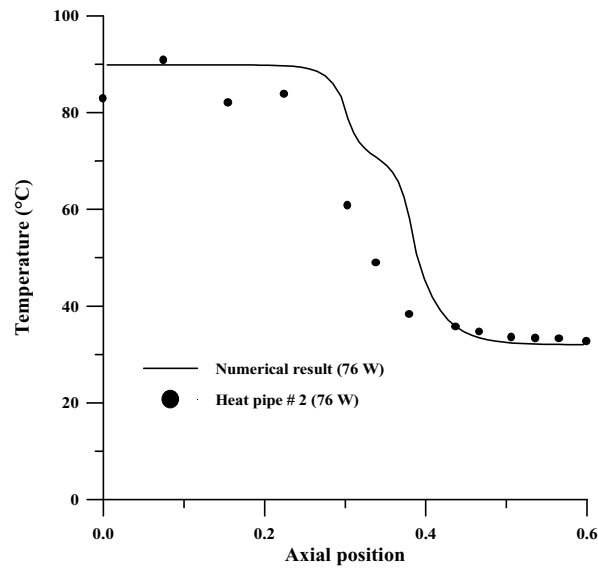


Figure 11. Heat pipe wall temperature distribution – 76 W , 25% N<sub>2</sub> charge

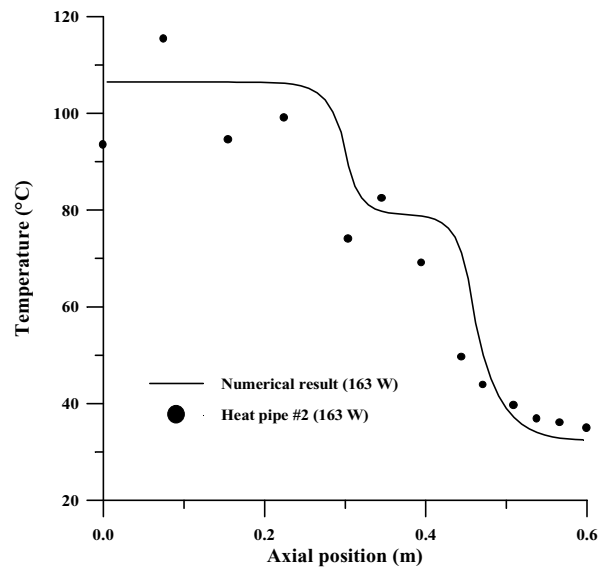


Figure 12. Heat pipe wall temperature distribution – 163 W , 25% N<sub>2</sub> charge

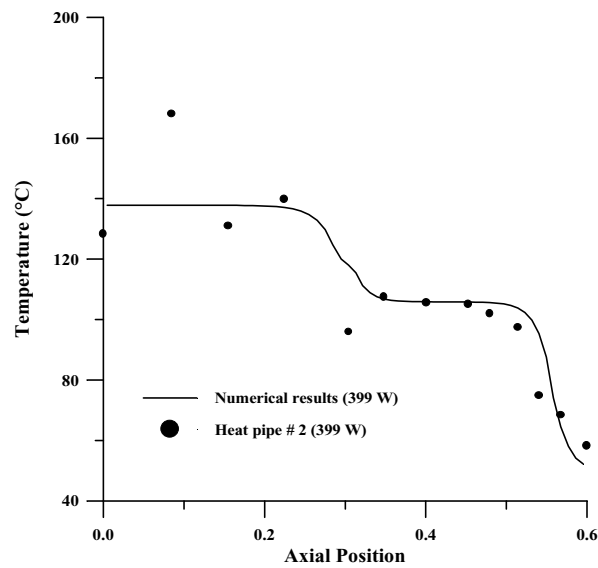


Figure 13. Heat pipe wall temperature distribution – 399 W , 25% N<sub>2</sub> charge

## 6. Conclusions

A mathematical model for the internal flows and heat transfer for a gas loaded heat pipe was developed and implemented numerically. A flat front for the gas-vapor interface model was used and its influence over the behavior of the heat pipe, operating in steady state conditions, was studied.

The consistency of the developed computational code was verified using results for conventional heat pipes found in the current literature. The proposed flat front model for gas loaded heat pipes working under steady-state operational conditions gives consistent results for the velocity, temperature and pressure distribution.

The model when used to predict the wall temperature distribution for a water-nitrogen gas loaded heat pipe presented good agreement with the experimental results in the cases where the heat flux imposed were not low compared with the heat pipe capacity.

However, when the gas charge and/or the heat flux is low, the flat front model tends to overestimate the front position and the convergence of the model is very slow. In such cases the use of a gas diffusion model seems to be imperative.

**7. Acknowledgements** – The authors wish to thank the CNPq (Brazilian National Research Council) for the financial support, process #300229/98-4.

## 8. References

- Bankston, C.A. and Smith, H.J., (1971), "Incompressible Laminar Vapor Flow in Cylindrical Heat Pipes", ASME PAPER 17-WA/HT-15.
- Busse, C.A., (1967), "Pressure Drop in the Vapor Phase of Long Heat Pipes", Proceedings of 1967 IEEE Thermionic Conversion Specialist Conference, Palo Alto, California, p.391.
- Cotter, T.P., (1973), Los Alamos Scientific Laboratory, (1965), printed by AIAA Selected Reprint Series.
- Edwards, D. K., Marcus, B. D., (1972), "Heat and Mass Transfer in Vicinity of Vapor-Gas Front in a Gas Loaded Heat Pipe", *Journal of Heat Transfer*, vol.94, pp.155-162.
- Faghri, A., Harley, C., (1994), "Transient Two-Dimensional Gas-Loaded Heat Pipe Analysis", *ASME J. Heat Transfer*, vol. 116, p.716-723.
- Ismail, K.A.R. and Zanardi M.A., (1996), "A Steady-State Model for Heat Pipes of Circular or Rectangular Cross Section", *Applied Thermal Engineering*, vol.16, pp 753-767.
- Ismail, K.A.R. and Zanardi M.A., (1986), "Two Dimensional Analysis of Flow and Heat Transfer in Porous Heat Pipe", VI International Heat Pipe Conference, Grenoble, pp. 164-167.
- Kobayashi, Y., Okumura, A., Matsue, T.1991, "Effect of Gravity Noncondensable Gas Levels on Condensation in Variable Conductance Heat Pipe", *J. Thermophysics*, vol. 5, pp.61-68.
- Patankar, S.V. and Spalding, D.B., (1972), "A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three Dimensional Parabolic Flows", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 15, p.1787.
- Patankar, S.V., (1980), "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere Publishing Corporation.
- Tien, C.L. and Rohani, A.R., (1972), "Theory of Two Component Heat Pipes", *Int. Journal of Heat Transfer*, vol. 94, pp. 479-484.
- Tien, C.L. and Rohani, A.R., (1972), "Two Dimensional Heat and Gas Transfer in the Vapor-Gas Region of a Gas Loaded Heat Pipe", ASME PAPER 72-WA/HT-34.
- Tien, C.L. and Rohani, A.R., (1974), "Analysis of the Effects of Vapor Pressure Drop on Heat Pipe Performance", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 17, pp. 61-67.
- Vafai, K. and Tien, C.L., (1981), "Boundary and Inertia Effects on Flow and Heat Transfer in Porous Media", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 24, pp. 195-203.



## VIABILITY OF PHOTOVOLTAICS SYSTEMS IN DESIGN OF CATHODIC PROTECTION

**Karen J. Oliveira**

Universidade Federal da Paraíba – UFPB  
LES – Laboratório de Energia Solar  
Caixa Postal 5115 - Cep. 58051-970  
João Pessoa - Paraíba – Brasil  
karen@les.ufpb.br

**Cristiana V. Accioly**

Universidade Federal da Paraíba – UFPB  
LES – Laboratório de Energia Solar  
Caixa Postal 5115 - Cep. 58051-970  
João Pessoa - Paraíba - Brasil  
cristiana\_accioly@bol.com.br

**Prof. Dr. José Maurício Matos Gurgel**

Universidade Federal da Paraíba – UFPB  
LES – Laboratório de Energia Solar  
Caixa Postal 5115 - Cep. 58051-970  
João Pessoa - Paraíba - Brasil  
gurgel@les.ufpb.br

**Prof. Dr. Zaqueu Ernesto da Silva**

Universidade Federal da Paraíba – UFPB  
LES – Laboratório de Energia Solar  
Caixa Postal 5115 - Cep. 58051-970  
João Pessoa - Paraíba - Brasil  
zaqueu@les.ufpb.br

**Abstract.** *The viability of a photovoltaic system use, to produce the power energy required by a cathodic protection system, is analyzed through the calculation of the electrical charge necessary to print a direct current to a gas-line. The system was sized to a section of a gas-line installed in João Pessoa – PB, by the gas company PBGÁS. The photovoltaic system revealed itself as an efficient source of energy to print a DC current on a gas-line cathodic protection system in face of presenting considerable operational advantages over the use of current rectifiers, as usually installed in this type of system. In face of the electrical energy deficiency problem, it becomes, therefore an essential method in a design of cathodic protection to localities that has no access to electrical energy as in the Brazilian inward Northeast region. That region has an unfeasibility access and need a system that work by itself, with no need of maintain.*

**Keywords:** *photovoltaic, cathodic protection, corrosion.*

**1. Introdução**

A corrosão natural de materiais em contato com o solo é assunto de grande preocupação em todo mundo. O custo anual em substituição de equipamentos destruídos por corrosão é da ordem de bilhões de dólares apenas nos Estados Unidos. Uma proteção eficaz contra este tipo de deterioração é muito importante quando pensamos num problema de corrosão na faixa de milhares de quilômetros como é o caso das linhas de gás que atravessam o subsolo de extensas áreas, abrangendo cidades, campos e áreas de difícil acesso. O problema da corrosão não é de fácil solução e é bastante oneroso para os países. Por este motivo, pesquisas são continuamente feitas para minimizar os custos e potencializar os resultados finais de proteção.

Atualmente são utilizadas duas técnicas de proteção para combater o processo de corrosão nas estruturas metálicas: a proteção catódica galvânica e a proteção catódica por corrente impressa.

A proteção catódica galvânica consiste na instalação de metais que serão sacrificados no lugar daquele a ser protegido. No entanto esta técnica tem se mostrado pouco eficaz por dois motivos básicos:

- 1 - a vida útil destes metais é muito pequena, em média 2 a 4 anos;
- 2 - A reposição constante dessas peças é um procedimento muito oneroso para as empresas que se utilizam da proteção catódica.

Por estes motivos, a técnica de proteção catódica por corrente impressa desponta como a tendência mais moderna em termos de proteção externa das estruturas. Essa técnica apresenta a vantagem de utilizar componentes mais leves, de menores custos e de maior vida útil (10 a 15 anos) do que aqueles utilizados na proteção catódica galvânica.

A técnica de proteção catódica por corrente impressa é baseada na aplicação de uma corrente elétrica contínua DC entre a estrutura a ser protegida e um anodo. Assim, faz-se necessário o uso de uma fonte de alimentação constante, cuja corrente pode variar de 50 miliampères para pequenos sistemas até 120 ampères para sistemas de grande porte.

A origem da corrente elétrica é de fundamental importância para o projeto. Essa corrente quando é proveniente da rede convencional, eleva sobremaneira os custos de manutenção. Por exemplo, a proteção de um gasoduto que se estende por vários quilômetros é dificultada devido aos problemas de distribuição e de manutenção no fornecimento da energia. Uma opção para corrigir tais problemas de infraestrutura é o uso de uma fonte alternativa para geração de eletricidade. Nesse sentido, a energia solar é uma fonte natural, segura e bem desenvolvida tecnologicamente. Uma unidade de geração de eletricidade através da conversão fotovoltaica é sugerida como alternativa para suprir as necessidades energéticas que a técnica necessita devido a sua praticidade, facilidade de instalação e o baixo custo de manutenção.

O objetivo deste trabalho é apresentar os princípios básicos que conduzam a um eficiente dimensionamento de uma planta de conversão de irradiação solar em eletricidade através do uso do efeito fotovoltaico. E, que seja capaz de suprir as necessidades energéticas de uma estação de proteção catódica por corrente impressa. O caso do gasoduto instalado pela empresa Pbgás na periferia da cidade de João Pessoa – PB é utilizado como exemplo para avaliar a viabilidade técnica de uso da energia solar em substituição a energia elétrica proveniente da rede convencional atualmente empregada pela empresa.

Algumas vantagens que podemos destacar para o uso preferencial de pequenas plantas de conversão fotovoltaicas na geração de corrente elétrica, são:

**Custo** – quando o custo de se estender uma linha de força ou o uso de outro sistema de geração de energia elétrica é muito alto para atender a localidades remotas, o arranjo fotovoltaico é geralmente a fonte de energia que apresenta a melhor relação custo-benefício.

**Manutenção** – por não apresentar partes móveis, como engrenagens, motores, etc, o arranjo requer o mínimo de manutenção comparado a outros sistemas de geração de energia elétrica.

**Modulável** – o arranjo fotovoltaico dimensionado inicialmente para atender uma dada demanda inicial de força, pode ser facilmente expandido para atender a maiores necessidades pela simples adição de módulos ao sistema pré-existente.

**Meio ambiente** – ao contrário de diversos outros tipos de sistemas de geração de energia elétrica, o arranjo fotovoltaico não polui o ambiente e não produz ruído.

**Habilidade de se combinar** – o arranjo fotovoltaico pode ser combinado a outros tipos de geradores elétricos para carregar baterias e alimentar sistemas de força.

## 2. Proteção Catódica.

A corrosão é a deterioração de metais e ligas pela ação química ou eletroquímica do meio ambiente. Embora o conceito de corrosão seja aplicado geralmente aos metais, todos os materiais; inclusive cerâmicas, plásticos, borrachas e madeiras, sofrem deterioração de sua superfície quando expostos a certas combinações de gases e / ou líquidos.

A corrosão se manifesta através de dois mecanismos distintos: **o mecanismo químico** que é resultado da oxidação, e **o mecanismo eletroquímico** que desencadeia o processo de destruição devido à ação de eletrólitos sobre o metal.

O processo eletroquímico de corrosão funciona como uma pilha - o material que “perde” elétrons para o eletrólito se corrói e assume um comportamento anódico e passa a ser denominado de ânodo. O material que “recebe” os elétrons do eletrólito fica protegido e é chamado de catodo por adquirir comportamento catódico.

A proteção catódica (PC) pode ser traduzida como uma forma de proporcionar ao material uma imunidade contra o ataque corrosivo, através da produção de uma corrente externa para se opor à descarga da corrente de corrosão das áreas anódicas. Esta corrente tem o papel de polarizar catódicamente a superfície a ser protegida.

Vários sistemas têm sido propostos para reduzir a taxa de corrosão em gasodutos e em estruturas metálicas. Dentre os quais, o mais difundido em todo o mundo, é o sistema de proteção catódica por corrente impressa. O princípio de funcionamento deste método consiste em utilizar uma corrente elétrica contínua para agir como a corrente oppositora a corrente de corrosão. Esta corrente é aplicada ao material e forma uma pilha elétrica de pólo invertido ao que originalmente se formaria entre o material a ser protegido e uma placa metálica usada como ânodo.

A corrente aplicada ao longo do tubo deve ser distribuída uniformemente, mas em situações práticas como mostrado no esboço da Fig. (1), vemos que a densidade da corrente não apresenta um comportamento uniforme, como deveria. Se o gasoduto é longo, fica muito difícil proporcionar uma proteção anticorrosiva adequada a toda zona de corrosão que se encontra sob diferentes condições corrosivas. O sistema de corrente impressa requer um suprimento de força que gere uma corrente contínua de saída, com a menor variação possível, já que o tempo de vida do ânodo é inversamente proporcional a quantidade de variação apresentada pela corrente.

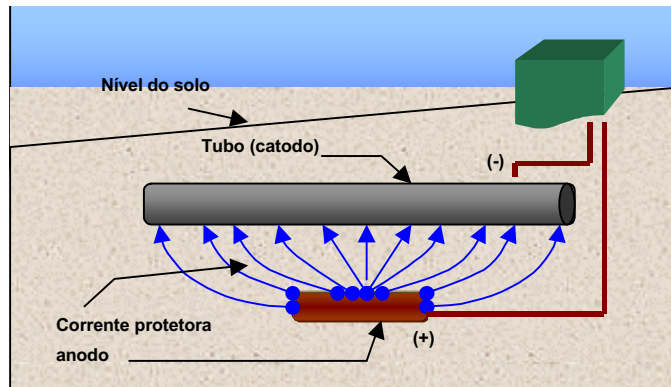


Figura 1. Proteção catódica através de corrente impressa.

### 3. Descrição do Sistema Principal

O sistema estudado consiste em um conjunto de células fotovoltaicas que produz uma corrente contínua a partir da energia solar, um acumulador de carga (bateria) de tamanho suficiente para alimentar o sistema por pelo menos dois dias consecutivos e um controlador de carga para proteger a bateria contra sobrecarga, ver Fig.(2).

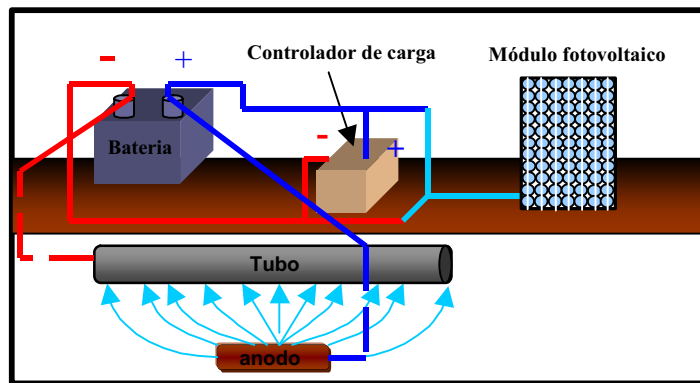


Fig. 2. Sistema de proteção catódica alimentado por painéis fotovoltaicos.

**Módulos fotovoltaicos** – o conjunto de células funciona como um carregador de bateria alimentado pela irradiação solar. A potência destes módulos nos diz quanto em watts será gerado no horário de sol a pico. Mas o quanto é efetivamente conseguido num dia, depende da quantidade de horas de sol pleno. Células fotovoltaicas são conectadas eletricamente para formar um módulo que gera uma força elétrica que será disponibilizada para o banco de baterias.

**Banco de baterias** – Armazena a energia elétrica gerada pelo módulo solar. A bateria supre a necessidade do sistema, quando o módulo solar não está gerando potência suficiente para alimentar o mesmo, durante parte do dia. A capacidade do banco de baterias deve ser suficiente para suprir o sistema com a energia requerida por no mínimo dois dias de nebulosidade consecutivos (o intervalo de dias de autonomia é uma decisão do projeto). Estas baterias são projetadas para descarregar e carregar gradativamente 80% de sua capacidade, por centenas de vezes.

**Controlador de carga** - Conectado ao módulo fotovoltaico e ao banco de baterias, este componente, trabalha controlando o fluxo elétrico proveniente do módulo PV, de modo a suprir as baterias com uma corrente apropriada de acordo com seu estado das cargas. Protegendo-as de possíveis sobrecargas durante os períodos de maior captação de energia solar pelo sistema fotovoltaico.

**Componentes auxiliares** - Componentes que desempenham o papel de anodo no processo de proteção.

#### 2.1 - Descrição do sistema estudado

As condições climáticas da região foram o ponto de partida para a adoção de sistemas fotovoltaicos neste projeto.

O dimensionamento do arranjo fotovoltaico utilizou dados reais retirados de um projeto de instalação e montagem de um sistema de proteção catódica por corrente impressa em um gasoduto situado no trecho Bayeux – Cabedelo implantado pela companhia Pbgás, em João Pessoa – PB. O projeto da companhia de gás utilizou como fonte de alimentação a energia elétrica da rede de distribuição que se estende por toda a extensão da linha de gás. O uso de retificadores garante a conversão da corrente alternada em corrente contínua, a qual é utilizada no processo de proteção.

A corrente elétrica necessária para alimentar o sistema de proteção catódica foi calculada individualmente para quatro trechos e três ramais do gasoduto descrito. O dimensionamento do arranjo fotovoltaico foi feito com base no resultado real da corrente de proteção, obtido em um dos trechos. O trecho escolhido tem 3000m de extensão, fica localizado entre as avenidas Beira Rio e Airton Senna, cuja corrente de projeto calculada para a proteção é de 2A.

O tipo de metal utilizado como ânodo é uma liga a base de ferro, silício e cromo (FeSiCr). O local de instalação do leito de anodos foi escolhido principalmente devido à sua proximidade com uma rede de distribuição de energia elétrica de tensão compatível ao sistema de proteção. As informações coletadas foram combinadas de forma a encontrar o tamanho de módulo fotovoltaico ideal para a operação do sistema de proteção catódica.

#### 4. Dimensionamento do módulo fotovoltaico para a proteção catódica

O tamanho do sistema fotovoltaico é dimensionado segundo a soma das necessidades de cargas das baterias, da energia necessária para funcionar o controlador e da quantidade de corrente necessária para a aplicação no gasoduto, que por sua vez é proporcional ao tamanho do mesmo.

Seja  $L$  o comprimento do gasoduto e  $d$  seu diâmetro, a corrente de proteção requerida a ser aplicada  $I$  é dada por:

$$I = \rho d L J \tag{1}$$

A densidade da corrente  $J$  é igual a 10,8 mA/m<sup>2</sup>. (Ghitani & Shousha). A voltagem necessária  $V$  depende da resistividade do solo, quanto maior é a resistividade do solo, maior será a voltagem de proteção necessária. Então a potencia requerida pelo sistema será  $IV$  (Watts) e a potência total requerida para a proteção catódica durante o dia será  $24 \times IV$  (Wh).

O próximo passo é determinar a quantidade de horas  $s$  de insolação na região, que representa a quantidade de horas funcionamento do módulo fotovoltaico. O menor intervalo de horas de insolação durante o ano é usado como referência, garantindo assim o completo funcionamento do sistema em qualquer época do ano. Foram consideradas as diversas perdas envolvidas no sistema. Assim, pode-se calcular a potência que o sistema deve disponibilizar a cada hora. O tamanho do sistema e, portanto, o número de módulos necessários para a produzir a potência necessária para a proteção catódica depende da tensão nominal do módulo.

##### 4.1. Consumo Diário da Carga

A primeira parte do dimensionamento refere-se ao consumo da carga, ou seja, a necessidade de corrente elétrica que o sistema de proteção catódica requer em amperes-hora por dia (Ah/dia). Esse valor foi corrigido estimando-se um fator de eficiência para o sistema, para a fiação e a eficiência das baterias.

Tabela 1 - Consumo diário da carga

	Corrente do sistema (A)	Tensão da carga (V)	Potência da carga CC (W)	ciclo diário h/dia	Ciclo semanal	eficiência de convenção	tensão nominal do sistema (V)	consumo Ah/dia							
Sistema de Proteção Catódica	2	×	24	=	48	×	24	×	7 ÷ 7	÷	0,80	÷	12	=	120
<b>Potência Total das Cargas CC =</b>	<b>48W</b>	<b>Consumo total</b>		<b>120 Ah/dia</b>											

Potência total das cargas CC (W)	Tensão Nominal do Sistema (V)	Estimativa da corrente de pico (A)	Consumo total A-h (Ah/dia)	Fator de eficiência da fiação (dec.)	Fator de eficiência da bateria (dec.)	Consumo A-h Corrigido (Ah/dia)					
48	÷	12	=	4	120	÷	0,98	÷	0,95	=	129

##### 4.2. Determinação da Corrente e do Ângulo de Inclinação do Arranjo

A determinação da corrente de projeto é o segundo item para a seleção do equipamento. Aqui foi introduzida uma variável chamada Sol Pleno, dada em horas por dia (h/dia) e significa a quantidade de horas por dia em que se tem grande incidência de irradiação solar. Esses dados foram coletados no Laboratório de Energia Solar (LES) da Universidade Federal da Paraíba e correspondem à média de 10 anos de coleta de dados. A partir daí, calcula-se a corrente de projeto, que corresponde àquela fornecida pelo módulo no mês de menor quantidade de horas de Sol Pleno, como também a corrente máxima de projeto, correspondente àquela fornecida no mês de maior quantidade de Sol

Pleno. A localização de João Pessoa é muito boa para a instalação de sistemas fotovoltaicos, pois dispõe de condições solarimétricas bastante favoráveis.

Tabela 2 – Determinação da corrente e do ângulo de inclinação do arranjo

Localização do Sistema		João Pessoa			
Latitude - 7° 8'		Longitude 35° 50'			
M	Carga Corrigida (Ah/dia)	Sol Pleno (h/dia)		Corrente de Projeto (A)	
Ê					
S					
	129	÷	6,54	=	19,72
F	129	÷	6,22	=	20,74
M	129	÷	5,6	=	23,04
A	129	÷	5,4	=	23,89
M	129	÷	4,89	=	26,38
J	129	÷	4,56	=	28,29
J	129	÷	4,52	=	28,54
A	129	÷	5,25	=	24,57
S	129	÷	6,1	=	21,15
O	129	÷	6,7	=	19,25
N	129	÷	6,6	=	19,54
D	129	÷	6,43	=	20,06

sol pleno (h/dia)	corrente de projeto (A)	sol pleno (h/dia)	corrente de Projeto (A)
4,52	28,54	6,54	19,72

### 4.3. Dimensionamento do banco de baterias

As baterias são elementos que requerem também uma atenção especial, pois são elas que fornecem a corrente para o sistema quando a energia solar não está disponível ou tem sua magnitude reduzida. Nas considerações, faz-se necessário prever eventuais dias consecutivos de pouca insolação sobre os módulos (o que foi denominado dias de armazenamento), já que nesses dias as baterias serão mais uma vez a fonte de potência elétrica do sistema.

Tabela 3. Dimensionamento do banco de baterias

consumo ampère-hora corrigido (Ah/dia)	dias de armazenamento	profundidade de descarga máxima (decimal)	desconto por temperatura (decimal)	capacidade necessária para a bateria (Ah)	capacidade da bateria selecionada (Ah)	número de baterias em paralelo
129	× 2	÷ 0,9	÷ 1	= 286,7	÷ 86	= 4

número de baterias em paralelo	capacidade da bateria selecionada (Ah)	capacidade da bateria do sistema (Ah)	profundidade de descarga máxima (decimal)	capacidade útil da bateria (Ah)
4	× 86	= 344	× 0,9	= 309

Informações sobre a bateria	
Modelo	PVX
Tipo	PVX-1272T
Tensão Nominal (V)	12
Capacidade Nominal (Ah)	86

#### 4.4. Dimensionamento do Arranjo Fotovoltaico

O módulo fotovoltaico é selecionado utilizando as mesmas considerações para as baterias: eficiência, vida útil e a corrente de projeto requerida pelo sistema.

Tabela 4 - Dimensionamento do arranjo Fotovoltaico

corrente de projeto (A)	Fator de correção do módulo	corrente de projeto corrigida (A)	Corrente nominal do módulo (A)	número de módulos em paralelo
28,54	÷ 0,9	= 31,71	÷ 3,15	= 10

Tabela 4 - (continuação) - Dimensionamento do arranjo Fotovoltaico

número de módulos em paralelo	Corrente nominal do módulo (A)	Corrente nominal do arranjo (A)
	10	× 3,15 = 31,5
10	corrente de curto circuito do módulo (A)	Corrente de curto circuito do arranjo (A)
	× 3,35	= 33,5
número de módulos em série	tensão nominal do módulo (V)	tensão nominal do arranjo (V)
	1	× 12 = 12
1	tensão de circuito aberto do módulo (V)	tensão de circuito aberto do arranjo (V)
	× 18	= 18

Obs. : Condições padrão de teste (STC) : 1000 W/m<sup>2</sup>, temperatura na célula de 45 °C, AM = 1,5

Informações sobre o módulo fotovoltaico			
modelo : SM46		tensão nominal : 12 Volts	
Comprimento : 1083 mm	Largura : 329 mm	Espessura : 34 mm	
peso		diodo de "by-pass"	S N
tensão (V)	na condição padrão de teste	circuito aberto	valor esperado para temperatura mais elevada
	12 volts	18	14,6
corrente (A)	na condição padrão de teste	curto circuito	
	3,15	3,35	

#### 4.5. Especificação do Controlador de Carga

A escolha do controlador de carga foi baseada em um equipamento que pudesse ser monitorado à distância e também que permita ajustes de corrente e tensão para se adequar às condições do sistema de proteção catódica.

Tabela 5 - Especificação do Controlador de Carga

corrente de curto circuito do arranjo (A)	corrente mínima do controlador (A)	capacidade do controlador (lado do arranjo) (A)	Controladores paralelos
1,25	× 33,5 = 41,87	÷ 20	= 2

<b>Controladores de carga</b>	
modelo : CP 12/24 – 15 Cathodic Protection Controller	
tipo : MPPT	
tensão do sistema : 12 ou 24 volts	
<b>"Set-points"ajustáveis (x)</b>	
compensação de temperatura	( x )
Voltagem de saída	( x ) ajustável, variável de acordo com a corrente
Corrente de saída	( x ) 20 max, ajustável
Voltagem de entrada	( x ) 12 ou 24 V, Max 40 V
Banda de operação (-45 a +75°C)	( x ) 200mV a 1000mV, ajustável
Half cell input range	( x ) 20°

## 5. Análise do Arranjo Fotovoltaico

A partir da corrente de projeto, um arranjo fotovoltaico foi dimensionado para fornecer a energia elétrica necessária à proteção catódica no trecho de gasoduto escolhido. O arranjo fotovoltaico proposto é constituído de 10 módulos. Cada módulo tem as seguintes características: 46 W de potência de pico e 12 Volts de tensão nominal. Ao arranjo está associado um banco de baterias, montado em série, com capacidade total de 309 Ah, que permite ao sistema uma autonomia de 48 horas. Com esse dimensionamento, o arranjo é capaz de produzir, em 4 horas de sol pleno, a energia requerida durante 2 dias ininterruptos. Considerando que as baterias e o próprio arranjo liberam uma corrente contínua, elimina-se a possibilidade de ocorrência de picos de correntes, que comprometem a eficácia da proteção catódica.

O arranjo fotovoltaico é de fácil operação e não requer manutenção sistemática por não possuir partes móveis. Pode ser facilmente redimensionado à medida que a necessidade de corrente aumente, como também opera em conjunto com outras fontes de energia, em locais onde existem longos períodos sem incidência solar suficiente para a produção da energia elétrica. Esta última preocupação, no entanto, não cabe aos projetos que operarão na região Nordeste, pois nesta região há incidência de radiação solar durante todo o ano.

O cálculo da corrente requerida foi o item em que dispensamos uma atenção maior, pois é a chave do funcionamento do sistema de proteção catódica por corrente impressa. As características do solo, o diâmetro e o comprimento da tubulação são os fatores mais importantes na determinação da magnitude da corrente, que geralmente varia de 2 a 6 A para um gasoduto típico.

O levantamento dos dados da região, onde foi instalado o gasoduto, foi outro fator decisivo para o dimensionamento do projeto. A quantidade de horas de sol pleno vai determinar diretamente a quantidade de energia que o arranjo fotovoltaico pode fornecer. A falta desses dados compromete a sua confiabilidade.

## 5. Conclusão

Um arranjo fotovoltaico foi dimensionado para atender as necessidades energéticas de uma estação de proteção catódica que necessite de 129 A-h/dia. A adoção de sistemas fotovoltaicos como solução energética é indicada principalmente para lugares remotos e de difícil acesso. A partir do exemplo escolhido foi possível mostrar que arranjos fotovoltaicos de tamanho reduzido podem ser usados para alimentar continuamente um sistema de proteção catódica de um gasoduto, que se estenda por milhares de quilômetros de tubulações enterradas e distribuídas pelo território nacional.

Os sistemas de proteção catódica que utilizam a energia da rede elétrica convencional, repassada por meio de retificadores, requerem pouca manutenção. Porém estão sujeitos a acidentes devido a eventuais descargas geradas pela mesma, o que cessaria sua operação prejudicando a superfície à qual deveria proteger, se o problema não for detectado rapidamente. Além disso, dependendo da magnitude dessas descargas, todo o equipamento poderia ser danificado necessitando de substituição imediata. Outra desvantagem relacionada ao uso dos retificadores é que estes, estando conectados à concessionária de energia convencional local, estão sujeitos à interrupção de energia, pois, em alguns momentos, são estabelecidos períodos de racionamento.

Os sistemas fotovoltaicos também disponibilizam a alternativa de ser feita a instalação do gasoduto em locais com melhores condições de solo e de realização de obras de construção civil, mesmo estando estes longe da rede elétrica, evitando custos com escavações em ruas e outras localidades dentro do perímetro urbano e ainda evitando a ação de depredação do equipamento por parte de pessoas não autorizadas a operá-lo.

Concluimos que, diante de todas as justificativas apresentadas, a aplicação de sistemas fotovoltaicos em projetos de proteção catódica de gasodutos é perfeitamente viável em locais que apresentam características semelhantes às descritas aqui, como também em projetos de proteção catódica de outros segmentos que operam enterrados no solo como, por exemplo, a base de antenas de rádio-transmissão.

## 6. Referências

- Dutra, A. C. ; Nunes, L. P., 1991, "Proteção Catódica : técnica de combate à corrosão", McKlausen, 2<sup>a</sup> ed., Rio de Janeiro.
- Engenharia Sacor, 1999, "O conceito de corrosão", home-page Internet.
- Ghitani, H. E., Shousha, A. H., 1995, "Microprocessor-Based Cathodic Protection System Using Photovoltaic Energy", Applied Energy, Great Britain, 52, pp. 299-305.
- Mishra, P. R., Joshi J. C., Roy, B., 2000, "Design of a solar photovoltaic-powered mini cathodic protection system", Solar Energy Materials & Solar Cells, 61, pp. 383-391.
- PETROBRÁS, N-2171: Norma para cálculo da proteção catódica por corrente impressa.



## OS EFEITOS DAS DIVERSIDADES DE TENSÕES DE DISTRIBUIÇÃO NO SETOR RESIDENCIAL BRASILEIRO. ESTUDO DO REFRIGERADOR DOMÉSTICO

**Carmeis, D. W.**

Estudante de pós graduação. Faculdade de Engenharia Elétrica/UNICAMP, telefone: (19) 3788-3852.

e-mail: [dean@dmcsi.fee.unicamp.br](mailto:dean@dmcsi.fee.unicamp.br)

**Jannuzzi, G. M.**

Professor Doutor. Faculdade de Engenharia Mecânica/UNICAMP, telefone: (19) 3788-3282.

e-mail: [jannuzzi@fem.unicamp.br](mailto:jannuzzi@fem.unicamp.br)

**Resumo.** O decreto Lei nº 97280 de 16 de dezembro de 1988 estabelece para distribuição secundária de corrente alternada em redes públicas as tensões de 380/220V e 220/127V em sistemas trifásicos, além de 440/220V e 254/127V em sistemas monofásicas. Passados 12 anos desde a implantação dessa Lei, o país ainda possui cinco níveis de tensão (110V, 115V, 120V, 127V e 220V) para o fornecimento de energia elétrica às residências. Esta é uma situação crítica considerando os aspectos de qualidade e conservação de energia. Os equipamentos não operam com rendimento máximo e tem sua vida útil comprometida por serem construídos para operar em uma ampla faixa de tensão de alimentação. O refrigerador é um dos equipamentos domésticos que apresenta maior sensibilidade à esses níveis de variação. Sua corrente de trabalho, quantidade de refrigeração e vida útil são fortemente dependentes da tensão efetivamente disponível no ponto de consumo.

Neste artigo, analisaremos o comportamento dos refrigeradores domésticos instalados na área da região metropolitana de São Paulo, já que ali há 4,084 milhões de consumidores residenciais servidos por tensões que variam de 115V até 127V e que gastam anualmente 12598GWh (out. 2000), totalizando uma média de 257kWh/mês/residência.

Segundo estimativas, o refrigerador doméstico responde por quase 45% do consumo residencial de energia elétrica, assim, demonstraremos o prejuízo econômico e as perdas de energia para esses consumidores residenciais, para o setor elétrico e para a sociedade como um todo (foram feitas medições para confirmar os resultados). Mostraremos também os benefícios possíveis de serem alcançados caso a rede seja realmente uniformizada nas tensões de 127/220V, conforme determinação legal.

**Palavras Chave.** Refrigerador doméstico, consumo de energia, compressor hermético, motor de indução monofásico, nível de tensão.

### 1 Introdução:

O refrigerador é um membro cordial e de confiança da família, disposto sempre a economizar dinheiro e oferecer algo fresco para comer ou beber, além de poupar a tarefa das donas de casa, deixando-as livre para outras atividades - *tradução livre de um slogan Frigidaire de 1930* (ASHRAE, 1996).

Sendo o Brasil um país de clima predominantemente tropical, o refrigerador elétrico é um bem indispensável e de fundamental importância dentro de uma residência, pois proporciona a conservação dos alimentos que em uma temperatura maior degradariam-se com facilidade.

Existem estudos (Guerreiro, Serra & Carvalho, 1996.) que apontam o refrigerador elétrico como responsável por cerca de 45% do consumo de energia elétrica do setor residencial. Isso equívale a nada mais, nada menos que 35,73 TWh/ano (ELETROBRÁS, 1998) ou seja, o equivalente à geração anual de uma usina hidrelétrica do porte de Tucuruí, no Rio Tocantins, com 4200MW de potência.

Cabe lembrar ainda que, segundo o PNAD (IBGE, 1998), 82% das residências brasileiras possuem refrigerador elétrico, sendo que esta porcentagem sobe para 96,5% se considerarmos somente o estado de São Paulo. E está aumentando, já que com o Plano Real e com a perspectiva de inflação controlada, os consumidores sentem-se mais "motivados" a comprar outros equipamentos ou simplesmente substituir os antigos por modelos mais novos.

O Brasil tem um total aproximado de 36.946.000 consumidores residenciais conectados à rede elétrica nas tensões nominais de 110V, 115V, 120V, 127V e 220V (ELETROBRÁS, 1998). Entretanto, neste trabalho serão considerados somente os consumidores residenciais localizados na região metropolitana da grande São Paulo, pois esta é a área de maior concentração de refrigeradores elétricos funcionando sob níveis inadequados de tensão, conforme pode ser observado pelas medições (Pavão, Affonso, Andrade & Dini, 1999) mostradas a seguir:

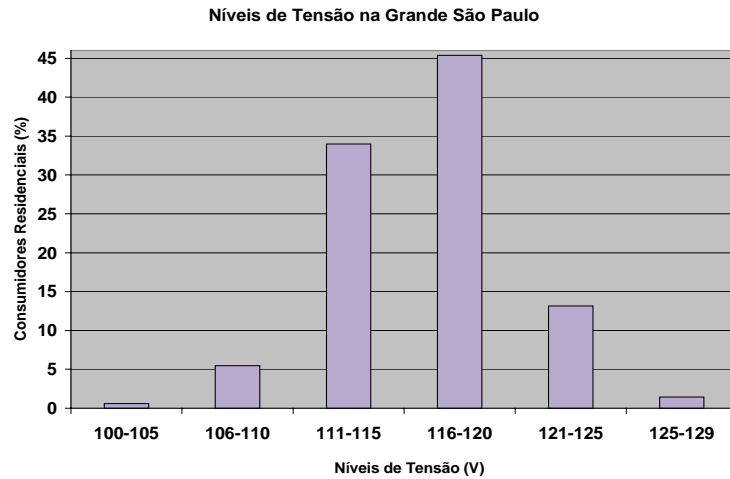


Figura 1. Níveis de tensão na grande São Paulo. Fonte: (Pavão, Affonso, Andrade & Dini , 1999):

Oficialmente (CSPE, Out. 2000) o panorama atual do sistema de distribuição de energia para consumidores residenciais na região metropolitana da grande São Paulo está como mostra a tabela abaixo:

Tabela 1: Sistema de distribuição de energia na grande São Paulo

Nível de Tensão (V)	Número de Consumidores Residenciais	Consumo Anual (GWh)	Porcentagem (%)
115/230	3.412.000	10.536,00	83,63
120/208	260.000	802,50	6,37
127/220	408.000	1.259,50	10,00
Total	4.080.000	12.598,00	100,00

Essa diversidade de tensões traz dificuldades à população, já que a maioria dos eletrodomésticos são projetados para funcionarem em 127V e, na realidade, são utilizados em uma faixa de tensão que vai de 110V até 127V (Jannuzzi & Pagan, 2000). O refrigerador elétrico projetado para funcionar em 127V é um dos equipamentos domésticos que apresenta maior sensibilidade à esses níveis de variação, pois, sua corrente de trabalho, quantidade de refrigeração e vida útil são fortemente dependentes da tensão disponível no ponto de consumo (ASHRAE, 1990). Então, os moradores das regiões onde as tensões de distribuição estão fora do nível adequado de 127V perdem em desempenho, rendimento e consumo de seus refrigeradores. Assim, baseando-se na performance técnica dos refrigeradores elétricos quando operados em 127V (tensão de projeto), serão estimados aqui os impactos econômicos para os consumidores de energia elétrica da região metropolitana da grande São Paulo que recebem energia das redes de 115V e 120V (90% do total), para a concessionária de energia e para toda a sociedade brasileira.

Esse trabalho tem o objetivo de chamar atenção para a necessidade de reformular os sistemas inadequados de distribuição de energia elétrica de acordo com os padrões estabelecidos pelo decreto Lei nº 97280 de 16 de dezembro de 1988.

## 2 O funcionamento do Refrigerador

O “frio” é o resultado da remoção do calor. Um refrigerador produz o "frio" através da retirada do calor do interior de seu “gabinete”, transferido-o de dentro para fora (ambiente). Um ciclo de refrigeração segue estas etapas: (ver figura 2)

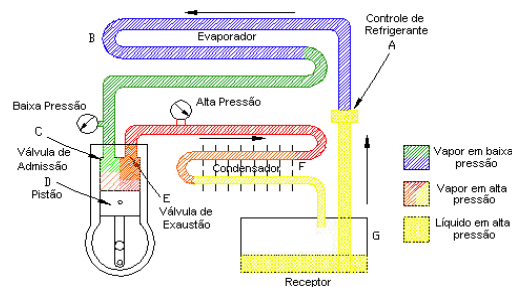


Figura 2. Ciclo de Refrigeração. Modificado pelos autores a partir da referência (Dossat, 1977).

A partir do receptor, o líquido refrigerante, em alta pressão, flui através do controle de refrigerante, (um redutor de pressão) até entrar no evaporador. O evaporador está sob uma pressão baixa. Então, nesta hora, o líquido refrigerante vaporiza (ferve) e absorve o calor. O vapor flui para o compressor através da válvula de admissão, **C**, voltando ao cilindro deste, para ser novamente bombeado. O pistão, **D**, no curso da compressão, aperta o vapor em um espaço pequeno, provocando um aumento na temperatura. O vapor comprimido e em alta temperatura é empurrado através da válvula de exaustão, **E**, para o condensador, **F**. No condensador, o calor do refrigerante é transmitido ao ar ambiente. Após essas trocas de calor, o refrigerante retorna ao estado líquido e é armazenado no receptor. A partir daí, o ciclo repete-se.

### 3 Metodologia e Considerações:

Conforme visto na ilustração anterior (figura 2), o refrigerante, geralmente R12 (para cada 0,45kg evaporado desse gás, retira-se 18kcal de calor do ambiente), deve fluir pelo circuito de refrigeração para promover resfriamento. E, o responsável por esse fluxo é, no caso dos refrigeradores domésticos comuns, representado pelo compressor hermético.

Esse compressor hermético compõe-se por um motor de indução monofásico e por uma bomba de pistão acoplados diretamente por um “eixo-manivela” e encapsulados em uma carcaça metálica, que isola satisfatoriamente o ruído e as vibrações.

Como o interesse desse estudo é o de tentar mensurar em termos de MWh e R\$ os efeitos da diversidade de tensões de distribuição de energia elétrica na região metropolitana da grande São Paulo sobre os refrigeradores domésticos, alguns parâmetros serão simplificados. Somente a análise do motor de indução monofásico contido no interior do compressor hermético, que é a parte mais importante e o maior consumidor de energia elétrica do refrigerador será tratada e, para tanto, **o rendimento de todos os outros componentes do refrigerador será considerado total (100%)**.

As equações a seguir foram extraídas da teoria de máquinas de indução monofásicas (Fitzgerald, 1972) e são utilizadas para representar o funcionamento de um motor de indução:

- Equação do Conjugado Mecânico (em Nm):

$$C = \frac{V_{th}^2}{S \cdot \Omega_s} \cdot \frac{R_2'}{\left[ \left( R_{th} + \frac{R_2'}{S} \right)^2 + \left( X_{th} + X_2' \right)^2 \right]} \quad (1)$$

- Equação do Conjugado Máximo (em Nm):

$$C_{max} = \frac{V_{th}^2}{\Omega_s} \cdot \frac{1}{2 \cdot \left[ \left( R_{th}^2 + X_{cc}^2 \right)^{1/2} + R_{th} \right]} \quad (2)$$

- Equação do Escorregamento (S) onde o Conjugado é Máximo:

$$S_{C_{máx}} = \frac{R_2'}{\left( R_{th}^2 + X_{cc}^2 \right)^{1/2}} \quad (3)$$

Sendo:

- ◆  $V_{th}$  → Tensão aplicada aos terminais de entrada do motor de indução;
- ◆  $R_{th}$  → Resistência equivalente do primário do motor de indução;
- ◆  $X_{th}$  → Reatância equivalente do primário do motor de indução;
- ◆  $R_2'$  → Resistência do secundário do motor de indução refletida no primário;
- ◆  $X_2'$  → Reatância do secundário do motor de indução refletida no primário;
- ◆  $X_{cc}$  →  $(X_{th} + X_2')$  → Reatância equivalente de curto circuito;
- ◆  $\Omega_s$  → velocidade angular do campo girante estatórico [rad/seg] →  $\frac{120 \cdot \pi}{\text{pares} - \text{de} - \text{polos}}$  ;
- ◆  $S$  → Escorregamento (diferença percentual entre a velocidade do campo do estator em relação ao campo do rotor).

Ainda, segundo as referências (Fitzgerald,1972), há alguns pontos a considerar:

- ◆ Sendo o Compressor Hermético uma bomba de pistão, seu conjugado mecânico por ciclo de refrigeração é constante, já que as propriedades e quantidades do líquido refrigerante a ser bombeado são também constantes por ciclo;
- ◆ As impedâncias ( $R_{TH}+jX_{TH}$ ) e ( $R_2+jX_2$ ) são constantes, visto que referem-se às características construtivas do estator e do rotor (respectivamente) da máquina de indução;

O escorregamento (S) será adotado como sendo da ordem de 5% (Fitzgerald, 1972), um valor típico para motores de indução monofásicos de dois pólos com fase dividida e partida resistiva operando em 127V, que são os modelos mais comuns utilizados em refrigeradores (Embraco, 1996). Além disso, considera-se que todos os consumidores residenciais ligados à rede elétrica na região metropolitana de São Paulo possuem refrigerador, o que não deixa de aproximar-se da realidade, já que segundo o PNAD (IBGE, 1998) 96,5% das residências dessa região o possuem e essa pesquisa não leva em consideração se a residência está ou não sendo servida por rede elétrica. Admite-se também que a potência média de cada refrigerador é de 170W, que é o valor médio da potência dos refrigeradores vendidos nos últimos 20 anos (Conjuntura Econômica, 1998). Essa potência equiivale à aproximadamente um motor de 1/5 cv, traduzindo em um refrigerador que pode possuir um volume de 250 até 420 litros com capacidade frigorífica entre 130,03kcal/h e 141,12kcal/h, respectivamente (Embraco, 1996).

#### 4 Desempenho do Refrigerador de acordo com a tensão de operação:

##### 4.1 Análise para o Caso de Máximo Conjugado

Valendo-se da Eq. (2), nota-se que  $\Omega_s$  depende da frequência da rede que sempre é de 60Hz, por isso, para qualquer nível de tensão,  $\Omega_s$  será sempre constante e, considerando os níveis de tensão  $V_{TH}$  como 127V, 120V e 115V, tem-se:

- ◆  $C_{115V}=0,82*C_{127V}$
- ◆  $C_{120V}=0,89*C_{127V}$

##### 4.2 Análise para o Escorregamento

Como o motor de indução do refrigerador toca uma bomba de pistão, tem-se que o conjugado resistente oferecido por esta carga é constante, então:

$$C_{127V}=C_{120V}=C_{115V}$$

Assim, a partir da Eq. (1), considerando que as características construtivas do motor permanecem inalteradas, independentemente da rede de alimentação em que o refrigerador é ligado, tira-se os valores dos Escorregamentos (S) para cada tensão de operação do refrigerador:

- ◆  $S_{115V}=1,22*S_{127V}$
- ◆  $S_{120V}=1,12*S_{127V}$

Esses resultados (Conjugado e Escorregamento) são confirmados através da utilização de um software para simulação de motores de indução monofásicos (Ong, 1998):

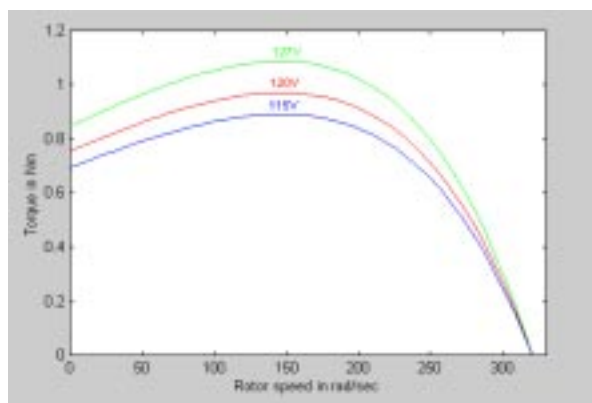


Figura 3: Simulação realizada pelos autores para o desempenho de um motor de Indução Monofásico de Fase Dividida em função de sua tensão de alimentação (Ong, 1998).

### 4.3 Análise para a Potência Mecânica

Ainda de acordo com a referência (Fitzgerald,1972), tem-se que a potência mecânica (em Watts) é dada por:

$$P_{mec} = C \cdot \Omega_R \quad (4)$$

Sendo:

$$\Omega_R = (1-S) \cdot \Omega_S \quad (\text{em rad/seg}) \quad (5)$$

Então, substituindo os parâmetros calculados anteriormente nas Eq. (4) e Eq. (5), tem-se:

- ◆  $P_{mec_{127V}} = 1,012 * P_{mec_{115V}}$
- ◆  $P_{mec_{127V}} = 1,006 * P_{mec_{120V}}$

### 4.4 Análise para a Corrente de Entrada

A potência mecânica de entrada (em Watts) pode ainda ser definida como:

$$P_{mec} = \left[ \left( \frac{1-S}{S} \right) \cdot R_2 \right] \cdot I^2 \quad (6)$$

Aplicando os resultados obtidos anteriormente, tem-se (em Amperes):

- ◆  $I_{115V} = 1,10 * I_{127V}$
- ◆  $I_{120V} = 1,06 * I_{127V}$

### 4.5 Análise para as Perdas no Interior do Motor

As perdas no cobre dos enrolamentos do motor (em Watts) são (Fitzgerald, 1972):

$$P_{cobre} = R_2 \cdot I^2 \quad (7)$$

Então, para os vários níveis de tensão de operação do refrigerador elétrico, tem-se:

- ◆  $P_{cobre_{115V}} = 1,21 * P_{cobre_{127V}}$
- ◆  $P_{cobre_{120V}} = 1,12 * P_{cobre_{127V}}$

### 4.6 Análise das Perdas em função da Potência Elétrica Total de Entrada

Quando a energia elétrica adentra um motor, ela é convertida em potência mecânica em seu eixo mais uma parcela relacionada às perdas. Assim, para os diversos níveis de tensão de operação:

$$P_{entrada(tensão)} = P_{mec(tensão)} + P_{cobre(tensão)} \quad (8)$$

Mas, as perdas internas em porcentagem da potência de entrada são:

$$Perdas_{(tensão)}(\%) = \frac{P_{cobre(tensão)}}{P_{entrada(tensão)}} \quad (9)$$

Portanto:

- ◆  $Perdas_{115V} = 6,10\%$  da Potência Elétrica de Entrada;
- ◆  $Perdas_{120V} = 5,58\%$  da Potência Elétrica de Entrada;
- ◆  $Perdas_{127V} = 5,00\%$  da Potência Elétrica de Entrada;

### 4.7 Análise para Quantidade de Ciclos de Refrigeração

Por ciclo de refrigeração considera-se o período de tempo em que o refrigerante dá uma volta completa no circuito. Isso fornece a capacidade frigorífica do refrigerador que, segundo o catálogo de aplicação de compressores (Embraco, 1996) fica em torno de 130,03kcal/h à 141,12kcal/h para refrigeradores domésticos com capacidades entre 250 e 420 litros, respectivamente, sempre operados na tensão de projeto de 127V. Isto é, quanto mais rápido o líquido refrigerante

circular pelo circuito, mais trocas de calor ele proporcionará nas mudanças de estado *líquido-gás* e mais rápido o interior do refrigerador atingirá a temperatura ajustada no termostato que provocará o desligamento do motor.

Toma-se como tempo padrão aquele gasto pelo líquido refrigerante para percorrer todo o circuito de refrigeração de um refrigerador doméstico projetado e ligado em rede de 127V, ou seja, em uma hora esse refrigerador promoverá uma quantidade de refrigeração de 130,03kcal (refrigerador com capacidade mínima de 250 litros e máxima de 420 litros). Para tanto, deve-se conhecer a velocidade do rotor do motor de indução ligado ao compressor hermético, pois é esse rotor o responsável pelos movimentos do pistão e conseqüentemente pela circulação do líquido refrigerante.

Então, essa velocidade pode ser expressada de acordo a Eq. (5) e, para os diversos níveis de tensão, em função da velocidade padrão em 127V, tem-se:

$$\Omega_{R120V} = 0,994 * \Omega_{R127V}$$

$$\Omega_{R115V} = 0,988 * \Omega_{R127V}$$

Conforme pode ser visto, a velocidade com que o pistão do compressor hermético comprime o líquido refrigerante diminui com a queda da tensão, fazendo com que o ciclo de refrigeração seja mais lento. Com isso, é necessário que o motor funcione por mais tempo em tensões inferiores para proporcionar a mesma quantidade de refrigeração que seria fornecida se estivesse operando em 127V. Do resultado anterior, dimensiona-se este tempo como:

- ◆ **120V** → O refrigerador **precisa funcionar 0,6% do tempo a mais** para executar os mesmos ciclos de refrigeração e fornecer os mesmos 130,03kcal/h (refrigerador com capacidade entre 250 e 420 litros) que forneceria se estivesse funcionando em 127V.
- ◆ **115V** → O refrigerador **precisa funcionar 1,2% do tempo a mais**.

Resumindo:

Tabela 2: Desempenho de refrigeradores em diferentes tensões de utilização (motores de 1/5 hp)

Tensão (V)	Corrente (A)	Capacidade Frigorífica	Perdas
<b>127</b>	I nominal (projeto)	entre 130,03 e 141,12kcal/h para refrigeradores de 250 até 420 litros	5% da potência de entrada
<b>120</b>	6% superior	0,6% inferior	5,58% da potência de entrada
<b>115</b>	10% superior	1,2% inferior	6,10% da potência de entrada

Como o leitor deve ter atentado, esses dados são exclusivamente teóricos e não consideram os agravantes presentes no uso cotidiano de um refrigerador (temperatura ambiente, perda de refrigeração pelas vedações, etc.). Então, utiliza-se um logger (dispositivo de monitoramento que indica o tempo de uso do equipamento) para estudar o comportamento de refrigeradores em diferentes níveis de tensão e tentar confirmar as previsões de aumento no tempo de funcionamento (queda na capacidade frigorífica).

O logger foi acoplado a um refrigerador Consul RX-34, modelo ET3573, série APH9348287, volume de 310 litros. E, o conjunto foi alimentado por um transformador Variac, com tensões ajustadas em 127V, 120V e 115V para cada serie de medidas. Assim, após algumas baterias de medidas (todas nas mesmas condições ambientes), obteve-se os seguintes tempos médios de funcionamento:

- ◆ **Em 127V:**

Tabela 3: Resultado apresentado pelo logger mostrando a operação do refrigerador em 127V.

DESCRIÇÃO	RESULTADO
<b>Tempo da Análise</b>	24,42hs
<b>Tempo Ligado</b>	10,42hs
<b>Tempo Desligado</b>	14,00hs
<b>Porcentagem de Tempo Ligado</b>	42,7%
<b>Porcentagem de Tempo Desligado</b>	57,3%

Quando operado em 127V, esse refrigerador permanece ligado durante 42,7% do tempo, o que corresponde a um funcionamento de 10 horas e 15 minutos por dia.

**Em 120V:**

Tabela 4: Resultado apresentado pelo logger mostrando a operação do refrigerador em 120V.

DESCRIÇÃO	RESULTADO
Tempo da Análise	24,16hs
Tempo Ligado	10,95hs
Tempo Desligado	13,21hs
Porcentagem de Tempo Ligado	45,3%
Porcentagem de Tempo Desligado	54,7%

Nesse nível de tensão, o refrigerador permanece ligado durante 45,3% do tempo, o que corresponde a um funcionamento de 10 horas e 52 minutos por dia. Portanto, em 120V, o tempo de funcionamento do refrigerador é, na prática, **6,08% superior** do que em 127V.

**Em 115V:**

Tabela 5: Resultado apresentado pelo logger mostrando a operação do refrigerador em 115V.

DESCRIÇÃO	RESULTADO
Tempo da Análise	24,36hs
Tempo Ligado	11,60hs
Tempo Desligado	12,76hs
Porcentagem de Tempo Ligado	47,6%
Porcentagem de Tempo Desligado	52,4%

Em 115V, o refrigerador fica ligado 47,6% do tempo, ou seja, 11 horas e 25 minutos por dia. Assim, o refrigerador em 115V funciona **11,47%** do tempo **a mais** do que em 127V.

Cumprir lembrar que essas medidas com logger são ilustrativas dos cálculos teóricos. E, servem apenas para mostrar o potencial de conservação existente na operação de refrigeradores em tensões inadequadas. Na realidade, para adotar esses valores (que são muito superiores aos obtidos teoricamente), as medições teriam que estender-se a aparelhos refrigeradores de varias marcas e modelos.

**5 Resultados:**

Antes da apresentação dos resultados, será feita uma consideração baseada num estudo de consumo de refrigeradores (Jannuzzi & Wartusch, 1997), que diz respeito ao levantamento das curvas de consumo do refrigerador elétrico. Através desse estudo, determinou-se um valor de tempo médio de funcionamento diário para o refrigerador elétrico (soma de todos os tempos em que os refrigeradores permaneceram ligados durante o dia) de cerca de 8 horas e 45 minutos, ou aproximadamente 36,6% do dia. Então, para prosseguir com a análise, adota-se o valor de 8 horas (para a simplificação dos cálculos) como sendo o tempo de funcionamento diário médio de um refrigerador elétrico.

**5.1 Área Servida por Tensão de 127V**

Esta área engloba 408.000 pontos de consumo residencial, o que equivale a aproximadamente 10% do total de consumidores residenciais existentes na região metropolitana da grande São Paulo. Sendo assim, tem-se:

- ◆ 408.000 refrigeradores com potência média de 170W cada um;
- ◆ Tempo de funcionamento de 8 horas diárias;
- ◆ Consumo diário de **1,36kWh/refrigerador**, que gera um consumo anual de **496,4kWh/refrigerador/ano**, totalizando um **consumo global de 202,53GWh/ano** para todos os refrigeradores dessa área.

Baseando-se nos cálculos desenvolvidos no item 4.6, as perdas para esses refrigeradores ficam em torno de 5% da potência total de entrada, o que leva ao montante de **10,13GWh/ano** para todo o consumo com refrigeradores na área de 127V.

Então, toma-se esses valores como base, pois, se fosse cumprido o decreto Lei nº 97280, que regulamenta os níveis de tensão de distribuição, todo o sistema elétrico da região metropolitana da grande São Paulo funcionaria nessas condições.

## 5.2 Área Servida por Tensão de 120V

Esta área engloba 260.000 pontos de consumo residencial, o que equívale a aproximadamente 6,37% do total de consumidores residenciais existentes na região metropolitana da grande São Paulo. Sendo assim, tem-se:

- ◆ 260.000 refrigeradores com potência média de 170W cada um;
- ◆ Tempo de funcionamento de 8 horas diárias;
- ◆ Consumo diário de **1,36kWh/refrigerador**, que gera um consumo anual de **496,4kWh/refrigerador/ano**, totalizando um **consumo global de 129,064GWh/ano** para todos os refrigeradores dessa área.

Baseando-se nos cálculos desenvolvidos no item 4.6, as perdas para esses refrigeradores ficam em torno de 5,58% da potência total de entrada, o que leva ao montante de **7,202GWh/ano** para todo o consumo com refrigeradores na área de 120V.

Se estes mesmos refrigeradores estivessem funcionando em 127V suas perdas internas seriam de 5%, o que equívale a 6,453GWh/ano. Então, há um desperdício real de energia da ordem de: **0,75GWh/ano**.

Além disso, deve-se considerar também o tempo que o refrigerador está funcionando a mais para promover a mesma quantidade de refrigeração que produziria se estivesse sendo alimentado com tensão de 127V. Pois, estando mais tempo em funcionamento, o refrigerador consome mais energia, que poderia estar sendo poupada ou simplesmente aplicada em causa mais nobre do que suprir deficiências do sistema de distribuição.

Do item 4.7, tem-se que o refrigerador **precisa funcionar 0,6% do tempo a mais** para executar os mesmos ciclos de refrigeração que executaria se estivesse funcionando em 127V. Isso representa um acréscimo de **3 minutos** no seu funcionamento diário, o que dá um total de aproximadamente **18 horas** por ano.

Assim, a potência unitária solicitada devido ao acréscimo de tempo de funcionamento será de **3kWh/ano/refrigerador**, perfazendo nessa região de distribuição um total de: **0,80GWh/ano**.

Portanto, as perdas totais na área de distribuição em 120V são: **1,55GWh/ano**.

## 5.3 Área Servida por Tensão de 115V

Esta área engloba 3.412.000 pontos de consumo residencial, o que equívale a aproximadamente 83,63% do total de consumidores residenciais existentes na região metropolitana da grande São Paulo. Sendo assim, tem-se:

- ◆ 3.412.000 refrigeradores com potência média de 170W cada um;
- ◆ Tempo de funcionamento de 8 horas diárias;
- ◆ Consumo diário de **1,36kWh/refrigerador**, que gera um consumo anual de **496,4kWh/refrigerador/ano**, totalizando um **consumo global de 1693,72GWh/ano** para todos os refrigeradores dessa área.

Baseando-se nos cálculos desenvolvidos no item 4.6, as perdas para esses refrigeradores ficam em torno de 6,10% da potência total de entrada, o que leva ao montante de **103,32GWh/ano** para todo o consumo com refrigeradores na área de 115V.

Se estes mesmos refrigeradores estivessem funcionando em 127V suas perdas internas seriam de 5%, o que equívale a 84,68GWh/ano. Então, existe um desperdício real de energia da ordem de: **18,64GWh/ano**.

Além disso, deve-se considerar também o tempo que o refrigerador está funcionando a mais para promover a mesma quantidade de refrigeração que produziria se estivesse sendo alimentado com tensão de 127V. Do item 4.7, tira-se que o refrigerador **precisa funcionar 1,2% do tempo a mais**. Isso representa um acréscimo de **6 minutos** no seu funcionamento diário, o que dá um total de aproximadamente **36 horas** por ano. Assim, a potência unitária solicitada devido ao acréscimo de tempo de funcionamento será de **6,12kWh/ano/refrigerador**, perfazendo nessa região de distribuição um total de: **20,88GWh/ano**.

Portanto, as perdas totais na área de distribuição em 115V são: **39,52GWh/ano**.

Resumindo:

Tabela 6: Desperdício anual de energia elétrica causado pela operação de refrigeradores em tensões inadequadas:

Nível de Tensão (V)	Energia desperdiçada por ano (GWh)
120	1,55
115	39,52
<b>Total</b>	<b>41,07</b>



## 6 Os impactos:

Na região metropolitana da grande São Paulo, o uso de refrigeradores em redes de distribuição de energia com níveis de tensão diferentes daqueles para o qual foram projetados, traz, conforme desenvolveu-se no item anterior, um acréscimo total na demanda em torno de **4,7MW**, causando um desperdício de energia da ordem de aproximadamente **41,07GWh/ano**. Este valor é comparável à energia firme fornecida pela usina hidrelétrica de Rasgão, no rio Tietê (Pirapora do Bom Jesus –S.P.) que é de **5MW** médios por hora (ELETROBRÁS, 1998). A usina de Rasgão foi escolhida por ter pertencido à própria Eletropaulo (concessionária responsável pela distribuição de energia elétrica na região metropolitana da grande São Paulo) em um passado recente (1997) e hoje vende à mesma quase que a totalidade de sua produção de energia (EMAE - 2000).

Os impactos econômicos desse acréscimo na demanda não são benéficos para ninguém, nem para os consumidores residenciais, nem para a Eletropaulo e nem para a sociedade.

Segundo a CSPE (CSPE, out. 2000), metade dos consumidores residenciais dessa região são tarifados como “Baixa Renda”, pagando uma tarifa média de R\$184,02/MWh (Julho/2001), a outra metade é tarifada em R\$210,31/MWh (Julho/2001). Assim, a quantia de **R\$8.097.566,55** é tungada anualmente desses consumidores só pelo fato do consumo de seus refrigeradores ter aumentado por conta da operação em níveis de tensão diferentes de 127 Volts.

A concessionária também perde. Na área servida por tensão de 120V só a corrente requisitada pelos refrigeradores é 6% maior que na área em 127V, o que faz com que as perdas Joule nessa área sejam 12,4% maiores. Na área servida por tensão de 115V a corrente requisitada pelos refrigeradores é 10% maior que na área em 127V, fazendo com que as perdas Joule nessa área sejam 21% maiores. Multiplicando esses valores por seus pesos em parcela de consumidores (6,37% e 83,63%, respectivamente), tem-se que as perdas Joule na rede de distribuição de energia da região metropolitana da grande São Paulo são **18,35%** superiores do que deveriam ser se esta mesma rede funcionasse totalmente no padrão de 127V, e isso não é pouco, já que a Eletropaulo possui 311 mil quilômetros de redes aéreas e 10 mil quilômetros de redes subterrâneas de distribuição de energia elétrica (Eletropaulo, 2000). Então, se ao invés de ser dissipada, essa energia correspondente às perdas Joule fosse vendida no MAE ao preço de R\$648,00/MWh (ASMAE – Julho/2001) a concessionária teria um grande incremento em suas receitas. Fora isso, se as redes fossem padronizadas, a concessionária teria em suas mãos um potencial adicional de 4,7MW que poderia ser comercializado da melhor maneira possível.

Finalmente, a sociedade como um todo perde porque esse acréscimo na demanda de energia exige um aumento da capacidade de geração e, o custo para adicionar-se um único kW a mais no sistema gira em torno de US\$2000,00 para plantas hidrelétricas e US\$600 para as térmicas a gás, sem contar os problemas com inundações, poluição e segurança.

## 7 Conclusões:

Este trabalho não existiria se todo o sistema brasileiro de distribuição de energia elétrica em baixa tensão estivesse de acordo com o padrão 127/220 (trifásico) e 127/254 (monofásico) estabelecido da Lei n.º 97.280 de 16 de dezembro 1988. No entanto, 12 anos após essa Lei, o maior sistema de distribuição de energia em área urbana da América Latina ainda atende 90% de seus consumidores residenciais com tensões de 115V e 120V.

Pensando em qualidade e conservação de energia, esse é um quadro crítico, já que a maioria dos eletrodomésticos não apresenta rendimento adequado em uma vasta faixa de tensões de operação. Analisando somente os impactos causados sobre o refrigerador elétrico, nota-se que há uma demanda extra de **4,7MW**, causando um desperdício de energia da ordem de aproximadamente **41,07GWh/ano**, sem levar em consideração as perdas Joule decorrentes do aumento da corrente na rede, que agravariam ainda mais o problema.

Os consumidores da região metropolitana da grande São Paulo pagam, só com o uso do refrigerador elétrico, aproximadamente **8 milhões de Reais por ano** pelo fato da rede ainda não estar padronizada.

Não deve-se perder de vista que este problema não é exclusividade da grande São Paulo, pois, 12% da população brasileira vive em regiões com níveis inadequados de tensão, nos estados do Amazonas, Minas Gerais, Pará, Rio de Janeiro e Tocantins. E, se computados os problemas que ocorrem também nessas áreas, verificar-se-á o prejuízo enorme em termos de perdas de energia elétrica.

Propõe-se portanto que todas concessionárias de energia elétrica que tenham problemas com nível de tensão em suas redes de distribuição dediquem-se a cumprir, mesmo que gradativamente, a Lei 97.280 Já aos governantes e à ANEEL cabe exigir das concessionárias metas claras para corrigirem suas redes, pois em um contexto de retração de oferta e expansão da demanda de energia elétrica não podemos nos dar ao luxo de desperdiçá-la.

## 8 Agradecimentos:

Ao Sr. José Antonio Schiavone Contri, da Comissão de Serviços Públicos de Energia (CSPE), pela prestatividade e atenção no atendimento às solicitações dos autores.

## 9 Referências:

[1] Administrador do Mercado Atacadista de Energia – ASMAE. Disponível em:

- <http://www.asmae.gov.br> (consulta feita em julho de 2001)
- [2] ASHARE Handbook, Refrigeration, System and Applications. **American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers**, Atlanta, Ga, 1990.
- [3] ASHARE Journal, History of Sealed Refrigeration System. **American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers**, Atlanta, Ga, 1996.
- [4] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DOS DISTRIBUIDORES DE ENERGIA ELÉTRICA – ABRADDEE. Disponível em: <http://www.abradee.com.br> (consulta feita em dezembro de 2000)
- [5] Comissão de serviços públicos de Energia – CSPE. Disponível em: <http://www.cspe.gov.br> (consulta feita em outubro de 2000)
- [6] Conjuntura Estatística. *Conjuntura Econômica*. FGV, abril de 1998.
- [7] DOSSAT, R. J.. *Princípios de Refrigeração*. Hemus Editora Ltda, São Paulo, 1977.
- [8] ELETROBRÁS. *Plano Decenal de Expansão 1999/2008*. Brasília, 1999
- [9] ELETROPAULO METROPOLITANA. Disponível em: <http://www.eletropaulo.com.br> (consulta feita em janeiro de 2001)
- [10] Empresa Metropolitana de Águas e Energia - EMAE. Disponível em: <http://www.emaee.sp.gov.br> (consulta feita em janeiro de 2001)
- [11] Fitzgerald, A. E.; KINGSLEY JR., C.; KUSKO, A. *Máquinas Elétricas*. 2º edição. New York: McGraw-Hill, 1972. 623p.
- [12] GUERREIRO, A. G.; SERRA, S. T.; FILHO, M. C.. A influência da venda de eletrodomésticos na expansão do consumo residencial de energia elétrica. **VII Congresso Brasileiro de Energia**. Anais, v.1, 1996. p. 22-33.
- [13] IBGE – INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA. *PNAD – Pesquisa Nacional por Amostra de Domicílios de 1998*. Rio de Janeiro 1999.
- [14] JANNUZZI, G. M.; PAGAN, C. J. B.. The impacts of technical standards for incandescent lamp manufacture in Brazil. **Energy**, v.25 (2000), p. 1033-1045, Jan 2000.
- [15] ONG, CHEE-MUN. *Dynamic Simulation of Electric Machinery*. Prentice Hall Inc, New Jersey, 1998.
- [16] PAVÃO, A. C.; AFFONSO, O.; DE ANDRADE, A. M.; DINI, N.. Levantamento do nível de tensão domiciliar em quatro capitais brasileiras. **III Seminário Brasileiro sobre Qualidade de Energia Elétrica**. Anais, v.1, 1999. p. 226-260.
- [17] PORTASIO, J. M.. *Manual Prático de Refrigeração*. Editora Aurora. São Paulo, 1982.
- [18] STOEKER, W. F.. *Refrigeration and Air Conditioning*. Mc Graw-Hill. New York, 1959.
- [19] WARTUSCH, F.; JANNUZZI, G. M.. **Consumo Residencial de Energia Elétrica: Geladeiras**. Campinas, 1997. 39p. Relatório Final de Iniciação Científica – Departamento de Energia – Faculdade de Engenharia Mecânica. Universidade Estadual de Campinas.

## THE EFFECT OF THE DISTRIBUTION DIVERSITY TENSIONS IN BRAZILIAN RESIDENTIAL SECTOR. STUDY OF THE DOMESTIC REFRIGERATOR

**Carmeis, D. W.**

Master degree student –Electrical Engineering Faculty /UNICAMP, phone: (19) 3788-3852.

e-mail: [dean@dmcsi.fee.unicamp.br](mailto:dean@dmcsi.fee.unicamp.br)

**Jannuzzi, G. M.**

Professor, PhD – Mechanical Engineering Faculty /UNICAMP, phone: (19) 3788-3282.

e-mail: [jannuzzi@fem.unicamp.br](mailto:jannuzzi@fem.unicamp.br)

**Abstract.** Law number 97280 of 1988, December 16<sup>th</sup>, establishes the voltages of 380/220V and 220/127V in three-phase networks for secondary alternated distribution current in public networks, and 440/220V and 254/127V in single-phase networks. Nevertheless, after 12 years the country still has five tension levels (110V, 115V, 120V, 127V and 220V) supplying Brazilian homes. This situation is critical regarding the aspects of quality and energy conservation. Appliances cannot operate at their best performance and lifetime, since they have to be manufactured to operate under a broad band of tension values. Refrigerators are one of the domestic equipments that are affected by these variations. The electrical current, number of operating hours and useful life are strongly dependent of the tension effectively available at the consumption point.

In this paper, we will analyze the behavior of the domestic 127 V refrigerators operated in Sao Paulo's metropolitan region area. Sao Paulo has 4,080 million residential consumers connected in tensions there that vary from 115V up to 127V and that they spend 12,598GWh annually, averaging 257kWh/month/residence.

According to estimates, the domestic refrigerator is responsible for almost 45% of total residential electricity consumption. We will also demonstrate the economic impact and associated energy losses for residential consumers, the electric sector and the society as a whole (measurements were made to confirm this results). We will also consider the benefits for consumers if the electrical distribution system were really standardized in the 127/220V tensions, as prescribes the legal determination.

**Keywords.** Domestic refrigerator, energy consumption, hermetic compressor, single phase induction motor, tension level.

# SIMULAÇÃO E ANÁLISE TERMODINÂMICA DE CICLO COMBINADO UTILIZANDO GASEIFICAÇÃO DE LICOR NEGRO

**Antonio Garrido Gallego**

Universidade Metodista de Piracicaba – UNIMEP

e-mail: [agallego@unimep.br](mailto:agallego@unimep.br)

**Jorge Llagostera**

Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP

e-mail: [llagost@fem.unicamp.br](mailto:llagost@fem.unicamp.br)

**Resumo.** A indústria de papel e celulose é um setor energo-intensivo que tem entretanto potencial para tornar-se auto-suficiente na geração de energia elétrica, através da implantação de novas tecnologias de geração a partir da utilização da biomassa e do licor negro como fontes energéticas. No processo "Kraft", após a etapa de cozimento, a lignina, restos de madeira e compostos inorgânicos são "queimados" na caldeira de recuperação tipo "Tomlinson". Neste equipamento os produtos químicos inorgânicos são recuperados e a energia liberada a partir da queima do material orgânico existente no licor é utilizada para produzir vapor destinado à geração de potência e calor. Com a necessidade do desenvolvimento de novos sistemas de recuperação de compostos inorgânicos e de aumentar a geração de potência, a gaseificação do licor negro vem sendo estudada em vários centros de pesquisa norte-americanos e europeus, com a finalidade de utilizar o gás produzido em turbinas a gás simples ou em ciclos combinados. Estudos realizados indicam que esse tipo de proposta pode chegar a dobrar a produção de potência em comparação aos sistemas de geração convencional que utilizam caldeira de recuperação e turbina a vapor (ciclo Rankine). A gaseificação de licor negro tem sido considerada uma proposta atraente para o setor de papel e celulose, por oferecer a possibilidade do aumento de produção de potência sem o comprometimento da recuperação de produtos químicos necessários ao processo. Para este trabalho foi elaborado um programa computacional para simular um ciclo combinado com gaseificação de licor negro. Com os resultados obtidos foi feita a análise energética e exergetica da configuração, identificando-se quais os equipamentos e fluxos que contribuem com as maiores irreversibilidades.

**Palavra chave:** gaseificação, licor negro, papel e celulose, análise termodinâmica, exergetica

## 1. Introdução

O setor de papel e celulose é formado por indústrias produtoras de pastas celulósicas, de papel e pelas indústrias integradas (fabricantes de papel e celulose). É um setor energo-intensivo, que possui crescente participação na matriz energética brasileira. Conforme o Ministério das Minas e Energia (1999) a participação do setor aumentou em 1,56 % ao ano durante o período de 1981 a 1990 e em 1,81% durante o período de 1990 a 1998. Uma das explicações para o aumento do consumo energético do setor é o crescente aumento da produção do mesmo. Em 1997, o Brasil foi ocupou o 11º lugar entre os países produtores de papel e o 7º lugar entre os países produtores de celulose. Ainda em 1997, o Brasil foi o 10º maior consumidor de papel do mundo, apesar do seu consumo de papel "per capita" ser baixo (cerca de 34 kg/habitante) se comparado com o dos Estados Unidos (332 kg/habitante), Grécia (97 kg/habitante) e Argentina (aproximadamente 45kg/habitante), o que indica o grande potencial de expansão do setor.

Ainda de acordo com o Ministério das Minas e Energia (1999), durante o período de 1990 a 1996 houve uma queda do consumo específico do setor que pode ter como causas a crescente busca de novas tecnologias de produção com menor consumo energético, as pressões ambientalistas que obrigam as empresas a investir no desenvolvimento e na implantação de novas tecnologias de produção visando diminuir as emissões, além dos aspectos financeiros que obrigam as empresas a procurarem processos com menores custos operacionais.

No Brasil o processo "Kraft" representa 80% da produção total do País. Esse processo tem como característica a utilização do hidróxido de sódio e do sulfeto de sódio, utilizando sulfato de sódio como elemento de correção das perdas existentes no cozimento e no setor de recuperação. Uma das características do processo "Kraft" é a flexibilidade na escolha da madeira a ser utilizada, além do menor tempo de cozimento, produção de pastas de alta resistência, e a utilização de caldeiras tipo "Tomlinson" onde é possível recuperar compostos inorgânicos que são novamente utilizados no processo de produção da celulose, além de produzir vapor a partir da energia liberada na queima do material orgânico existente no licor negro. O vapor produzido é utilizado para acionamento de turbinas e fornecimento de calor para o processo. Com esse tipo de configuração, o setor consegue gerar entre 40 a 50% da energia elétrica requerida pelo processo, sendo o restante comprado das concessionárias.

Com os riscos de racionamento e a diminuição da qualidade de fornecimento de energia elétrica em países como Estados Unidos, Canadá e Suécia, considerados grandes produtores de papel, vem sendo desenvolvidas pesquisas voltadas ao melhor uso na energia no setor de papel e celulose. Entre as várias pesquisas está a gaseificação do licor negro para a produção de gás de baixo poder calorífico que pode ser utilizado em ciclos combinados de potência. Este tipo de configuração pode tornar o setor de papel e celulose auto-suficiente com relação à geração de energia elétrica.

## 2. O processo de gaseificação do Licor Negro

A gaseificação do licor negro é composta de quatro etapas: secagem, pirólise, carbonização e reações inorgânicas. A duração da fase de secagem depende da quantidade de água existente no licor negro. Na fase da pirólise, conforme Whitty (1998), existe uma grande influência do sódio e do enxofre na cinética química e na transferência de calor, principalmente em temperaturas superiores a 700°C. Nesta fase o licor negro é queimado, degradando-se termicamente e produzindo gases voláteis como CO, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, H<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>S e mercaptanas. A volatilização começa quando o licor negro é aquecido a 200°C e praticamente se completa quando a temperatura do resíduo alcança 650-750°C.

A carbonização é a fase mais longa das quatro e depende principalmente da quantidade de carbono remanescente da volatilização ocorrida na pirólise, da temperatura da combustão e da quantidade de oxigênio remanescente. A última fase é onde ocorrem as reações dos compostos inorgânicos, com a injeção de óxidos metálicos como óxido de zinco e ferro (agentes desulfurantes) adicionados para diminuir o arraste de enxofre com o gás produzido, eles combinam-se com sódio produzindo sulfato de sódio (Na<sub>2</sub>S) e carbonato de sódio (Na<sub>2</sub>CO<sub>3</sub>), além da produção do hidróxido de sódio (NaOH).

## 3. Propostas de sistemas

A utilização do ciclo combinado com gaseificador de licor negro vem sendo proposto como uma alternativa tecnológica para a substituição do sistema de geração de energia utilizado pelo setor de papel e celulose. Esse tipo de sistema oferece relações de potência e calor atraentes para o setor, além do desempenho ambiental superior ao sistema convencional. Os tipos de sistemas pesquisados são o sistema atmosférico e o pressurizado.

No sistema atmosférico, todos os equipamentos do ciclo podem ser dimensionados com menor espessura de parede que os equipamentos do sistema pressurizado. No sistema atmosférico, pode ser utilizado lavador de gás atmosférico (“scrubber”) para a limpeza do gás enviado para a turbina. No caso do sistema pressurizado é necessário o uso de filtro tipo cerâmico que é mais caro e satura-se mais rapidamente. Os equipamentos utilizados no sistema atmosférico possuem maiores dimensões devido ao volume específico do gás ser maior, além da necessidade de um compressor intermediário para elevar a pressão do gás até a condição de operação da câmara de combustão da turbina a gás. No sistema pressurizado a pressão de operação do ciclo pode ser obtida a partir do compressor da turbina a gás. Esse tipo de configuração permite que o compressor trabalhe próximo da condição de projeto. Existe ainda a necessidade de um compressor intermediário somente para vencer as perdas de carga nos equipamentos.

Como as turbinas a gás são projetadas para trabalhar com gás natural, existe a necessidade de se fazer modificações nas turbinas quando elas vão trabalhar com gás pobre, por exemplo, modificações na câmara de combustão devido ao aumento do volume do gás injetado, alterações dimensionais dos bocais da turbina, determinar o novo ponto de operação do compressor verificando se este não vai trabalhar numa condição de instabilidade (“surge”), o que compromete o funcionamento do compressor e diminui o rendimento do ciclo da turbina a gás.

## 4. Condição proposta para o estudo

Consonni et al. (1998) apresentam uma análise energética comparativa entre sistemas de geração de energia elétrica e calor propostos para o setor de papel e celulose, sendo um sistema convencional de geração com caldeira de recuperação e turbina a vapor, e três sistemas de gaseificação com ciclo combinado. Os sistemas de gaseificação propostos são: gaseificação de licor negro com ar na pressão atmosférica, gaseificação de licor negro com ar pressurizado e gaseificação de licor negro com oxigênio pressurizado. Para análise dos sistemas, foram mantidas as mesmas características operacionais, como por exemplo as características do licor negro e biomassa, pressão, temperatura e vazão do vapor de alta e média pressão. Na análise foi observado que todas as propostas de gaseificação com ciclo combinado possuem relação eletricidade/vapor superior ao sistema convencional, sendo a produção de energia elétrica duas a três vezes superior à do sistema convencional, o que indica o grande potencial das propostas para o setor de papel e celulose.

Entre as configurações referidas anteriormente foi escolhido o sistema que trabalha com gaseificação com ar sob pressão atmosférica. O sistema é composto de um gaseificador atmosférico de licor negro com 75% de sólidos que trabalha com temperatura de 700°C, compressor de ar, uma turbina a gás Siemens 64.3a modificada que opera com temperatura de 1343°C na entrada da turbina, uma turbina a vapor alimentada por uma caldeira de recuperação (HRSG) que opera com “pinch-point” e “approach” de 10°C, uma caldeira que queima biomassa, sistema de limpeza do gás utilizando lavador de gases tipo “scrubber” que tem como objetivo principal a retirada do H<sub>2</sub>S, um condensador para a retirada de água em excesso do gás e compressor para elevar a pressão do gás até a pressão de operação da câmara de combustão da turbina a gás. Para melhorar o aproveitamento energético do ciclo foram instalados recuperadores de calor entre as correntes de gás e água, com diferença de temperatura mínima de 20°C e perda de carga do lado dos gases de 2%. Na Fig. (1) é apresentado o fluxograma esquemático do sistema escolhido e na Tab. (1) são apresentados os dados de temperatura, pressão, vazão mássica e exergia de cada um dos fluxos.

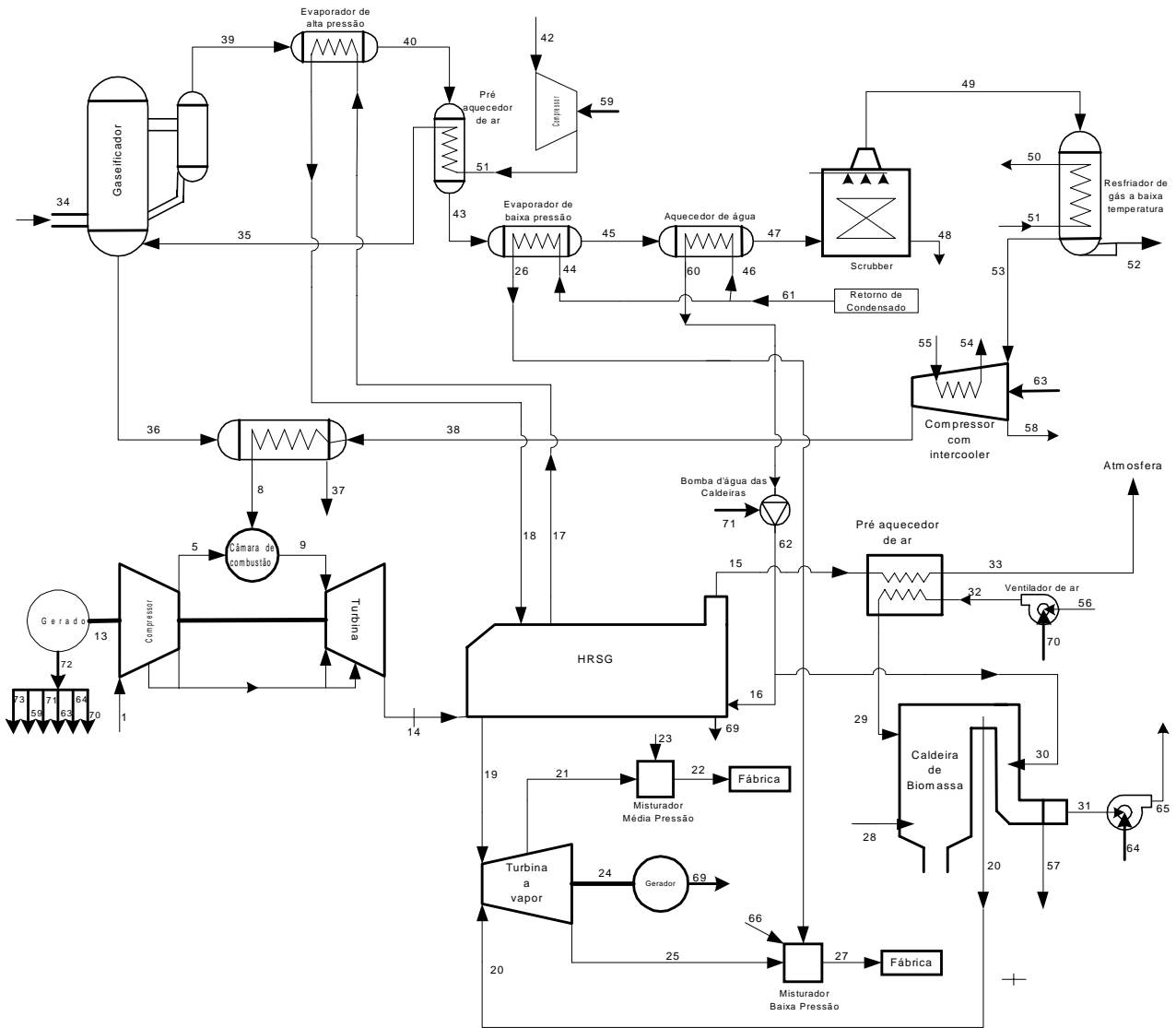


Figura 1. Esquema do sistema de ciclo combinado com gaseificação de licor negro analisado

### 5. Análise Energética e Exergética

O sistema proposto foi modelado de modo a obter as mesmas características operacionais apresentadas por Consonni et al. (1998). Considerou-se que a turbina trabalha em carga nominal, sendo que parte da energia elétrica produzida era utilizada para atender os consumos internos da planta de potência e o restante para suprir o processo de produção de papel e celulose, em caso de excedente de energia elétrica era encaminhado para a concessionária de energia elétrica. Condições de referência local são: pressão atmosférica de 101 kPa e temperatura de 25°C. Para a determinação das propriedades dos gases foram utilizadas as correlações apresentadas por Rivkin (1979), para a determinação das propriedades da água foram utilizadas as subrotinas desenvolvidas por Llagostera (1994), a exergia do licor negro e biomassa foram calculados a partir das correlações apresentadas por Szargut (1988).

Para a análise termodinâmica em todos os equipamentos foram determinadas as propriedades na entrada e saída de cada um dos equipamentos. Para verificar a influência de cada um dos componentes da turbina a gás na planta, a turbina foi sub-dividida em nove componentes: compressor de ar de baixa pressão, resfriador intermediário, compressor de ar de alta pressão, divisor de corrente de ar de baixa pressão e alta pressão para resfriamento das palhetas das turbinas, câmara de combustão, misturadores de ar e gás de combustão, turbina para acionamento dos compressores de alta e baixa pressão e turbina de potência.

Na Tab. (1) são apresentados os fluxos considerados na análise termodinâmica e as propriedades termodinâmicas de pressão, temperatura, fluxo de massa e exergia de cada um deles. A numeração apresentada na Tab. (1) segue a identificação apresentada na Fig. (1).

Tabela 1 – Fluxos exergeticos do sistema de ciclo combinado com gaseificação de licor negro

	Fluxo	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Fluxo Massa (kg/s)	Exergia (kW)
1	Entrada do compressor de baixa pressão da turbina a gás	15	101	152,00	299
2	Entrada do misturador da turbina a gás	248	667	152,00	33726
3	Entrada do intercooler da turbina a gás	248	667	152,00	33726
4	Entrada do compressor de alta pressão da turbina a gás	248	667	146,21	32441
5	Entrada de ar da câmara de combustão	423	1710	130,96	51962
6	Ar de resfriamento para a turbina de alta	423	1710	15,25	6049
7	Ar de resfriamento para a turbina de alta	248	667	5,79	1285
8	Entrada de gás na câmara de combustão	208	2020	48,45	234298
9	Entrada de gás na turbina de alta pressão	1337	1676	179,41	231404
10	Saída de gás na turbina de alta pressão	1057	619	179,41	163341
11	Mistura de gás mais ar de resfriamento	1013	619	194,66	168637
12	Saída de gás na turbina de baixa pressão	627	104	194,66	69254
13	Potência gerada pela turbina	----	----	----	93738
14	Mistura de gás mais ar de refriamento - entrada do HRSG	617	104	200,45	69288
15	Entrada do pré-ar da caldeira de biomassa	137	102	200,45	12245
16	Entrada de água do HRSG	97	9000	47,32	4267
17	Entrada de água no HP evap	303	9000	23,80	10426
18	Entrada de água no superaquecedor do HRSG	305	9000	23,80	26415
19	Entrada de vapor na turbina a vapor	520	9000	46,68	69402
20	Entrada de vapor na turbina a vapor	520	9000	41,00	60958
21	Entrada de vapor no Misturador de Media Pressão	247	1000	28,92	26894
22	Saída de vapor do Misturador de Media Pressão	190	1000	30,33	26617
23	Entrada de água no Misturador de Media Pressão	15	1000	1,40	72
24	Potência gerada pela turbina	----	----	----	49543
25	Entrada de condensado no Misturador de baixa Pressão	156	400	58,75	43781
26	Entrada de água no Misturador de baixa Pressão	144	400	3,05	1690
27	Saída de vapor do Misturador de baixa Pressão	145	400	61,60	45460
28	Entrada de biomassa na caldeira de biomassa	15	100	16,70	349339
29	Entrada de ar na caldeira de biomassa	388	105	67,44	1123
30	Entrada de água na caldeira de biomassa	97	9000	41,56	2076
31	Saída de gases da caldeira de biomassa	97	101	84,13	8405
32	Entrada de ar no préaquecedor de ar da caldeira de biomassa	21	107	67,44	460
33	Saída de gases do pré ar da caldeira de biomassa	114	100	200,45	10634
34	Entrada de licor negro no gaseificador	115	200	29,74	446181
35	Entrada de ar no gaseificador	288	223	37,30	5467
36	Entrada do trocador gás-solido	973	200	10,41	11494
37	Saída de smelt do trocador gás-solido	387	200	10,41	4471
38	Entrada de gas gaseificador no trocador gás-solido	97	2061	48,45	232296
39	Entrada de gas gaseificador no HP evap	700	200	56,63	249890
40	Entrada de gas gaseificado no pre-ar do gaseificador	314	196	56,63	230095
41	Entrada de ar no compressor de ar do gaseificador	103	228	37,30	3009
42	Entrada de ar no pre-ar do gaseificador	15	101	37,30	73
43	Entrada de gas gaseificado no LP evap	226	192	56,63	226874
44	Entrada de condensado no LP evap	90	1500	3,05	152
45	Entrada de gas gaseificado no aquecedor de água	145	188	56,63	224584
46	Entrada de condensado no aquecedor de água	90	1500	88,88	6871
47	Entrada de gas gaseificado no Scrubber	105	188	56,63	223821
48	Descarga de fundo do Scrubber	378	188	2,22	1730
49	Entrada de gas gaseificado no Condensador	105	184	54,41	222091
50	Entrada da água de resfriamento do Condensador	85	400	16,79	1219
51	Saída da água de resfriamento do Condensador	15	400	16,79	856
52	Água retirada no condensador	30	400	5,23	262
53	Entrada de gas gaseificado no Compressor-Intercooler	30	181	49,18	220484
54	Saída da água de resfriamento do Compr-Intercooler	40	400	89,09	4613
55	Entrada da água de resfriamento do Compr-Intercooler	15	400	89,09	4451
56	Entrada de ar no ventilador da caldeira de biomassa	15	101	67,44	133
57	Purga da caldeira de biomassa	303	9000	0,56	247
58	Água retirada no intercooler do compressor	60	2061	0,73	44
59	Trabalho para acionamento do compressor do gaseificador	----	----	----	3340
60	Entrada de condensado na bomba d'água	97	1500	88,88	7359
61	Retorno de condensado da fábrica	90	1500	91,93	7106
62	Saída do condensado da bomba d'água	97	9000	88,88	8016
63	Trabalho para acionamento do compressor-intercooler	----	----	----	21063
64	Trabalho para acionamento do ventilador de ar da caldeira de biom.	----	----	----	573
65	Saída de gases do ventilador da caldeira de biomassa	103	106	84,13	8887
66	Purga da caldeira do HRSG	15	400	0,64	32
67	Trabalho de acionamento do compressor de baixa pressão	----	----	----	37854
68	Trabalho de acionamento do compressor de alta pressão	----	----	----	28350
69	Água de reposição no misturador de baixa pressão	303	9000	0,64	281
70	Trabalho de acionamento do ventilador de ar (caldeira)	----	----	----	411
71	Trabalho para acionamento da bomba d'água	----	----	----	1156
72	Potência fornecida pelo gerador da turbina a gás	----	----	----	92801
73	Potência fornecida para a fábrica e concessionária	----	----	----	66258
74	Potência fornecida pelo gerador da turbina a vapor	----	----	----	49047

Na Tab. (2), são definidos os insumos (“fuel”) e produtos (“product”) de cada um dos equipamentos considerados na configuração de ciclo combinado com gaseificação de licor negro. As definições adotadas seguem a metodologia proposta por Lozano e Valero (1993). Vale destacar que, quanto mais detalhada for a análise exergetica maior a facilidade de identificação das irreversibilidades associadas a cada um dos equipamentos ou subsistemas considerados, e como a exergia está sendo utilizada por esse equipamento. Essa metodologia pode ser utilizada como instrumento de escolha de equipamentos e de sistemas de geração de energia.

Tabela 2 – Insumos e produtos para cada um dos componentes do ciclo

nº	Equipamento	Fuel	Produto
1	Compressor de baixa da turbina	Ex 67	Ex 2 - Ex 1
2	Compressor de alta da turbina	Ex 68	Ex 5 + Ex 6 - Ex 4
3	Combustor	Ex 5 + Ex 8	Ex 9
4	Turbina de alta	Ex 9 - Ex 10	Ex 67 + Ex 68
5	Misturador da turbina de alta	Ex 10 + Ex 6	Ex 11
6	Turbina de baixa	Ex 11 - Ex 12	Ex 13
7	Misturador na saída da turbina de baixa	Ex 12 + Ex 7	Ex 14
8	HRSG	Ex 14 + Ex 18 - Ex 17 - Ex 15	Ex 19 - Ex 16
9	Turbina a vapor	Ex 9 + Ex 20 - Ex 21 - Ex 25	Ex 24
10	Misturador de vapor de média pressão	Ex 21 + Ex 23	Ex 22
11	Misturador de vapor de baixa pressão	Ex 25 + Ex 26 + Ex 66	Ex 27
12	Caldeira de biomassa	Ex 28 + Ex 29 - Ex 66	Ex 30 - Ex 20
13	Ventilador de gases	Ex 64	Ex 65 - Ex 31
14	Pré-aquecedor de ar da caldeira de biomassa	Ex 15 - Ex 13	Ex 29 - Ex 32
15	Ventilador de ar da caldeira de biomassa	Ex 70	Ex 32 - Ex 56
16	Compressor com intercooler	Ex 55 + Ex 63	Ex 38 - Ex 53
17	Trocador de calor gás-sólido	Ex 36	Ex 8 - Ex 38
18	Condensador	Ex 51	Ex 53
19	Scrubber	Ex 47	Ex 49
20	Divisor de condensado	Ex 61	Ex 44 + Ex 46
21	Aquecedor de água	Ex 45 + Ex 47	Ex 60 - Ex 46
22	Evaporador de baixa pressão	Ex 43 + Ex 45	Ex 26 - Ex 44
23	Bomba de água para a caldeira	Ex 71	Ex 62 - Ex 60
24	Divisor de água (caldeira de biomassa e HRSG)	Ex 62	Ex 30 - Ex 16
25	Compressor de ar do gaseificador	Ex 59	Ex 41 - Ex 42
26	Pré-aquecedor de ar do gaseificador	Ex 40 - Ex 43	Ex 35 - Ex 41
27	Evaporador de alta pressão	Ex 39 + Ex 40	Ex 18 - Ex 17
28	Gaseificador	Ex 34 + Ex 35	Ex 36 + Ex 39
29	Gerador elétrico da turbina a gás	Ex 13	Ex 72
30	Divisor de potência elétrica	Ex 72	Ex 59 + Ex 63 + Ex 64 + Ex 70 + Ex 71 + Ex 73
31	Gerador elétrico da turbina a vapor	Ex 24	Ex 74
32	Intercooler da turbina a gás	Ex 2	Ex 3
33	Divisor de ar após o intercooler	Ex 3	Ex 4 + Ex 7

### 6. Análise Termoeconômica

Conforme Guarinello et al. (1998), uma análise termoeconômica completa consiste de uma análise exergetica detalhada através da determinação dos custos exergeticos, uma análise econômica de cada um dos subsistemas considerados e uma avaliação exergoeconômica de cada um dos subsistemas. A identificação do custo exergetico ( $Ex^*$ ) é importante para a análise termoeconômica, sendo este o caminho para quantificar as irreversibilidades dos subsistemas e determinar o quanto estas irreversibilidades vão refletir na composição global dos fluxos. Lozano e Valero (1993) definem o custo exergetico unitário ( $k$ ) como uma forma de identificar a quantidade de exergia necessária, na forma de insumo, para se obter uma unidade de exergia de certo produto. Esta é uma outra forma de caracterizar a eficiência de conversão ( $\eta$ ).

$$k = \frac{Ex^*}{Ex} = \frac{\text{custo exergetico}}{\text{exergia}} = \frac{1}{\eta} \tag{1}$$

Para determinação do custo exergetico de todos os fluxos, foi necessário elaborar um programa computacional para resolver um sistema com 74 equações. As equações de custo exergetico referentes a cada um dos componentes da configuração foram elaboradas de forma similar às apresentadas na Tab. (2), por exemplo, como a apresentada pela Eq. (2), que se refere ao custo exergetico da caldeira de recuperação (HRSG), de forma similar às equações referentes ao custo exergetico dos outros equipamentos seguiram a mesma lógica, sendo obtidas 33 equações.

$$(Ex_{14}^* + Ex_{18}^*) - (Ex_{17}^* + Ex_{15}^*) = (Ex_{19}^* - Ex_{16}^*) \quad (2)$$

As demais equações foram obtidas a partir do critério de distribuição de custos, como pode ser visto a seguir.

Considerando que os insumos externos têm custo exergético unitário e as perdas têm custo exergético nulo, aos fluxos 1, 23, 28, 34, 42, 51, 55, 56, 61 e 66, considerados insumos, foram atribuídos custo unitário igual a 1 conforme apresentado pela Eq. (3).

$$k = 1 \quad (3)$$

Aos fluxos 69, 57, 54, 58, 37, 50, 52 e 48 foram atribuídos custos unitários nulos, conforme Eq. (4), por serem considerados perdas conforme metodologia apresentada por Lozano e Valero (1993).

$$k = 0 \quad (4)$$

Outro critério usado foi o de que correntes de mesmo tipo têm o mesmo custo exergético unitário, como pode ser visto da Eq. (5) à Eq. (16).

$$k_{44} = k_{46} \quad (5)$$

$$k_6 = k_5 \quad (6)$$

$$k_7 = k_4 \quad (7)$$

$$k_{10} = k_9 \quad (8)$$

$$k_{12} = k_{11} \quad (9)$$

$$k_{68} = k_{67} \quad (10)$$

$$k_{30} = k_{16} \quad (11)$$

$$k_{59} = k_{63} \quad (12)$$

$$k_{63} = k_{64} \quad (13)$$

$$k_{64} = k_{70} \quad (14)$$

$$k_{70} = k_{71} \quad (15)$$

$$k_{71} = k_{73} \quad (16)$$

Em um sub-sistema o custo exergético unitário dos fluxos de saída deve ser igual ao de entrada, conforme a "regra dos insumos" apresentada por Lozano e Valero (1993).

$$k_{33} = k_{15} \quad (17)$$

$$k_{47} = k_{45} \quad (18)$$

$$k_{45} = k_{43} \quad (19)$$

$$k_{43} = k_{40} \quad (20)$$

$$k_{40} = k_{39} \quad (21)$$

$$\frac{(Ex_{14}^* + Ex_{18}^*)}{(Ex_{14} + Ex_{18})} = k_{15} \quad (22)$$

$$\frac{(Ex_{14}^* + Ex_{18}^*)}{(Ex_{14} + Ex_{18})} = k_{17} \quad (23)$$

$$\frac{(Ex_{28}^* + Ex_{29}^*)}{(Ex_{28} + Ex_{29})} = k_{31} \quad (24)$$

Para os componentes que possuem mais de um insumo na formação do seu produto, os custos exergéticos dos fluxos de saída foram considerados iguais aos dos fluxos de entrada.

$$\frac{(Ex_{19}^* + Ex_{20}^*)}{(Ex_{19} + Ex_{20})} = k_{21} \quad (25)$$

$$\frac{(Ex_{19}^* + Ex_{20}^*)}{(Ex_{19} + Ex_{20})} = k_{25} \quad (26)$$



A última equação para solução do sistema de equações foi obtida a partir da "regra dos produtos", que considera que em um sub-sistema com mais de uma corrente de produtos, o custo exerético unitário é igual para todas as correntes.

$$k_{39} = k_{36} \tag{27}$$

O custo exerético foi determinado a partir da solução do sistema de equações apresentado acima. Os resultados são apresentados na Tab. (3).

Tabela 3 – Exergia e custos exeréticos de todos os fluxos do ciclo

Fluxo	Custo Exerético (kW)	Exergia (kW)	Custo Unitário	Fluxo	Custo Exerético (kW)	Exergia (kW)	Custo Unitário
1	299	299	1,00	38	465500	232300	2,00
2	110400	33730	3,27	39	441800	249900	1,77
3	110400	33730	3,27	40	406800	230100	1,77
4	106200	32440	3,27	41	10290	3009	3,42
5	169000	51960	3,25	42	73	73	1,00
6	19680	6049	3,25	43	401200	226900	1,77
7	4208	1285	3,27	44	154	152	1,01
8	485800	234300	2,07	45	397100	224600	1,77
9	654900	231400	2,83	46	6952	6871	1,01
10	462300	163300	2,83	47	395800	223800	1,77
11	481900	168600	2,86	48	0	1730	0,00
12	197900	69250	2,86	49	395800	222100	1,78
13	284000	93740	3,03	50	0	1219	0,00
14	202100	69290	2,92	51	856	856	1,00
15	34050	12240	2,78	52	0	262	0,00
16	7964	4267	1,87	53	396600	220500	1,80
17	28990	10420	2,78	54	0	4613	0,00
18	63990	26410	2,42	55	4451	4451	1,00
19	211000	69400	3,04	56	133	133	1,00
20	350600	60960	5,75	57	0	247	0,00
21	115800	26890	4,31	58	0	44	0,00
22	115900	26620	4,36	59	10220	3340	3,06
23	72	72	1,00	60	8301	7359	1,13
24	257100	49540	5,19	61	7106	7106	1,00
25	188600	43780	4,31	62	11830	8016	1,48
26	4204	1690	2,49	63	64460	21060	3,06
27	192900	45460	4,24	64	1755	573	3,06
28	349300	349300	1,00	65	10270	8887	1,16
29	5870	1123	5,23	66	32	32	1,00
30	3875	2076	1,87	67	110100	37850	2,91
31	8519	8405	1,01	68	82480	28350	2,91
32	1391	460	3,02	69	0	281	0,00
33	29570	10630	2,78	70	1259	411	3,06
34	446200	446200	1,00	71	3538	1156	3,06
35	15990	5467	2,93	72	284000	92800	3,06
36	20320	11490	1,77	73	202800	66260	3,06
37	0	4471	0,00	74	257100	49050	5,24

O método de determinação dos custos exeréticos unitários tem como característica adicionar a irreversibilidade do componente aos fluxos que passam por ele, logo, quanto mais componentes existam na planta mais irreversibilidades serão atribuídas aos fluxos. Na Tab. (4) são apresentados os valores da exergia, dos custos exeréticos totais e unitários dos insumos e dos produtos de cada componente, além da eficiência exerética. Pode ser observado que as menores eficiências exeréticas ocorreram no trocador gás-sólido e na caldeira de biomassa. Isso ocorreu porque o trocador de calor foi especificado para trabalhar com diferenças de temperatura muito elevadas, e a caldeira de biomassa, além de ser um equipamento de combustão, utiliza biomassa com alto teor de umidade. Como pode ser visto, uma análise termoeconômica detalhada permite a determinação da distribuição de irreversibilidades na planta, o que possibilita conhecer melhor os subsistemas e a sua respectiva contribuição.

Esta metodologia em conjunto com uma análise econômica (análise exeréticoeconômica) pode auxiliar na escolha do equipamento e na determinação do custo do fluxo produzido por um equipamento pertencente ao sistema analisado. Para isso são necessários os levantamentos de custos de fabricação, de instalação e de manutenção dos equipamentos.

Mas no caso proposto fica difícil fazer essa análise detalhada porque, o gaseificador de licor negro ainda está em fase de desenvolvimento, não havendo ainda indicadores confiáveis de custos.

Tabela 4 – Custo exergético, exergia, custo exergético unitário e rendimento exergético dos componentes

Equipamento	Fuel			Produto			Rendimento Exergético
	Custo Exergético (kW)	Exergia (kW)	Custo Exergético Unitário	Custo Exergético (kW)	Exergia (kW)	Custo Exergético Unitário	
1	110100	37850	2,91	110101	33431	3,29	0,88
2	82480	28350	2,91	82480	25569	3,23	0,90
3	654800	286260	2,29	654900	231400	2,83	0,81
4	192600	68100	2,83	192580	66200	2,91	0,97
5	481980	169349	2,85	481900	168600	2,86	1,00
6	284000	99350	2,86	284000	93740	3,03	0,94
7	202108	70535	2,87	202100	69290	2,92	0,98
8	203050	73040	2,78	203036	65133	3,12	0,89
9	257200	59690	4,31	257100	49540	5,19	0,83
10	115872	26962	4,30	115900	26620	4,35	0,99
11	192836	45502	4,24	192900	45460	4,24	1,00
12	346651	342018	1,01	346725	58884	5,89	0,17
13	1755	573	3,06	1751	482	3,63	0,84
14	4480	1610	2,78	4479	663	6,76	0,41
15	1259	411	3,06	1258	328	3,84	0,80
16	68911	25511	2,70	68900	11800	5,84	0,46
17	20320	11490	1,77	20300	2000	10,15	0,17
18	396656	222956	1,78	396600	220500	1,80	0,99
19	395800	223800	1,77	395800	222100	1,78	0,99
20	7106	7106	1,00	7106	7023	1,01	0,99
21	1300	800	1,63	1349	488	2,76	0,59
22	4100	2300	1,78	4050	1538	2,63	0,68
23	3538	1156	3,06	3529	657	5,37	0,57
24	11830	8016	1,48	11839	6343	1,87	0,79
25	10220	3340	3,06	10217	2936	3,48	0,88
26	5600	3200	1,75	5700	2458	2,32	0,76
27	35000	19800	1,77	35000	15990	2,19	0,81
28	462190	451667	1,02	462120	261390	1,77	0,58
29	284000	93740	3,03	284000	92800	3,06	0,99
30	284000	92800	3,06	284032	92801	3,06	1,00
31	257100	49540	5,19	257100	49050	5,24	0,99
32	110400	33730	3,27	110400	33730	3,27	1,00
33	110400	33730	3,27	110408	33725	3,27	1,00

## 7. Conclusões

A análise termoeconômica auxilia a identificar os subsistemas onde ocorrem as maiores irreversibilidades, além de quantificá-las, o que auxilia na elaboração do projeto e na otimização operacional da planta.

Com a análise termoeconômica detalhada e a desagregação dos custos, alguns fluxos foram penalizados pelas irreversibilidades dos subsistemas por onde passaram, como por exemplo, a energia elétrica produzida a partir da turbina a vapor possui um custo exergético maior que aquela produzida pela turbina a gás, porque foi penalizada pela baixa eficiência da caldeira de biomassa, pela baixa qualidade dos combustíveis e a baixa eficiência de alguns recuperadores de calor.

Uma forma de melhorar a eficiência do ciclo é a escolha de equipamentos de transferência de calor com maior eficiência e a diminuição das diferenças de temperatura nos recuperadores de calor. Apesar do alto consumo do compressor de gás, ele não contribuiu muito para o aumento do custo exergético do gás queimado na turbina a gás, ao contrário do que se poderia supor inicialmente.

## 8. Referências

- Consonni, S. , Larson, E.D., Kreutz, T.G. and Berglin, N., 1998, “Black Liquor Gasifier/Gas Turbine Cogeneration”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 120, n. 3, pp. 442-449.
- Guarinello, F., Cerqueira, S. A. A. and Nebra S. A., 1998, “Thermoeconomic evaluation of a gas turbine cogeneration system”, Proceedings of the International Mechanical Engineering Congress & Exposition, vol. 38, Anaheim, California, USA, pp. 151-156.
- Llagostera, J., 1994, “Subrotinas computacionais de elevada exatidão para determinação de propriedades termodinâmicas da águas”, Anais do V Encontro Nacional de Ciências Térmicas (ENCIT), São Paulo, Brasil, pp. 395-398.

- Lozano, M. A. and Valero, A., 1993, "Theory of the exergetic cost", Energy, vol.18, n.9, pp. 939-960.
- Ministério das Minas e Energia, 1999, "Balanço Energético Nacional 1999 – ano base 1998", Brasília, Brasil, 153 p.
- Rivkin, S. L., 1979, "Propiedades termodinámicas de los gases", MIR, Moscou, URSS, 286 p.
- Szargut, J., Morris, D. R. and Steward, F. R., 1988, "Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes", Hemisphere Publishing Corporation, Berlin, Germany, 332 p.
- Whitty, K., Backman, R. and Hupa, M., 1998, "Influence of char formation conditions on pressurized black liquor gasification rates", Carbon, vol. 36, n. 11, pp. 1683-1692.

### **Computational modeling and thermodynamic analysis of black liquor gasification combined power cycle**

#### **Antonio Garrido Gallego**

Universidade Metodista de Piracicaba – UNIMEP

e-mail: [agallego@unimep.br](mailto:agallego@unimep.br)

#### **Jorge Llagostera**

Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP

e-mail: [llagost@fem.unicamp.br](mailto:llagost@fem.unicamp.br)

**Abstract:** The increasing prices and decreasing quality of electricity provided by national grids is forcing many industrial sectors to look for technologies to increase their self-generation, aiming to self-sufficiency in electricity. The pulp and paper industry is a great electricity consumer and has been traditionally producing part of its electricity demand from black liquor recovery steam generators, where some chemicals are recovered, besides the generation of high pressure steam. This technology, though, is capable of providing only half of an average plant electricity demand. In search of more efficient systems, new technologies have been developed, among which black liquor gasification seems to be a very promising one. The prospect is that this technology may be able to provide electricity self-sufficiency for the pulp and paper sector. To assess the thermodynamic characteristics of this type of system, a combined power cycle with a black liquor gasifier was modeled and a computer program was developed to simulate its behavior. The results permit to evaluate the influence of various parameters on cycle performance according to the first and second laws of Thermodynamics.

**Keywords:** *gasification, black liquor, pulp and paper, thermodynamic analysis, exergy*

# INFLUÊNCIA DA TAXA DE COMPRESSÃO E DA TURBO-ALIMENTAÇÃO EM UM MOTOR COM O DISPOSITIVO “EGR”

**Andrei Goelzer Fraga**

Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade de Brasília- Campus Universitário –Brasília Cep: 70910-900

**Alessandro Borges de Sousa Oliveira**

Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade de Brasília- Campus Universitário – Brasília Cep: 70910-900  
e-mail : borges@enm.unb.br

**João Nildo de Souza Vianna**

Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade de Brasília- Campus Universitário –Brasília Cep: 70910-900  
e-mail:Vianna@enm.unb.br

**Marcelo Trindade de Sousa**

Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade de Brasília- Campus Universitário – Brasília Cep: 70910-900

*Resumo : Neste trabalho, é avaliada a possibilidade de se recuperar o desempenho de um motor equipado com um sistema de recirculação dos gases de escapamento (EGR) através do aumento da taxa de compressão e da turbo-alimentação. Os ensaios foram feitos em um dinamômetro de bancada, com o motor a plena carga. As taxas de compressão analisadas foram de 8,9:1 e 8,2:1. A turbo-compressão foi realizada com a taxa de compressão de 8,2:1. Os resultados obtidos atestam que ambos os métodos de recuperação de desempenho são eficientes, mantendo os baixos níveis de emissão alcançados com a EGR e obtendo-se valores para a potência maiores que o alcançado pelo motor original. Neste contexto, a turbo-compressão se destaca, conseguindo valores excelentes para a emissão de hidrocarbonetos, monóxido de carbono e  $NO_x$ .*

**Palavras Chave:** EGR, Emissões de gases, Motores de combustão interna, Turbo-alimentação

## 1. Introdução

Os veículos automotores são, hoje, a principal causa da poluição urbana. Isto se deve ao fato de haverem milhões de automóveis nas grandes cidades. Segundo Heywood (1988), as emissões médias de um motor estão na faixa de: 500 a 1000 ppm de óxidos nitrosos, 1% a 2% de monóxido de carbono e 1000 ppm de hidrocarbonetos não queimados (propano).

O uso de catalisadores de três vias representou um grande passo no controle da emissão veicular. No entanto, este dispositivo requer que a queima seja realizada na razão estequiométrica para haver um maior rendimento da catálise. E é exatamente nestas condições que se obtém uma maior taxa de formação de óxidos nitrosos ( $NO_x$ ).

A taxa de formação de  $NO_x$  durante a combustão é definida pelo o mecanismo de Zeldovich, que estabelece uma relação exponencial entre a taxa de formação e a temperatura da mistura.

Levando-se em conta que a formação de  $NO_x$  é feita predominantemente por este mecanismo, o controle da emissão destes gases pode ser feito pela redução do pico de temperatura no interior da câmara de combustão. Este efeito é conseguido com a recirculação dos gases de escapamento (EGR), que consiste em aumentar a fração de gases residuais na câmara de combustão através do redirecionamento de parte dos gases do escapamento novamente para a admissão. Entretanto, a EGR tem como efeito colateral a redução da taxa de combustão, que diminui o desempenho do motor.

Visando a redução destes efeitos indesejáveis, este trabalho propõe dois métodos de recuperação de desempenho: a alteração da taxa de compressão e a turbo-alimentação, além de avaliar os efeitos dessas modificações nas emissões de um motor do ciclo Otto.

## 2. Instrumentação

Para realização dos ensaios, os equipamentos utilizados e a metodologia empregada foram:

### 2.1. Motor

O motor utilizado possui a cilindrada de 1300 cm<sup>3</sup>, taxa de compressão original de 8,9:1 operando com gasolina comercial, mistura de 24% de álcool e 76% de gasolina. Na realização dos ensaios, foram usadas a taxa de compressão

original e posteriormente, uma taxa de 8,2:1. Para o motor turbo-alimentado foi usado o cabeçote com a menor taxa de compressão. O compressor instalado apresenta as curvas de rendimento mostradas na figura 1.

Os ensaios foram conduzidos em uma bancada dinamométrica onde há um dinamômetro hidráulico Heenan & Froude. Esta bancada possui os equipamentos necessários para o monitoramento completo do funcionamento do motor: rotação, torque, fluxo de ar e de combustível além de pressões e temperaturas envolvidas.

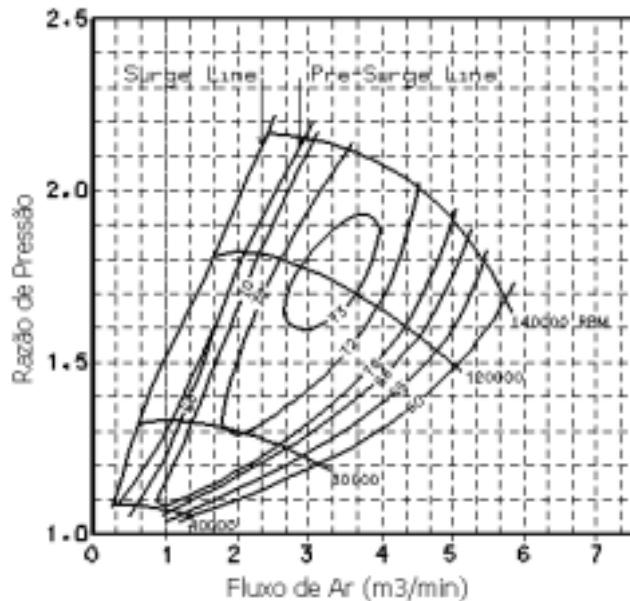


Figura 1. Curvas de so-rendimento do compressor.

## 2.2. Sistema de Aquisição de Dados

A variação de pressão no interior do cilindro é um dado fundamental neste processo. Para a obtenção desta curva de pressão, é usado um sensor piezelétrico com uma faixa operacional de 0 a 250 bar. Para instalar este transdutor no cabeçote, gera-se uma linha pneumática que deve ter geometria cuidadosamente escolhida para evitar amplificações e/ou amortecimentos do sinal dinâmico segundo Oliveira (2000). Para evitar erros devido à temperatura, o sensor é resfriado com ar comprimido.

O sinal deste sensor passa, então, por um amplificador e é processado em um osciloscópio. Toda esta cadeia de medições, seguindo os procedimentos da ISO TAG4/WG3 (1993), opera com uma incerteza máxima de 1,96% do valor medido para frequências de até 1,2kHz e de 3,2% para frequências entre 1,2 e 1,6kHz.

A determinação do ponto morto superior é feita por meio de um sensor ótico e um disco perfurado instalados na extremidade do eixo do dinamômetro. O desvio deste tipo de medição em relação à medição geométrica apresenta um erro de 0,3° independente da velocidade, como observado por Oliveira et al. [2]. Este sinal também é mostrado no osciloscópio, juntamente com a curva de pressão.

As curvas obtidas no osciloscópio são então capturadas e analisadas pelo sistema especialista em aquisição e tratamento de sinais, Captura, instalado em um microcomputador.

## 2.3. Sistema de Análise de Gases

O sistema de análise de gases utilizado apresenta como características principais:

- Remoção do condensado;
- Teste de vazamentos;
- Controle de vazão;
- Correção de erros de altitude;
- Aquecimento controlado.

O sistema é capaz de fazer a medição por infravermelho de:

- CO, 0% a 10% em volume, incerteza de 0,01%;
- CO<sub>2</sub>, % a 20% em volume, incerteza de 0,1%;
- Hidrocarbonetos, 0 a 10000ppm, incerteza de 5ppm.

e por meio eletroquímico:

- O<sub>2</sub>, 0% a 25% em volume, incerteza de 0,1%
- NO<sub>x</sub>, 0 a 4000ppm, incerteza de 1ppm.

O aparelho apresenta um cálculo da razão ar-combustível através da composição dos gases analisados, no entanto, este valor difere do valor calculado com o método proposto por Spindt [3]. Portanto, o valor para a relação ar-combustível é obtido separadamente pelo método de Spindt.

## 2.4. Sistema de Egr

O esquema de montagem do circuito de recirculação dos gases de escape pode ser visto na figura 2. Esta montagem apresenta algumas peculiaridades, como um ventilador centrífugo, para aumentar a vazão dos gases e um decantador, responsável pela retirada do condensado do sistema.

Para o motor turbo-alimentado, este sistema foi modificado, pois a aquisição dos gases no coletor de escape prejudicava o funcionamento da turbina. Neste caso, a coleta é realizada à jusante da turbina, como é mostrado na pelo ponto 1 da figura 3. Nesta figura ainda podem ser vistos os termopares responsáveis pela medição de temperatura: à jusante e à montante da turbina e do óleo do cárter, pontos 2, 3 e 4 respectivamente.

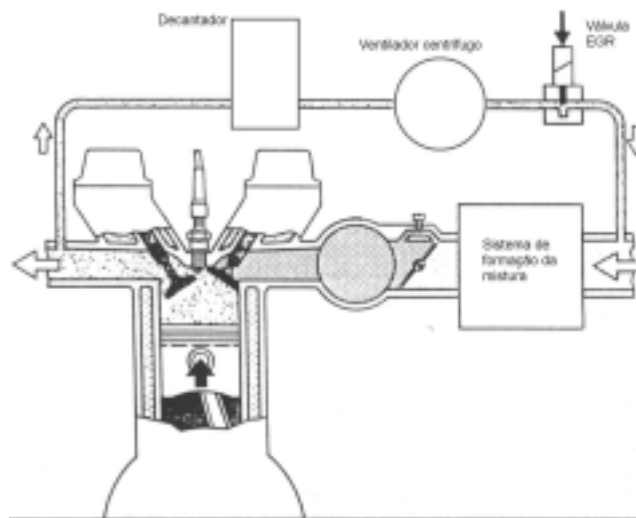


Figura 2. Esquema de montagem do sistema EGR.

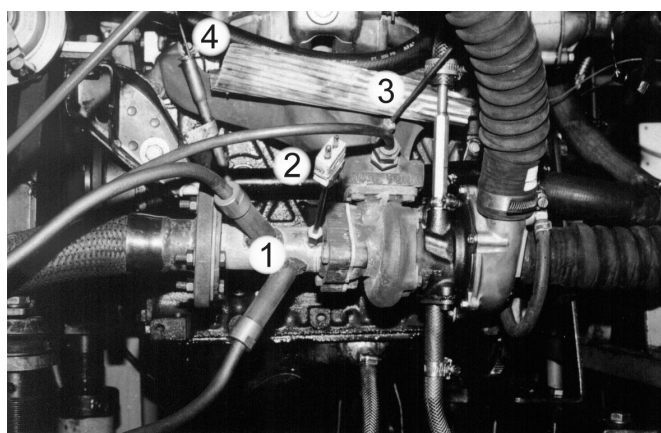


Figura 3. Pontos de coleta de gases de escape e de temperatura.

## 3. Metodologia

Foram empregadas duas metodologias para a coleta dos dados. Em ambos os casos o motor foi ensaiado a plena carga. Este regime foi escolhido por servir como referência fixa, eliminando outras possíveis variáveis.

### 3.1. Metodologia 1

Esta metodologia foi empregada tanto para o motor aspirado como para o motor turbinado, e consiste, para uma dada rotação inicial (2500, 3000 e 4000 rpm) em fixar a carga e o ponto de ignição. Na condição inicial, busca-se aproximar a mistura ar-combustível da razão estequiométrica.

Nesta situação, aumenta-se a taxa de recirculação dos gases de escape, sem alterar a carga nem o ponto de ignição. Isto acarreta em uma queda na rotação inversamente proporcional ao aumento da taxa de EGR. Também não é alterado o fluxo de combustível, o que torna a mistura mais rica. Esta metodologia serve para verificar os efeitos da EGR para cada situação.

### 3.2. Metodologia 2

Com base nos resultados obtidos com a metodologia 1, verificou-se que o motor turbo-alimentado obteve melhores resultados, porém era necessário verificar se este comportamento se mantinha para o motor otimizado.

Com esse objetivo, utilizou-se a metodologia de manter, a rotação constante e a razão ar-combustível o mais próximo possível da estequiometria, à medida que se aumentava a taxa de EGR. O ponto de ignição também foi ajustado para cada situação, de forma a se obter o máximo torque (MBT).

A porcentagem de recirculação foi definida relacionando-se a quantidade de  $\text{CO}_2$  na admissão com a quantidade na descarga através de uma regra de três.

## 4. Resultados Experimentais

### 4.1. Análise dos Resultados Segundo a Metodologia 1

Primeiramente são analisados os dados obtidos com a metodologia 1, onde são comparados os dados obtidos com o motor aspirado e turbo-alimentado.

Curvas de pressão do interior do cilindro – As curvas de pressão para as condições iniciais a 4000rpm podem ser vistas na figura 4. Nela podemos notar a influência de cada configuração no pico máximo de pressão. Outro fato notado é o atraso do pico de pressão do motor turbo-alimentado em relação ao motor aspirado. Este fenômeno tem como causa o atraso do ponto de ignição, causando menores velocidades de queima em ângulos próximos de  $0^\circ$ .

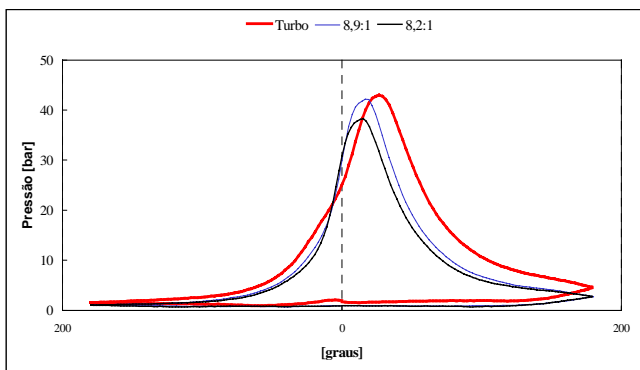


Figura 4. Curvas de pressão para as três configurações do motor a 4000rpm com 0% de recirculação.

A figura 5 mostra o efeito da recirculação na pressão, onde pode-se observar a redução da taxa de queima e do pico de pressão, acarretando menores temperaturas e menor potência.

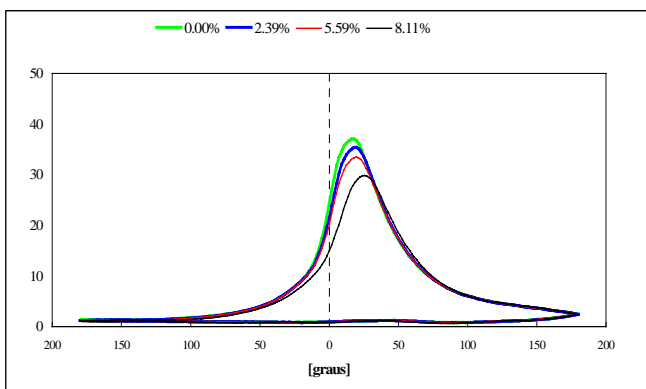


Figura 5. Curvas de pressão para o motor com taxa de compressão de 8,2:1, a 3000rpm e ponto de ignição de  $-35^{\circ}$  a várias taxas de recirculação.

Curvas de desempenho do motor – Os dados mostrados anteriormente são confirmados pelas curvas de torque e potência do motor, onde é possível observar o efeito da taxa de compressão e da turbo alimentação . São apresentadas também as curvas de consumo específico.

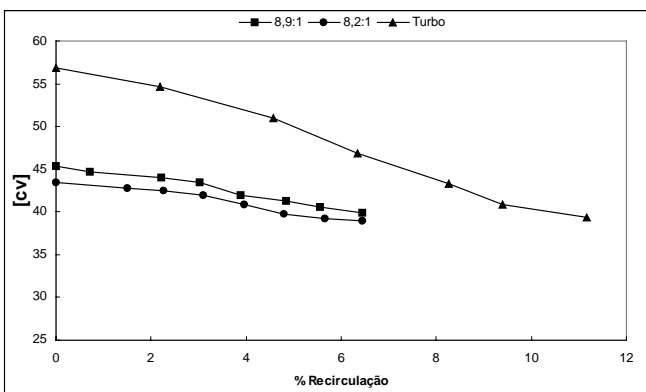


Figura 6. Curvas de potência em função da recirculação para as três configurações do motor, para a rotação inicial de 4000rpm.

A figura 6 apresenta as curvas de potência para as três configurações usadas em função da recirculação, para uma rotação de 4000 rpm. Como já era esperado, o comportamento das curvas de potência para as outras rotações é o mesmo do apresentado na figura 6.

Pela figura 7, é possível verificar que mesmo havendo uma queda na rotação, as curvas de torque são similares às de potência para a mesma rotação inicial. Também neste caso, o comportamento foi igual para todas as rotações analisadas.

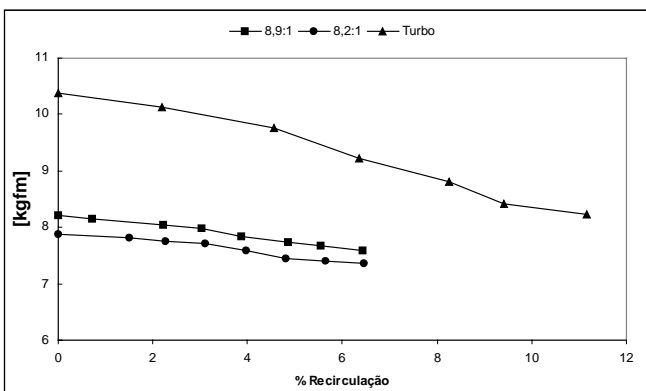


Figura 7. Curvas de torque em função da recirculação para as três configurações do motor, para a rotação inicial de 4000rpm.



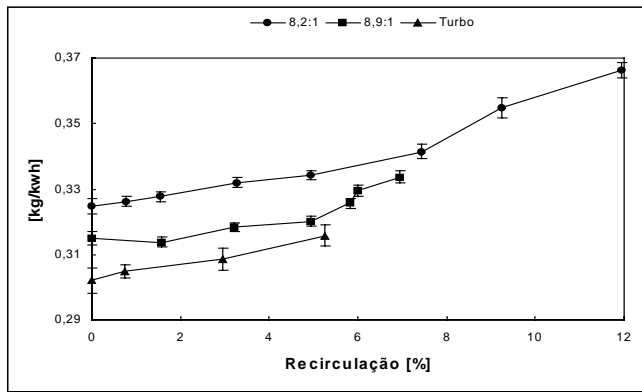


Figura 8. Curvas de consumo específico de combustível em função da recirculação para as três configurações do motor, para a rotação inicial de 2500rpm.

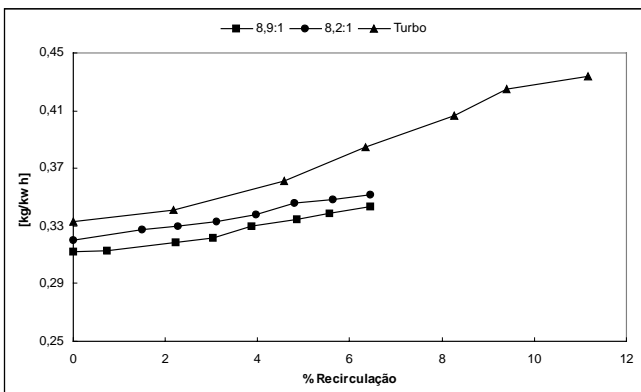


Figura 9. Curvas de consumo específico de combustível em função da recirculação para as três configurações do motor, para a rotação inicial de 4000rpm.

O comportamento das curvas de consumo específico apresentou variações para cada rotação, e merece um detalhamento um pouco maior. À 2500rpm, observa-se que os métodos de aumento da taxa de compressão e de turbo-alimentação aumentam o rendimento do motor, independente da taxa de recirculação..

Para a rotação inicial de 4000rpm, obtém-se um rendimento para o motor turbo-alimentado menor que nas outras duas configurações, como pode ser visto na figura 9. Isto é explicado pelo aumento da potência de atrito.

Curvas de emissão de poluentes – No que diz respeito à emissão de CO, pode-se inferir que não há uma relação direta entre as modificações na taxa de compressão com a quantidade emitida. Como mostra a figura 10, não há uma relação entre a concentração deste gás com a taxa de compressão. Os baixos valores obtidos para o motor turbo-alimentado estão associados à alta temperatura no coletor de escape, o que proporciona a oxidação deste gás.

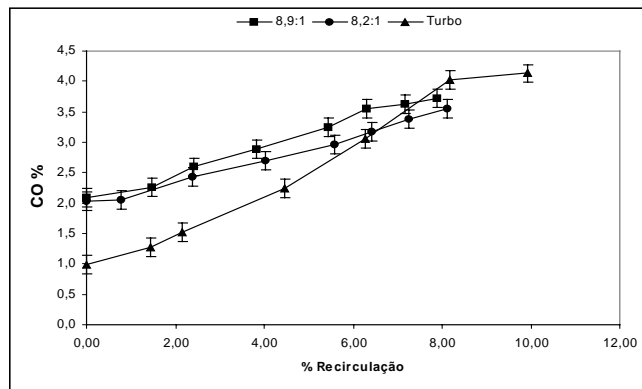


Figura 10 – Curvas de emissão de CO em função da recirculação para a rotação inicial de 3000 rpm.

O mesmo comportamento foi observado para as demais rotações. Ensaios subsequentes mostraram que o aumento na emissão de monóxido de carbono é devido, em grande parte, ao enriquecimento da mistura ar-combustível, sendo praticamente independente da taxa de recirculação.

A emissão de hidrocarbonetos não queimados, figura 11, apresenta o mesmo comportamento da emissão de CO, no entanto é observada a dependência dos valores obtidos com a taxa de recirculação.

As emissões de NO<sub>x</sub> apresentam uma redução em seus valores à medida que se aumenta a EGR. O que já era previsto. Um fato que deve ser notado é a relação existente entre a quantidade de NO<sub>x</sub> emitida no motor turboalimentado para cada rotação. Observa-se que há uma relação inversamente proporcional entre a emissão deste poluente com a pressão do turbo compressor, que é função da rotação, conforme pode ser observado nas figuras 12a e 12b.

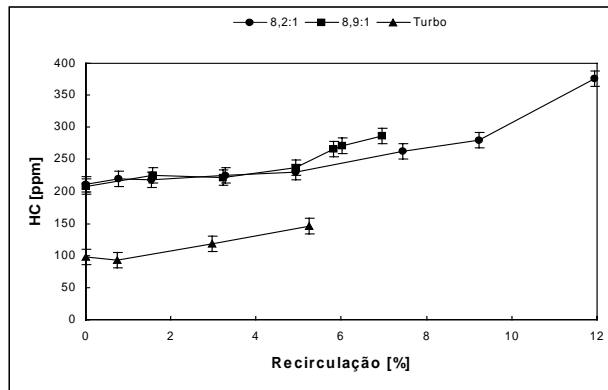
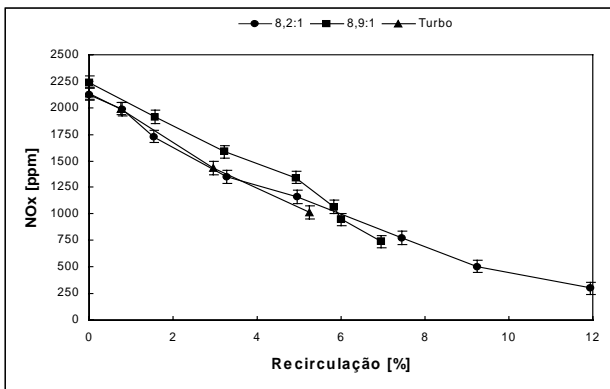
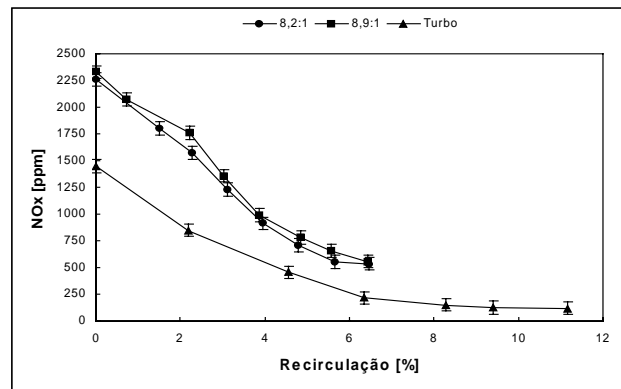


Figura 11 – Curvas de emissão de HC em função da recirculação para a rotação inicial de 2500 rpm.



a



b

Figura 12 – Curvas de emissão de NO<sub>x</sub> em função da recirculação para a rotação inicial de: a- 2500 rpm; b- 4000rpm.

Isto se deve ao fato de, a uma mesma temperatura, se a pressão for aumentada, a taxa de formação de NO é diminuída. No caso em questão, o efeito do aumento de pressão suplantou o do aumento de temperatura, resultando numa redução na taxa de formação do óxido nitroso.

Com base nestes resultados, observa-se que a turbo-alimentação é um método eficaz de recuperação da potência perdida ao se instalar o dispositivo de EGR. Pois, ao se diminuir a potência do motor turbo-alimentado ao valor da potência do motor original através do aumento da EGR, tem-se uma redução de 78% de NO<sub>x</sub> em média. Cabe ressaltar mais uma vez que esta redução é devida também ao enriquecimento da mistura ar-combustível.

#### 4.2. Análise dos Resultados Segundo a Metodologia 2

Nesta metodologia, não foi possível atingir os níveis de recirculação verificados na metodologia 1, pois a partir de um certo ponto, não era possível manter a RAC na faixa de valores pré-determinada.

Os resultados para esta metodologia estão a seguir.

Curvas de pressão do interior do cilindro – De acordo com a figura 13, há uma pequena perda na pressão do interior do cilindro (2% em média). Esta perda é menor, se comparada à da metodologia 1, devido à mudança no ponto de ignição.

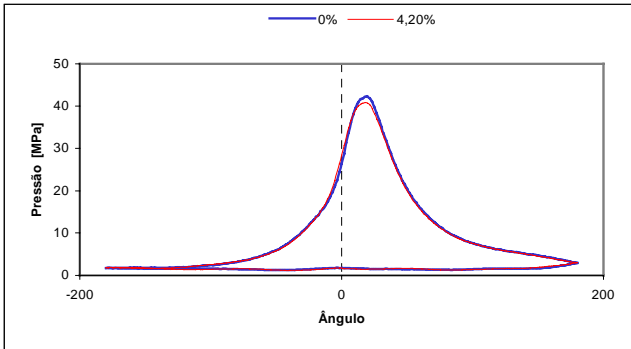


Figura 13 - Curvas de pressão no interior do cilindro para o motor turbo-alimentado a 3000rpm com duas taxas de recirculação.

Curvas de desempenho do motor – A curva de potência obtida através desta metodologia apresenta uma inclinação menor que a da metodologia anterior, porém continua apresentando uma pequena queda, como pode ser visualizado na figura 14.

Esta queda de potência foi acompanhada de uma redução no consumo de combustível, o que resultou em resultados de consumo específico de combustível praticamente constantes, conforme mostra a figura 15.

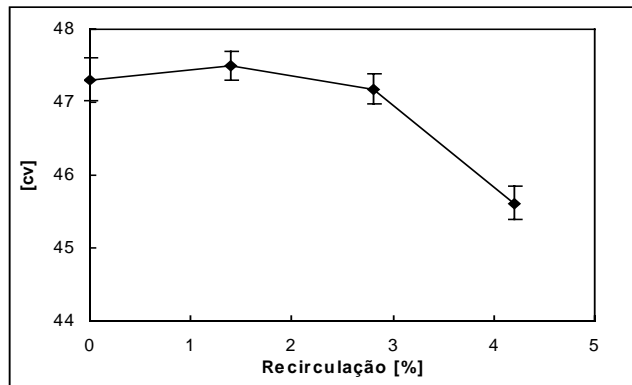


Figura 14 – Curva de potência para a rotação de 3000rpm.

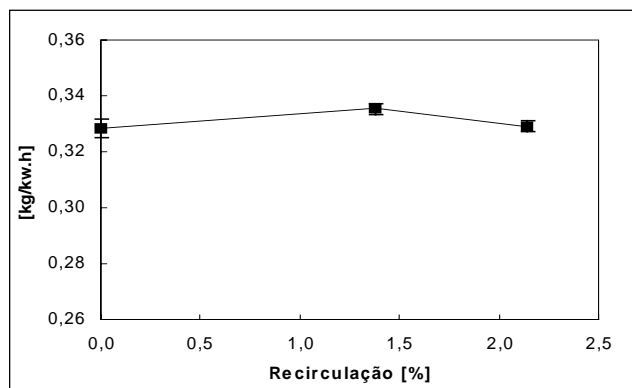


Figura 15 - Curva de consumo específico de combustível para a rotação de 4000rpm.

Curvas de emissão de poluentes – Estas curvas também apresentaram inclinações menos acentuadas, isto é, uma menor variação com o aumento da EGR. As figuras 16, 17 e 18 apresentam os resultados obtidos para o CO, os hidrocarbonetos não queimados e para o NO<sub>x</sub> respectivamente.

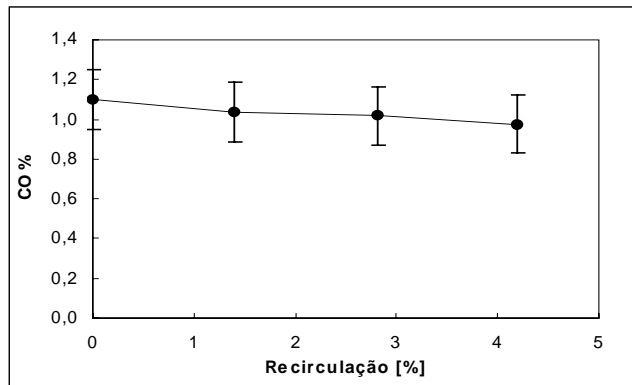


Figura 16- Emissão de CO para o a rotação de 3000rpm.

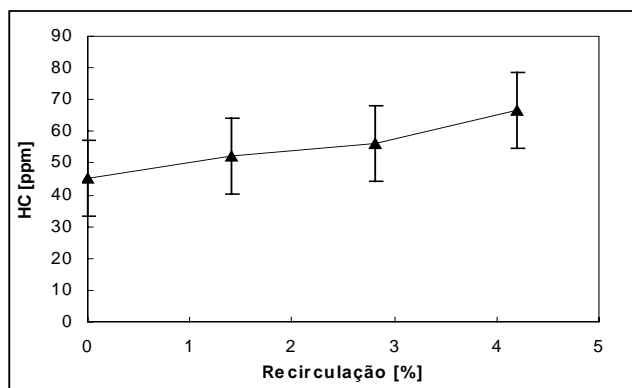


Figura 17- Emissão de HC para o a rotação de 3000rpm

Nestas figuras, podemos verificar que a emissão de CO praticamente independe da recirculação, fato este que não pôde ser visto com a metodologia anterior. Nota-se também uma tendência de aumento da emissão de hidrocarbonetos, que é justificada pela deterioração da combustão ocasionada pela EGR.

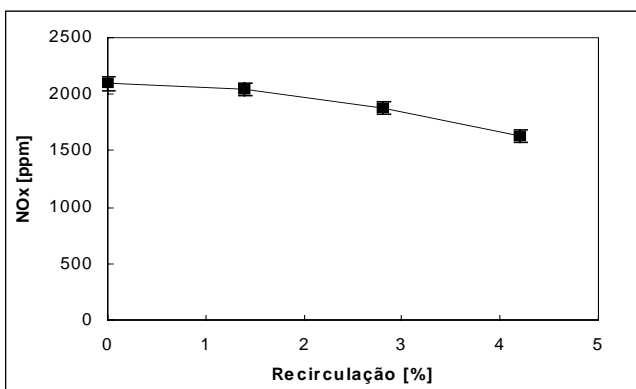


Figura 18- Emissão de NO<sub>x</sub> para o a rotação de 3000rpm

A emissão de NO<sub>x</sub> não apresentou uma queda tão grande quanto na metodologia anterior. Isto é explicado por dois fatores: 1- a razão ar-combustível foi mantida próxima da estequiométrica, onde a taxa de formação destes gases é maior; 2- o ponto de ignição foi alterado, obtendo-se uma maior pressão e conseqüentemente maiores temperaturas.

## 5. Conclusões

Através das metodologias empregadas, foi possível verificar os efeitos da EGR no desempenho do motor e na quantidade de poluentes emitidos em duas situações: com o motor aspirado e turbo-alimentado.

Na primeira metodologia, onde se mantém apenas a carga constante, é possível verificar os efeitos da EGR sem que se compense os efeitos colaterais resultantes do aumento da fração de gases residuais. Já a segunda metodologia permite que os efeitos colaterais sejam minimizados, resultando em menores perdas de desempenho do motor prejudicando, porém, os bons resultados para a emissão de  $\text{NO}_x$ .

No que diz respeito à taxa de compressão, obtém-se bons resultados com o aumento da taxa de compressão, onde consegue-se uma redução nos níveis de  $\text{NO}_x$  ao se reduzir a potência do motor ao valor original através do aumento da taxa de recirculação.

Entretanto a turbo-alimentação apresentou resultados ainda melhores, com um acréscimo de potência da ordem de 30% e uma redução de 30%, 75% e 50% para as emissões de  $\text{NO}_x$ , HC e CO respectivamente. Estes valores correspondem ao valor médio entre cada rotação, com uma taxa de recirculação média de 3% e com o motor operando a regime constante.

A evolução natural desta pesquisa consiste em instalar o motor em um veículo e realizar o ensaio de emissões segundo a NBR 6601, verificando assim as condições de funcionamento do motor em regimes transientes.

## 6. Referências

- ISO TAG4/WG3, 1993, "Guia para a Expressão de Incertezas em Medições".
- Oliveira, A. B. S., et al, 1996, "Metrological Study on the Setting of Top Dead Center In Internal Combustion Engines", SAE Paper 962362, Global Mobility Database.
- Bresenham, D., et al, 1998, "Spindt Air Fuel Ratio Method Generalization for Oxinated Fuels", SAE Paper 982054, Global Mobility Database.
- Oliveira A.B S., Neves, F.J.R, Vianna, J.N.S. Resposta Dinâmica de linhas pneumáticas de sensores para medição de pressão em câmaras de combustão. In: CONGRESSO NACIONAL EM ENGENHARIA MECÂNICA - CONEM 2000, 2000, Natal
- Vianna, J.N. S, Carvalho, M.A.Mattos, Oliveira, A.B.S. Identificação dos Efeitos de Amortecimento e Defasagem nas Medições de Pressão no Interior de Cilindros de Motores de Combustão Interna. In: VIII SIMEA-SIMPÓSIO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA, 1995, São Paulo. 1995

## Influence of the Rate of Compression and turbo-compression in a engine with EGR

**Andrei Goelzer Fraga, Alessandro Borges de Sousa Oliveira, João Nildo de Souza Vianna, Marcelo Trindade de Sousa**

Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade de Brasília- Campus Universitário –Brasília Cep: 70910-900

e-mail :abso@unb.br ,vianna@unb.br

**Abstract :** *In this work, the possibility is evaluated of recovering the performance of a motor equipped with a system of Exhaust Gases recycling (EGR) through the increase of the compression rate and of the turbo-compression. The rehearsals were made in a dynamometer, with an engine in a full load. The compression rates analyzed were of 8,9:1 and 8,2:1. The turbo-compression was accomplished with a compression rate of 8,2:1. The obtained results attest that both methods of acting recovery are efficient, maintaining the low emission levels reached with EGR and being obtained values of high power than reached by the original engine. In this context, the turbo-compression stands out, getting excellent values for the hydrocarbon emission, carbon monoxide and  $\text{NO}_x$ .*

**Keywords:** *EGR, Gás Emission, Internal combustion engine, Turbo-compression*

## Avaliação Técnica e Econômica de um Sistema Eólico de 500 W Em Campinas, São Paulo

### Terciate, R.

Mestrando – Faculdade de Engenharia Mecânica/Unicamp, fone: (19) 3788-3285  
email: terciote@fem.unicamp.br

### Jannuzzi, G. de M.

Professor, PhD - Faculdade de Engenharia Mecânica/Unicamp, fone: (19) 3788-3282  
email: jannuzzi@fem.unicamp.br

*Resumo: A energia eólica é uma fonte renovável de energia, limpa e de grande potencial. Tendo em vista o recente desenvolvimento tecnológico e a crescente preocupação com as questões ambientais, é interessante o aprofundamento nas pesquisas que determinam a viabilidade desta fonte alternativa de geração de eletricidade. Neste artigo nós estimamos, com os dados de velocidades de vento e informações do fabricante, o potencial (teórico) de geração de eletricidade de um pequeno sistema eólico isolado, caracterizado por um aerogerador de 500 watts de potência instalado no campus da Universidade Estadual de Campinas/UNICAMP.*

*Palavras chave: energia eólica, pequenos sistemas eólicos, potencial eólico.*

### 1. Introdução

Sistemas de geração de eletricidade a partir de fontes de energia renovável vêm sendo amplamente utilizados nas áreas rurais, principalmente onde existem cargas estacionárias e as linhas de distribuição da concessionária não estão presentes. Como exemplo para estes sistemas, bombeamento de água para irrigação, eletricidade para comunidades pequenas e/ou isoladas.

Os ventos (massas de ar em movimento) possuem energia cinética e esta é denominada energia eólica, que pode ser aproveitada com o uso de aerogeradores. Estes possuem a capacidade de converter esta energia cinética contida nos ventos em energia elétrica e, como em toda transformação energética, perdas ocorrem. Sendo assim, pode-se calcular a eficiência energética de sistemas eólicos.

A eficiência energética tem um papel importante na maioria dos países desenvolvidos e em desenvolvimento (Sen, 1999). A importância deste termo está diretamente ligada à competitividade comercial e industrial e ainda a benefícios para a sociedade. Eficiência energética pode ser considerado um termo genérico, mas refere-se à menor utilização de energia para produzir a mesma quantidade de serviços em energia e relaciona a quantidade de energia disponível em alguma fonte (ventos, por exemplo) e a energia útil que pode ser utilizada (elétrica, no caso de aerogeradores).

Em meados de 1980, a energia eólica teve grandes avanços principalmente na Califórnia (EUA) e na Dinamarca. Hoje, é um fenômeno global que se estende desde de Minnesota (EUA) até à Argentina, da Alemanha até a Índia. No fim de 1994, algo em torno de 25000 turbinas eólicas estavam em operação em todo o mundo, com uma capacidade equivalente a 3.500 MW. Estima-se que nos próximos anos, tenha um crescimento por volta de 20% anualmente (Gipe, 1995). No Brasil também a geração eólica tem encontrado interesse em anos recentes, tendo uma capacidade instalada de 20,3 MW, com turbinas eólicas de médio e grande portes conectadas à rede elétrica.

### 2. Motivação

Os sistemas eólicos vêm ganhando espaço dentro do cenário mundial para geração de eletricidade limpa e sem maiores danos ambientais, quando comparados a outras fontes de geração e possuem uma eficiência energética em torno de 20% a 30% para sistemas atualmente implantados (Sen, 1999).

Dentro deste contexto, alguns estudos estão sendo realizados na região de Campinas, visando à utilização desta nova forma de geração de eletricidade analisando a viabilidade, o potencial e a eficiência de instalações de energia eólica.

Sendo assim, neste trabalho, analisa-se teoricamente o fator de capacidade, o custo de geração de eletricidade e a eficiência energética de um pequeno sistema aerogerador isolado de 500 watts, instalado na Unicamp a partir de dados anuais de velocidade e informações técnicas fornecidas pelo fabricante.

### 3. Apresentação dos Equipamentos e Dados

#### 3.1 Equipamentos

Neste trabalho foi utilizado um aerogerador da marca SouthWest WindPower, modelo WindSeeker 500, com potência máxima de saída de 500W. Este modelo possui uma geração de eletricidade em função da velocidade dos ventos de acordo com a Tab. (1).

Tabela 1 - Geração de Eletricidade do Aerogerador: dados do fabricante

Produção Anual de Eletricidade (kWh)					
Velocidade do Vento (m/s)	Altura da torre (m)				
	6,1	12,2	18,3	24,4	13
1,8	0	0	0	0	0
3,6	137,3	217,2	267,9	307,7	223,8
4,5	274,4	394,8	467,5	523,2	404,3
5,4	434,5	590,6	681,7	749,6	602,6
6,3	606,0	790,8	894,0	969,3	804,3
7,2	779,6	983,4	1092,7	1170,6	997,7
8,0	948,0	1161,1	1271,4	1348,4	1175,6
8,9	1106,0	1320,5	1428,1	1501,9	1334,6
10,0	1239,7	1512,1	1654,6	1755,0	1528,8
12,0	1636,4	1956,0	2115,9	2225,2	1974,8

Fonte: WindSeeker 500 Manual, 1993.

Utilizando-se de interpolação simples, entre os valores de altura de torre de 12,2 metros e 18,3 metros, determinou-se a geração de eletricidade para a altura de torre de 13 metros que é a altura de estudo para este trabalho. Considerou-se ainda, como hipótese, que o aerogerador não é capaz de gerar eletricidade com ventos de velocidade menores que 1,8 m/s<sup>1</sup>.

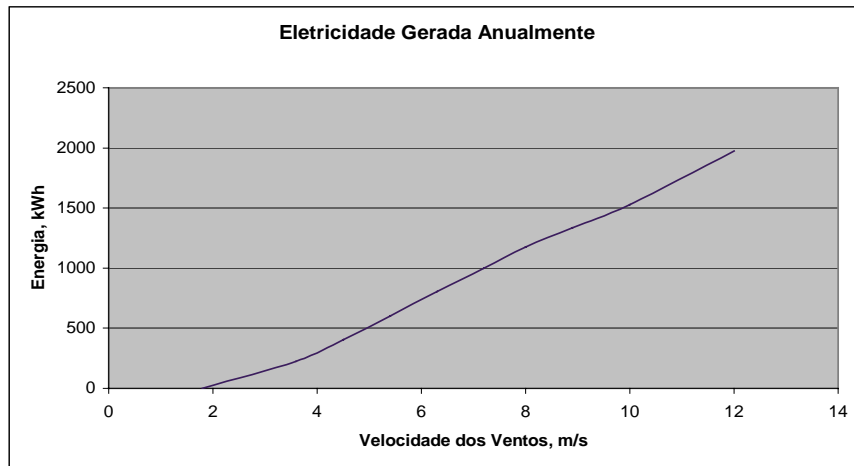


Figura 1 - Curva de geração para 13 metros. (Elaboração Própria com base em WindSeeker 500 Manual, 1993).

A partir da Fig. (1), encontrou-se uma equação que relaciona a quantidade de energia elétrica horária fornecida pela aerogerador, de acordo com a velocidade do vento.

$$E = \frac{0,0004 \cdot v^6 + 0,0204 \cdot v^5 - 0,5802 \cdot v^4 + 2,111 \cdot v^3 + 35,009 \cdot v^2 - 67,029 \cdot v}{8640} \tag{1}$$

<sup>1</sup> A velocidade da *start-up* (mínima velocidade de vento para que o aerogerador comece a girar quando estacionado) é de 2 m/s, porém depois de vencida a inércia inicial, ele mantém-se com velocidades menores.

onde:

E: energia elétrica fornecida pelo aerogerador (kWh);

v: velocidade dos ventos (m/s).

Os coeficientes da variável independente  $v^i$  foram estimados através de regressão polinomial com a utilização de planilhas software Microsoft Excel.

O aerogerador gera eletricidade em corrente contínua e para utilização em equipamentos e para distribuição, faz-se necessária a utilização de um inversor, o qual converte a corrente contínua em corrente alternada. Para este trabalho, será utilizado um inversor da marca Trace Engineering, fabricado nos Estados Unidos. Além do inversor, é necessário o armazenamento do excesso de eletricidade gerada. Assim, serão utilizadas, para este sistema, 4 (quatro) baterias<sup>2</sup> chumbo-ácido, de 100 Ah cada, fabricadas pela Dynasty, no Brasil.

### 3.2 Dados

Utilizando-se dos dados obtidos<sup>3</sup> junto ao CEPAGRI (Centro de Pesquisa da Agricultura) da UNICAMP e depois de filtrá-los<sup>4</sup>, elaborou-se o perfil de velocidades do vento para o ano de 1999, divididos em quatro períodos de três meses cada, de Janeiro a Março, Abril a Junho, Julho a Setembro e de Outubro a Dezembro.

Como a altura de estudo é de 13 metros ajustou-se os dados de velocidades para esta altura a partir da Eq. (2) (Johansson, 1993).

$$v(x) = v(10) \cdot \left( \frac{h(x)}{h(10)} \right)^n \tag{2}$$

onde:

$v(x)$ : velocidade do vento na altura desejada (m/s);

$v(10)$ : velocidade do vento a 10 metros de altura (m/s);

$h(x)$ : altura desejada (m);

$h(10)$ : altura de 10 metros (m);

n: fator de rugosidade do solo.

Aplicando a fórmula para os dados de velocidade para uma altura de 5 metros e 10 metros, encontra-se o valor de n.

$$v(5) = v(10) \cdot \left( \frac{h(5)}{h(10)} \right)^n \Rightarrow 1,84 = 5,71 \cdot \left( \frac{5}{10} \right)^n \Rightarrow n = 1,6323 \tag{3}$$

Com o valor encontrado para n, determina-se a distribuição de velocidades para a altura em que será posicionado o aerogerador, de 13 metros.

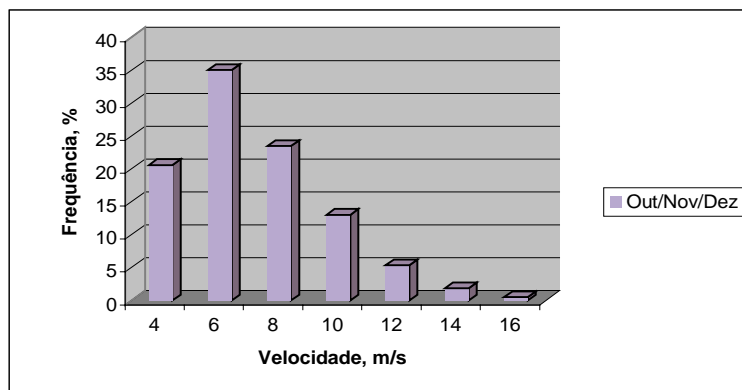


Figura 2 - Distribuição de velocidades do vento para o período de Outubro a Dezembro. Fonte: Baptista (2001).

<sup>2</sup> A quantidade de baterias foi calculada para o sistema híbrido instalado eólico-solar. Neste trabalho, apenas a geração eólica é objeto de estudo.

<sup>3</sup> Os dados (velocidades de vento obtidas de 10 em 10 minutos) são referentes ao ano de 1999, para uma altura de 10 metros e 5 metros.

<sup>4</sup> A filtragem consistiu na elaboração de médias (somatória simples dos dados horários dividido pelo número de dados coletados) horários.



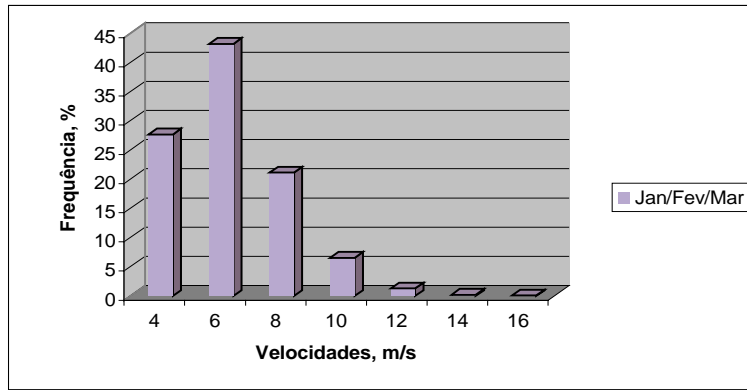


Figura 3 - Distribuição de velocidades do vento para o período de Janeiro a Março. Fonte: Baptista (2001).

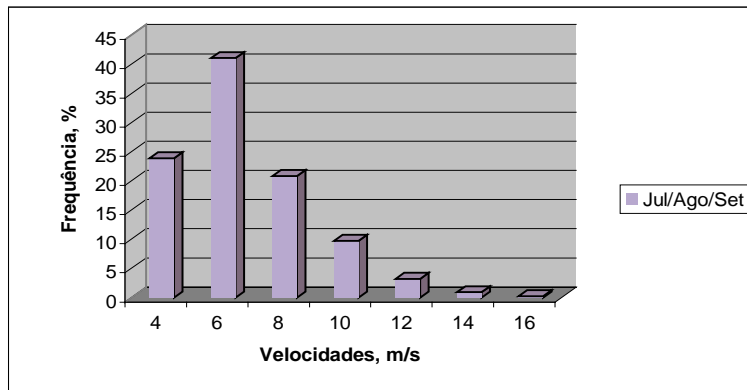


Figura 4 - Distribuição de velocidades do vento para o período de Julho a Setembro. Fonte: Baptista (2001).

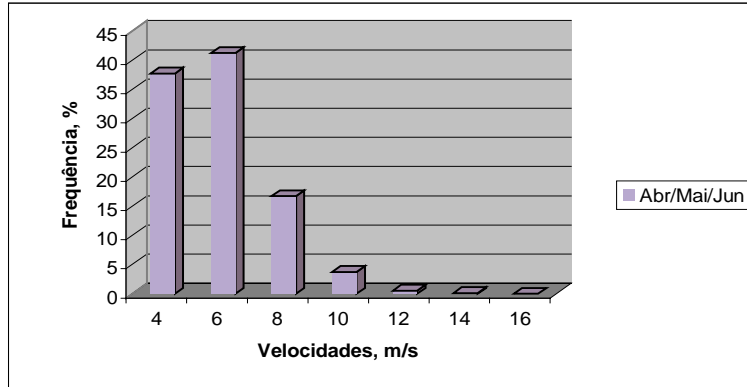


Figura 5 - Distribuição de velocidades do vento para o período de Abril a Junho. Fonte: Baptista (2001).

Dadas as curvas de frequência para períodos de três meses, determina-se a eletricidade produzida pelo aerogerador, utilizando-se a Eq. (1).

Tabela 2 – Eletricidade gerada pelo aerogerador

Eletricidade (kWh)	Jan - Mar	Abr - Jun	Jul - Set	Out - Dez	Média
Diária	2,23	2,88	3,43	4,50	3,26
Mensal	66,94	86,35	102,80	135,12	97,80
Anual	803,31	1036,14	1233,58	1621,41	1173,61
Eletricidade Anual (MWh)	0,80	1,04	1,23	1,62	1,17

#### 4. Energia fornecida pelos ventos

A energia cinética contida nos ventos pode ser determinada a partir da seguinte Eq. (4) (Gipe, 1995).

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot M \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V \cdot v^2 \quad (4)$$

sendo,

$E_c$ : energia cinética (J)

M: massa de ar em movimento (kg)

v: velocidade do vento (m/s)

$\rho$ : densidade do ar ( $\text{kg/m}^3$ )

V: volume da massa de ar ( $\text{m}^3$ )

Para aerogeradores, o volume de ar disponível para geração de eletricidade está presente em uma área circular de raio igual ao raio das pás e um comprimento linear r, resultando a Eq. (5) (Gipe, 1995).

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot r \cdot v^2 \quad (5)$$

A potência disponível, P, será:

$$P = \frac{dE_c}{dt} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot \frac{dr}{dt} \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3 \quad (6)$$

A eficiência energética será calculada para um sistema isolado constante de um aerogerador de pequena potência (500W), modelo Windseeker 500, fabricado pela SouthWest Windpower. Este modelo de aerogerador possui duas pás de raio (R) 0,76 metros. Sendo a densidade do ar<sup>5</sup>  $1,2 \text{ kg/m}^3$  e substituindo os termos na Eq. (3), tem-se:

$$P = 1,08875 \cdot v^3 \quad (7)$$

Sendo que a energia pode ser encontrada multiplicando-se o valor da potência por um período de tempo.

Dadas as curvas de frequência para períodos de três meses, determina-se a energia cinética contida nos ventos a partir da Eq. (4).

Tabela 3 - Energia contida nos ventos

Eletricidade (kWh)	Jan - Mar	Abr - Jun	Jul - Set	Out - Dez	Média
Diária	7,56	11,16	16,10	28,24	15,76
Mensal	226,78	334,78	483,02	847,10	472,92
Anual	2721,36	4017,37	5796,23	10165,20	5675,04
Eletricidade Anual (MWh)	2,72	4,02	5,80	10,16	5,68

#### 5. Cálculo da Eficiência Energética

Utilizando-se as energias encontradas, tanto a presente nos ventos, como a produzida realmente pelo sistema, pode-se determinar a eficiência energética, utilizando-se a Eq. (8).

$$\text{Eficiência energética} = \frac{\text{Energia produzida pelo aerogerador}}{\text{Energia cinética nos ventos}} \quad (8)$$

Tabela 4 - Eficiência energética

Período	Jan - Mar	Abr - Jun	Jul - Set	Out - Dez	Média
Eficiência (%)	29,4	25,9	21,2	15,9	20,6

<sup>5</sup> A densidade do ar varia com a temperatura e pressão, porém para este trabalho considerou-se constante este termo.

### 6. Custo do MWh Gerado

O custo do MWh gerado pelo sistema baseia-se nos dados da Tab. (5).

Tabela 5 – Dados para cálculo do custo do MWh

Equipamento	US\$	Vida Útil	Taxa de desconto
WindSeeker	1500,00	20	0,12
Inversor	600,00	10	0,12
Baterias	200,00	5	0,12
O&M (ano)	1 % custo total		
Adicionais	25% custo total		
(A/P, 12, 20)			0,134
(P/F, 12, 15)			0,183
(P/F, 12, 10)			0,322
(P/F, 12, 5)			0,567
(P/A, 12, 20)			7,469

Calculando-se o valor presente de todos os investimentos para a vida útil do aerogerador, tem-se:

$$VP_{windseeker} = 1500,00 \tag{9}$$

$$VP_{inversor} = 600 + 600 \cdot (P/F, 12, 10) = 600 + 600 \cdot 0,322 = 793,18 \tag{10}$$

$$VP_{baterias} = 200 + 200 \cdot (P/F, 12, 5) + 200 \cdot (P/F, 12, 10) + 200 \cdot (P/F, 12, 15) = 200 + 200 \cdot 0,567 + 200 \cdot 0,322 + 200 \cdot 0,183 = 414,42 \tag{11}$$

$$VP_{O\&M} = 0,01 \cdot (1500 + 600 + 200) \cdot (P/A, 12, 20) = 0,01 \cdot (2300) \cdot 7,469 = 171,80 \tag{12}$$

$$VP_{adicionais} = 0,25 \cdot (1500 + 600 + 200) = 0,25 \cdot 2300 = 575,00 \tag{13}$$

Por fim, tem-se o custo anual equivalente (CAE):

$$CAE = 3454,40 \cdot (A/P, 12, 20) = 3454,40 \cdot 0,134 = 462,47 \tag{14}$$

Tabela 6 – Custo do MWh gerado

Equipamentos (Valor Presente)	US\$
WindSeeker	1500,00
Inversor	793,18
Baterias	414,42
O&M	171,80
Custos Adicionais	575,00
Total	3454,40
Custos Anuais Totais (US\$)	462,47
Eletricidade Gerada (MWh)	1,1736
Custo de Geração (US\$/MWh)	394,06

### 6.1. Custo Mínimo Teórico da Eletricidade

O custo mínimo de geração de eletricidade ocorre quando a planta consegue gerar sua máxima potência, durante toda sua vida útil. Esta quantidade de eletricidade gerada é teórica pois se considera que o fator de capacidade<sup>6</sup> do sistema é 1 (um), impossível de ser atingido na prática.

Tabela 7 – Custo teórico do MWh gerado

Potência Máxima do Sistema (W)	500
Fator de Capacidade	1
Custo Mínimo Teórico	
Energia Gerada Horária (kWh)	0,5
Energia Gerada Diária (kWh)	12
Energia Gerada Mensal (kWh)	360
Energia Gerada Anual (MWh)	4,32
Custos Anuais Totais (US\$)	
	462,47
Custo de Geração (US\$/MWh)	
	107,05

Tem-se que o custo mínimo teórico de geração de eletricidade para este sistema é de 107,05 US\$/MWh e pode-se compará-los, de acordo com a Tab. (8), com os custos de geração de diversas fontes alternativas de energia.

Tabela 8 – Custos de geração de eletricidade para fontes renováveis de energia (WEA, 1999)

Fonte Renovável	Custos de geração (US\$/MWh)
Biomassa	50-150
Ventos	50-130
Solar (fotovoltaica)	250-1250
Solar (térmica)	120-180
Hidroeletricidade	20-80
Energia das marés	80-180

### 6.2. Variação do Custo de Geração com o Fator de Capacidade

O custo de geração de eletricidade varia de acordo com o fator de capacidade do sistema. Conforme as condições de funcionamento (períodos de manutenção, condições adversas de ventos, fim de vida útil), o fator de capacidade decai a uma taxa mais rápida, tornando o investimento até mesmo inviável. Um exemplo da importância na determinação do fator de capacidade pode ser visto na Tab. (9).

Tabela 9 – Custo variando com o fator de capacidade

Fator de Capacidade	Custos de Geração (US\$/MWh)
1,00	107,05
0,90	118,95
0,80	133,82
0,70	152,94
0,60	178,42
0,50	214,11
0,40	267,63
0,30	356,85
0,20	535,27
0,10	1070,55

<sup>6</sup> O fator de capacidade refere-se à máxima potência disponível que o sistema permite entregar à rede. Estão vinculados a este termo, paradas programadas para manutenção, defeitos no funcionamento, períodos de calmaria, etc.

Conforme se observa na Tab. (9), os custos de geração para este sistema aumentam quando da diminuição do fator de capacidade, pois a quantidade de eletricidade gerada, para um determinado período, é menor.

### 6.3. Fator de Capacidade do Sistema

Para este sistema e as condições às quais se encontra, pode-se gerar uma média de 1,17 MWh/ano, com pode ser verificado na Tab. (6), enquanto a produção teórica atinge 4,32 MWh/ano (Tab. (7)). Desta forma, o fator de capacidade é calculado na Eq. (15).

$$\text{Fator de Capacidade} = \frac{\text{Eletricidade gerada}}{\text{Eletricidade máxima teórica}} = \frac{1,17}{4,32} = 27,08\% \quad (15)$$

## 7. Conclusões

O custo da eletricidade gerada para este sistema está superior ao encontrado na bibliografia, em torno de 50 a 150 US\$/MWh. Este sistema, por ser isolado e de pequena potência, tende a apresentar valores de geração de eletricidade superiores aos de grandes projetos, pois utilizam inversor e baterias. Outros sistemas de geração fornecem eletricidade em corrente alternada e estão diretamente conectados à rede de distribuição das concessionárias. A necessidade da utilização do inversor e das baterias prejudica a viabilidade do sistema porém, neste caso, são indispensáveis estes equipamentos.

Pode-se verificar a importância da velocidade do vento na produção de eletricidade (a energia produzida varia diretamente com o cubo da velocidade). Esta tende a ser maior de acordo com a altura da torre. Dessa forma, a adequação do sistema às características de vento da região é indicada, a fim de obter-se a melhor eficiência para o sistema. A determinação do local da instalação dos equipamentos é o passo mais importante para o correto funcionamento do sistema. Medições de velocidade dos ventos ao longo de um ano, no mínimo, é aconselhado para obter-se uma idéia clara do regime de ventos e determinar a quantidade de energia máxima que o sistema poderá produzir.

Os valores de velocidade de vento teóricos apresentados fornecem uma idéia da quantidade de energia que pode ser produzida pelo equipamento, como observado nos resultados. Porém, medições *in loco* (como as que estão sendo realizadas) são justificáveis e necessárias para uma análise mais elaborada e confiável.

A tendência mundial é a diminuição dos custos de produção de aerogeradores, resultando em menores valores para equipamentos e instalações, aproximando-se dos atuais custos de geração para fontes não-renováveis (carvão e gás natural). Com a entrada de fontes renováveis para geração de energia elétrica, atuando como fontes de geração distribuída, pode-se atingir um grande potencial de conservação.

## 8. Agradecimentos

Agradecemos ao Caio Baptista pela grande ajuda na elaboração de gráficos e planilhas e ao professor Rossi por ter facilitado a instalação dos equipamentos em área junto à Faculdade de Engenharia Agrícola.

## 9. Referências

- Baptista, C. M. O., 2001, "Relatório de Iniciação Científica", FAPESP, São Paulo.
- Gipe, P., 1995, "Wind Energy Comes of Age", J. Wiley, New York, 536 p.
- Johansson, T., Kelly, H., Reddy, A. K., Williams, R. H., 1993. Renewable Energy. EarthScan, London, chapter 2 and 3, pp73-156.
- Marrier, D., 1981, "Wind Power for the Homeowner", Rodale Press, Emmaus, pp. 1-19.
- Park, J., 1981, "The Wind Power Book", Chesire, Palo Alto, 253 p.
- Sen, Z., 1999, "Stochastic Wind Energy Calculation Formula", Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, V.84, pp. 227-234.
- WEA (World Energy Assessment: Energy And The Challenge Of Sustainability), 1999. Chapter 7: Renewable Energy Technologies. pp-219-272.
- WindSeeker 500 Owner's Manual, 1993, SouthWest Windpower, 24 p.

## Technical and Economical Evaluation of a 500 W Wind System in Campinas, São Paulo

**Terciole, R.**

Master degree student – Mechanical Engineering Faculty/Unicamp, phone: (19) 3788-3852  
email: terciole@fem.unicamp.br

**Jannuzzi, G. de M.**

Professor, PhD - Mechanical Engineering Faculty/Unicamp, phone: (19) 3788-3282  
email: jannuzzi@fem.unicamp.br

*Abstract: Wind energy is a renewable source of energy, clean and with significant potential. Considering recent technological developments and rising concerns with energy-related environmental impacts, it is interesting to accomplish studies to determine its viability as an alternative source of electricity generation. In this paper, we estimate the potential (theoretical) for electricity generation of a small isolated wind system, based on a 500 W windgenerator, installed on the campus of the State University of Campinas. Using annual data of wind speeds and manufacturer's information, the production of electricity in the area and its economical viability is estimated.*

*Key Words: wind power, small wind systems, wind potential.*

# A ROBUST PITCH-REGULATED WIND TURBINE CONTROL

**Ronilson Rocha**

Department of Electronic Engineering  
Federal University of Minas Gerais  
CxP 209, 31270-901, Belo Horizonte, MG, Brazil  
rocha@cpdee.ufmg.br

**Peterson Resende**

Department of Electronic Engineering  
Federal University of Minas Gerais  
CxP 209, 30161-970, Belo Horizonte, MG, Brazil  
pr@cpdee.ufmg.br

**Marcos V. Bortolus**

Department of Mechanical Engineering  
Federal University of Minas Gerais  
Av. Antônio Carlos 6627, 30161-970, Belo Horizonte, MG, Brazil  
borta@demec.ufmg.br

**José L. Silvino**

Department of Electronic Engineering  
Federal University of Minas Gerais  
CxP 209, 30161-970, Belo Horizonte, MG, Brazil  
silvino@cpdee.ufmg.br

**Abstract.** *Wind turbine models are subjected to many uncertainties due to stochastic behaviour of the wind. Another uncertainties source is the non-linear aerodynamic torque. In this context, the robust  $H_\infty$  methodology represents a good choice to control design. This paper presents a Loop Shaping  $H_\infty$  application for a speed variable wind turbine with pitch adjustment, which is used to reduce mechanical stress during sudden variations. The main objective is to reduce dynamical mechanical stress and to increase the energy efficiency conversion. The performance of proposed feedback control is analyzed through simulation results.*

**Keywords.**  $H_\infty$  control, Loop Shaping, feedback control, wind energy

## 1. Introduction

The wind energy is a renewable and pollution-free source which has attracted a growing interest, since it can be offer a significant contribution to support electric energy demand when associated to electric utility networks. The basic configuration of a Wind Energy Conversion System (WECS) is a Wind Turbine (WT) coupled to an electric generator, directly or through gear box. The system can operate at variable-speed, offering important advantages, such as the increase of energy captured from the wind, improvement in operational flexibility, reduction of fatigue damage and aerodynamic acoustic noise (Manwell *et al.*, 1991).

The basic requirements of WECS control include the turbine speed regulation under varying wind conditions. Since the characteristics of WECS are highly dependent of wind speed and the quality of its control system is determined by controller stochastic properties. In this context, the  $H_\infty$  methodology consists in a good option to control design for WECS, considering that WECS objectives can be easily specified in terms of maximum allowable gain in the disturbance-to-output transfer functions. This methodology is usually preferred when the robustness to plant uncertainties is important, offering the capability of stabilizing the plant disturbance and a trade-off between performance and control effort, combining several specifications such as disturbance attenuation, asymptotic tracking, bandwidth limitation and robust stability.

In this paper, the  $H_\infty$  methodology is applied to multivariable controller design for variable-speed WECS utilizing the loop shaping concepts. The main objective of control design is to increase the efficiency on energy conversion reducing the detrimental dynamic loads due to wind fluctuation and ripple torque. The pitch angle is used to reduce the mechanical efforts during sudden variations on wind speed. In order to investigate the performance of resulting control structure, some events that could occur during the WECS operation are simulated using the consistent MOD 2 Wind Turbine-Generator system model described by Wasynczuk *et al.* (Wasynczuk *et al.*, 1981).

## 2. Control Model

A schematic diagram of the dynamic WECS model is shown in the Fig. 1. The aerodynamic behavior of the wind turbine is nonlinear, dependent on wind speed  $V$  and may change over time due to contamination of blade surfaces. Its modelling is a complex problem due to intricate characterization of physical phenomenon by means of experimental investigation. However, the aerodynamic torque  $Q_a$  of a WT can be evaluated using dimensionless coefficients that define the turbine ability to convert kinetic energy of moving air to mechanical power or torque. Admitting that turbine axis is always oriented with wind direction, the aerodynamic torque is a function of pitch angle  $\beta$  and a parameter known as tip-speed-ratio  $\lambda$ :

$$Q_a = \frac{1}{2}\rho AR \frac{C_p(\lambda, \beta)}{\lambda} V^2 = \frac{1}{2}\rho AR C_q(\lambda, \beta) V^2 \quad (1)$$

$\rho$  is the air density,  $A$  is the rotor area and  $R$  is the turbine radius.  $C_p$  and  $C_q$  are the power and torque coefficients respectively. The parameter  $\lambda$  is defined as:

$$\lambda = \frac{R\omega_t}{V} \quad (2)$$

where  $\omega_t$  is the turbine speed.

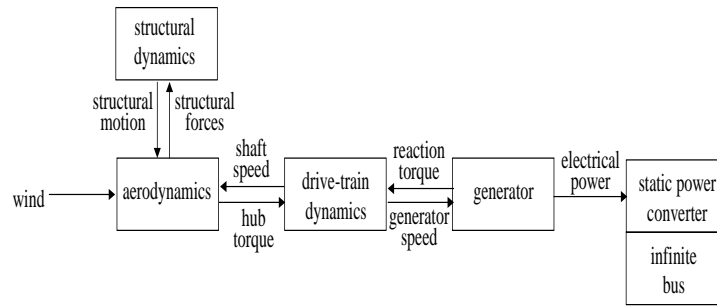


Figure 1: WECS Dynamics

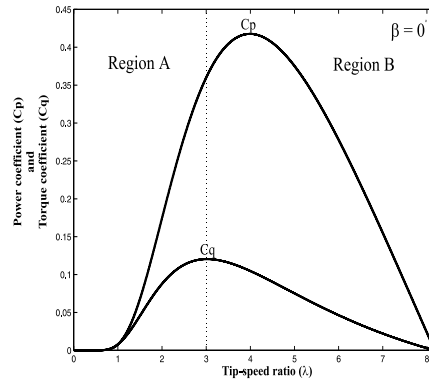


Figure 2: Aerodynamic Characteristics of MOD 2 wind turbine

The  $C_p$  and  $C_q$  characteristics for a fixed  $\beta$  are shown in Fig. 2. It is noted two distinct regions in the WT operation: the stall region (A), where occurs a suddenly and significantly drops on aerodynamic torque, and the normal operation region (B), corresponding to normal operation of WT, where the aerodynamic torque  $Q_a$  can be linearized for control purposes without degeneration of the results. The  $Q_a$  derivative can be given by:

$$\dot{Q}_a = \alpha \dot{V} + \gamma \dot{\omega}_t + \kappa \dot{\beta} \quad (3)$$

where  $\gamma$  denotes the speed-feedback coefficient from drive-train,  $\alpha$  is only the scaling factor of torque disturbance due to wind variations  $\dot{V}$  and  $\kappa$  is the pitch control gain. In steady state,  $\dot{V}$  is the wind fluctuation, which can be assumed as white noise with zero mean (Wasynczuk *et al.*, 1981). Since that  $\lambda_{opt}$  for maximum  $C_p$  is always situated in normal operation region for  $\beta = 0$ , the aerodynamic torque linearization can be performed in this specified point. Considering  $\bar{V}$  as the nominal wind speed for WECS operation, the coefficients  $\alpha$  and  $\gamma$  can be computed as:

$$\alpha = \left. \frac{\partial Q_a}{\partial V} \right|_{\lambda_{opt}} = \frac{3}{2} \rho AR \frac{C_{pmax}}{\lambda_{opt}} \bar{V} \quad (4)$$

$$\gamma = \left. \frac{\partial Q_a}{\partial \omega_t} \right|_{\lambda_{opt}} = -\frac{1}{2} \rho AR^2 \frac{C_{pmax}}{\lambda_{opt}^2} \bar{V} \quad (5)$$



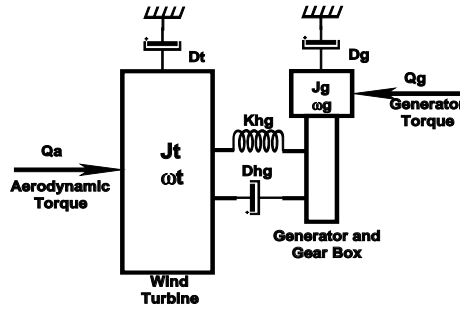


Figure 3: Drive Train Model

The turbine speed  $\omega_t$  is obtained from drive-train modelling. A real mechanical drive train has rigid disks, flexible shaft elements with distributed mass and stiffness. However, an approximated 2-mass model (Fig. 3) is enough to fit the dynamic behavior of the WT drive train. Admitting an ideal gear-box and reducing all quantities to primary side, the mechanical couple can be described using classical rotational dynamic:

$$J_t \dot{\omega}_t + D_t \omega_t = Q_a - Q_m - D_{hg}(\omega_t - \omega_g) \quad (6)$$

$$J_g \dot{\omega}_g + D_g \omega_g = D_{hg}(\omega_t - \omega_g) + Q_m - Q_g \quad (7)$$

$$Q_m = K_{hg} \int (\omega_t - \omega_g) dt \quad (8)$$

where  $Q$ ,  $J$ ,  $D$  and  $K$  are, respectively, torque, inertia, damping and stiffness. The subscripts are related to generator ( $g$ ), turbine ( $t$ ) and shaft ( $hg$ ).  $\omega_g$  and  $Q_m$  are, respectively, the generator speed and the spring torque.

The generator torque  $Q_g$  represents the electric load connected to generator seen by mechanical system. Considering the use of current controlled static converters as interface between electric generator and fixed-frequency infinite bus, the generator torque  $Q_g$  is adjustable and virtually independent of system dynamic in all operation bandwidth, providing a mean to control a WECS. The another control input is the pitch angle  $\beta$ . Admitting the structural dynamics as a part of the unmodelled uncertainties, the nominal linearized state model of the WT for control design is described as:

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \frac{\gamma}{J_t} & -\frac{\gamma(D_t+D_{hg})}{J_t} & \frac{\gamma D_{hg}}{J_t} & -\frac{\gamma}{J_t} \\ \frac{1}{J_t} & -\frac{D_t+D_{hg}}{J_t} & \frac{D_{hg}}{J_t} & -\frac{1}{J_t} \\ 0 & \frac{D_{hg}}{J_g} & -\frac{D_{hg}+D_g}{J_g} & \frac{1}{J_g} \\ 0 & K_{hg} & -K_{hg} & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x} + \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{w} + \begin{bmatrix} 0 & \kappa \\ 0 & 0 \\ -\frac{1}{J_g} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{u} \quad (9)$$

$$\mathbf{z} = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x} + \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{w} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \mathbf{u} \quad (10)$$

$$\mathbf{y} = [0 \ 0 \ -1 \ 0] \mathbf{x} + [1 \ 0] \mathbf{w} + [0 \ 0] \mathbf{u} \quad (11)$$

where the state vector  $\mathbf{x}$  is  $[Q_a \ \omega_t \ \omega_g \ Q_m]^T$  and the control vector is  $[Q_g \ \beta]^T$ . The vector  $\mathbf{w}$  is the external inputs, given by reference speed  $\omega_{ref}$  and the disturbance torque  $T_d$ . Considering the practical constraint relatives to assembler, cost and maintainance of sensor for shaft torque and turbine speed measurements, the output  $y$  is the generator speed error  $e_g = \omega_{ref} - \omega_g$ . The vector  $\mathbf{z}$  represents the system variables which enunciate the control objectives. In this paper, they are admitted as the turbine speed error  $e_t = \omega_{ref} - \omega_t$  (performance), the speed difference  $\Delta\omega = \omega_t - \omega_g$  (mechanical stress) and the control vector  $u$

### 3. Control Objectives

The basic control requirements for a WECS involves the regulation of the turbine speed and power under varying wind conditions. It is necessary to maximize the energy captured from wind and to alleviate the transient loads in the WT to relieve stress, shaping of system dynamics to satisfy the performance and stability criteria (Leithead *et al.*, 1991). However, to obtain the maximum efficiency on energy conversion, the wind system have to operate at a fixed  $\lambda$  to maintain the a maximum  $C_p$  (Manwell *et al.*, 1991). This strategy implies in direct dependence of speed reference with wind speed, and sudden variations of wind speed can producing great differences between turbine and generator speeds, inducing unacceptable mechanical stress in wind turbine. Thus, it is necessary to establish a trade-off between both objectives in controller design, remembering that the increase of energy conversion efficiency is essencial only at subnominal speeds, while the reduction of mechanical stress is important for all bandwidth of WT operation. Although this fact is irrelevant for operations at sub-nominal speeds, if the WT has a internal mechanical device to

pitch adjustment, allowing the active control of aerodynamical power, the pitch control can be used to alleviate the mechanical stress caused by sudden variations on wind speed.

A ripple torque, introduced by cyclical variations in blade loadings during WT operation, and the unavoidable vibrations caused by wind fluctuation propagate along the drive-line with detrimental effects on WECS, resulting in large power fluctuations available to costumers and contributing greatly to the fatigue of various components (Dessaint *et al.*, 1986). Although the effects of these operational phenomena can not be completely eliminated, it is important that the control system reduces their influence on WECS at any rotation speed. The close loop poles have to be placed as far away as possible from frequencies of large amounts of fluctuation energy in the wind and other sources of force to avoid instabilities in system operation (Connell, 1982). The aerodynamic behavior of the wind turbine is nonlinear, dependent on wind speed and may change over time due to contamination of blade surfaces. Because of complexity of the interaction of the rotor with wind-field, it is not possible to quantify the uncertainty in the aerodynamic models. Consequently, a good gain margin, in conjunction with a good phase margin, is particularly important in order to achieve adequate stability margins. Practical experience indicates that 10 dB is an appropriate gain margin and roughly 60 degrees the appropriate phase margin (Leith and Leithead, 1997).

#### 4. $H_\infty$ Loop Shaping

Considering the generalized system  $G(s)$  shown in fig. 4, the sub-optimal  $H_\infty$  control problem is to find all admissible compensator  $K_\infty(s)$  which stabilises internally the system and minimizes the norm:

$$\|H_{zw}\|_\infty = \sup_w \bar{\sigma}[H_{zw}] \quad (12)$$

where  $H_{zw}$  denotes the transfer function matrix from  $w$  to  $z$ , such that  $\|H_{zw}\|_\infty < \epsilon$ . The solution of this problem is described by Doyle et alii (Doyle *et al.*, 1989). The best solution for sub-optimal optimal  $H_\infty$  controller can be computed using the loop-shifting two-Riccatti formulae (Chang and Safonov, 1996).

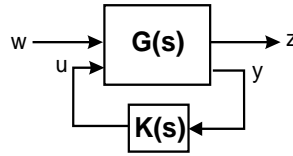


Figure 4: Generalized System

The use of a precompensator  $\mathbf{V}(s)$  and a postcompensator  $\mathbf{W}(s)$  to weight the external inputs  $\mathbf{w}$  and the objective outputs  $\mathbf{z}$  in the nominal plant, as shown in Fig. 5, change the multi-objective  $H_\infty$  design problem to:

$$\|\mathbf{W}(s)\mathbf{H}(s)\mathbf{V}(s)\|_\infty < \epsilon \quad (13)$$

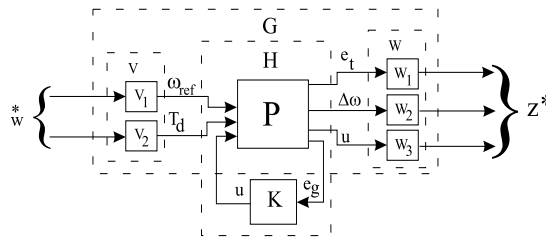


Figure 5: Interconnection structure

If  $V(s)$  and  $W(s)$  are chosen as diagonal matrices, the  $H_\infty$  design is simplified into:

$$\|W_k(s)H_{ki}(s)V_i(s)\|_\infty < \epsilon \quad (14)$$

where  $i = 1, 2$  and  $k = 1, 2, 3$ . Thus, the individual loop shaping of each  $\mathbf{H}(s)$  element is enabled through of choice of weighting functions associated with outputs  $e_t$ ,  $\Delta\omega$  and  $u$  ( $W_1$ ,  $W_2$  and  $W_3$ , respectively) and with inputs  $\omega_{ref}$  and  $T_d$  ( $V_1$  and  $V_2$ , respectively).

The maximum efficiency on energy conversion is obtained operating a variable-speed WECS at constant tip-speed ratio  $\lambda_{opt}$  regarding to maximum  $C_p$ . Considering the speed control, the optimal speed reference is directly dependent from wind speed measurement. Thus, the weighting function  $V_1$ , related to the speed reference  $\omega_{ref}$ , can be chosen as:

$$V_1 = \frac{\lambda_{opt}}{R} \frac{1}{s\tau_w + 1} \quad (15)$$

In this way, the reference signal is obtained from wind measurement, where the static gain sets the optimal  $\omega_{ref}$  value to WECS to operate at maximum efficiency and the first order lag acts as a moving average on the measured wind speed, filtering out the high frequency of wind fluctuation which the WT is unable to follow due to its great inertia. The transfer function  $H_{11}(s)$  must be shaped to achieve a zero steady-state error as fast as possible and to reduce the disturbance effects. Since the plant has included an integrator, the postcompensator  $W_1$  can be chosen as first order low-pass function:

$$W_1(s) = \kappa \frac{1}{s + \omega_a} \quad (16)$$

The transfer function  $H_{12}$  is shaped to include a sufficient damping in system to attenuate the disturbance torque. Since that  $W_1$  was already chosen,  $V_2$  is proposed as second order butterworth filter:

$$V_2(s) = \frac{1}{(s/\omega_o)^2 + 2\xi(s/\omega_o) + 1} \quad (17)$$

where  $\omega_o$  correspond to cutting frequency. The weighting function  $W_2$  is selected aiming to suppress torsional modes, shaping  $H_{21}$  and  $H_{22}$  around the resonance frequency  $\omega_{res}$ . Thus,  $W_2$  is chosen as a notch structure:

$$W_2(s) = G_2 \frac{s^2 + \tau s + \omega_{res}^2}{s^2 + s + \omega_{res}^2} \quad (18)$$

where the gain  $G_2$  determine the suppression level for torsional modes while the parameter  $\tau > 1$  establishes a local minimum on  $\omega_{res}$ , aiming to impose a hard attenuation to signal variations near of resonance frequency.

The weighting function  $W_3$  is chosen to describe a proper trade-off between limited actuator bandwidth and sufficient actuator gain around the ripple frequencies. As the attenuation of  $T_d$  disturbances is stated as the most important goal, the transfer function  $H_{22}$  appears to be most associated with above specifications. For  $W_2$  is proposed a structure where frequencies beyond  $\omega_d$  are penalized most severely, while no restrictions are put on  $|H_{22}|$  for frequencies approaching zero, given by:

$$W_3(s) = \mu \frac{s}{s + \omega_d} \quad (19)$$

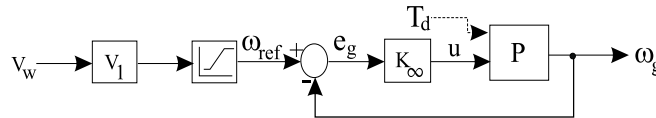


Figure 6: Control structure

Note that, as consequence of proposed weighting functions, there is not design specifications for the transfer function  $H_{21}$ , which is weighted by  $W_3$  and  $V_1$ . Finally, the  $H_\infty$  methodology is applied to find a stabilizing controller for the shaped plant. The final feedback controller  $\mathbf{K}$  is constructed combining the  $H_\infty$  controller with the shaping functions  $\mathbf{V}(s)$  and  $\mathbf{W}(s)$  (McFarlane and Glover, 1992), resulting in the control structure shown in Fig. 6, where  $V_w$  is the wind speed measurement and the disturbance signal  $T_d$  is not physically available.

## 5. Simulation Results

The MOD 2 system was used to verify the performance of  $H_\infty$  loop shaping design controller. It consists of a 2.5 MW Horizontal Axis WT connected to four pole generator via a gearbox (Wasynczuk *et al.*, 1981), whose normalized parameters are presented in the table 1. The simplified model developed in section 2. is utilized to compute the controller  $K_\infty$  through of the MATLAB function hinftopt.m (Chang and Safonov, 1996). The weighting functions  $\mathbf{V}$  and  $\mathbf{W}$  for design control are chosen as:

$$V = \begin{bmatrix} \frac{0.1949}{7.5s+1} & 0 \\ 0 & \frac{1}{100s^2+14.14s+1} \end{bmatrix} \quad W = \begin{bmatrix} \frac{100}{100s+1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{s^2+10s+3.9}{s^2+s+3.9} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{0.001s}{s+0.6} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{0.0001s}{s+1.2} \end{bmatrix}$$

The diagrams of fig. 7 shows the frequency response for close-loop system. Note that low frequency gain in 7.a corresponds to  $\lambda_{opt}/R$ , assuring the system operation at maximum efficiency. At high frequencies, the reference signal is filtered, eliminating the noise introduced by wind measure. The responsibility of system regulation is divided between both control inputs  $Q_g$  and  $\beta$ . Note that electrical response to reference variations is relatively slow, as shown

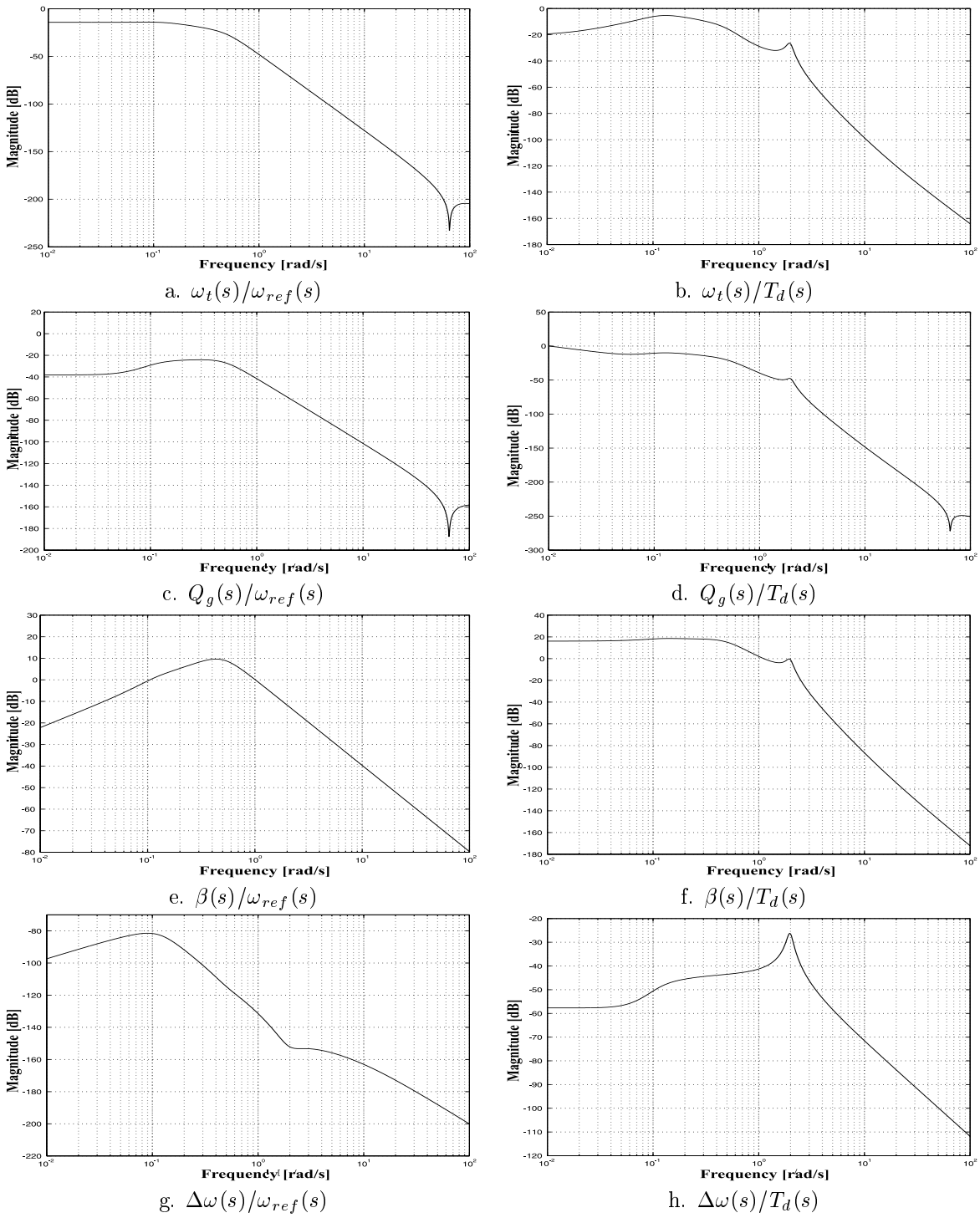


Figure 7: Frequency responses

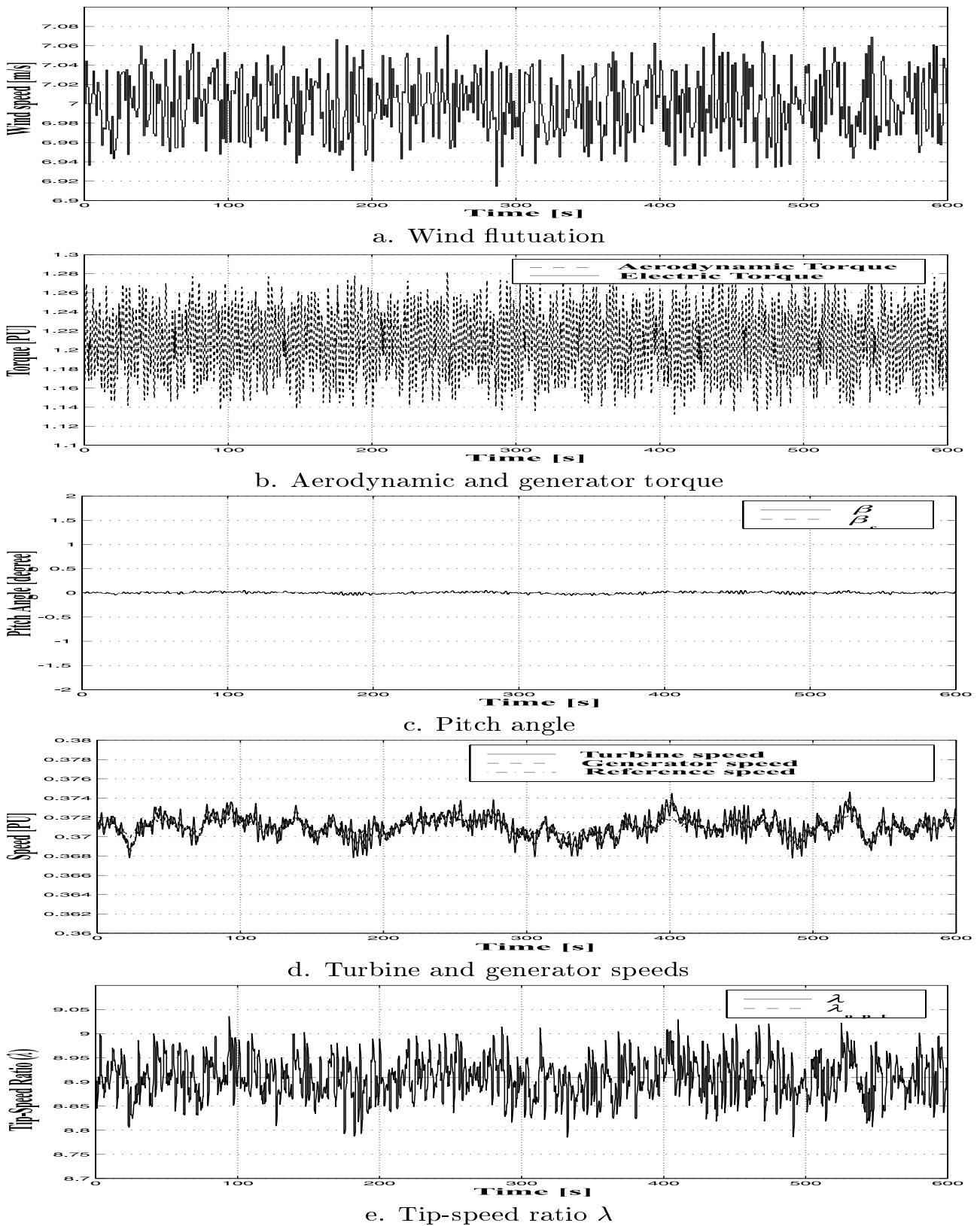
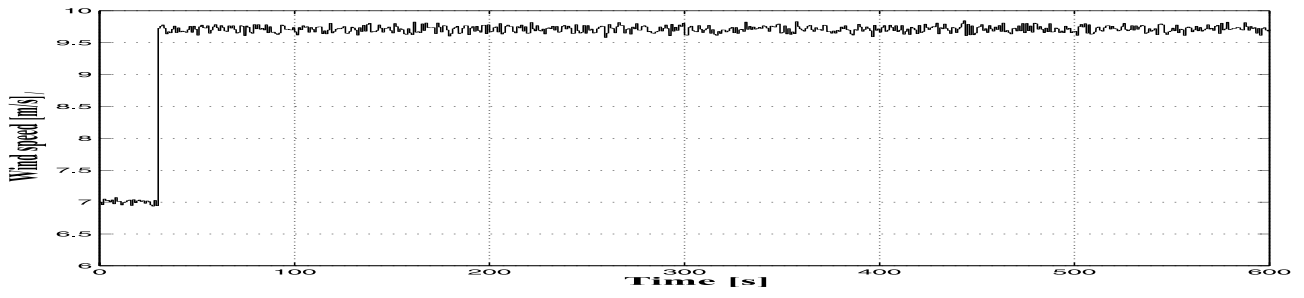
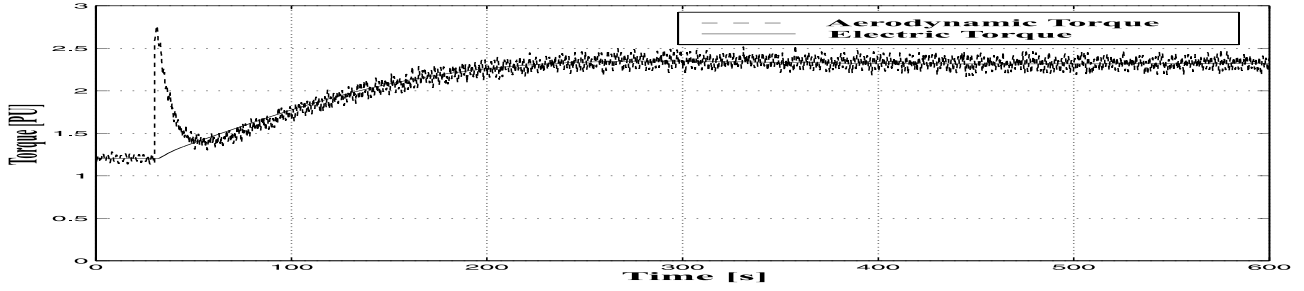


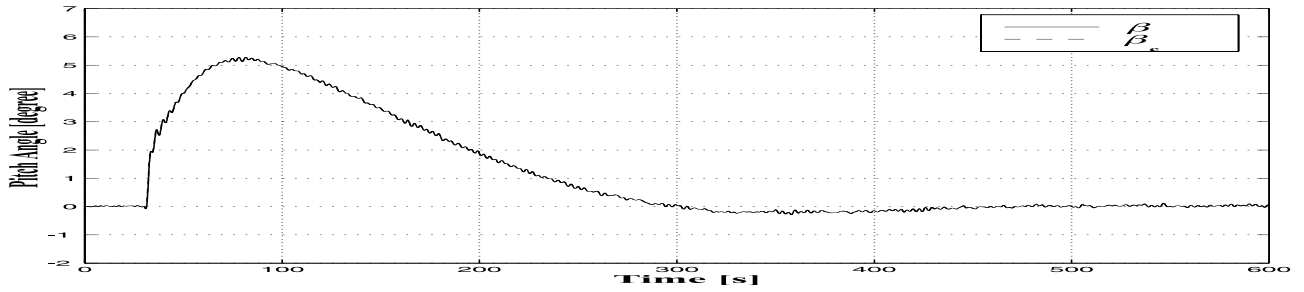
Figure 8: Dynamic behaviour of close-loop system from wind fluctuation



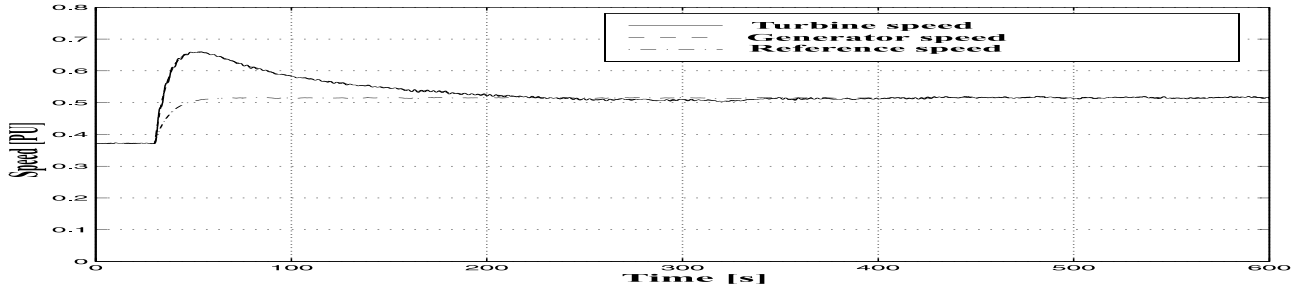
a. Wind step



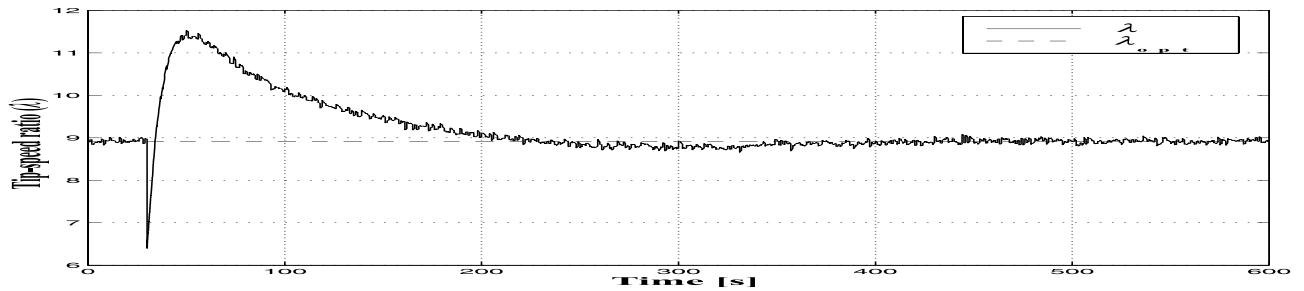
b. Aerodynamic and generator torque



c. Pitch angle



d. Turbine and generator speeds



e. Tip-speed ratio  $\lambda$

Figure 9: Dynamical behaviour of close-loop system from wind step

Table 1: Normalized system parameters for 2.5 MVA base and 1.84 rad/sec base

$J_t$	=	37,413	$D_t$	=	$2,024 \times 10^{-2}$
$J_g$	=	2,091	$D_g$	=	$3,01 \times 10^{-2}$
$K_{hg}$	=	28,4	$D_{hg}$	=	1,831

in 7.c, allowing the actuation of pitch adjustment during sudden variations. The control system introduce a great rejection for disturbance torque in the WECS, as shown in diagrams 7.b, 7.d and 7.f. The excitation of torsional modes through reference variations e/or operational disturbances is difficult, since these signals are adequately attenuated considering the output  $\Delta\omega$ , as shown figures 7.g and 7.h.

The consistent model developed by Wasynczuk et alii (Wasynczuk *et al.*, 1981) is used as real plant for dynamic simulation, and all results are presented in a normalized form. The figure 8 shows the dynamic behavior of close-loop system when submitted to wind fluctuation. The pitch angle average is null (figure 8.c), and the dynamic of pitch actuator is able to filtering the noise, providing a maximum efficiency operation, since the  $\lambda$  is maintained at its optimal value. When a sudden variation occurs, such as step on wind speed (figure 9), the control system is induced to act on pitch adjustment aiming to reduce torque peaks and system oscilations. The peak of electrical torque  $Q_g$  is reduced if compared to case where the pitch angle is not controlled, meaning a better energy quality delivered to grid. In steady state, both speed error and pitch angle are nulls, demonstrating the capacity of this control system to assere the WECS operation at maximum energy conversion efficiency.

## 6. Conclusions

In this paper, the  $H_\infty$  technique was applied to design a control system for variable speed WECS, utilizing the Loop Shaping concepts for choice of weighting compensators, considering the control requirements related to speed regulation, reduction of mechanical stress and system stability. The main objective was to obtain the maximum energy conversion efficiency reducing the detrimental loads. For control design, a linearized and simplified model of WECS was developed and utilized as nominal plant. The pitch control is used to reduce mechanical stress during large variation on wind speed. To verify the performance of the proposed  $H_\infty$  control structure, a dynamic simulation of a unitary step in wind speed was simulated utilizing a consistent model of a real WECS. The simulation results demonstrated that WECS operate as desired, assuring maximum efficiency on energy conversion and reducing the effects of dynamic loads due to wind fluctuation and ripple torque over system.

## 7. Acknowledgement

The authors gratefully acknowledge the financial support of Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq and Fundação para o Amparo a Pesquisa do Estado de Minas Gerais -FAPEMIG.

## References

- Chang, R. Y. and Safonov, M. G., 1996, “*Robust control toolbox for use with matlab*”, Mathworks Inc. USA.
- Connell, J. R., 1982, “ The spectrum of wind speed fluctuations encountered by a rotating blade of a wind energy conversion system”, *Solar Energy*, Vol. **29**, No. 5, pp. 363–375.
- Dessaint, L., Nakra, H. and Mukhedkar, D., 1986, “ Propagation and elimination of torque ripple in a wind energy conversion system”, *IEEE Trans. on Energy Conversion*, Vol. **1**, No. 2, pp. 104–112.
- Doyle, J. C., Glover, K., Khargonekar, P. P. and Francis, B. A., 1989, “ State-space solutions to standart  $H_2$  and  $H_\infty$  control problems”, *IEEE Trans. on Automatic Control*, Vol. **34**, No. 8, pp. 831–846.
- Leith, D. J. and Leithead, W. E., 1997, “ Implementation of wind turbine controllers”, *International Journal of Control*, Vol. **66**, No. 3, pp. 349–380.
- Leithead, W. E., de la Salle, S. and Reardon, D., 1991, “ Role and objectives of control for wind turbines”, *IEE proc. Pt. C*, Vol. **138**, No. 2, pp. 135–148.
- Manwell, J. F., McGowan, J. G. and Bailey, B. H., 1991, “ Electrical / mechanical options for variable speed wind turbines”, *Solar Energy*, Vol. **46**, No. 1, pp. 41–51.
- McFarlane, D. and Glover, K., 1992, “ A loop shaping design procedure using  $H_\infty$  synthesis”, *IEEE Trans. on Automatic Control*, Vol. **37**, No. 6, pp. 759–769.
- Wasynczuk, O., Man, D. T. and Sullivan, J. P., 1981, “ Dynamic behaviour of a class of wind turbine generators during random wind fluctuatons”, *IEEE Trans. on Power Apparatus and Systems*, Vol. **100**, No. 6, pp. 2837–2845.

## MODELING OF PLATE HEAT EXCHANGERS WITH GENERALIZED CONFIGURATIONS

**Jorge Andrey Wilhelms Gut**

Department of Chemical Engineering - University of São Paulo  
 Av. Prof. Luciano Gualberto, trav. 3, 380 / São Paulo - SP / 05508-900 / BRAZIL  
 andrey@lscp.pqi.ep.usp.br

**José Maurício Pinto**

Department of Chemical Engineering - University of São Paulo  
 Av. Prof. Luciano Gualberto, trav. 3, 380 / São Paulo - SP / 05508-900 / BRAZIL  
 jompinto@usp.br

**Abstract.** A mathematical model is developed for the simulation of gasketed plate heat exchangers, operating in steady state, with a general configuration. The main purposes of this model are to study the influence of the configuration on the equipment performance and to further develop a method for optimizing the exchanger configuration. The configuration is defined by six parameters, which are as follows: number of channels, number of passes at each side, fluid locations, feed connection locations and type of channel-flow. The mathematical model is developed through an assembling algorithm, since it is not possible to represent the model explicitly as a function of the six parameters. The resulting system is composed of ordinary differential equations of the boundary value type, which is solved by the finite difference method, using the software gPROMS (Process Systems Enterprise, 2001). The main simulation results are the following: temperature profiles in all channels, thermal effectiveness, distribution of the overall heat transfer coefficient along the exchanger and fluid pressure drops. Examples of heat exchangers with approximately 150 plates yield algebraic models with thousands of equations, which are solved within minutes. Moreover, the assumption of invariant overall heat transfer coefficient is verified.

**Keywords:** plate heat exchanger, mathematical modeling, finite difference method, heat exchanger configuration

### 1. Introduction

For being compact, easy to clean, efficient and very flexible, the gasketed plate heat exchanger (PHE) is widely employed in the chemical, food and pharmaceutical process industries. The PHE consists of a pack of gasketed corrugated metal plates, pressed together in a frame (see Fig. 1). The gaskets on the corners of the plates form a series of parallel flow channels, where the fluids flow alternately and exchange heat through the thin metal plates. The gasket design and the closed ports of the plates determine the fluid flow distribution, which can be parallel, series or any of their various possible combinations. The number of plates, flow distribution, type of gaskets and the fluid feed locations characterize the exchanger configuration.

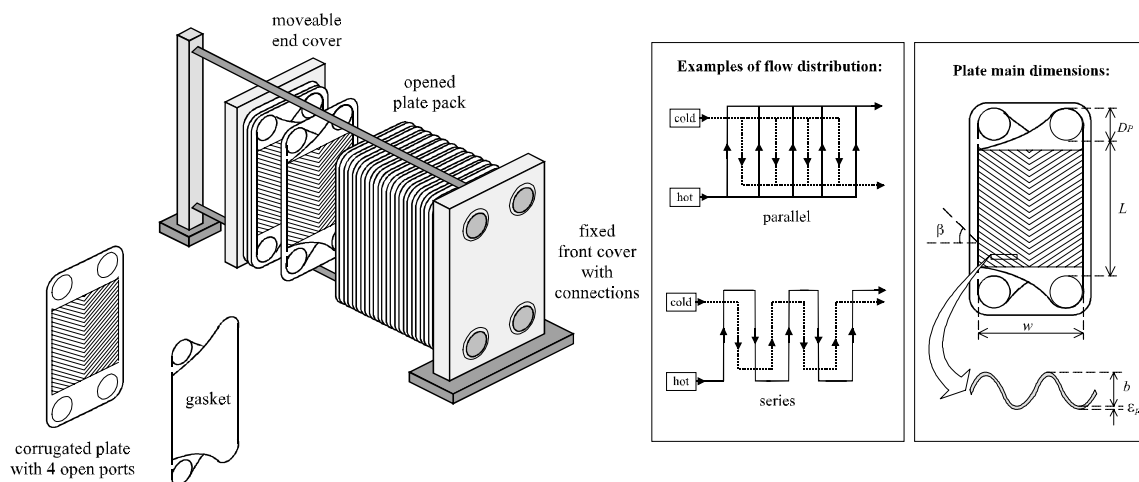


Figure 1. The plate heat exchanger assemblage, examples of flow distributions and plate main dimensions.

The simplified thermal modeling of a PHE in steady state yields a linear system of first order ordinary differential equations, comprising the energy balance for each channel and the required boundary conditions. The main assumptions are as follows: plug-flow inside the channels, constant overall heat transfer coefficient along the exchanger, uniform distribution of flow in the channels, no heat loss and no heat exchange in the flow direction. This basic model was presented by McKillop & Dunkley (1960) for 3 different configurations and also by Masubuchi & Ito (1977), where the



dynamic responses of some usual configurations were studied. In both works, the Runge-Kutta-Gill integration method was used to solve the system of equations.

The integration is non-trivial because the boundary conditions are defined at different extremes of the channel. Approximate solutions were developed by Settari & Venart (1972) in polynomial form, and by Zaleski & Klepacka (1992) in exponential form. Both methods lead to good approximations of the exact solution, but they may not be reliable when there is a large difference between fluid heat capacities.

Kandlikar & Shah (1989b) developed a method to calculate an approximated thermal effectiveness for large exchangers, where the effects of the end plates and of the changes of passes can be neglected. In this case, the exchanger is divided into a group of simpler exchangers that are interconnected, with known effectiveness.

The analytical solution of the system of equations in matrix form was studied by Zaleski & Jarzebski (1973) and Zaleski (1984) for exchangers with series and parallel arrangements. This solution method may lead to numerical problems on the calculation of eigenvalues and eigenvectors, and it is not recommended for large sized exchangers.

Kandlikar & Shah (1989a) and Georgiadis et al. (1998) used the finite difference method for the simulation of PHEs. Kandlikar & Shah (1989a) simulated and compared several configurations. It was verified that higher effectiveness is achieved when the exchanger is symmetrical, with the same numbers of passes for both streams, because the channels that are next to the changes of passes as well as the end channels have a lower effectiveness. However, when the fluids have very different flow rates or heat capacities, a non-symmetrical configuration must be used. In such cases, there is no rigorous design method to select the best configuration, which is made by comparison among the usual configurations from thermal effectiveness and pressure drop viewpoints.

Georgiadis et al. (1998) presented a detailed modeling of a PHE used for milk pasteurization that couples the dynamic thermal model with the protein-fouling model. Three different configurations were compared and the reduction of the overall heat transfer coefficient, caused by the protein adhesion on the plates, was studied. The model was solved with the finite difference method, implemented in the software gPROMS (Process System Enterprise, 2001).

To the authors knowledge there is no rigorous design method for PHEs in the open literature, as there are for the shell-and-tube exchangers (Taborek, 1983). Shah & Focke (1988) have presented a detailed step-by-step design procedure for rating and sizing a PHE, which is however restricted to parallel flow arrangements.

In all of those works, the overall heat transfer coefficient was considered invariable along the exchanger because this assumption brings a great simplification for the solution of the system of equations, linearizing the differential equations of the channel fluid temperatures. However, there may be a considerable variation of the overall coefficient for some cases, such as the series flow arrangement with equal flow rates of the fluids (Buonopane et al, 1963).

The aim of this work is to present a PHE modeling framework that is suitable for any configuration. The purpose of developing such model is to study the influence of the configuration on the exchanger performance and to further develop an optimization method for configuration selection. The first step for the modeling concerns the parameterization of the different configurations, following the work of Pignotti & Tamborenea (1988). The variation of the overall heat transfer coefficient along the exchanger is also studied in this work, with respect to the assumption of a constant value.

## Nomenclature

<i>a</i>	generic model parameter
<i>A</i>	effective heat transfer area ( $m^2$ )
<i>b</i>	channel average thickness (m)
<i>C<sub>p</sub></i>	fluid specific heat at constant pressure (J/kg.K)
<i>D<sub>e</sub></i>	equivalent diameter of channel (m)
<i>D<sub>p</sub></i>	port diameter (m)
<i>E</i>	exchanger thermal effectiveness (%)
<i>f</i>	Fanning friction factor
<i>g</i>	gravitational acceleration ( $g = 9,8 m/s^2$ )
<i>G<sub>C</sub></i>	channel mass velocity ( $kg/m^2.s$ )
<i>G<sub>p</sub></i>	port mass velocity ( $kg/m^2.s$ )
<i>h</i>	convective heat transfer coefficient ( $W/m^2.K$ )
<i>k</i>	fluid thermal conductivity (W/m.K)
<i>k<sub>p</sub></i>	plate thermal conductivity (W/m.K)
<i>L</i>	effective plate length, measured between ports (m)
<i>M</i>	diagonal matrix defined with Eq. (10)
<i>N</i>	number of channels per pass
<i>N<sub>C</sub></i>	number of channels
<i>Nu</i>	Nusselt number
<i>P</i>	number of passes
<i>Pr</i>	Prandtl number
<i>R</i>	fluid fouling factor ( $m^2.K/W$ )
<i>Re</i>	Reynolds number
<i>s<sub>i</sub></i>	channel <i>i</i> flow direction parameter ( $s_i = +1$ or $-1$ )
<i>T</i>	temperature (K)
<i>U</i>	overall heat transfer coefficient ( $W/m^2.K$ )
<i>w</i>	effective plate width, measured between gaskets (m)
<i>W</i>	fluid mass flow rate (kg/s)

<i>x</i>	coordinate, tangential to channel fluid flow (m)
<i>Y<sub>f</sub></i>	binary parameter for type of channel-flow
<i>Y<sub>h</sub></i>	binary parameter for hot fluid location
$\alpha$	dimensionless variable defined with Eq. (9)
$\beta$	chevron corrugation inclination angle (degrees)
$\Delta P$	fluid pressure drop (Pa)
$\rho$	fluid density ( $kg/m^3$ )
$\epsilon$	maximum deviation for calculated thermal effectiveness
$\epsilon_p$	thickness of metal plate (m)
$\phi$	parameter for feed connection relative location
$\Phi$	enlargement factor of plate
$\eta$	dimensionless coordinate, tangential to channel fluid flow
$\mu$	fluid viscosity (Pa.s)
$\theta$	dimensionless fluid temperature

## Subscripts

<i>c</i>	cold fluid
<i>h</i>	hot fluid
<i>i</i>	generic element <i>i</i>
<i>in</i>	fluid inlet
<i>max</i>	maximum value
<i>min</i>	minimum value
<i>out</i>	fluid outlet
<i>w</i>	at the plate wall

## Superscripts

<i>I</i>	side I of exchanger
<i>II</i>	side II of exchanger

## 2. Configuration Characterization

The configuration of a PHE is defined by the information that allows the detailing of the equipment assemblage, including the connections on the fixed and moveable covers, the closed and open ports in each plate and the type and position of each gasket. To characterize such configurations, six distinct parameters are used:  $N_C$ ,  $P^I$ ,  $P^{II}$ ,  $\phi$ ,  $Y_h$  and  $Y_f$ . These parameters are defined with details in Tab. (1).

Table 1. Characterization of the six configuration parameters.

Parameter description	Illustrative figure
<p><b><math>N_C</math> : Number of Channels</b></p> <p>The space comprised between two plates is a channel, and the PHE can be represented by a row of channels, numbered from 1 to <math>N_C</math>. The odd-numbered channels belong to side I, and the even-numbered ones belong to side II (as an analogy to the “tube” and “shell” sides in a shell-and-tube exchanger). <math>N_C^I</math> and <math>N_C^{II}</math> are the numbers of channels in each side. If <math>N_C</math> is even, both sides have the same number of channels, otherwise side I has one more channel.</p> <p>Allowable values: 2, 3, 4, 5 ...</p>	
<p><b><math>P^I</math> and <math>P^{II}</math> : Number of passes at sides I and II</b></p> <p>A pass is a set of channels where the stream is split and distributed. For a regular configuration, each side of the PHE is split into passes with the same number of channels per pass (<math>N^I</math> and <math>N^{II}</math>). Passes with different numbers of channels are unusual (Kakaç &amp; Liu, 1998). The relationship between <math>N_C</math>, <math>P^I</math> and <math>P^{II}</math> is given in Tab. (2).</p> <p>Allowable values: from the factorization of <math>N_C^I</math> and <math>N_C^{II}</math> respectively</p>	<p>Example</p> <p><math>N_C = 9</math>  <math>P^I = 1</math>  <math>P^{II} = 2</math>  <math>N^I = 5</math>  <math>N^{II} = 2</math></p>
<p><b><math>\phi</math> : Feed connection relative location</b></p> <p>The feed connection of side I is arbitrarily set in channel 1 at <math>\eta=0</math>. The relative position of the feed of side II is given by the parameter <math>\phi</math>, as shown in the diagram (Pignotti &amp; Tamborenea, 1988). The dimensionless length <math>\eta</math> is not associated with the top and bottom of the PHE, neither channel 1 is associated with the fixed cover. The configuration can be freely rotated or mirrored.</p> <p>Allowable values: 1, 2, 3 and 4</p>	
<p><b><math>Y_h</math> : Hot fluid location</b></p> <p>This binary parameter assigns the fluids to the exchanger sides:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- if <math>Y_h = 1</math> : the hot fluid is at side I, and the cold fluid at side II</li> <li>- if <math>Y_h = 0</math> : the cold fluid is at side I, and the hot fluid at side II</li> </ul>	
<p><b><math>Y_f</math> : Type of flow in channels</b></p> <p><math>Y_f</math> is a binary parameter that defines the type of flow inside the channels. As shown in the diagram, the flow can be straight or crossed, depending on the gasket type. The crossed flow avoids the formation of stagnation areas, but the straight flow type is easier to assemble. It is not possible to use both types together.</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- if <math>Y_f = 1</math> : the flow is crossed in all channels</li> <li>- if <math>Y_f = 0</math> : the flow is straight in all channels</li> </ul>	<p>Crossed flow <math>Y_f = 1</math>      Straight flow <math>Y_f = 0</math></p>

The six parameters can represent any regular configuration. For a fixed number of channels  $N_C$ , the five remaining parameters have a known set of allowable values. The combination gives a finite number of possible regular configurations for each value of  $N_C$ , as presented in Fig. (2). The disperse pattern is due to the variation of the number of integer factors of  $N_C^I$  and  $N_C^{II}$  for each value of  $N_C$ .

A configuration example is shown in Fig. (3) for illustration. It represents an eight-plate PHE, where the hot fluid in side I ( $Y_h=1$ ) makes 2 passes ( $P^I=2$ ) and the cold fluid on side II makes 3 passes ( $P^{II}=3$ ). In this example, the inlet of

side II is located next to the inlet of side I ( $\phi=1$ ) and the type of channel-flow is crossed flow ( $Y_f=1$ ). The parameter  $Y_f$  for type of channel-flow is mostly useful for the exchanger physical construction and it may not be necessary for the simulation since its influence over the convective coefficients and friction factors is usually unknown.

Table 2. Relationship between numbers of channels and passes.

Main equations			
$N_C = N_C^I + N_C^{II}$	$N_C^I = N^I . P^I$	$N_C^{II} = N^{II} . P^{II}$	
If $N_C$ is <u>even</u> :		If $N_C$ is <u>odd</u> :	
$N_C^I = \frac{N_C}{2}$	$N^I = \frac{N_C}{2.P^I}$	$N_C^I = \frac{N_C+1}{2}$	$N^I = \frac{N_C+1}{2.P^I}$
$N_C^{II} = \frac{N_C}{2}$	$N^{II} = \frac{N_C}{2.P^{II}}$	$N_C^{II} = \frac{N_C-1}{2}$	$N^{II} = \frac{N_C-1}{2.P^{II}}$

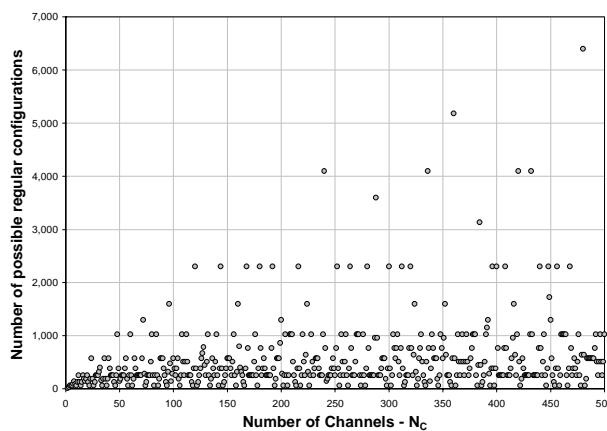


Figure 2. Number of possible regular configurations as a function of the number of channels.

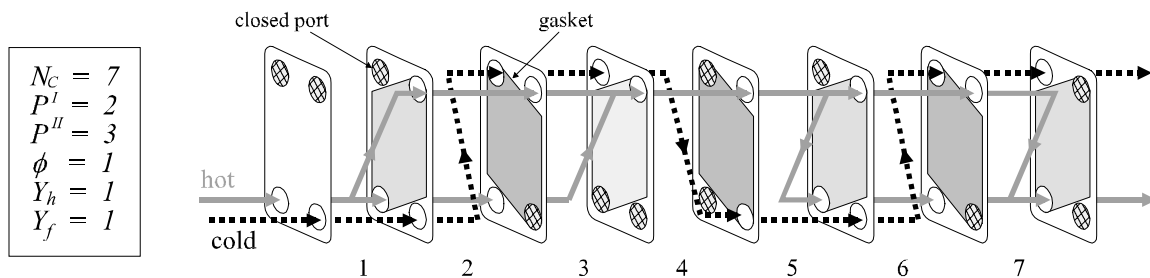


Figure 3. Example of configuration for a PHE with eight plates.

### 3. Equivalent Configurations

For a given value of number of channels and a fixed type of flow, the existence of equivalent configurations (that have the same thermal effectiveness and pressure drops) is possible. The identification of the equivalent configurations is important to avoid unnecessary simulations. The equivalence occurs due to 3 remarks, as follows:

- A1) According to the property of flow reversibility (Pignotti & Tamborenea, 1988), the inversion of the fluid flow direction in both sides does not alter the effectiveness of the PHE.
- A2) When there is a single pass in a side, the flow direction is the same in all channels, regardless if the feed is located at the first channel or at the last one.
- A3) Simply inverting the direction of  $\eta$ , or numbering the channels in reverse order, may yield to a new set of configuration parameters.

A methodology to detect equivalent configurations is presented in Tab. (3). For each set  $N_C$ ,  $P^I$ ,  $P^{II}$  and  $Y_f$  there are groups of the parameter  $\phi$  that result in equivalent configurations. In the case of an even-numbered  $N_C$ , there may be equivalency between  $Y_h = 0$  and  $Y_h = 1$ , because sides I and II have the same number of channels and therefore can support the same passes. An example of equivalency between 4 different configurations is shown in Fig. (4).

Table 3. Identification of equivalent configurations for given values of  $N_C$  and  $Y_f$ .

$N_C$	$(P^I, P^{II})$	Groups of equivalent values of $\phi$	Reduction in the number of simulations
odd	(1, 1); (1, odd); (odd, 1)	{1, 3}; {2, 4}	50 %
	(1, even); (even, 1)	{1, 2, 3, 4}	75 %
	(odd, odd); (even, even)	{1}; {2}; {3}; {4}	0 %
	(odd, even); (even, odd)	{1, 2}; {3, 4}	50 %
even	(1, 1); (1, odd); (odd, 1)	{1h, 3h, 1c, 3c}; {2h, 4h, 2c, 4c}	75 %
	(1, even)h	{1h, 4h, 2c, 4c}; {2h, 3h, 1c, 3c}	75 %
	(even, 1)h	{1h, 3h, 2c, 3c}; {2h, 4h, 1c, 4c}	75 %
	(odd, odd); (even, even)	{1h, 1c}; {2h, 2c}; {3h, 3c}; {4h, 4c}	50 %
	(odd, even); (even, odd)	{1h, 2c}; {2h, 1c}; {3h, 3c}; {4h, 4c}	50 %

Note: when  $N_C$  is even, "h" denotes  $Y_h = 1$  and "c" denotes  $Y_h = 0$ . When  $N_C$  is odd, all equivalent configurations have the same value for  $Y_h$ .

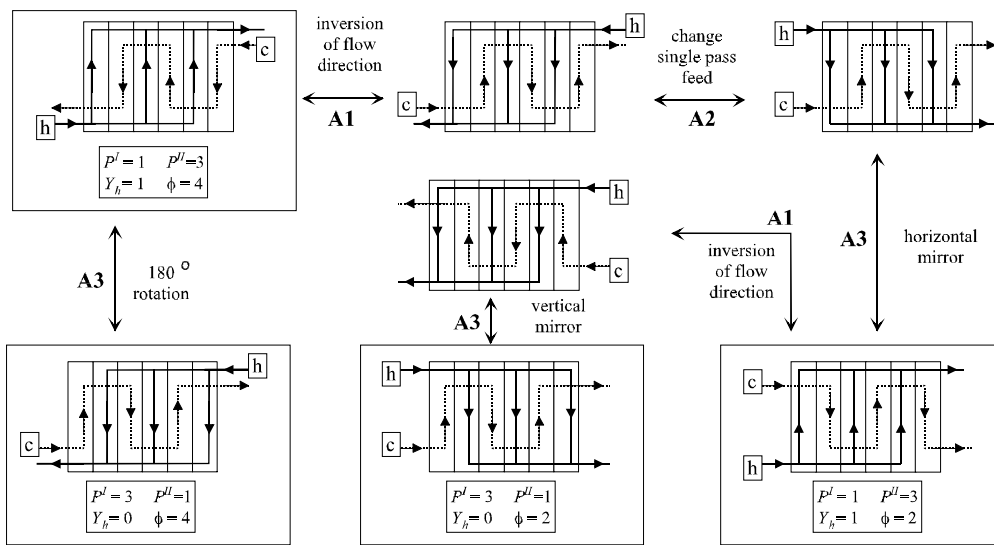


Figure 4. Example of four equivalent configurations with  $N_C = 6$  and  $Y_f = 1$ .

#### 4. Modeling of the PHE

The following assumptions were made in order to derive the mathematical model:

- B1) Steady state operation.
- B2) No heat loss to surroundings.
- B3) No heat exchange on the direction of flow.
- B4) Plug-flow inside the channels.
- B5) Uniform distribution of flow through the channels of a pass.
- B6) Perfect mixture of fluid in the end of a pass.
- B7) Fluids with Newtonian behavior.
- B8) No phase changes.

The fluid inside a channel exchanges heat with the neighbor channels through the thin metal plates, as shown in Fig. (5). The effective heat exchange area is  $A = \Phi \cdot w \cdot L$ , where  $\Phi$  is the area enlargement factor, which accounts for the corrugation wrinkles. The length of the path  $x$  and the fluid temperature  $T(x)$  can be converted into dimensionless form as shown in Eqs (1) and (2).

$$\eta(x) = \frac{x}{L} \quad 0 \leq \eta \leq 1 \quad (1)$$

$$\theta_i(T_i) = \frac{T_i - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}} \quad 0 \leq \theta \leq 1 \quad (2)$$

Applying the energy balance to the control volume shown in Fig. (5) (McKillop & Dunkley, 1960) it is possible to derive the differential equations for the channel temperature (Eqs 3, 4 and 5). The overall heat transfer coefficient  $U_i$  between channels  $i$  and  $i+1$  is given by Eq. (6) as a function of the fluid convective heat transfer coefficient  $h$ , the plate thermal conductivity  $k_p$  and the fouling factor  $R$  for hot and cold streams.

The mass flow rate inside channel  $i$  is calculated by Eq. (7) according to assumption B5, where  $side(i)$  refers to the side that contains channel  $i$ . It is known that this assumption may not hold for passes with a large number of channels (Bassiouny & Martin, 1984), but there is no rigorous modeling to this behavior. The flow rates in each side,  $W^I$  and  $W^{II}$ , are associated to the hot and cold fluid flow rates through the parameter  $Y_h$ . The direction of the flow in channel  $i$  is given by the variable  $s_i$ . If the flow follows the direction of  $\eta$ , then  $s_i = +1$ , otherwise  $s_i = -1$ .

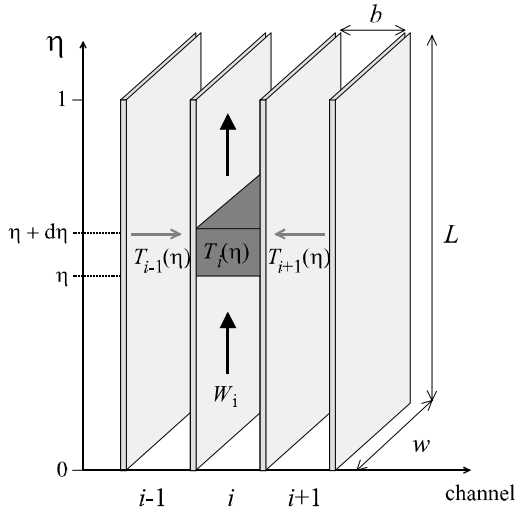


Figure 5. Control volume for derivation of energy balance inside an upward flow channel.

For the first channel:

$$\frac{d\theta_1}{d\eta} = \frac{s_1 \cdot A}{W_1 \cdot Cp_1} [U_1 \cdot (\theta_2 - \theta_1)] \quad (3)$$

For channel  $i$ : ( $1 < i < N_C$ )

$$\frac{d\theta_i}{d\eta} = \frac{s_i \cdot A}{W_i \cdot Cp_i} [U_{i-1} \cdot (\theta_{i-1} - \theta_i) + U_i \cdot (\theta_{i+1} - \theta_i)] \quad (4)$$

For the last channel:

$$\frac{d\theta_{N_C}}{d\eta} = \frac{s_{N_C} \cdot A}{W_{N_C} \cdot Cp_{N_C}} [U_{N_C-1} \cdot (\theta_{N_C-1} - \theta_{N_C})] \quad (5)$$

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{i+1}} + \frac{\epsilon_p}{k_p} + R_h + R_c \quad i = 1, \dots, (N_C - 1) \quad (6)$$

$$W_i = \frac{W^{side(i)}}{N^{side(i)}} \quad i = 1, \dots, N_C \quad side(i) = \{I, II\} \quad (7)$$

The overall heat transfer coefficient is a function of the fluid temperature in the channels (Eq. 6), which depends on  $\eta$ . Since this makes  $U_i$  also a function of  $\eta$ , the solution of the system of differential Eqs (3), (4) and (5) is not simple. However, if the fluid physical properties are assumed constant, Eq. (4) can be simplified to Eq. (8), where the coefficients  $\alpha^I$  and  $\alpha^{II}$  are given by Eq. (9) as a function of the constant overall heat transfer coefficient  $U$ . Consequently, the system of equations is reduced to a linear system of ordinary differential equations, which is represented in matrix form in Eq. (10), where  $\underline{M}$  is a tridiagonal matrix and  $\underline{\theta}$  is the vector of channel dimensionless temperatures  $\theta_i(\eta)$ . The analytical solution of Eq. (10) was studied by Zaleski & Jarzebski (1973).

$$\frac{d\theta_i}{d\eta} = s_i \cdot \alpha^{side(i)} \cdot (\theta_{i-1} - 2\theta_i + \theta_{i+1}) \quad i = 1, \dots, N_C \quad side(i) = \{I, II\} \quad (8)$$

$$\alpha^{side(i)} = \frac{A \cdot U \cdot N^{side(i)}}{W^{side(i)} \cdot Cp^{side(i)}} \quad i = 1, \dots, N_C \quad side(i) = \{I, II\} \quad (9)$$

$$\frac{d\theta}{d\eta} = \underline{\underline{M}} \cdot \underline{\theta} \quad (10)$$

The necessary boundary conditions for the simplified model, defined by Eq. (8), and for the rigorous model, defined by Eqs (3) through (6), are presented in Tab. (4). Every channel requires a boundary condition equation for its inlet temperature. The inlet position of channel  $i$  is given by the value of  $s_i$ . If  $s_i = +1$  the inlet is located at position  $\eta = 0$ , otherwise the inlet is located at  $\eta = 1$ . The number and structure of the required boundary equations are functions of the configuration parameters.

For the performance evaluation of the heat exchanger, the thermal effectiveness and the pressure drop calculations are needed. Once the system of equations is solved, the thermal effectiveness  $E$  can be calculated by Eq. (11) using the average value of the fluid specific heats, where  $W_c$  and  $W_h$  are related to  $W^{side(i)}$  by the parameter  $Y_h$ .

$$E = \frac{W_h \cdot \overline{Cp}_h \cdot (1 - \theta_{h,out})}{\min(W_h \cdot \overline{Cp}_h, W_c \cdot \overline{Cp}_c)} = \frac{W_c \cdot \overline{Cp}_c \cdot \theta_{c,out}}{\min(W_h \cdot \overline{Cp}_h, W_c \cdot \overline{Cp}_c)} \quad (11)$$

Table 4. Types of thermal boundary conditions for the PHE channels.

Boundary Condition	Equation Form
<b>Fluid entrance:</b> the temperature at the entrance of the first pass is the same as the stream inlet temperature.	$\theta_i(\eta) = \theta_{fluid,in} \quad , \quad i \in \text{first pass}$
<b>Changes of pass:</b> there is a perfect mixture of the fluid leaving the channels of a pass, before entering the next one.	$\theta_i(\eta) = \frac{1}{N} \cdot \sum_{j \in \text{previous pass}}^N \theta_j(\eta) \quad , \quad i \in \text{current pass}$
<b>Fluid exit:</b> the stream outlet temperature results from a perfect mixture of the fluid leaving the last pass.	$\theta_{fluid,out} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{j \in \text{last pass}}^N \theta_j(\eta)$

The fluid pressure drops at sides I and II,  $\Delta P^I$  and  $\Delta P^{II}$ , can be calculated by Eq. (12) that relies on assumptions B7 and B8 (Shah & Focke, 1988; Kakaç & Liu, 1998). The first term in the right-hand side evaluates the friction loss inside the channels, where  $G_C$  denotes the channel mass velocity (Eq. 13a). The second term represents the pressure drop for port flow, where  $G_P$  is the port mass velocity (Eq. 13b). The last term is the pressure variation due to an elevation change. Since the gravitational acceleration direction is not associated to the vertical dimension  $\eta$  and there is no information on the pump location, this term is always considered. Therefore the pressure drop may be overestimated.

$$\Delta P = \left( \frac{2 \cdot f \cdot (L + D_P) \cdot P \cdot G_C^2}{\rho \cdot D_e} \right) + 1,4 \cdot \left( P \cdot \frac{G_P^2}{2 \cdot \rho} \right) + \rho \cdot g \cdot (L + D_P) \quad \text{for sides I and II} \quad (12)$$

$$G_C = \frac{W}{N \cdot b \cdot w} \quad , \quad G_P = \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot D_P^2} \quad \text{for sides I and II} \quad (13)$$

The necessary constitutive equations for the calculation of convective coefficients and friction factor, according to assumption B7, are presented in Tab. (5), as well as the necessary dimensionless numbers and the channel equivalent diameter  $D_e$ . Usual values for the empirical parameters  $a_1$  to  $a_6$  of the constitutive equations can be found on Saunders (1988) and Shah & Focke (1988).

Table 5. Equations for convective coefficients and friction factor calculation, for sides I and II.

Constitutive Equations	Dimensionless Numbers	Equivalent Diameter
$Nu = a_1 \cdot Re^{a_2} \cdot Pr^{a_3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,17}$ $f = a_4 + \frac{a_5}{Re^{a_6}}$	$Nu = \frac{h \cdot D_e}{k} \quad , \quad Re = \frac{G_C \cdot D_e}{\mu}$ $Pr = \frac{C_P \cdot \mu}{k}$	$D_e = \frac{4 \cdot b \cdot w}{2 \cdot (b + w \cdot \Phi)} \approx \frac{2 \cdot b}{\Phi}$

## 5. Simulation of the PHE

The mathematical modeling of a PHE, for the calculation of its thermal effectiveness and fluid pressure drops, was presented in the previous section. However, it is not possible to derive a model that is explicitly a function of the configuration parameters, especially because of the binary variable  $s_i$  and of the required boundary conditions (the equations in Tab. 4).

To overcome this limitation, the modeling was developed in the form of an “assembling algorithm”. Given the configuration parameters, this algorithm guides the construction of the complete mathematical model of the PHE and its simulation at steady state operation.

In this work, the solution of the system of equations is carried out by the software gPROMS (Process Systems Enterprise, 2001), using the second order centered finite difference method. In this method, all variables depending on the plate length  $\eta$  are discretized with respect to this dimension. Several schemes were tested and, with 20 discretization intervals within  $\eta = [0,1]$ , an excellent approximation of the analytical result was achieved.

The simplified model that relies on the assumption of constant overall heat transfer coefficient and the rigorous model developed by relaxing this assumption were tested and compared. The main structure of the assembling algorithm for the simplified model is presented in Fig. (6). The algorithm has 14 steps as follows:

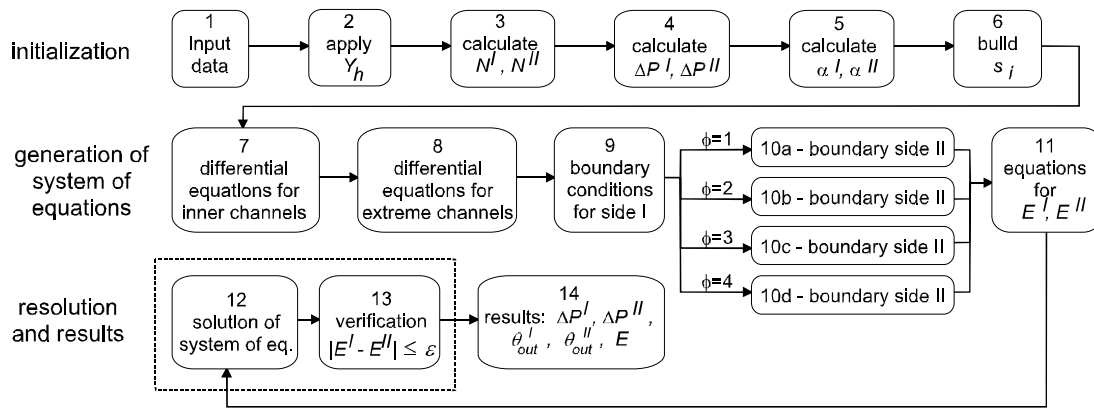


Figure 6. Main structure of the model assembling algorithm.

- 1) The required data for the PHE ( $L, w, b, D_p, \epsilon_p, \Phi, k_p$ ), for the hot and cold fluids ( $T_{in}, W, \rho, \mu, C_p, k, R, a_1, \dots, a_6$ ) and the configuration parameters ( $N_C, P^I, P^{II}, \phi, Y_h, Y_f$ ) are read.
- 2) The parameter  $Y_h$  assigns all fluid data to sides I and II.
- 3) Numbers of channels per pass  $N^I$  and  $N^{II}$  are calculated depending on the value of  $N_C$  (see Tab. 2).
- 4) Pressure drops are calculated for both sides of the PHE with Eqs (12), (13) and the equations in Tab. (5).
- 5) Coefficients  $\alpha^I$  and  $\alpha^{II}$  are obtained by Eq. (9), using the constant overall heat transfer coefficient  $U$ , which is obtained from Eq. (6) using constant heat transfer coefficients for sides I and II,  $h^I$  and  $h^{II}$ .
- 6) The values of  $s_i$  ( $i = 1, \dots, N_C$ ) are determined. These depends on the configurations parameters  $N_C, P^I, P^{II}$  and  $\phi$ .
- 7) The assembling of the system of equation starts with the differential equations for the PHE inner channels (Eq. 8).
- 8) Differential equations for the temperature in the first and last channels are included in the system.
- 9) Boundary conditions for the channels in side I are generated in the format shown in Tab. (4). The fluid path inside the exchanger, from inlet to outlet, needs to be followed in order to determine the connections between channels.
- 10) Boundary conditions for side II are also generated, but each value of the parameter  $\phi$  requires a specific treatment because this parameter determines the flow direction inside channels.
- 11) Equations of thermal effectiveness for both sides ( $E^I$  and  $E^{II}$ ) are included in the dimensionless form of Eqs (14a) and (14b), which are obtained using Eqs (9) and (11).

$$E^I = \frac{N^I}{\alpha^I} \cdot \max\left(\frac{\alpha^I}{N^I}, \frac{\alpha^{II}}{N^{II}}\right) |\theta_{in} - \theta_{out}|^I, \quad E^{II} = \frac{N^{II}}{\alpha^{II}} \cdot \max\left(\frac{\alpha^I}{N^I}, \frac{\alpha^{II}}{N^{II}}\right) |\theta_{in} - \theta_{out}|^{II} \quad (14)$$

- 12) The resulting system of differential equations, defined by the differential equations on the temperature in each channel, the boundary conditions equations and the effectiveness equations, is solved by numerical or analytical methods.
- 13) If a numerical solution method is used, the overall energy conservation can be verified by the effectiveness values  $E^I$  and  $E^{II}$ . If  $|E^I - E^{II}| > \epsilon$ , where  $\epsilon$  is the maximum allowable deviation, the parameters of the numerical method and/or the input data should be revised.
- 14) The main simulation results, such as the pressure drops and outlet temperatures for sides I and II (which are assigned to the hot and cold streams using  $Y_h$ ), as well as the PHE thermal effectiveness, are obtained.

A computer program was developed to run steps 1 through 11 of the assembling algorithm in Fig. (6). After reading the data, the program makes all necessary calculations, generates a report and creates the formatted input file for gPROMS. This procedure made the simulation of different configurations much simpler and effective.

The derivation of the assembling algorithm for the rigorous model is straightforward. Step 5 should be removed and all the necessary equations for the calculation of the channel overall heat transfer coefficient  $U_i$  (Eq. 6), such as dimensionless numbers, constitutive equations and the fluid physical properties dependence upon channel temperature, should be inserted in steps 7 and 8. Equation (14) should also be written in the form of Eq. (11) for the effectiveness calculation in step 11. These modifications increase the size and complexity of the system of equations and make the solution more difficult because of the larger number of discretized variables.

## 6. Simulation Example

An example of a PHE application is presented to show the simulation results. A hot stream of toluene exchanges heat with a cold stream of benzene in a medium-sized PHE with 25 plates (see Fig. 7). Both rigorous and simplified models were simulated and the main results are presented in Tab. (6) and Figs (8), (9) and (10). For the simplified model, the fluid average temperatures were estimated targeting a thermal effectiveness of 90%.

Table 6. Main simulation results for the example

Variable	Rigorous Model	Simplified Model	Deviation (%)
PHE thermal effectiveness (%)	85.8	86.1	0.35
Benzene outlet temp. (°C)	51.3	51.3	0.00
Toluene outlet temp. (°C)	23.9	23.8	0.42
Benzene pressure drop (kPa)	30.2		-
Toluene pressure drop (kPa)	39.0		-
Number of variables after discretization	4,527	508	-
CPU time on workstation (s)	1.4	0.1	-

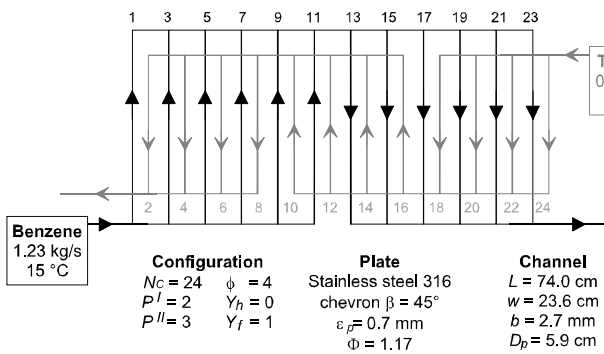


Figure 7. Characteristics of the PHE used for simulation example

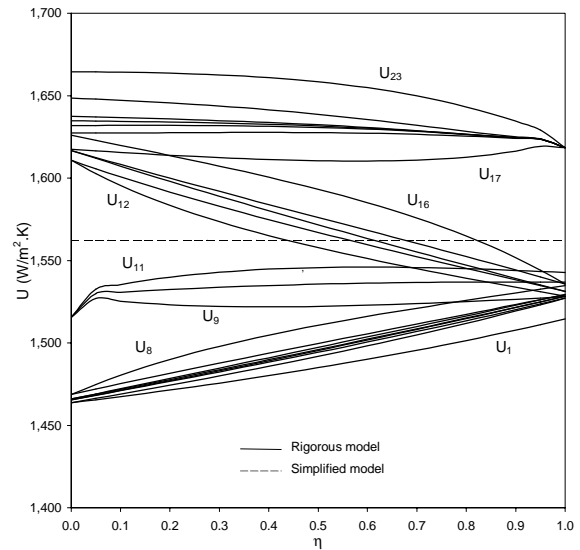


Figure 8. Distribution of the overall heat transfer coefficient along the exchanger

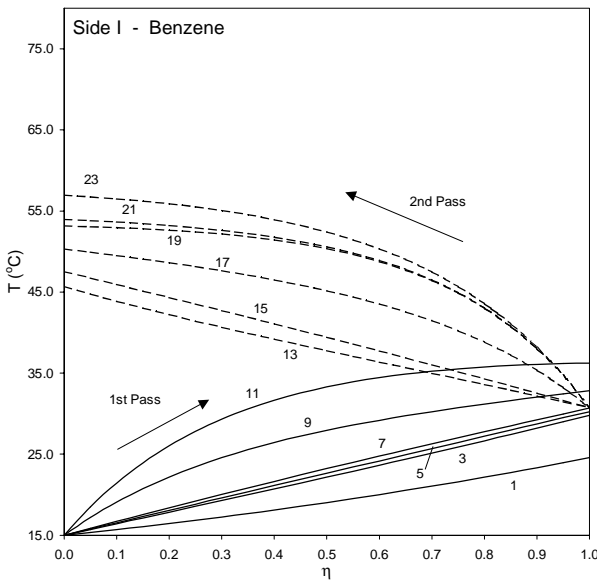


Figure 9. Temperature profiles for side I channels (rigorous model)

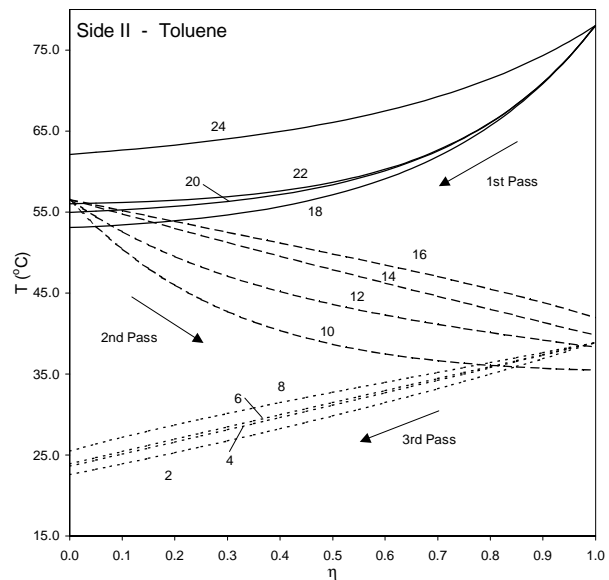


Figure 10. Temperature profiles for side II channels (rigorous model)

The temperature distribution along the exchanger, obtained by the rigorous model, is shown in Figs (8) and (9), where the stream passes and channel numbers are indicated. The temperature variation in the outer channels 1 and 24 are lower than in the other channels in the same pass because heat is exchanged with only one neighbor channel.

The distribution of the overall heat transfer coefficient  $U$  along the exchanger, obtained by both models, is presented in Fig. (8). The results from the rigorous model simulation showed that the coefficient  $U$  varies from 1,464 to 1,665  $W/m^2.K$ , while the simplified model was solved with an average value of 1,562  $W/m^2.K$ . Despite this significant



Table 1: Normalized system parameters for 2.5 MVA base and 1.84 rad/sec base

$J_t$	=	37,413	$D_t$	=	$2,024 \times 10^{-2}$
$J_g$	=	2,091	$D_g$	=	$3,01 \times 10^{-2}$
$K_{hg}$	=	28,4	$D_{hg}$	=	1,831

in 7.c, allowing the actuation of pitch adjustment during sudden variations. The control system introduce a great rejection for disturbance torque in the WECS, as shown in diagrams 7.b, 7.d and 7.f. The excitation of torsional modes through reference variations e/or operational disturbances is difficult, since these signals are adequately attenuated considering the output  $\Delta\omega$ , as shown figures 7.g and 7.h.

The consistent model developed by Wasynczuk et alii (Wasynczuk *et al.*, 1981) is used as real plant for dynamic simulation, and all results are presented in a normalized form. The figure 8 shows the dynamic behavior of close-loop system when submitted to wind fluctuation. The pitch angle average is null (figure 8.c), and the dynamic of pitch actuator is able to filtering the noise, providing a maximum efficiency operation, since the  $\lambda$  is maintained at its optimal value. When a sudden variation occurs, such as step on wind speed (figure 9), the control system is induced to act on pitch adjustment aiming to reduce torque peaks and system oscilations. The peak of electrical torque  $Q_g$  is reduced if compared to case where the pitch angle is not controlled, meaning a better energy quality delivered to grid. In steady state, both speed error and pitch angle are nulls, demonstrating the capacity of this control system to assere the WECS operation at maximum energy conversion efficiency.

## 6. Conclusions

In this paper, the  $H_\infty$  technique was applied to design a control system for variable speed WECS, utilizing the Loop Shaping concepts for choice of weighting compensators, considering the control requirements related to speed regulation, reduction of mechanical stress and system stability. The main objective was to obtain the maximum energy conversion efficiency reducing the detrimental loads. For control design, a linearized and simplified model of WECS was developed and utilized as nominal plant. The pitch control is used to reduce mechanical stress during large variation on wind speed. To verify the performance of the proposed  $H_\infty$  control structure, a dynamic simulation of a unitary step in wind speed was simulated utilizing a consistent model of a real WECS. The simulation results demonstrated that WECS operate as desired, assuring maximum efficiency on energy conversion and reducing the effects of dynamic loads due to wind fluctuation and ripple torque over system.

## 7. Acknowledgement

The authors gratefully acknowledge the financial support of Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq and Fundação para o Amparo a Pesquisa do Estado de Minas Gerais -FAPEMIG.

## References

- Chang, R. Y. and Safonov, M. G., 1996, “*Robust control toolbox for use with matlab*”, Mathworks Inc. USA.
- Connell, J. R., 1982, “ The spectrum of wind speed fluctuations encountered by a rotating blade of a wind energy conversion system”, *Solar Energy*, Vol. **29**, No. 5, pp. 363–375.
- Dessaint, L., Nakra, H. and Mukhedkar, D., 1986, “ Propagation and elimination of torque ripple in a wind energy conversion system”, *IEEE Trans. on Energy Conversion*, Vol. **1**, No. 2, pp. 104–112.
- Doyle, J. C., Glover, K., Khargonekar, P. P. and Francis, B. A., 1989, “ State-space solutions to standart  $H_2$  and  $H_\infty$  control problems”, *IEEE Trans. on Automatic Control*, Vol. **34**, No. 8, pp. 831–846.
- Leith, D. J. and Leithead, W. E., 1997, “ Implementation of wind turbine controllers”, *International Journal of Control*, Vol. **66**, No. 3, pp. 349–380.
- Leithead, W. E., de la Salle, S. and Reardon, D., 1991, “ Role and objectives of control for wind turbines”, *IEE proc. Pt. C*, Vol. **138**, No. 2, pp. 135–148.
- Manwell, J. F., McGowan, J. G. and Bailey, B. H., 1991, “ Electrical / mechanical options for variable speed wind turbines”, *Solar Energy*, Vol. **46**, No. 1, pp. 41–51.
- McFarlane, D. and Glover, K., 1992, “ A loop shaping design procedure using  $H_\infty$  synthesis”, *IEEE Trans. on Automatic Control*, Vol. **37**, No. 6, pp. 759–769.
- Wasynczuk, O., Man, D. T. and Sullivan, J. P., 1981, “ Dynamic behaviour of a class of wind turbine generators during random wind fluctuatons”, *IEEE Trans. on Power Apparatus and Systems*, Vol. **100**, No. 6, pp. 2837–2845.

## Comparação do Desempenho do Processo de Evaporação através de uma Análises de Custo Exergético

Fernández P. Maria I.

Universidade Estadual de Campinas –FEM/DE Caixa Postal 6122. Campinas. São Paulo. CEP: 13083-970

Universidade de Oriente. –FEM/Centro de Estudos de Eficiência Energetica

E-Mail: [mariai@fem.unicamp.br](mailto:mariai@fem.unicamp.br)

Nebra Silvia A.

Universidade Estadual de Campinas –FEM/DE Caixa Postal 6122. Campinas. São Paulo. CEP: 13083-970

E-Mail: [sanebra@fem.unicamp.br](mailto:sanebra@fem.unicamp.br)

**Resumo:** Neste trabalho apresenta-se a análise comparativa energética e exergética de um sistema de evaporação instalado numa usina açucareira de cana, sem e com termocompressão, sendo avaliados os principais índices energéticos, e exergéticos de ambos esquemas. A termocompressão foi considerada em função que a planta estudada tem uma quantidade de vapor de alta pressão que passa por válvula redutora, apresentando resultados interessantes com uma diminuição do consumo de vapor de 17,15 %, e custo exergético unitário de 1,325 para o caldo, ligeiramente menor que o sistema sem termocompressão, e sem variação considerável da eficiência exergética.

**Palavras Chave:** evaporação, análise exergético, múltiplo efeito de evaporação.

### 1.-Introdução

A fabricação de açúcar pode ser dividida nos processos de extração, tratamento, evaporação, cozimento-centrifugação e secagem, dentre eles o sistema de evaporação é essencial na economia e balanço de vapor total da indústria, pela influência que tem na qualidade e quantidade de açúcar produzido; e pela grande quantidade de vapor que é consumido nele. Raciocínio que leva a seu constante estudo e aperfeiçoamento quando trata -se de economia energética nas usinas açucareiras.

Na industria açucareira, tanto de beterraba como de açúcar de cana, é usual o balanço energético; e em menor medida, tem sido introduzido o balanço exergético. As análises feitas por Christodoulo (1996); e Baloh, (1995), porem tem sido mais aceitas dentro do campo acadêmico que industrial, provavelmente, a causa da complexidade do cálculo das exergias dos fluxos que participam no processo e das metodologias disponíveis.

O balanço exergético, mostra a eficiência termodinâmica real do processo, ao evidenciar as fontes de irreversibilidades, isto é as perdas de exergía, perdas não indicadas pelos balanços energéticos. A vantagem do balanço exergético é que as perdas encontradas podem ser convertidas diretamente em kWh de potencia que seriam ganhos se estas perdas fossem evitadas. (Christodoulo, 1996)

O objetivo deste trabalho é evidenciar as vantagens da analise conjunta da primeira e segunda lei da termodinâmica, mediante a avaliação comparativa energética, exergética de um sistema de evaporação instalado numa usina de açúcar de cana, com e sem recompressão térmica do vapor. Os dados utilizados provem da Usina Cruz Alta, Conjunto Açúcar Guarani, Olímpia, São Paulo. “Num sistema dissipativo, como é o presente caso, e mais indicada a utilização do conceito de custo exergético que o de eficiência exergética, já que em termos de eficiência é possível utilizar apenas a de primeiro tipo, como indicado na equação (27) pouco significativa, enquanto o conceito de custo exergético permite identificar um produto, o xarope neste caso, e quantificar a exergia necessária para sua produção. Observe-se que para o vapor vegetal foi dado um tratamento de sub-produto, igualando seu custo exergético ao de vapor do processo”

### 2.-Sistema de evaporação: Descrição.

A evaporação na industria açucareira é um dos processos de separação, mediante cambio de fase à qual deve seu nome, que tem por objetivo a eliminação da água que foi incluída no processo de extração, após o processo de tratamento, e a concentração do caldo.

O sistema de evaporação da usina, objeto de estudo, (Fig.1, item 3.7), é composto por um pré-evaporador e um quádruplo efeito, com circulação em paralelo do caldo e os vapores, as áreas de troca térmica distribuem-se: 7000 m<sup>2</sup> nos pre evaporadores, 7800 m<sup>2</sup> no primeiro efeito, 1400 m<sup>2</sup> no terceiro, quarto e quinto respectivamente. Os parâmetros de operação constam nas tabelas 2, 3 e 4. O caldo clarificado vem do sistema de tratamento de caldo com um brix médio de 14,42 °Brix e sai da evaporação com um brix médio de 64,42 °Brix. O vapor de aquecimento provém do escape dos turbogeradores e da válvula redutora de fabricação, e tem uma pressão de 0,212 MPa. e 125 °C de temperatura.

### 3.- Modelagem.

#### 3.1 Propriedades termofísicas dos fluxos.

Sendo que o caldo é o fluxo mais importante do processo de transformação do caldo da cana em açúcar; e que os balanços antes citados dependem diretamente das propriedades termofísicas, são apresentadas as equações utilizadas para o cálculo destas propriedades.

Para os calores específicos,  $Cp_i$ , do caldo utiliza-se a equação proposta por Bubnick e Kadlec, (1996)

$$Cp_i = 4,1868 - 0,0297 \cdot \frac{Brix_i}{100} + 0,000046 \cdot \frac{Pureza}{100} + 0,000075 \cdot \frac{Brix_i}{100} \cdot T_s^i \quad (1)$$

onde :

Brix<sub>i</sub>.- Concentração de sólidos totais na solução no ponto analisado. %

Pureza.- Pureza da solução %

$T_s^i$  .- Temperatura de ebulição da solução, considerando a elevação do ponto de ebulição. °C.

No caso da dissolução binária os valores de pureza se consideram 100 %, consideração que não introduz variações significativas nas propriedades, ver terceiro termo da equação (1).

A temperatura de ebulição do caldo no corpo será então:

$$T_s^i = T_v^i + EPE_i \quad (2)$$

onde :

$T_v^i$  .- Temperatura do vapor saturado à pressão de operação do corpo i, °C

$EPE_i$ .- Elevação do ponto de ebulição do caldo, °C. Determinada segundo a equação (3), Starzack and Peackoc, (1997), que leva em conta a influencia tanto da concentração da solução quanto da pressão hidrostática nos tubos do evaporador.

$$EPE_i = \left\{ \left[ \frac{1 + 0,5578 \cdot x_{sac}^2 \cdot (1 - 1,0038 \cdot x_{sac}^2 - 0,24653 \cdot x_{sac}^2 \cdot \left( \frac{T_v^i + 226,28}{T_v^i + 273,15} \right))}{1 + \left( \frac{T_v^i + 226,28}{3797,06} \right) \cdot \ln(1 - x_{sac})} \right] - 1 \right\} \cdot (T_v^i + 226,28) \quad (3)$$

As entalpias do caldo foram calculadas segundo a equação de Peackoc, (1995)

$$h_c^i = 2,326 \cdot \left[ \frac{Brix_i \cdot (100 + Brix_i)}{900 - 8 \cdot Brix_i} + 1,8 \cdot T_s^i \cdot \left( 1 - \frac{Brix_i}{100} \right) \cdot (0,6 - 0,0009 \cdot T_s^i) \right] \quad (4)$$

onde:

$h_c^i$  .- entalpia do caldo, no ponto i do sistema. kJ/kg,

Determinação da variação de entropia do caldo entre os valores de P,T do caldo no ponto i, e o ambiente de referência. (Paz et alli, 1997)

$$\Delta S_c = \ln \left( \frac{T_s^i + 273,15}{T_o + 273,15} \right) - \left[ 1,092 \cdot \ln \left( \frac{T_s^i + 273,15}{T_o + 273,15} \right) - 0,0018 \cdot (T_s^i - T_o) + 0,0011 \cdot (100 - T_s^i) \cdot \ln \left( \frac{T_s^i + 273,15}{T_o + 273,15} \right) \right] \cdot \frac{Brix_i}{100} \quad (5)$$

O cálculo do coeficiente de atividade da água foi feito mediante a equação proposta por Starzack and Peackoc, (1997), e (1998).

$$\ln(\mathfrak{a}_W^o) = - \left[ \frac{2121,4}{T_o + 273,15} \right] \cdot x_{sac} \cdot (1 - (1,0038 \cdot x_{sac} - 0,24653 \cdot x_{sac}^2)) \quad (6)$$

Onde:

$\mathfrak{a}_W^o$  .- Coeficiente de atividade da água numa dissolução binária sacarose-água.

$x_{sac}$  .- Fração molar da sacarose na dissolução kmol sacarose/ kmol dissolução

$$a_{ow} = x_w \cdot g_w^o \tag{7}$$

$x_w$ .- Fração molar da água na dissolução kmol água/ kmol dissolução.

$a_{ow}$ .- atividade da água na dissolução.

A determinação da atividade dos sólidos na solução é calculada mediante a solução da equação de Gibbs-Duhem, Eq. (8) , (9) e (10).

$$x_w \cdot d \ln(a_w) + x_{sac} \cdot d \ln(a_{sac}) = 0 \tag{8}$$

No caso da dissolução binária a atividade da sacarose será:

$$\ln(a_{sac}) = - \int_{x_{w1}}^{x_w} \frac{x_w}{1-x_w} d(\ln(a_w)) \tag{9}$$

Calculo da exergia do caldo nos diferentes pontos de entrada e saída dos subsistemas.

A exergia é o trabalho mínimo que deve ser fornecido para formar os compostos a partir dos estados de referencia das substancias que os compõem, definição que leva implícita a importância da definição do ambiente de referencia.

No caso de uma usina açucareira, a cana de açúcar matéria prima tem carbono nas fibras e também na sacarose, no caldo. Como o tratamento que será feito é integral devemos adotar uma única substância de referência para cada uma das espécies químicas que se encontram nos diferentes fluxos ao longo do processo produtivo por este motivo decidiu-se adotar o ambiente de referência proposto por Szargut, (1985) que é único para cada espécie química.

Exergia física: A exergia física, tanto para os vapores quanto para o caldo, determinou-se pela equação clássica da exergia física, Eq.(27), sendo calculadas as entalpias nos diferentes pontos e no ambiente de referencia pela equação proposta por Peacock, (1995), Eq. (4) e a variação de entropia pela equação (5).

Exergia química: Por definição, esta parte da exergia corresponde ao valor de variação da energia livre correspondente aos processos de diluição e reações químicas necessárias para levar o fluxo em questão até o estado de equilíbrio com o entorno em termos da sua composição química.

Para os vapores de água a exergia química foi considerada 49,96 kJ/kg (Szargut, 1985)

De modo geral a exergia química de uma mistura não ideal, na qual o processo de mistura provoca variação da temperatura da mesma, caso do caldo da cana de açúcar, em que o equilíbrio das espécies químicas é atingido através de reações químicas e diluição no entorno, se calcula como: (Szargut, 1985).

$$Ex_{ch} = \sum_{i=1}^n x_i e_i^{oo} + RT_o \sum_{i=1}^n x_i \ln a_i \tag{10}$$

onde:

$Ex_{chi}$ .- Exergia química do caldo no ponto i do múltiplo.

$e_i^{oo}$ .- Exergia química da substancia pura a  $P_o$  e  $T_o$  (da água líquida e sacarose, no caso de caldo). Pode ser obtida na tabela fornecida por Szargut, (1985)

$RT_o \sum_{i=1}^n x_i \ln a_i$  - Exergia de mistura, é a exergia do processo de mistura dos componentes.

Custo Exergetico

A análise de custo exergetico baseia-se na contabilidade da exergia necessária para a obtenção de cada fluxo produto do sistema. A avaliação é feita sobre a base da definição de uma estrutura produtiva, dividindo o sistema em subsistemas e identificando os insumos e produtos em cada um deles. Foram adotados como subsistemas cada um dos corpos do evaporador e o termocompressor, Fig. (1). Como índices exergoeconómicos foram calculados os custos exergeticos unitários do caldo na saída de cada um dos corpos do sistema , Eq. (11), que indicam o consumo de exergia requerido pela instalação para gerar uma unidade de exergia do produto.

$$k = \frac{\text{Custo Exergetico}}{\text{Exergia}} \tag{11}$$

Para a determinação dos custos exergeticos unitários foram feitas as seguintes considerações: Os custos exergeticos unitários dos fluxos bifurcados de outro são todos iguais ao custo exergetico unitário de aquele. Os custos exergeticos unitários dos fluxos de vapor vegetal e igual a os custos exergetico unitário do vapor de escape que entra ao pré-evaporador. Araújo da Gama, (1999), apresenta um estudo mais completo das bases da atribuição de custos e da teoria termoeconómica.

### 3.2.- Balanço de massa dos corpos dos evaporadores.

**Balanço de sólidos:** Considerando, que a quantidade de sólidos na solução (caldo) é constante; e conhecidos os brix do caldo clarificado e do xarope, fornecidos pelas medições do laboratório, determina-se a evaporação total, segundo as equações clássicas do balanço de massa, (Hugot, 1986), Honig, (1969).

$$M_{i+1} = M_i \cdot \left( 1 - \frac{Brix_i}{Brix_{i+1}} \right) \quad (12)$$

onde:

$M_{i+1}$ .- Fluxo mássico de água evaporada no corpo  $i$ , kg/s,

$M_i$  - Vazão mássica de caldo que entra ao corpo  $i$ . Kg/s.

$Brix_i$ .- Concentração de sólidos totais no caldo clarificado na entrada do corpo  $i$ .

$Brix_{i+1}$ .- Concentração de sólidos totais no xarope, na saída do corpo  $i$ .

### Balanco de massa dos fluxos.

$$M_{i-1} = M_{VV_i} + M_{VS_i} + M_i \quad (13)$$

Sendo:

$M_{VV_i}$ -Vazão de vapor vegetal que é levado ao corpo seguinte.kg/s.

$M_{VS_i}$ -Fração do vapor vegetal, que é utilizada para aquecimento em outros processos. (kg/s).

$M_i$ -Vazão de caldo concentrado que sae do corpo.

### 3.3.-Análise do sistema considerando a termocompressão do vapor no primeiro estagio de evaporação:

No caso desta usina, tem sentido a avaliação da possível utilização da termocompressão devido à existência de válvulas redutoras de pressão, cujo único objetivo é levar o vapor de alta pressão, 2063 kPa, e 572,15 K até os parâmetros requeridos no processo, neste caso do processo de evaporação, e conseqüente concentração do caldo.

O principio de operação de um sistema de recompressão térmica do vapor consiste em passar uma quantidade de vapor de altos parâmetros por um ejetor com o objetivo de recomprimir parte da massa de vapor separada do caldo, destinado a sua utilização na calandra do mesmo corpo ou de corpos anteriores. A quantidade de vapor utilizada vai depender do coeficiente de arraste do termocompressor, calculado segundo Hugot, (1986), pelas Eq. (14) e (15)

$$(m^\circ + 1)^2 = \left( \frac{80}{T_{VE} - T_{S1}} \right) \cdot [\log(P_{VV}) - \log(P_{VE}) - 0,01 \cdot (T_{S1} - 100)] \quad (14)$$

$$m = 0,95 \cdot m_i^\circ \quad (15)$$

Onde:

$\mu^\circ$  - É a relação de arraste para o termocompressor novo.

$\mu$ .- Relação de arraste para o termocompressor considerando o desgaste.

A relação de arraste define-se como a relação entre o peso de vapor aspirado ( $M_{VA}$ ) e o vapor motriz ( $D_{VV}$ ), isto é o vapor de altos parâmetros que entra no termocompressor.

$$M_{VA} = m \cdot D_{VV} \quad (16)$$

O cálculo da nova massa de vapor de escape,  $NM_{VE}$ , que seria necessária para completar o processo de evaporação no corpo, Hugot, (1986), é como sigue.

$$NM_{VE} = M_{VE} - M_{VA} \quad (17)$$

$M_{VE}$ .- Massa de vapor de escape calculada segundo o balanço de energia, kg/s.

### 3.4.-Balanco de Energia.

O calor (sensível e latente) do vapor de escape introduzido na calandra do evaporador é transferido ao caldo que circula e se evapora dentro dos tubos verticais do mesmo. No pré-evaporador o caldo entra a uma temperatura de 368,15 K, inferior à temperatura de saturação, consumindo calor sensível para o aquecimento até a saturação e também calor latente de mudança de fase, gerando o vapor vegetal como produto da separação, que segundo os princípios de Rilleaux vai alimentar as calandras dos corpos seguintes e gerar pela sua vez de modo aproximado a mesma quantidade de vapor vegetal que aquela introduzida na calandra. (Hugot, 1986 ; Honig, 1969).

A quantidade de vapor de aquecimento necessário para a evaporação em cada um dos corpos, do quántuplo efeito calcula-se como:

$$M_{Vi} = \frac{[M_{i-1} (h_{vi} - C_{pi-1} T_{i-1})] - [M_i (h_{vi} - C_{pi} T_s^i)]}{(h_{gvi} - h_{vvi})} \cdot h \quad (18)$$

Onde:

$h_{vi}$ .- Entalpia do vapor vegetal à temperatura  $T_s^i$ , kJ/kg

$T_s^i$ .- Temperatura de saturação da solução no corpo, considerando a elevação do ponto de ebulição. °C.

$C_{pi-1}$ ,  $C_{pi}$ .- Calor específico do caldo na entrada e saída do corpo respectivamente, kJ/kg °C.

$h_{gvi}$ -Entalpia do vapor de aquecimento, a temperatura e pressão de entrada ao corpo. KJ/kg.  
 $h_{fvi}$ - Entalpia do condensado a pressão de entrada do vapor de aquecimento no corpo. KJ/kg.  
 $h = 0,98$ .- Coeficiente de perdas de calor ao médio ambiente,

No balanço de energia do termo compressor foi considerada uma perda de calor tal que o vapor que sai do mesmo se encontra nas mesmas condições que o vapor de aquecimento proveniente da planta.

### 3.5.-Principais índices energéticos de desempenho do sistema.

Os índices que se apresentam são o resultado duma pesquisa bibliográfica, na qual foram identificados para a caracterização da operação dos sistemas de evaporação das usinas. (Hugot, 1986), Camargo, (1990), Baloh, (1995).

**I<sub>VE</sub>X<sub>R</sub>**.- Consumo de vapor de escape por toneladas de xarope. Permite relacionar a quantidade de vapor consumido, isto é o insumo do sistema com o produto, o xarope. (Camargo, 1990)

$$I_{veX_R} = \frac{M_{VE}}{M_x} \quad (19)$$

**I<sub>VE</sub>W<sub>T</sub>** - Toneladas de vapor de escape consumido por toneladas de vapor vegetal produzido na instalação. Permite avaliar a economia de vapor da instalação, e o seu inverso a massa total de vapor vegetal evaporado por tonelada de vapor de escape fornecido ao sistema. . (Camargo, 1990).

**e<sub>convp</sub>**.- Economia de vapor no sistema.- Depende da utilização dada aos vapores vegetais de cada um dos estágios e do numero de corpos que o compõem.(Hugot, 1986)

$$e_{convp} = \frac{1}{n} M_{vs1} + \frac{2}{n} M_{vs2} + \frac{3}{n} M_{vs3} + \frac{4}{n} M_{vs4} + \frac{5}{n} M_{vs5} \quad (20)$$

A economia de vapor será para o caso de termo compressor segundo Hugot, (1986):

$$e_{term} = \left( \frac{m}{n} \right) \cdot D_{vv} \quad (21)$$

Sendo a economia total a soma da economia de vapor devida às sangrias Eq. (21) e a economia do vapor devida à termo compressão, Eq. (23).

$$e_T = e_{convp} + e_{term} \quad (22)$$

**PEX**.- Produção específica de xarope.- toneladas de xarope produzido por toneladas de caldo clarificado que entra no sistema.(Camargo, 1990)

$$P_{EX} = \frac{M_s}{M_o} \quad (23)$$

**IE<sub>i</sub>**.- Índice de evaporação do corpo i.- toneladas de vapor vegetal produzido no corpo i por m<sup>2</sup> de superfície de transferência de calor. (Camargo, 1990)

$$IE_i = \frac{M_{VV_i}}{S_i} \quad (24)$$

Calculo dos coeficientes de transferência de calor segundo a equação de Camargo et alli, (1990).

$$U_i = \frac{M_{vi} \cdot (h_{gv} - h_{fv}) \cdot h}{A^i \cdot \Delta T^i} \quad (25)$$

### 3.6-Balanço Exergético do Múltiplo Efeito.

Cálculo das exergias físicas do vapor para os diferentes valores de P e T de trabalho dos corpos. Para a determinação da exergia física do vapor, admite-se como sistema de referencia aquele definido por Szargut,(1985) à T=298,15 K e P= 0,1 MPa. Todos os valores de entalpia e entropia foram calculados mediante o programa EES.®

$$Ex_f = M_v [(h_i - h_o) - T_o \cdot (s - s_o)] \quad (26)$$

Onde:

M<sub>v</sub>.- Massa de vapor no ponto i da instalação, kg/s.

h<sub>i</sub>.- entalpia do vapor nas condições de P, e T no ponto i objeto de analise. kJ/kg

T<sub>o</sub>.- temperatura do ambiente referência. K

S<sub>i</sub>- Entropia do vapor nas condições de P e T do ponto i da instalação. kJ/kg K

S<sub>o</sub> -Entropia do vapor nas condições do ambiente de referência. . kJ/kg K

### 3.7-Eficiência exergetica do sistema:

De forma geral foi definida a eficiência exergetica do sistema de evaporação, considerando sua condição de equipo dissipativo como a relação da soma das exergias dos fluxos de saída e dos fluxos de entrada.

$$h_{exer} = \frac{\sum E_{saída}}{\sum E_{entrada}} \tag{27}$$

No caso do sistema de evaporação são consideradas saídas: exergia do xarope que sai do múltiplo, exergia das sangrias nos corpos I e II, exergias dos fluxos de condensado das calandras dos corpos, exergia do vapor vegetal do quinto corpo que vai ao condensador. São consideradas entradas: exergia do vapor de escape que entra na calandra do primeiro corpo, exergia do caldo clarificado que entra no primeiro corpo.

Para o cálculo da eficiência exergetica do sistema com termo compressor foram consideradas as mesmas saídas do caso anterior. Foram consideradas entradas: Entrada de vapor de altos parâmetros ao termo compressor. Entrada da nova massa de vapor de escape na calandra do pré - evaporador. Entrada do caldo clarificado ao primeiro efeito de evaporação.

A exceção do coeficiente de transferência de calor que é um indicador da energia transferida os outros índices antes mencionados, são índices mássicos em correspondência com o objetivo de separação do sistema. Como indicadores energético e exergetico, que levam em conta a substituição de vapor de escape, foi determinada a eficiência energética e exergetica de utilização do vapor vegetal gerado no sistema, definida como segue:

Eficiência energética de utilização do vapor vegetal no sistema sem termo compressão.

$$h_{sang} = \frac{M_{VS1} \cdot (h_{gs1} - h_{fs1}) + M_{VS2} \cdot (h_{gw2} - h_{fw2})}{M_{VE} \cdot (h_{gVE} - h_{fVE})} \tag{28}$$

Eficiência energética de utilização do vapor vegetal no sistema com termo compressão.

$$h_{sang} = \frac{M_{VS1} \cdot (h_{gs1} - h_{fs1}) + M_{VS2} \cdot (h_{gw2} - h_{fw2})}{NM_{VE} \cdot (h_{gVE} - h_{fVE}) + D_{VV} \cdot (h_{gVV} - h_{fVE})} \tag{29}$$

Eficiência exergetica de utilização do vapor vegetal no sistema sem termo compressão.

$$E_{sang} = \frac{Ex_{s1} + Ex_{s2}}{Ex_{VE}} \tag{30}$$

Eficiência exergetica de utilização do vapor vegetal no sistema com termo compressão.

$$E_{sang} = \frac{Ex_{s1} + Ex_{s2}}{Ex_{NMVE} + Ex_{VV}} \tag{31}$$

Seguindo a estrutura produtiva indicada na Figura (1) para o sistema sem termo compressão e com termo compressão na Tabela (1) descrevem -se as equações que correspondem aos balanços exergoeconómicos dos subsistemas das estruturas produtivas, já mencionadas.

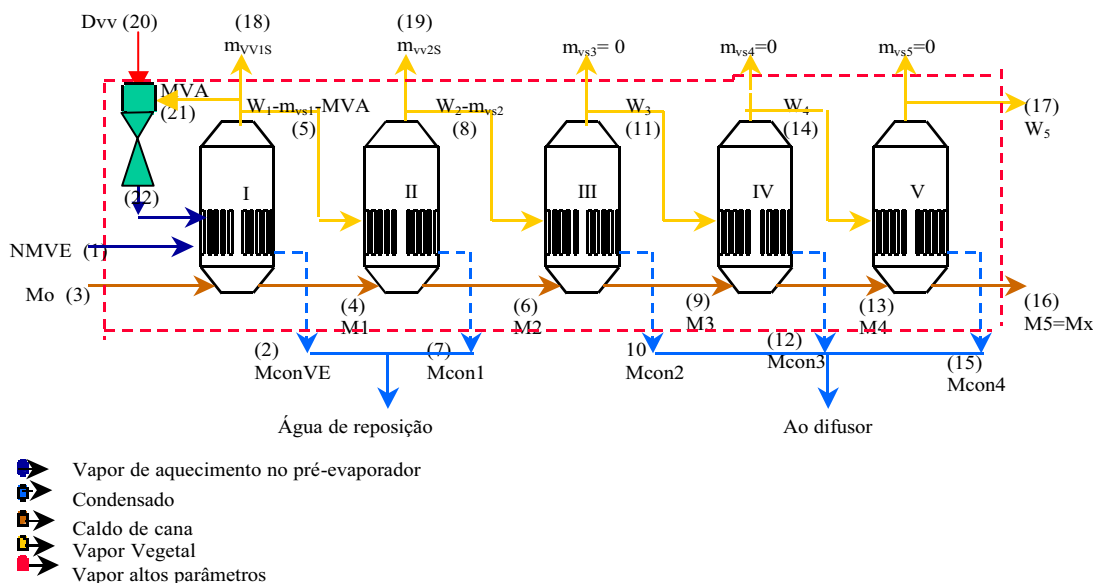


Figura 1- Esquema do Sistema de Evaporação.

**4. RESULTADOS E DISCUSÃO.**

Nas Tabelas (2) e (3) são apresentados os balanços de massa dos dois sistemas, que mostram que houve uma variação significativa na distribuição das quantidades de vapores secundários com e sem termocompressor com uma maior concentração do caldo nos primeiros dois corpos do sistema com termocompressão, a causa da quantidade de vapor adicional arrastado. Na Tabela (4), são apresentados os parâmetros termodinâmicos do sistema.

Tabela 1. Conteúdo dos diferentes volumes de controle e classificação dos fluxos

Volume de Controle	Entradas	Saídas	Entradas	Saídas
Termocompressor			$E_{x20}+E_{x21}$	$E_{x22}$
I	$E_{x1}+E_{x3}$	$E_{x2}+E_{x4}+E_{x5}+E_{x18}$	$E_{x1}+E_{x3}+E_{x23}$	$E_{x2}+E_{x4}+E_{x5}+E_{x18}+E_{x22}$
II	$E_{x4}+E_{x5}$	$E_{x6}+E_{x7}+E_{x8}+E_{x19}$	$E_{x4}+E_{x5}$	$E_{x6}+E_{x7}+E_{x8}+E_{x19}$
III	$E_{x6}+E_{x8}$	$E_{x9}+E_{x10}+E_{x11}$	$E_{x6}+E_{x8}$	$E_{x9}+E_{x10}+E_{x11}$
IV	$E_{x9}+E_{x11}$	$E_{x12}+E_{x13}+E_{x14}$	$E_{x9}+E_{x11}$	$E_{x12}+E_{x13}+E_{x14}$
V	$E_{x13}+E_{x14}$	$E_{x15}+E_{x16}+E_{x17}$	$E_{x13}+E_{x14}$	$E_{x15}+E_{x16}+E_{x17}$

Tabela 2 - Balanço de massa do esquema atual da usina.

Equipos	$P_{vaq}$ (kPa)	$T_{vaq}$ K	$P_{wi}$ kPa	$M_{vaqi}$ T/h	$M_{vvi}$ T/h	$M_{vvn}$ T/h	$T_s^1$ K	$M_{ie}$ T/h	$M_{is}$ T/h	Brix <sub>e</sub>	Brix <sub>s</sub>
I	211,8	398,15	158,3	184,03	167,00	39,63	386,65	444,6	277,6	14,42	23,09
II	158,3	386,45	133,9	127,40	127,40	110,5	382,55	277,6	150,3	23,09	42,67
III	133,9	381,15	103,3	16,906	16,906	0	375,35	150,3	133,3	42,67	48,09
IV	103,3	373,65	67	16,906	16,906	0	364,13	133,3	116,4	48,09	55,07
V	67	361,93	23,9	16,906	16,906	0	340,19	116,4	99,54	55,07	64,42

Tabela 3 Balanço de massa do esquema de evaporação com termocompressor no primeiro efeito.

Equipos	$P_{vaq}$ (kPa)	$T_{vaq}$ K	$P_{wi}$ kPa	$M_{vaqi}$ T/h	$M_{vi}$ T/h	$M_{vsi}$ T/h	$T_s^1$ K	$M_{ie}$ T/h	$M_{is}$ T/h	Brix <sub>e</sub>	Brix <sub>s</sub>
I	211,8	398,15	158,3	211,46	194,22	39,63	386,45	444,6	250,42	14,42	25,6
II	158,3	386,65	133,9	120,6	120,6	110,48	378,25	250,42	129,82	25,6	49,39
III	133,9	382,65	103,3	10,10	10,10	0	374,15	129,82	119,74	49,39	53,55
IV	103,3	375,35	67	10,10	10,10	0	362,74	119,74	109,62	53,55	58,49
V	67	363,97	23,9	10,10	10,10	0	339,62	109,62	99,54	58,49	64,42

Na Tabela (5), apresentam-se os principais índices energéticos, reportados na literatura revisada, com os quais são tradicionalmente avaliados os sistemas de evaporação.

A economia de vapor devido às sangrias, cujo valor é de 27,79 kg/s de vapor, representa a massa de vapor de escape que não se consome a causa do aproveitamento das sangrias, neste caso, da Eq. (20) infere-se que a maior economia de vapor encontra-se para a utilização do vapor vegetal dos últimos corpos do sistema, vapor de pressão e temperatura mais baixa.

A produção específica de xarope do sistema, ou seja, a quantidade de xarope produzido por unidade de massa de caldo clarificado fornecido no pré – evaporador, de 0,2238, é próximo do valor reportado por Camargo, (1990), para uma instalação semelhante.

Os índices de evaporação obtidos na faixa de 23,86 a 12,08 são coerentes com a faixa reportada por Hugot , (1986) de 26 a 16 kg/hr m<sup>2</sup>. Com o termocompressor a evaporação no primeiro efeito é de 27,75 e no quinto efeito é de 7,214, valores que podem ser regulados com uma melhor distribuição das sangrias. O acréscimo na evaporação dos primeiros efeitos acontece a expensas da evaporação nos últimos.

A análise comparativa dos dois sistemas, na Tabela (5) na qual são descritos os principais índices energéticos de operação do sistema mostra que a instalação do termocompressor, neste caso com um coeficiente de arraste de 1,346 leva a uma diminuição dos índices de consumo de vapor de 17,15 % para o consumo de vapor de escape por tonelada de xarope, de 17,22 % no consumo de vapor de escape por tonelada de vapor vegetal produzido, e conseqüentemente um acréscimo do 20,74 % na evaporação total.

As relações vazão de xarope por unidade de massa de caldo clarificado, mantê-se constantes nos dois sistemas.



O índice que indica as toneladas de vapor de escape consumido por toneladas de vapor vegetal ao condensador aumenta um 38,56 % a causa do maior aproveitamento do vapor vegetal que implica uma diminuição significativa de vapor vegetal ao condensador.

Tabela 4- Parâmetros termodinâmicos dos fluxos do sistema de evaporação.

Fluxos	Vazão (kg/s)		p (kPa)	T (K)		h (kJ/kg)		S (kJ/kg K)	
	ST	CT		ST	CT	ST	CT	ST	CT
1.-Vapor escape	51,1	42,35	211,8	398,15	398,15	2715	2715	7,124	7,124
2.-Condensado vapor escape	51,1	58,74	211,8	398,15	398,15	512,5	512,5	1,55	1,55
3.-Caldo clarificado, entrada corpo I	123,5	123,5	158,3	368,15	368,15	368,7	368,7	0,581	0,581
4.-Entrada caldo corpo II	77,12	69,59	133,9	386,45	386,45	421,5	415,6	0,53	0,576
5.-Vapor vegetal I até II	35,39	33,5	158,3	386,45	386,45	2697	2697	7,202	7,202
6.-Caldo entrada corpo III	41,74	36,06	103,3	382,25	382,25	362,4	348,3	0,394	0,521
7.-Condensado calandria corpo II	35,39	33,5	158,3	386,45	386,45	476,0	476,0	1,455	1,457
8.-Vapor vegetal II a III	4,696	2,806	133,9	381,55	381,55	2690	2690	7,257	7,244
9.-Caldo que entra no corpo IV	37,04	33,26	103,3	374,15	374,15	326,6	315,7	0,399	0,500
10.-Condensado calandria corpo III	4,696	2,806	133,9	386,45	386,45	459,2	459,2	1,401	1,413
11.- Vapor vegetal III ao corpo IV	4,696	2,806	103,3	374,15	374,15	2679	2679	7,342	7,328
12.- Condensado do corpo IV	4,696	2,806	103,3	374,15	374,15	428,5	428,5	1,318	1,332
13 -Caldo que entra no corpo V	32,34	30,45	23,9	374,15	374,15	376,6	270	0,406	0,472
14.-Vapor vegetal IV a V	4,696	2,806	67	361,93	361,93	2661	2661	7,484	7,468
15.- Condensado corpo V	4,696	2,806	67	361,93	361,93	380,4	380,4	1,188	1,202
16 -Saída de xarope	27,65	27,65	23,9	339,47	339,47	189,5	187,4	0,413	0,425
17.-Vapor vegetal V ao condensador	4,696	2,806	23,9	337,1	337,1	2621	2620	7,809	7,809
18.- Sangria no primeiro corpo	11,01	11,01	158,3	386,15	386,15	2697	2697	7,202	7,200
19.- Sangria no segundo corpo	30,69	30,69	133,9	381,15	381,15	2690	2690	7,257	7,244
20.- Vapor na entrada do termo comp.		6,94	2063		572,15		3019		6,744
21.-Vapor vegetal I arrastado		9,453	158,3		386,15		2697		7,202
22.- Vapor na saída do termo comp.		16,39	211,8		398,15		2715		7,124

Tabela 5.- Principais índices de eficiência calculados no sistema

Índice	Sem Termoc.	Com Termoc.
$I_{VeXar}$ .- Toneladas de vapor de escape consumido por toneladas xarope	1,849	1,532
$I_{VeWt}$ .- Toneladas de vapor de escape consumido por toneladas de água evaporada.	0,5332	0,4417
$I_{WtVe}$ .-Toneladas de vapor vegetal evaporado por toneladas de vapor de escape consumido	1,875	2,264
Ecvap.- Economia de vapor devido às sangrias.	52,12	54,01
PEX.- Toneladas de xarope produzido por toneladas de caldo clarificado.	0,2238	0,2238
ProcessEfic.-Toneladas de vapor de escape consumido por toneladas de vapor vegetal ao condensador.	10,89	15,09
IE1.- Índice de evaporação do primeiro efeito, kg/hr de vapor produzido por m <sup>2</sup> de área de troca térmica.	23,86	27,75
IE2.- Índice de evaporação do segundo efeito,kg/hr de vapor produzido por m <sup>2</sup> de área de troca térmica.	16,33	15,46
IE3.- Índice de evaporação de terceiro efeito,kg /hr de vapor produzido por m <sup>2</sup> de área de troca térmica.	12,08	7,214
IE4.- Índice de evaporação de quarto efeito, kg/hr de vapor produzido por m <sup>2</sup> de área de troca térmica.	12,08	7,214
IE5.- Índice de evaporação do quinto efeito, kg/hr de vapor produzido por m <sup>2</sup> de área de troca térmica.	12,08	7,214
U1.- Coeficiente de transferência de calor do primeiro corpo W/m <sup>2</sup> oC.	1658	1908
U2.- Coeficiente de transferência de calor do segundo corpo W/m <sup>2</sup> oC	2026	2396
U3.- Coeficiente de transferência de calor do terceiro corpo W/m <sup>2</sup> oC.	1003	617,2
U4.- Coeficiente de transferência de calor do quarto corpo W/m <sup>2</sup> oC.	645,3	394,8
U5.- Coeficiente de transferência de calor do quinto corpo W/m <sup>2</sup> oC.	309,3	186,6
CEER. Coeficiente de evaporação total Kg/hr m <sup>2</sup>	18,16	18,16

Os coeficientes de troca térmica, apresentam o mesmo comportamento sendo o coeficiente de troca térmica do pré-evaporador 15 % maior que o coeficiente do mesmo corpo sem termo compressor, mas não excede o limite maior do coeficiente reportado na literatura de 3536 W/m<sup>2</sup> °C (Baloh, 1995), os coeficientes dos últimos corpos são menores que os menores valores reportados na literatura de 665,5 W/m<sup>2</sup> °C e 316,3 W/m<sup>2</sup> °C respectivamente, o que poderia ser compensado mediante uma redistribuição das extrações de vapor vegetal

Na Tabela (6) pode ser constatado que há uma diminuição da exergia física específica e deve-se ao decréscimo dos parâmetros de operação, P, e T. O comportamento da exergia química específica é crescente em correspondência com o aumento da concentração do caldo, embora a exergia total tenha um comportamento decrescente a causa da diminuição das vazões mássicas, nas saídas dos corpos, produto da evaporação do vapor vegetal, sendo que a exergia química de mistura representa um (0,54 -1,1) % da exergia de referência, correspondendo o maior valor ao pre-evaporador.

Os custos exergeticos unitários do caldo no sistema com termo compressão são ligeiramente mais baixos que os custos exergeticos unitários do caldo no sistema sem termo compressão, o que está associado ao menor valor do custo exergetico unitário do vapor que entra no sistema. No caso da termo compressão ao não existir a válvula redutora o custo exergetico unitário do vapor é menor além da menor vazão de vapor consumido embora a qualidade do vapor seja maior.

Os valores obtidos, tabela 7, das eficiências mostram que se bem energeticamente o sistema com termo compressão apresenta uma eficiência energética ligeiramente maior, o comportamento das eficiências exergeticas é o contrario. Porem a eficiência energética do uso do vapor vegetal para o sistema sem recompressão de vapor é de 88,11 % e de 77,31 % para o sistema com recompressão térmica do vapor, deve-se ao fato de considerar o vapor aspirado pelo termo compressor como um fluxo interno do sistema e ao maior nível energético do vapor utilizado para o aquecimento. Embora as eficiências exergeticas mostram que não há variação significativa nos valores obtidos, 79,92 sem termo compressão e 79,456 com termo compressão.

Tabela 6- Resultados do custo exergetico unitário do quintuplo efeito

Fluxos	Exergia Física kJ/kg		Exergia Química kJ/kg		Exergia Total kW		Custo Exergetico Unitário K	
	ST	CT	ST	CT	ST	CT	ST	CT
1	647,08	647,08			33021	27403,8	5,834	5,439
2	105,13	105,13			5363	6173	5,834	5,439
3	247,6	247,6	3015	3015	402824	402980	1,114	1,087
4	286,5	282,1	4504	4934	369439	362841	1,209	1,229
5	604,5	604,3	-	-	21393	20242	5,834	5,439
6	241,5	231,1	7854	8998	337853	332857	1,276	1,283
7	94,07	96,23	-	-	3329	3223,71	5,834	5,439
8	584,5	585,1	-	-	2745	1642	5,834	5,439
9	212,8	204,8	8777	9708	332967	329695	1,291	1,293
10	86,52	92,43	-	-	406,3	259,35	5,834	5,439
11	548,8	549,00	-	-	2577	1540,49	5,834	5,439
12	78,7	85,86	-	-	369,6	240,92	5,834	5,439
13	172,4	167,5	9966	10548	327919	326319	1,309	1,305
14	489,8	488,9	-	-	2300	1372	5,834	5,439
15	67,37	76,52	-	-	316,4	214,72	5,834	5,439
16	100,7	98,95	11556	11556	322296	322248	1,338	1,325
17	350,4	345,9	-	-	1646	970,5	5,384	5,439
18	604,3	604,3	-	-	6653	6651	5,834	5,439
19	584,1	585,1	-	-	17939	17957	5,834	5,439
20		1062				7370,28		5,272
21		604,3				5712,45		1,52
22		647,08				10605,64		4,483

Tabela 7.- Valores das eficiências obtidas para os dois sistemas analisados.

	Sem Termocompressão	Com termo compressão
Eficiência energética	97,43	97,68
Energética das sangrias	93,63	77,49
Eficiência exergetica das sangrias	88,91	77,31
Eficiência Exergetica	79,92	79,456

#### 4. Conclusões

A utilização do conceito de exergia na análise comparativa de dois sistemas, onde um deles inclui a utilização de vapor de altos parâmetros é fundamental já que se utilizasse apenas o conceito de energia na avaliação, este pode mascarar resultados, indicando como muito bom um procedimento que não o é o viceversa.

A análise pela primeira lei da termodinâmica mostra as vantagens do sistema com termo compressor de vapor mostrado pelo menor consumo de vapor e pela melhora dos indicadores energéticos do sistema. . kJ/kg K

A avaliação pela segunda lei da termodinâmica mostra que tais vantagens não são definitivas, devido aos valores próximos das eficiências exergeticas e dos custos exergeticos unitários obtidos para ambos sistemas, pode ser concluído então que : As análises complementares da primeira e segunda lei da termodinâmica para a comparação de possíveis esquemas de evaporação, permite evidenciar, as vantagens e desvantagens exergoeconômicas dos esquemas propostos, em quanto a consumo de vapor de escape e utilização de vapor vegetal, mas a decisão de um esquema u outro tem de ser completado com a análise dos custos monetários.

#### 5. Agradecimento

*Os autores agradecem à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior, Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, e ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e tecnológico (CNPq), entidades financiadoras deste projeto e especialmente ao pessoal da usina “Cruz Alta” pelas informações e ajuda oferecida. Muito Obrigado.*

#### 6. Referências.

- Christodoulo, P. A, 1996. Energy economy optimization in separation processes. Optimizing the separation of sucrose/water and non sugars. International Sugar Journal, Vol. 98, No 1172.
- Bubnick Z, Kadlec P., 1996. Formulas for calculation of properties of sugar solutions. and sucrose crystals. Zuckerindustrie 121, Nr.1 pp 36 – 39.
- Baloh T, Wittwer E., 1995. Energy Manual for Sugar Factories. 2nd edition. Ed. Bartens. Berlin
- Starzak M. , Peacock, S. D,1997 Water activity coefficient in aqueous solutions of sucrose – A comprehensive data analysis .Zuckerindustrie Nr 5 pp 380 –387
- Starzak M. , Peacock, S. D,1998 Boiling point elevation for aqueous solutions of sucrose – A comparison of different prediction methods. Zuckerindustrie 123 Nr 6 pp 433 – 441.
- Peacock. S. 1995, predicting physical properties of factory juices and syrups. International Sugar Journal, Vol 97, No 1162, pp 571 –577.
- Paz D, Cárdenas G. J. Análisis exergetico de um sistema de calentamiento- evaporación- cocimiento Int. Sugar Journal, 1997 VOL 99 NO1182S Pág 263- 270.
- Camargo C.A, Hakuo U.A, De Melo Ribeiro A M, Paiva Souza M. E. Ferriera dos Santos, N. 1990. Conservação de Energia na Industria do Açúcar e do Alcool. (Manual de Recomendações), IPT, editora Livraria Triângulo. São Paulo,
- Guallar. P. J. (1987).Análise exergetico e integração térmica de processos na industria açucareira. Tese Doutoral, Zaragoza, Espanha, (em Espanhol).
- Hugot E, 1986 Handbook of Cane Sugar Engineering, Sugar Series 7. Elsevier Sciences Publishing. (In Spanish)
- Honig, P. 1969, Principios de Tecnologia Azucarera, Editorial Continental, S.A.
- Sanchez M; 2001. Comunicação Pessoal.
- Araújo da Gama C.S.A, 1999, Metodologias de Análise Termoeconômica de Sistemas. Tese Doutoral. Universidade Estadual de Campinas. FEM/DE.

#### **Energetic, exergetic and exergoeconomic analysis of multiple-effect evaporation system of a sugar cane industry.**

**Fernández P. Maria I.**

Universidade Estadual de Campinas –FEM/DE Caixa Postal 6122. Campinas. São Paulo. CEP: 13083-970

Universidade de Oriente. –FEM/Centro de Estudos de Eficiência Energética

E\_Mail: [mariai@fem.unicamp.br](mailto:mariai@fem.unicamp.br)

**Nebra de P. Silvia A.**

Universidade Estadual de Campinas –FEM/DE Caixa Postal 6122. Campinas. São Paulo. CEP: 13083-970

E\_Mail: [sanebra@fem.unicamp.br](mailto:sanebra@fem.unicamp.br)

**Abstract:** In these paper is carried out a comparative energetic, exergetic and exergoeconomic analysis of a multiple effect evaporation system located in a sugar cane industry, with and without vapor thermal recompression, being determined the principals energetic, exergetic and exergoeconomic indicators for both arranges. A thermal recompression was considered taking into account the existence of a quantity of high pressure vapor flowing through a reduction valve. This study presents interesting results with decreasing in the mass vapor consumption of 17,15 %; a unitary exergetic cost of 1,325 was obtained for the concentrated xirope, a little lower than in the case without recompression, and practically the same exergetic efficiency.

**Keywords:** evaporation systems, exergetic analysis, multiple-effect evaporators.

# CONTROL FOR A WIND TURBINE WITHOUT WIND MEASUREMENT

## Ronilson Rocha

Department of Electronic Engineering  
Federal University of Minas Gerais  
CxP 209, 30161-970, Belo Horizonte, MG, Brazil  
rocha@cpdee.ufmg.br

## Peterson Resende

Department of Electronic Engineering  
Federal University of Minas Gerais  
CxP 209, 30161-970, Belo Horizonte, MG, Brazil  
pr@cpdee.ufmg.br

## Marcos V. Bortolus

Department of Mechanical Engineering  
Federal University of Minas Gerais  
Av. Antônio Carlos 6627, 30161-970, Belo Horizonte, MG, Brazil  
borta@demec.ufmg.br

## José L. Silvino

Department of Electronic Engineering  
Federal University of Minas Gerais  
CxP 209, 30161-970, Belo Horizonte, MG, Brazil  
silvino@cpdee.ufmg.br

**Abstract.** *The LQG/LTR methodology is applied to an optimal discrete-time controller design for Wind Energy Conversion System (WECS). The main goal is to obtain the control of the system considering the trade-off between the maximum energy efficiency and the dynamic loads reduction. These loads caused by wind fluctuation and ripple torque, present detrimental effects over the system components. This plant consists of a stall regulated wind turbine operating at variable speed connected to an infinite bus through static power converters. The control reference signal is obtained from the aerodynamic torque estimate and does not require wind speed measurement. Simulation results are presented and the performance of the proposed control structure for WECS is discussed.*

**Keywords.** Wind Energy, Optimization, Optimal Control, LQG/LTR

## 1. Introduction

Currently, most of the Wind Energy Conversion Systems (WECS) are still directly connected to fixed frequency electrical loads, and therefore they are constrained to operate with constant velocity. Nevertheless, the variable speed operation can present important structural advantages besides increasing the energy conversion (Freris, 1990; Manwell *et al.*, 1991), although it generally requires the use of a power electronic interface between the constant frequency grid and the generator terminals. The development of static power converters and modern control techniques has provided the increase of operational flexibility of WECS design, and great improvements on energy conversion efficiency.

The power generation from wind turbines presents some characteristics, which are not shared by conventional energy sources. Due to the random nature of wind, the most obvious is the continuous dependence of energy availability with the wind speed variations. In general, a WECS has an unusual torsional characteristic, with two significant torsional modes practically decoupled. The low frequency torsional mode, determined by the large turbine inertia and low shaft stiffness, is lightly damped and so can be excited by operational transients. The vibrations are inevitable and the aerodynamic load varies cyclically due to aerodynamic shadowing, wind shear and stall effect, inducing a ripple on aerodynamic torque. These dynamic loads propagate in the WECS with detrimental effects as power fluctuations and reduction of the lifetime of several components. Thus, a control system for WECS must be able to maximize efficiency on energy conversion and to restrain these dynamic loads, as well.

Traditionally, classic methods are utilized for WECS control design (Lefevbre and Dubé, 1988; Dessaint *et al.*, 1986). However, these solutions are not completely adequate since the resulting controllers are not able to provide necessary robustness to plant uncertainties, such as parameter variations, non-linear behavior, etc. On the other hand, a conventional PID controller does not add a sufficient damping to WECS (Leithead *et al.*, 1991). Considering that the primary energy source for WECS is characterized by a highly diffuse and random behavior, the quality of its control design depends on stochastic properties of the controller. In this context, the LQG/LTR controller is

an interesting alternative for WECS, since it combines the necessary characteristics to assure the stability margin, disturbance attenuation and a reasonable robustness to unmodelled dynamics (Grimble, 1994; Maciejowski, 1989). Furthermore, the control trade-offs for a WECS can be easily translated into a quadratic cost function (Leithead *et al.*, 1991; Novak *et al.*, 1995), to determine the optimal linear feedback controller by the LQG/LTR methodology.

In this paper, the LQG/LTR methodology is applied to the design of an optimal discrete-time feedback controller for a WECS, aiming to maximize the efficiency on energy conversion and to minimize the detrimental dynamic loads due to wind fluctuation and ripple torque. The considered plant consists of a stall regulated wind turbine operating at variable speed that feeds an infinite bus through static power converters. The trade-off between the efficiency maximization of the energy conversion and the dynamic load effects minimization is considered in a quadratic cost function, which is used for the LQG/LTR design. The speed reference is obtained from estimated aerodynamic torque, avoiding the wind speed measurement. The resulting control structure is simulated using the MOD 2 Wind Turbine-Generator system, considering a wind gust and a step variation on wind speed. Through simulation results, the performance of the proposed control scheme is discussed showing that it really leads the WECS operation near to the maximum efficiency point and reduces the detrimental dynamic loads.

## 2. System Model

For robust control design, first it is necessary to derive a simplified and linearized mathematical model of the plant. The WECS dynamics are schematized in Fig. 1. Admitting that the wind turbine is always oriented in the wind direction, the aerodynamic torque  $Q_a$  in a stall regulated wind turbine is a non-linear function of a parameter  $\lambda$ , defined as:

$$\lambda = \frac{R\omega_t}{V} \quad (1)$$

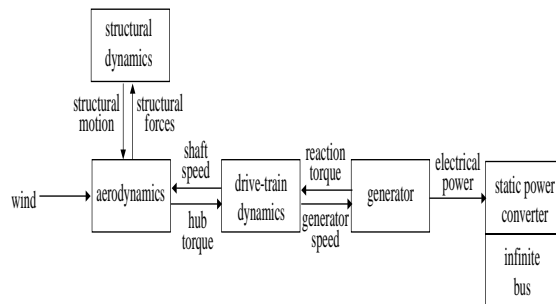


Figure 1: WECS dynamics

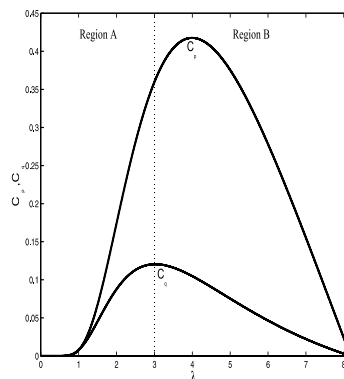


Figure 2: Aerodynamic characteristics of MOD 2 wind turbine

An accurate model for the aerodynamic behavior is often very difficult to obtain, leading to an uncertainty in its description. The best approach to evaluate the aerodynamic torque is using coefficients which express the turbine ability to convert kinetic energy into mechanical power or torque. Thus, the aerodynamic torque  $Q_a$  can be written as:

$$Q_a = \frac{1}{2} \rho A R \frac{C_p(\lambda)}{\lambda} V^2 = \frac{1}{2} \rho A R C_q(\lambda) V^2 \quad (2)$$

where  $C_p$  is the power coefficient and  $C_q$  is the torque coefficient. The curves  $C_p \times \lambda$  and  $C_q \times \lambda$  for the MOD 2 wind turbine are shown in Fig. 2, where two distinct operating regions can be observed, namely:

- The stall region (A), characterized by a positive slope of the curve  $C_q \times \lambda$ , where the aerodynamic torque drops suddenly and significantly due to aerodynamic “stall”;
- The normal operation region (B), characterized by a negative slope of the curve  $C_q \times \lambda$ , where the aerodynamic torque  $Q_a$  can be linearized for control design purposes.

Calling  $\lambda_{opt}$  the  $\lambda$  value for which  $C_p$  is maximum, and considering that it is always situated in the normal operating region, the aerodynamic torque linearization can be performed in this specific point. In this operating point, the time derivatives  $\partial C_p / \partial \omega_t$  and  $\partial C_p / \partial V$  are null, and the linearized aerodynamic torque  $Q_a$  around maximum  $C_p$  is given by:

$$\dot{Q}_a = \alpha \dot{V} + \gamma \dot{\omega}_t \quad (3)$$

where:

$$\alpha = \left. \frac{\partial Q_a}{\partial V} \right|_{\lambda_{opt}} = \frac{3}{2} \rho A R \frac{C_{pmax}}{\lambda_{opt}} V \quad (4)$$

$$\gamma = \left. \frac{\partial Q_a}{\partial \omega_t} \right|_{\lambda_{opt}} = -\frac{1}{2} \rho A R^2 \frac{C_{pmax}}{\lambda_{opt}^2} V \quad (5)$$

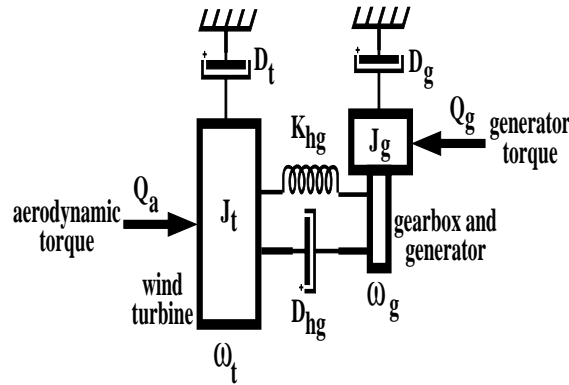


Figure 3: Drive train model

Once the aerodynamic model is obtained, the next step is to model the drive-train system. Rigid disks and a flexible compose a real drive train shaft, where the inertias and compliances are distributed along its length. However, a good indication of dynamic loads can be obtained from a lumped model as shown in Fig. 3. Supposing an ideal gearbox, the model referred to wind turbine side is described by:

$$J_t \dot{\omega}_t + D_t \omega_t = Q_a - Q_m - D_{hg} (\omega_t - \omega_g) \quad (6)$$

$$J_g \dot{\omega}_g + D_g \omega_g = D_{hg} (\omega_t - \omega_g) + Q_m - Q_g \quad (7)$$

$$Q_m = K_{hg} \int (\omega_t - \omega_g) dt \quad (8)$$

In equation (7),  $Q_g$  is the generator torque and reflects the electrical load seen by WECS. Since the dynamics of the electrical machine is much faster than the dynamics of the mechanical plant, it is assumed that  $Q_g$  can be imposed instantaneously in the system. Considering the use of a current controlled static converter as the interface between an electric generator and the infinite bus, the torque  $Q_g$  is perfectly adjustable in all operating bandwidth, consisting in the only control input of a stall regulated wind turbine. In an horizontal axis wind turbine, the yaw angle can be used as control input too, but this option is not considered in this paper since that it is rarely used in practice.

The structural dynamics can be considered as unmodelled uncertainties and the resulting nominal state model, linearized around the maximum  $C_p$ , is obtained from equations (3), (6), (7) and (8) as follows:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{b}Q_g(t) + \psi \quad (9)$$

$$y(t) = \mathbf{c}\mathbf{x}(t) + \xi \quad (10)$$

where  $\mathbf{x}(t) = [Q_a \ \omega_t \ \omega_g \ Q_m]^T$  and disturbance on aerodynamic torque due to wind fluctuation  $\dot{V}$  is represented by  $\psi = [\alpha \dot{V} \ 0 \ 0 \ 0]^T$ . Due to practical restraints for measurement of the turbine speed and shaft torque due

to assembly, cost and maintenance, only the generator speed  $\omega_g$  is considered as the output of the plant.  $\xi$  is the measurement noise. The matrices  $\mathbf{A}$ ,  $\mathbf{b}$  and  $\mathbf{c}$  are given by:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \frac{\gamma}{J_t} & -\frac{\gamma(D_t+D_{hg})}{J_t} & \frac{\gamma D_{hg}}{J_t} & -\frac{\gamma}{J_t} \\ \frac{1}{J_t} & -\frac{D_t+D_{hg}}{J_t} & \frac{D_{hg}}{J_t} & -\frac{1}{J_t} \\ 0 & \frac{D_{hg}}{J_g} & -\frac{D_{hg}+D_g}{J_g} & \frac{1}{J_g} \\ 0 & K_{hg} & -K_{hg} & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{b} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -\frac{1}{J_g} & 0 \end{bmatrix}'$$

$$\mathbf{c} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

### 3. Some Control Requirements

In a WECS, both speed and power can be selected as the controlled variable. However, the speed control is considered dynamically better than the power control (Hinrichsen and Nolan, 1982). Considering the speed control, it is necessary to operate the WECS at a fixed  $\lambda_{opt}$  to maximize the energy conversion efficiency. However, a disadvantage of this strategy is that the speed reference is directly dependent on the wind speeds measurement, which is a complex and precarious task since it is always varying and is not available exactly at the wind turbine blades. This problem can compromise the control performance, but it can be reduced if the speed reference signal is indirectly obtained using an aerodynamic torque estimate.

Another problem with the speed control is that sudden wind speed variations can excite the system torsional modes, causing unacceptable mechanical efforts on the drive train. Furthermore, vibrations and ripple torque can propagate on the system, with undesirable consequences on energy quality and lifetime of several system components. Thus, the control design has to establish a trade-off between the dynamic response and the increase of energy efficiency. Even though the aerodynamic stall provides the speed limitation for high wind speed, it is necessary to avoid operation in this region in order to obtain a better WECS performance (Freris, 1990).

The poles of the closed-loop system must be assigned as far away as possible from the frequencies related to the greatest energy density of dynamic loads. Furthermore, it is necessary to obtain enough gain and phase margins to assure a safe stability margin, since the WECS uncertainties can not be quantified due to the complexity of interactions between turbine rotor and wind field. According to Leith e Leithead (Leith and Leithead, 1997), practical experience suggests that a gain margin of 10 dB and a phase margin of roughly  $60^\circ$  are sufficient to assure the control design robustness for any WECS.

### 4. LQG/LTR Methodology

The discrete-time LQG/LTR methodology consists in the formal establishment of a quadratic performance index to synthesize a linear feedback regulator  $\mathbf{K}_c$ . Considering a discrete-time state model  $(\Phi, \Gamma, \Psi, \Pi)$ , the Linear Quadratic Regulator (LQR) provides a control signal that minimizes the following cost function (Maciejowski, 1989; Anderson and Moore, 1990):

$$J = \sum_{k=0}^{\infty} [\mathbf{z}'(k) \mathbf{Q} \mathbf{z}(k) + \mathbf{u}'(k) \mathbf{R} \mathbf{u}(k)] \quad (11)$$

where  $\mathbf{z}(k)$  corresponds to target outputs. The targets and the control input are weighted respectively by matrices  $\mathbf{Q}$  and  $\mathbf{R}$ , and the resulting discrete-time regulator  $\mathbf{K}_c$  is given by:

$$\mathbf{K}_c = [\mathbf{R} + \Gamma' \mathbf{P} \Gamma]^{-1} \Gamma' \mathbf{P} \Phi \quad (12)$$

where  $\mathbf{P}$  is the definite positive solution of the following discrete-time Riccati equation:

$$\mathbf{P} = \mathbf{Q} + \Phi' \mathbf{P} \Phi - \Phi' \mathbf{P} \Gamma [\mathbf{R} + \Gamma' \mathbf{P} \Gamma]^{-1} \Gamma' \mathbf{P} \Phi \quad (13)$$

An infinite gain margin and at least  $60^\circ$  for phase margin is assured by use of the LQR (Maciejowski, 1989), which is sufficient for WECS stability. Thus, the regulator design can be concentrated in obtaining an effective performance for dynamic response. Through the adequate choice of targets and weighting matrices, a cost function involving the efficiency on energy conversion and the dynamic loads can be established in the performance index given by eq. (11), which is optimized by LQR. Leithead et alii. (Leithead *et al.*, 1991) describe a cost function for WECS control optimization similar to the LQR performance index.

The maximum energy conversion of a WECS depends of the accuracy of speed control. Thus, the speed error can be used as an indication of efficiency conversion, and its inclusion in the LQR performance index implies a model expansion. In this way, the state model given by eqs. (9) and (10) is discretized for  $(\mathbf{A}_d, \mathbf{B}_d, \mathbf{C}_d, \mathbf{D}_d)$  and augmented to insert the speed error as a new state variable. The following discrete-time state model is then obtained:

$$\bar{\mathbf{x}}(k+1) = \bar{\Phi}\bar{\mathbf{x}}(k) + \bar{\Gamma}Q_g(k) \quad (14)$$

$$\bar{\mathbf{y}}(k) = \bar{\Psi}\bar{\mathbf{x}}(k) \quad (15)$$

where the new state vector is  $\bar{\mathbf{x}}(k) = [\varepsilon(k) \quad \mathbf{x}(k)]'$ , the output  $\bar{\mathbf{y}}(k)$  corresponds to the new state,  $\varepsilon(k)$ , which is the discrete summation of the speed error. For discrete-time LQG/LTR controller design, the inclusion of this integral action assures the elimination of steady state errors. Hence the discrete-time matrices  $\bar{\Phi}$ ,  $\bar{\Gamma}$  and  $\bar{\Psi}$  are given by:

$$\bar{\Phi} = \begin{bmatrix} 1 & -\mathbf{C}_d\mathbf{A}_d \\ 0_{4 \times 1} & \mathbf{A}_d \end{bmatrix}$$

$$\bar{\Gamma} = [-\mathbf{C}_d\mathbf{B}_d \quad \mathbf{B}_d]'$$

$$\bar{\Psi} = [1 \quad 0_{1 \times 4}]$$

Considering that the torques and speeds determine the mechanical loads and the intensity of torsional mode depends on the difference between turbine speed and generator speed, the targets can be chosen as  $\mathbf{z}(k) = \mathbf{M}\bar{\mathbf{x}}(k)$ , where the matrix  $\mathbf{M}$  is:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & D_{hg} & -D_{hg} & 1 \end{bmatrix}$$

The weighting matrices are selected as  $\mathbf{Q} = \text{diag}(w_1, w_2, w_3, w_4, w_5)$  and  $\mathbf{R} = w_6$ . Thus, the LQR performance index is converted into:

$$J = \sum_0^{\infty} [w_1(\varepsilon)^2 + w_2(\omega_t - \omega_g)^2 + w_3\omega_t^2 + w_4\omega_g^2 + w_5Q_s^2 + w_6Q_g^2] \quad (16)$$

which is minimized by the LQR action. The relative importance of each target is determined by its respective weight  $w$ , and its choice depends strongly on system configuration and inevitable design trade-offs. The use of weights dependent on frequency (weighting functions) increases the flexibility on targets manipulation, allowing to penalize selectively a determined bandwidth. However, weighting functions increases the controller complexity due to addition of extra dynamics to the original model.

The complement of the LQG/LTR controller design consists in the determination of the discrete-time Kalman filter to optimal state estimation for use as the exact measure by LQR. This filter estimates the state vector  $\hat{\mathbf{x}}(k/k)$  from present measurement vector  $\mathbf{y}(k)$ , taking the following form (Maciejowski, 1985):

$$\hat{\mathbf{x}}(k+1/k) = \bar{\Phi}\hat{\mathbf{x}}(k/k-1) + \bar{\Gamma}\mathbf{u}(k) - \bar{\Phi}\mathbf{K}_f(\bar{\Psi}\hat{\mathbf{x}}(k/k-1) - \mathbf{y}(k)) \quad (17)$$

$$\hat{\mathbf{x}}(k/k) = \hat{\mathbf{x}}(k/k-1) - \mathbf{K}_f(\bar{\Psi}\hat{\mathbf{x}}(k/k-1) - \mathbf{y}(k)) \quad (18)$$

Assuming the state and measurement noise covariance matrices  $\mathbf{W}$  and  $\mathbf{V}$ ,  $\mathbf{K}_f$  is given by:

$$\mathbf{K}_f = \mathbf{P}\bar{\Psi}'(\bar{\Psi}\mathbf{P}\bar{\Psi}' + \mathbf{V})^{-1} \quad (19)$$

where  $\mathbf{P}$  is the positive semidefinite solution of the Riccati equation:

$$\mathbf{P} = \bar{\Phi}\mathbf{P}\bar{\Phi}' - \bar{\Phi}\mathbf{P}\bar{\Psi}'(\bar{\Psi}\mathbf{P}\bar{\Psi}' + \mathbf{V})^{-1}\bar{\Psi}\mathbf{P}\bar{\Phi}' + \mathbf{W} \quad (20)$$

The inclusion of the Kalman filter can imply in the degradation of robustness and performance properties obtained in the LQR design. However, it is possible to recover these properties through the LTR procedure (Loop Transfer Recovery), which consists in an adequate choice of the covariance matrices  $\mathbf{V}$  and  $\mathbf{W}$  in the Kalman filter design (Grimble, 1994; Maciejowski, 1989; Maciejowski, 1985). This procedure allows the asymptotic closed-loop poles placement too, avoiding undesirable frequencies (Anderson and Moore, 1990). The complete LQG/LTR controller is synthesized by connection of the Kalman filter to LQR as shown in Fig. 4.

For fixed  $\lambda$  operation, it can be noted from eq. (1) that the speed reference  $\omega_{ref}$  must be directly proportional to wind speed. This strategy can reduce the control robustness due to problems related to wind measurement. From eq. (2), the following relationship is obtained considering the WECS operating at  $\lambda_{opt}$ :

$$\omega_{ref} = k_{qa} \sqrt{Q_a} \quad (21)$$

where  $K_{qa}$  is a constant value given by:

$$k_{qa} = \frac{\lambda_{opt}}{R} \sqrt{\frac{2\lambda_{opt}}{\rho A R C_{pmax}}} \quad (22)$$



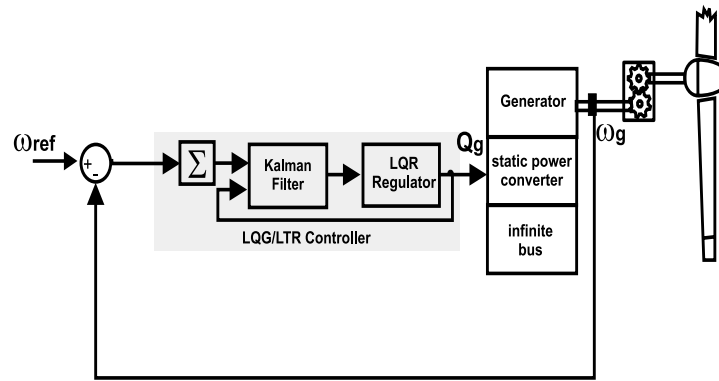


Figure 4: LQG/LTR control structure for WECS

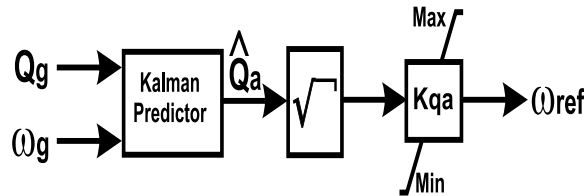


Figure 5: Optimal speed reference determination

Thus, the optimal speed reference  $\omega_{ref}$  for the control system can be obtained indirectly from eq. (21), avoiding the wind speed measurement. Since the aerodynamic torque  $Q_a$  measurement is not available in this system, it can be estimated using an observer filter. In this paper, a Kalman predictor is utilized to estimate the current aerodynamic state vector  $\hat{x}(k/k-1)$  from preceding data using the simplified model described in section 2., as shown the Fig 5. The structure of the Kalman predictor consists of eqs. (17) (19) and (20) (Maciejowski, 1985). The predictor dynamics is designed to be slower than the LQG/LTR controller dynamics, aiming to filter the wind fluctuation and ripple torque from speed reference signal and to avoid its interaction with the closed-loop system dynamics.

## 5. Simulation Results

The MOD 2 Wind Turbine-Generator consists on a Horizontal Axis Wind Turbine, with two blades of 45.72m each. The data for this system, normalized to rated values (2.5 MW and 17 RPM), are presented in table 1. Wasynczuk et alli. (Wasynczuk *et al.*, 1981) developed a consistent non-linear dynamic model for MOD 2 system, considering several operation aspects such as losses, wind shear, ripple torque and a turbulent environment caused by wind fluctuation, which is assumed as a single dimensional random process. This model is utilized to simulate a real plant while the model developed in section 2. is used only for control and estimation purposes.

$J_t = 37,413$	$D_t = 2,024 \times 10^{-2}$
$K_{h,g} = 28,4$	$D_{h,g} = 1,831$
$J_g = 2,091$	$D_g = 3,01 \times 10^{-2}$

For the MOD 2 control structure design, the sample interval was considered as  $h = 5$  ms and a nominal wind speed of 6.7 m/s. The weights for LQR are chosen as  $w_1 = 500$ ,  $w_2 = 500$ ,  $w_3 = 100$ ,  $w_4 = 100$ ,  $w_5 = 100$  and  $w_6 = 1$ . The covariance matrices for the Kalman filter design were selected as  $\mathbf{V} = \epsilon \mathbf{B}'_w \mathbf{B}_w$  and  $\mathbf{W} = 1 \times 10^{-3}$ . Using the LTR procedure, the parameter  $\epsilon$  was adjusted to  $1 \times 10^5$  to obtain a good properties recovery. The Kalman predictor was designed selecting the covariance matrices as  $\mathbf{V}_{pred} = h^2 \mathbf{B}_w \mathbf{B}'_w$  and  $\mathbf{W}_{pred} = \alpha^2$ .

Since a wind turbine can be submitted to sudden wind variations, the wind step is an interesting test to verify the closed-loop dynamic behavior for a WECS. Considering the operation at a mean wind speed of 6.7 m/s, after 20 s a step is applied varying suddenly the wind speed to 8.9 m/s. Since system losses are not considered, the speed reference obtained by the Kalman predictor is slightly below the ideal reference. In face of the increase on wind speed, the controller increases the generator speed (Fig. 6) aiming to maintain  $\lambda$  constant (Fig. 7), assuring the WECS operation almost in maximum efficiency on energy conversion. The system torsional modes were not excited by this wind step. It is observed in Figs. 6 and 8 that the control system imposes an adequate attenuation for wind fluctuation and ripple torque, avoiding propagation of these dynamics loads in other parts of the WECS. Thus, the fatigue on drive-train components is reduced and the quality of generated energy is improved.

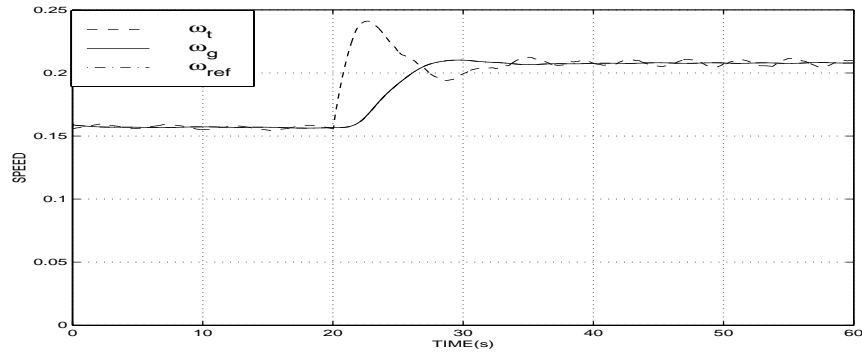


Figure 6: Normalized speeds for a step on wind speed

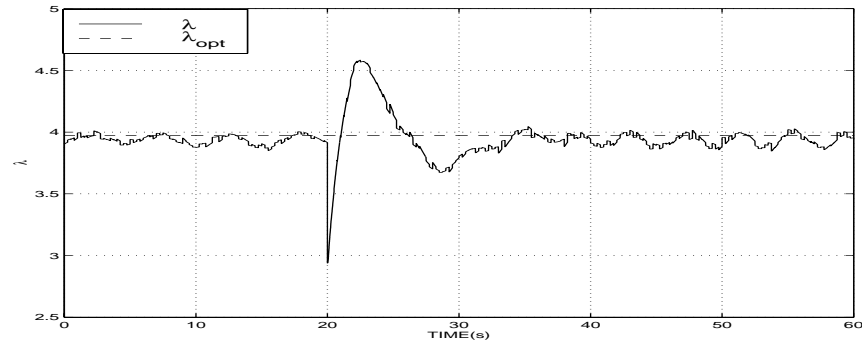


Figure 7: Tip-speed ratio for a step on wind speed

## 6. Conclusions

In this paper, the LQG/LTR methodology was applied to carry out an optimal discrete-time feedback controller for a WECS. The considered WECS consists of a stall regulated wind turbine operating at variable speed, that feeds an infinite bus through static power converters. As the stability margin is automatically assured by LQG/LTR controller, the control system was designed to obtain an effective performance for dynamic response through an adequate choice of targets and weighting matrices, establishing a formal cost function to be minimized by control action. The objective is to increase the efficiency on energy conversion and the reduction of the detrimental dynamic loads caused by wind fluctuation and ripple torque. The speed reference was obtained from estimated aerodynamic torque, avoiding the wind speed measurement. This procedure is very attractive, since the complexity and the uncertainty of wind measurement can compromise the robustness of the control system. A Kalman predictor was used to estimate the aerodynamic torque, providing filtering of wind fluctuation and ripple torque on the reference signal. A step variation on wind speed was simulated to verify the closed-loop system performance. The simulation results have shown that the LQG/LTR controller operated as expected, providing a WECS operation near the maximum efficiency point and reducing the influence of vibrations and ripple torque, and consequently the stress over the mechanical drive system.

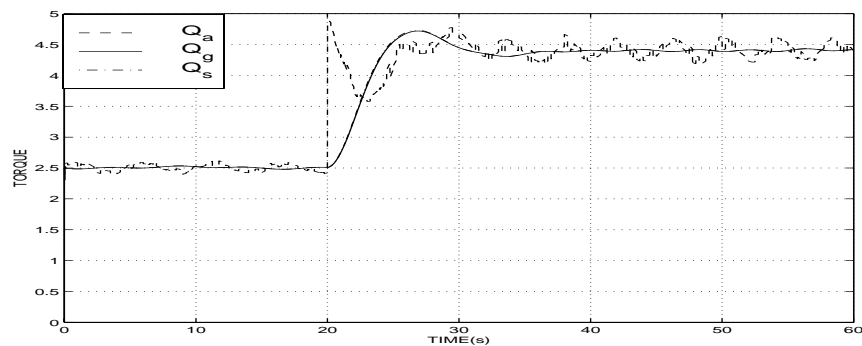


Figure 8: Torques for a step on wind speed

## 7. Acknowledgments

The authors gratefully acknowledge the financial support of Brazilian research organizations Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq and Fundação para o Amparo a Pesquisa do Estado de Minas Gerais -FAPEMIG.

## References

- Anderson, B. D. O. and Moore, J. B., 1990, “*Optimal Control - Linear Quadratic Methods*”, Prentice Hall Inc. New Jersey - USA.
- Dessaint, L., Nakra, H. and Mukhedkar, D., 1986, “ Propagation and elimination of torque ripple in a wind energy conversion system”, *IEEE Trans. on Energy Conversion* , Vol. **1**, No. 2 , pp. 104–112.
- Freris, L. L., Ed.), 1990, “*Wind Energy Conversion Systems*”, Prentice Hall Inc. United King.
- Grimble, M. J., 1994, “*Robust industrial control - Optimal design approach for polynomial systems*”, systems and control engineering Prentice Hall International New York.
- Hinrichsen, E.N. and Nolan, P.J., 1982, “ Dynamics and stability of wind turbine generators”, *IEEE Trans on Power Apparatus and Systems* , Vol. **101**, No. 8 , pp. 2640–2648.
- Lefebvre, S. and Dubé, B., 1988, “ Control system analysis and design for an aerogenerator with eigenvalue methods”, *IEEE Trans. on Power Systems* , Vol. **3**, No. 4 , pp. 1600–1608.
- Leith, D. J. and Leithead, W. E., 1997, “ Implementation of wind turbine controllers”, *International Journal of Control* , Vol. **66**, No. 3 , pp. 349–380.
- Leithead, W. E., de la Salle, S. and Reardon, D., 1991, “ Role and objectives of control for wind turbines”, *IEE proc. Pt. C* , Vol. **138**, No. 2 , pp. 135–148.
- Maciejowski, J. M., 1985, “ Asymptotic recovery for discrete-time systems”, *IEEE Trans. on Automatic Control* , Vol. **30**, No. 6 , pp. 602–605.
- Maciejowski, J. M., 1989, “*Multivariable Feedback Design*”, Addison-Wesley Publishing Company Inc. Wokingham - England.
- Manwell, J. F., McGowan, J. G. and Bailey, B. H., 1991, “ Electrical / mechanical options for variable speed wind turbines”, *Solar Energy* , Vol. **46**, No. 1 , pp. 41–51.
- Novak, P., Ekelund, T., Jovik, I. and Schmidtbauer, B., 1995, “ Modeling and control of variable-speed wind-turbine drive-system dynamics”, *IEEE Control Systems* , Vol. **15**, No. 4 , pp. 28–38.
- Wasynczuk, O., Man, D. T. and Sullivan, J. P., 1981, “ Dynamic behaviour of a class of wind turbine generators during random wind fluctuatoons”, *IEEE Trans. on Power Apparatus and Systems* , Vol. **100**, No. 6 , pp. 2837–2845.

# $H_2$ AND $H_\infty$ CONTROL FOR A NONLINEAR SYSTEM SUBJECT TO PERIODIC DISTURBANCE SIGNAL

## Ronilson Rocha

Department of Electronic Engineering  
 Federal University of Minas Gerais  
 CxP 209, 30161-970, Belo Horizonte, MG, Brazil  
 rocha@cpdee.ufmg.br

## Peterson Resende

Department of Electronic Engineering  
 Federal University of Minas Gerais  
 CxP 209, 30161-970, Belo Horizonte, MG, Brazil  
 pr@cpdee.ufmg.br

## José L. Silvino

Department of Electronic Engineering  
 Federal University of Minas Gerais  
 CxP 209, 30161-970, Belo Horizonte, MG, Brazil  
 silvino@cpdee.ufmg.br

## Marcos V. Bortolus

Department of Mechanical Engineering  
 Federal University of Minas Gerais  
 Av. Antônio Carlos 6627, 30161-970, Belo Horizonte, MG, Brazil  
 borta@demec.ufmg.br

**Abstract.** A qualitative comparison between  $H_2$  and  $H_\infty$  control methodologies is shown for a nonlinear system subject to periodic disturbance signal. Both design techniques are verified using simulation results of a wind turbine-generator system, which is characterized by a low frequency disturbance torque due to operational phenomena.

**Keywords.** control theory  $H_2$  control,  $H_\infty$  control

## 1. Introduction

The robust control theory deals with various control problems in which plant unmodelled dynamics or exogenous signal uncertainty is a dominant issue. The goal of the robust controller is essentially to find a compensator which assures the stability, performance and robustness requirements, minimizing sensitivity and complementary sensitivity functions in accordance with relative importance of disturbance, reference signal and system uncertainties. In practice, this control problem is formalized as  $H_2$  or  $H_\infty$  optimization problem (Doyle *et al.*, 1989). Several comparisons between  $H_2$  and  $H_\infty$  techniques are presented in the literature, without pointing a definitive conclusion which is more effective (Yang *et al.*, 1990; Zhou, 1992). In many nonlinear systems, such as computer disk drives, wind energy conversion system and magnetic levitation, the rejection of a periodic disturbance is an important control requirement.

In this context, this paper presents a qualitative discussion related to the use of mixed-sensitivity  $H_2$  or  $H_\infty$  control techniques for these cases. Simulation results are utilized in the comparison between performance of both control techniques.

## 2. $H_2$ and $H_\infty$ controllers

The  $H_2$  methodology problem is to find an admissible controller  $K_2(s)$  which minimizes  $\|G(s)\|_2$ , where  $G(s)$  represents the transfer matrix from exogenous signal to target outputs and the  $H_2$  norm is defined as:

$$\|G(s)\|_2 = \left[ \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} |G(j\omega)|^2 d\omega \right]^{1/2} \quad (1)$$

On the other hand, the suboptimal  $H_\infty$  control problem is to find all admissible  $K_\infty(s)$  such that  $\|G(s)\|_\infty < \epsilon$ , where the  $H_\infty$  norm is defined as:

$$\|G(s)\|_\infty = \sup_{\omega} |G(j\omega)| \quad (2)$$

The  $H_\infty$  and  $H_2$  controllers can be computed according to methods described in Doyle et al. (1989). The optimal  $H_\infty$  controller is more difficult to characterize than the  $H_2$  controller, since the optimal value of  $\epsilon$  must be found through an iterative process while  $H_2$  problem has a unique solution.

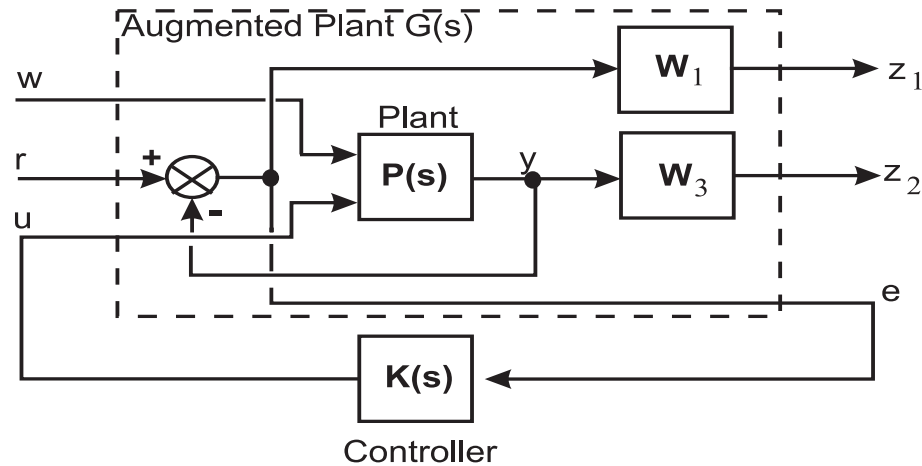


Figure 1. Mixed-Sensitivity Formulation

The usual formulation of robust control is presented in the form of the mixed-sensitivity problem, shown in Fig. (1). This control problem consists in the simultaneous minimization of the sensitivity  $yS(s)$  and the complementary sensitivity  $yT(s)$ , such that the closed-loop system is robustly stable and with good response performance. For disturbance rejection, tracking and sensitivity reduction to low-frequency plant modelling uncertainties, the weighting function  $W_1(s)$  must be chosen aiming to penalize  $S(s)$ , while the weighting function  $W_3(s)$  is chosen to penalize the  $T(s)$  for the noise suppression and to deal with system uncertainties.

### 3. Wind Energy Conversion System

For a comparison between  $H_2$  and  $H_\infty$  control techniques, a variable-speed wind energy conversion system (WECS) is used as example. This system is subject to a periodic disturbance, known as ripple torque, caused by operational phenomena such as wind shear, tower shadow, stall effect, etc. The rejection of this periodic disturbance in this system is particularly important, since it propagates along of drive-train line with detrimental consequences on energy quality and lifetime of several system components.

A simplified and linearized system model is necessary to design the  $H_2$  and  $H_\infty$  controllers. The wind energy conversion system can be approximated by a 2-inertia model submitted to a nonlinear aerodynamic torque, which is linearized at point of maximum energy efficiency (Rocha *et al.*, 2000b ; Rocha *et al.*, 2000a ). The generator torque is the control signal, which is considered virtually independent of system dynamics. This linearized state model is given by:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{b}u + \boldsymbol{\xi} \quad (3)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{c}\mathbf{x} + \eta \quad (4)$$

where  $\mathbf{x}^T = [ Q_a \ \omega_t \ \omega_g \ Q_m ]$ ,  $\mathbf{u} = Q_g$  and  $\boldsymbol{\xi}^T = [ \alpha \dot{V} \ 0 \ 0 \ 0 ]$ . The vector  $\boldsymbol{\xi}$  is a disturbance on aerodynamic torque due to wind speed fluctuation  $\dot{V}$  and the periodic torque disturbance caused by operational phenomena. Considering the MOD-2 wind turbine data (Wasynczuk *et al.*, 1981), the matrices  $A$ ,  $B$  and  $C$  are given by:

$$A = \begin{bmatrix} -0.433 & 0.218 & -0.216 & 0.433 \\ 0.027 & -0.014 & 0.013 & -0.027 \\ 0.000 & 0.238 & -0.243 & 0.478 \\ 0.000 & 7.726 & -7.726 & 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$B = [ 0 \ 0 \ -0.478 \ 0 ]^T \quad (6)$$

$$C = [ 0 \ 0 \ 1 \ 0 ] \quad (7)$$

#### 3.1. Weighting function choice

For  $H_2$  and  $H_\infty$  control designs, the importance of weighting function selection is evident, since these control objectives can be reached through adequate locating and adjusting of them. According to usual formulation of mixed-sensitivity problem, the weighting function  $W_1(s)$  is selected to penalize the sensitivity function  $S(s)$  at low-frequency

range, aiming the disturbance rejection, command tracking and sensitivity reduction to plant modeling errors. The weighting function  $W_3(s)$  is selected to penalize the complementary sensitivity function  $T(s)$  at high-frequency range to noise suppression and to deal with uncertainties of system.

The design specification for a stall-regulated wind turbine control requires the cross over frequency to be around of the nominal speed turbine, assuring a -40 dB/decade roll-off above this frequency to obtain a good attenuation of harmonic frequencies introduced by wind fluctuation and other aerodynamic force sources as wind shear and stall effect. It is necessary that a gain margin above 10 dB and a phase margin below 60 degrees is assured in controller design to robustness level guaranty (Leith and Leithead, 1997). With aid of Bode diagrams, the weighting functions  $W_1(s)$  and  $W_3(s)$  for both  $H_2$  and  $H_\infty$  designs were selected as:

$$W_1(s) = 50 \frac{s + 0.01}{(s + \epsilon)(s + 2)} \tag{8}$$

$$W_3(s) = \frac{(s + 2)^2}{480} \tag{9}$$

Note that integral action were incorporated in weighting  $W_1(s)$  with the inclusion of term  $1/(s + \epsilon)$ , where  $\epsilon$  is a very small variable ( $\epsilon \approx 1 \times 10^{-6}$ ). The main purpose of integral action is to achieve a zero steady-state error and disturbance reduction.

#### 4. Simulation Results

Using the MATLAB robust control toolbox (Chang and Safonov, 1996), the  $H_2$  and  $H_\infty$  controllers were computed from two Riccati formulae. The dynamic close-loop system was simulated in MATLAB environment, using the consistent non-linear WECS model developed by Wasynczuk et al.(1981) as the real plant. The performance of both  $H_2$  and  $H_\infty$  controllers is shown in Figs. 2 and 3. The dynamic behavior of closed-loop system is very similar for both controllers, presenting an accurate adjustment of the generator speed  $\omega_g$  according to desired reference. Note that control input  $u$  for both controllers provides a destructive interference ( $180^\circ$  phase shift) to the disturbance thereby reducing its effect on the output. Considering the plant output signal  $y$ , the  $H_2$  controller provides a better attenuation of periodic disturbance. However, the amplitude of input signal  $u$  is slightly less with the use of  $H_\infty$ .

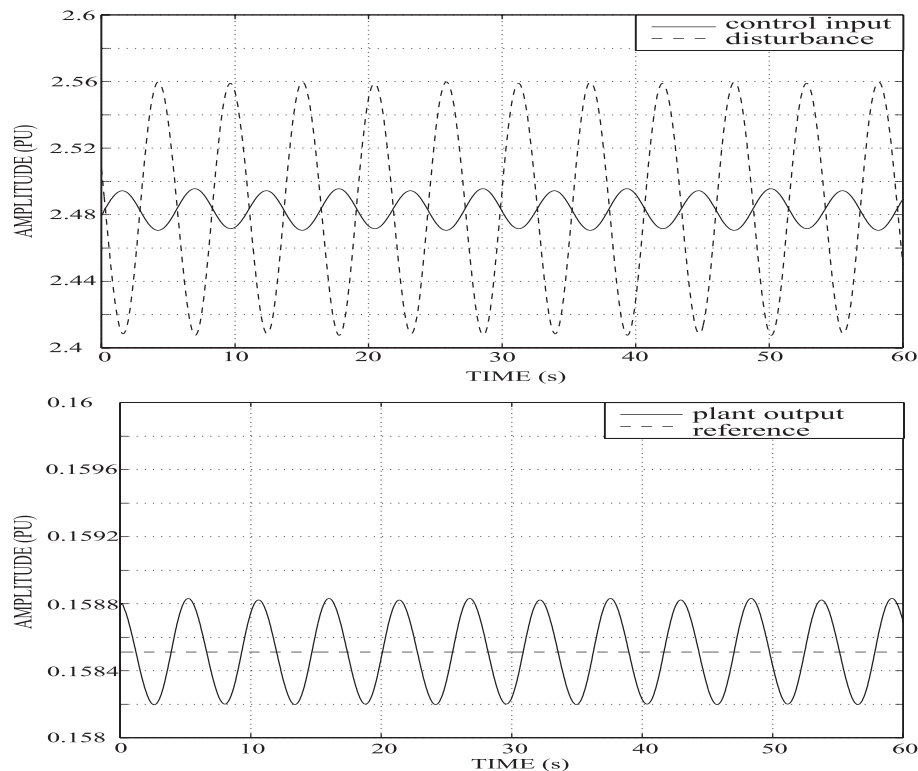


Figure 2. Dynamic response of the system regulated by  $H_2$  Controller

#### 5. Conclusion

This paper presents a comparison between the performance of  $H_2$  and  $H_\infty$  controllers for a linearizable nonlinear system subject to periodic disturbance, using the formulation of mixed-sensitivity problem. The simulation results

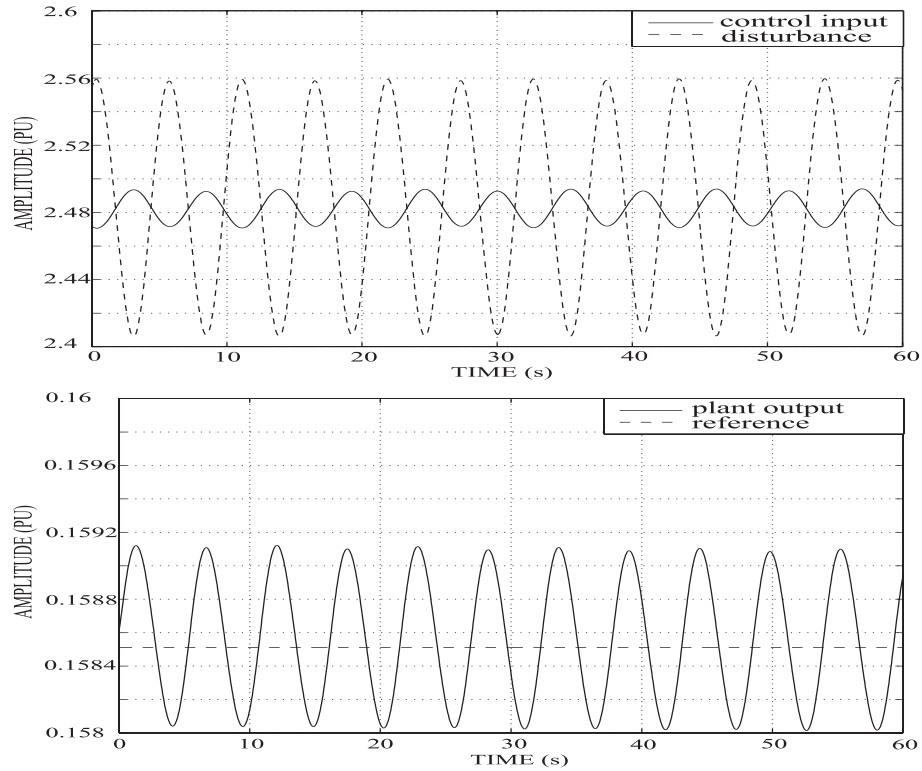


Figure 3. Dynamic response of the system regulated by  $H_{\infty}$  Controller

show that the  $H_2$  controller provides a better attenuation of the periodic disturbance than the  $H_{\infty}$  controller. This can be explained by the fact that the  $H_{\infty}$  design depends on disturbance characterization, whereas the  $H_2$  design does not. In practice, the performance of both controllers can be considered similar when the system is submitted to a periodic disturbance.

## 6. Acknowledgements

The authors gratefully acknowledge the financial support of Brazilian Research Councils CNPq and FAPEMIG.

## References

- Chang, R. Y. and Safonov, M. G., 1996, "Robust control toolbox for use with MATLAB", Mathworks Inc. USA.
- Doyle, J. C., Glover, K., Khargonekar, P. P. and Francis, B. A., 1989, "State-space solutions to standard  $H_2$  and  $H_{\infty}$  control problems", *IEEE Trans. on Automatic Control*, Vol. **34**, No. 8, pp. 831–846.
- Leith, D. J. and Leithead, W. E., 1997, "Implementation of wind turbine controllers", *International Journal of Control*, Vol. **66**, No. 3, pp. 349–380.
- Rocha, R., Resende, P., Silvino, J. L. and Bortolus, M. V., 2000a, " $H_2$  control for variable-speed stall-regulated wind turbine", *Congresso Nacional de Engenharia Mecânica Natal*. in CD-ROM.
- Rocha, R., Resende, P., Silvino, J. L. and Bortolus, M. V., 2000b, " $H_{\infty}$  control for a variable-speed stall-regulated wind turbine drive system", *3rd IFAC Symposium on Robust Control Design Prague - Czech Republic*. in CD-ROM.
- Wasynczuk, O., Man, D. T. and Sullivan, J. P., 1981, "Dynamic behaviour of a class of wind turbine generators during random wind fluctuations", *IEEE Trans. on Power Apparatus and Systems*, Vol. **100**, No. 6, pp. 2837–2845.
- Yang, C.-D., Chung, K.-Y. and Chang, J.-L., 1990, "Optimal model matching:  $H_2$  or  $H_{\infty}$ ?", *Electronics Letters*, Vol. **26**, No. 25, pp. 2089–2091.
- Zhou, K., 1992, "Comparison between  $H_2$  and  $H_{\infty}$  controllers", *IEEE Trans. on Automatic Control*, Vol. **37**, No. 8, pp. 1261–1265.

## EFFECTS OF TEMPERATURE ON THE CONVERSION AND GLOBAL REACTION RATE COEFFICIENT IN THE ABSORPTION OF SO<sub>2</sub> BY LIMESTONE IN A FLUIDIZED BED REACTOR

### Manoel Carlos Diniz Costa

Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos - NETeF, EESC/USP. Av. Trabalhador São-carlense, 400, Centro, São Carlos - SP, CEP 13566-590  
e-mail: mcosta@sc.usp.br

### Josmar Davilson Pagliuso

Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos - NETeF, EESC/USP. Av. Trabalhador São-carlense, 400, Centro, São Carlos - SP, CEP 13566-590  
e-mail: josmar@sc.usp.br

### Fernando Eduardo Milioli

Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos - NETeF, EESC/USP. Av. Trabalhador São-carlense, 400, Centro, São Carlos - SP, CEP 13566-590  
e-mail: milioli@sc.usp.br

**Abstract.** This work concerns the study of the effect of temperature on SO<sub>2</sub> absorption by limestones in a bench fluidized bed reactor plant. Conversion and global reaction rate coefficients were established for conditions typical to fluidized bed combustion of coal. The bench plant is a bubbling bed reactor 160 mm internal diameter using silica sand as bed material, fluidized by pre-heated air and running at temperatures between 700 and 960 °C. In order to simulate sulfur generated in fluidized bed coal combustion, SO<sub>2</sub> is added to the fluidizing air in a concentration typical of the process. In the transient batch experiments charges of limestone are quickly injected into the bed, while the consequent variations of the exit concentrations of SO<sub>2</sub>, CO, CO<sub>2</sub> and O<sub>2</sub> are continuously recorded. Analysis were performed on the effects of temperature in the process, taking into account possible reaction controlling resistances, and considering possible effects of the calcination on the sulfation process.

**Keywords:** fluidized bed, sulfation, sulfur absorption, limestone.

### 1. Introduction

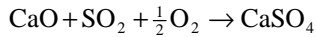
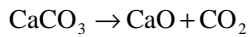
There are increasing energy requirements in Brazil owing to its economical growing, and native mineral coal represents an alternative to enhance power generation. Current data show that the known reservations of coal in Brazil can provide for about 19000 MW for a hundred years. However, the Brazilian coal power stations produced 1397 MW in 2000, and only additional 1500 MW are predicted to be produced by 2009. The high ash and sulfur contents of the Brazilian coal, frequently associated with technical difficulties, are supposed to highly contribute for its historical low utilization for power generation. In the commonly applied fixed bed and pulverized coal combustion processes the emissions of SO<sub>2</sub> are very intense, and the inherent high temperatures cause ash fusion and high NO<sub>x</sub> emissions. Those difficulties are overcome by applying fluidized bed combustion. The process temperatures are typically around 850 °C, thereby avoiding ash fusion and minimizing NO<sub>x</sub> emissions. Besides, limestone is directly injected into the bed providing *in loco* SO<sub>2</sub> absorption.

Most of the literature available results on SO<sub>2</sub> absorption in fluidized bed coal combustion stand for foreign coals and limestones. Otherwise, specific research is required for national materials since coals and limestones are very heterogeneous and present properties quite dependent on origin and geological age. In fact, even limestones coming from the same region may present quite different reaction behavior. The Group of Thermal and Fluids Engineering (NETeF) of EESC-USP is running a comprehensive research program on fluidized bed combustion of Brazilian coals. The current research is directed towards coal combustion, SO<sub>2</sub> absorption by limestones, and fluid mechanics of gas-solid flows. Experimental research is underway in two bubbling fluidized bed plants (pilot and bench scales), and through thermogravimetry (TGA). This work presents results from bench scale experiments on the effect of temperature on SO<sub>2</sub> absorption by a particular Brazilian limestone (results on the effect of limestone particle size can be found in da Silva, 2001). Further results on calcination of this limestone in the bench scale fluidized bed reactor and TGA, and sulfation in TGA, can be found in Crnkovic et al. (2001).

Limestones are mostly calcium carbonate (CaCO<sub>3</sub>). Some rocks present also significant fractions of magnesium carbonate (MgCO<sub>3</sub>). Besides CaCO<sub>3</sub> and MgCO<sub>3</sub> a variety of impurities are present including compounds of iron, aluminum, manganese, sulfur, phosphorus, chromium and zinc, among others. As introduced in a high temperature fluidized bed the carbonates calcine to produce a very porous solid structure of CaO/MgO, which ultimately absorbs



SO<sub>2</sub> to produce calcium sulfate (CaSO<sub>4</sub>). The limestone used in this work has no significant amount of MgCO<sub>3</sub>, so that the relevant global chemical reactions are:



Most of the works in the literature assume calcination as instantaneous, including Dennis and Hayhurst (1986, 1988) and Mattisson and Lyngfelt (1988). The much slower sulfation reaction is commonly assumed to be controlled by SO<sub>2</sub> diffusion through the fluidized emulsion phase, diffusion of SO<sub>2</sub> through reacted layers of calcium sulfate, and superficial chemical kinetics. These aspects are considerably affected by particulate features including type, size, size distribution, physical and chemical properties; by process conditions including temperature, pressure and atmosphere; and by operational conditions including bed geometry and height, and gas superficial velocity.

Temperature is a key factor affecting sulfur absorption by limestones in bubbling fluidized beds. Below 800 °C chemical reactions are slow and chemical kinetics controls the process. Between 800 and 900 °C chemical reaction becomes faster and mass diffusion takes control of the process. Above 900 °C the product calcium sulfate becomes unstable and decomposes releasing SO<sub>2</sub>. This behavior suggests there are optimal operational temperatures for what the reaction efficiency is maximum. In real scale plant operation under coal combustion and continuous feeding such temperature is commonly found between 800 and 850 °C, where absorption of SO<sub>2</sub> exceeds 90% (Howard, 1989).

Sulfur absorption by limestone in coal fluidized bed combustion has been approached by different procedures, including or not coal combustion, either in batch or continuous reaction experiments. Despite experiments under coal combustion are better representative of the real process, the unknown reactive atmosphere greatly difficult comparison among different researches. On the other hand, experiments simulating combustion conditions allow a better control and comparability. In these cases, caution is required when evaluating results since in general there are considerable differences between the real processes and the simulations. Continuous experiments are usually performed in large units, while batch experiments are more commonly performed in small scale units. While continuous experiments are more realistic, batch experiments are more flexible, allowing analysis of the limestone transient absorption performance.

Lyngfelt and Leckner (1989) studied sulfur absorption in a 16 MW bubbling fluidized bed boiler under coal combustion. They considered Ca/S molar ratio of 2.75, temperatures from 830 to 930 °C and limestone particles mean size of 200 and 2000 μm. The exit concentration of SO<sub>2</sub> was 2300 ppm before limestone addition. Between 830 and 840 °C SO<sub>2</sub> absorption was between 80 and 90%. At 870 °C a 75% SO<sub>2</sub> reduction was found. At 930 °C there was re-emission of SO<sub>2</sub> from sulfated limestone. Leckner et al. (1992) studied sulfur emission in two bubbling fluidized bed boilers, of 40 and 160 MW, under coal combustion. They considered two different limestones, Ca/S molar ratio of 2, and temperature of 850 °C. The maximum SO<sub>2</sub> removal was 85 and 90 % for the two boilers. They found that temperature and Ca/S molar ratio considerably affected sulfur absorption, while the size of the reactor and the type of limestone did not. Khan and Gibbs (1997) studied a staged bubbling fluidized bed coal combustor, and observed a maximum absorption of SO<sub>2</sub> by limestone at 830 °C. Valk et al. (1989) observed the same temperature strong effect. Zheng et al. (1982) carried out batch experiments in a 100 mm i.d. fluidized bed under coal combustion. 7 g charges of limestone 140-620 μm mean size were added to the bed at 800-850 °C. Sulfur in coal was 2.55%. No significant effect of temperature on sulfur absorption was observed.

Dennis and Hayhurst (1986) developed batch experiments of sulfur absorption by limestone in a bubbling fluidized bed 80 mm i.d. electrically heated under a simulated atmosphere of 2300 ppm SO<sub>2</sub>, 1% O<sub>2</sub> and N<sub>2</sub> balance. Charges between 20 and 50 g of limestone of mean sizes 780 and 1550 μm were used, at temperatures from 825 to 975 °C. The authors found that the initial global reaction rate coefficient increased with temperature, and that the conversion after 2000 seconds decreased with temperature irrespective of particle size. A maximum of the global reaction rate coefficient was not found at the temperature range considered. In a continuing work, Dennis and Hayhurst (1990) found maximum calcium conversion at 750 and 850 °C. They observed that below 650 °C the conversion must be limited by the formation of CaSO<sub>4</sub> layers on the reactive surfaces. Above 650 °C pore plugging limits absorption. Hagi-Sulaiman and Scaroni (1992) performed batch experiments of sulfur absorption by limestone in a bed fluidized by a pre-heated mixture of 0,49% SO<sub>2</sub>, 0 to 20% CO<sub>2</sub>, 4% O<sub>2</sub> and N<sub>2</sub> balance. Four different limestones were used, at temperatures from 750 to 935 °C. They found that the calcination step was not instantaneous, was strongly affected by temperature, and considerably affected sulfation.

Mattisson and Lyngfelt (1999) developed batch experiments for sulfur absorption by three different limestones in fluidized bed simulated conditions. Charges of 650 mg of limestone were exposed to atmospheres containing 1500 ppm SO<sub>2</sub>, 0/4 % O<sub>2</sub>, 0/4 % CO<sub>2</sub> and N<sub>2</sub> balance, at temperatures between 825 and 875°C. For oxidizing atmosphere the conversion was not significantly affected by temperature. Switching the atmosphere between reducing and oxidizing in intervals of 60 seconds, they found a maximum sulfur absorption at 825 °C for all the limestones. The authors observe that at low temperatures the sulfation is limited by incomplete calcination, while at sufficiently high temperatures the limitation is provided by SO<sub>2</sub> re-emission.

The above literature shows that the maximum sulfur absorption by limestone in fluidized bed conditions occurs between 800 and 850 °C. The several experiments differ to each other as for limestone type, reaction conditions and scale. Units of very small cross section have been used in batch experiments, imposing flow conditions greatly deviated from the real large scale process. In this work a 160 mm i.d. bubbling bed is used, which is larger than any other batch reactor appearing in the literature.

## 2. Theory

In this work sulfur absorption is determined through batch experiments. The efficiency of absorption is addressed through the literature commonly used definitions of conversion and global reaction rate coefficient. A global mass balance for the SO<sub>2</sub> in the process results

$$\frac{dX(t)}{dt} = \frac{1}{M_L \left( \frac{Y_{Ca}}{W_{Ca}} + \frac{Y_{Mg}}{W_{Mg}} \right)} UAC_{SO_2}^e \left[ 1 - \frac{C_{SO_2}^s(t)}{C_{SO_2}^e} \right] \quad (1)$$

where  $X(t)$  is the conversion defined as the molar quantity of SO<sub>2</sub> absorbed by mol of CaO/MgO injected into the process. Integrating the above expression from the moment of limestone injection until a given residence time  $t$ , the conversion results

$$X(t) = \frac{1}{M_L \left( \frac{Y_{Ca}}{W_{Ca}} + \frac{Y_{Mg}}{W_{Mg}} \right)} UAC_{SO_2}^e \int_0^t \left[ 1 - \frac{C_{SO_2}^s(t)}{C_{SO_2}^e} \right] dt \quad (2)$$

For establishing an expression for the global reaction rate coefficient a set of assumptions must be made. Limestone particles are assumed spherical and well characterized by the mean diameter. Particle size and density are assumed not to change during the process. Mass transport in the emulsion phase is assumed to occur by diffusion following Fick's law. The concentration of SO<sub>2</sub> in the emulsion phase far from a limestone particle surface is assumed constant, and is determined having in view the classical two-phase theory of fluidization of Toomey and Johnstone (1952). The emulsion phase is assumed well mixed, and the bubble phase is assumed in plug flow. No absorption of SO<sub>2</sub> is assumed to occur in the bubble phase since all limestone particles are considered to remain in the emulsion phase all the time. The bubble phase is assumed to be well characterized by bubble's mean volume and velocity. The bulk mass transport between bubble and emulsion phases is assumed to be governed by a constant mass transfer coefficient. Following the above assumptions the global reaction rate coefficient results

$$K_A = \frac{\frac{\rho_L r}{3M_L} UA \left[ \frac{C_{SO_2}^e}{C_{SO_2}^s(t)} - 1 \right] \left[ 1 - \left( 1 - \frac{U_{mf}}{U} \right) \exp(-\chi) \right]}{\left[ 1 - \frac{C_{SO_2}^e}{C_{SO_2}^s(t)} \left( 1 - \frac{U_{mf}}{U} \right) \exp(-\chi) \right]} \quad (3)$$

In the above expressions:

- A Bed cross sectional area, (m<sup>2</sup>)
- C<sub>SO<sub>2</sub></sub><sup>e</sup> Entrance concentration of SO<sub>2</sub>,  $\left( \frac{\text{kmol}_{SO_2}}{\text{m}^3} \right)$
- C<sub>SO<sub>2</sub></sub><sup>s</sup> Exit concentration of SO<sub>2</sub>,  $\left( \frac{\text{kmol}_{SO_2}}{\text{m}^3} \right)$
- H Expanded bed height, (m)
- K<sub>bp</sub> Gas mass transfer coefficient between bubble and emulsion phases,  $\left( \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$
- W Batch of limestone, (kg)
- Y Limestone particle radius, (m)
- t Time, (s)
- U Superficial fluidizing velocity,  $\left( \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$
- U<sub>b</sub> Bubble velocity,  $\left( \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$

- $U_{mf}$  Minimum fluidizing velocity,  $\left(\frac{m}{s}\right)$
- $V_b$  Bubble volume,  $\left(m^3\right)$
- $W$  Molecular weight,  $\left(\frac{kg}{kmol}\right)$
- $Y$  Mass fraction
- $\chi$  Cross flow factor,  $\left(= \frac{K_{tp}H}{U_b V_b}\right)$ , determined from Davidson and Harrison's empirical correlation (Davidson and Harrison, 1963).
- $\rho_L$  Limestone particles density,  $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

**3. Experiment**

The basic experiment consists of fluidizing a bed of silica sand particles with pre-heated air at controlled temperatures. In order to simulate sulfur generated in coal fluidized bed combustion, SO<sub>2</sub> is added to the fluidizing air in a concentration typical of the process. In the transient batch experiments charges of limestone are quickly injected into the bed, while the consequent variations of the exit concentrations of SO<sub>2</sub>, CO, CO<sub>2</sub>, and O<sub>2</sub> are continuously measured in Horiba Enda 1400 gas analyzers.

Figure (1) shows a sketch of the bench scale fluidized bed plant used in the experiments. The reactor is an atmospheric bubbling fluidized bed with 160 mm of internal diameter. SO<sub>2</sub> is homogeneously mixed into the air after heating. A cyclone is used for particulate retention. Continuous gas sampling is carried out at the cyclone exit. A comprehensive description of the plant can be found in Costa (2000).

Charges of about 2.8 kg of 650 μm mean diameter silica sand were used, selected in a narrow size distribution between the subsequent 590-710 μm ASTM sieves. The expanded bed height resulted about 95 mm. The bed temperatures were kept between 700 and 960 °C, resulting minimum fluidizing velocities between 0,193 and 0,160 m/s. The bed superficial velocity was kept about 4 times the minimum fluidizing velocity, so that the bed was always at bubbling conditions. The SO<sub>2</sub> injected with the fluidizing air resulted in initial exit concentrations, before the injection of limestone, of about 990 ppm. The limestone used, named 1-Ci, came from Itaú de Minas. Two different mean diameters were used, 545 and 650 μm, selected in narrow size distributions between the subsequent ASTM sieves (respectively, 500-590 μm and 590-710 μm). The injected charges of limestone were of about 50 g.

The chemical composition of limestone 1-Ci is provided in Table 1. Fig. (2) presents X-ray diffraction analyses of both limestone 1-Ci (a) and pure calcium carbonate (b). The relative patterns show that Ca in limestone 1-Ci is mostly present as CaCO<sub>3</sub>, which agrees with the chemical composition given in Table 1.

Table 1. Partial chemical composition (mass percent) in limestone 1-Ci.

Limestone	Ca	Mg	Si	Fe	Al	Mn	P	Cr	K	Ba + Sr
1-Ci	38,59	1,01	-	0,10	0,17	0,04	0,01	0,001	0,06	0,131

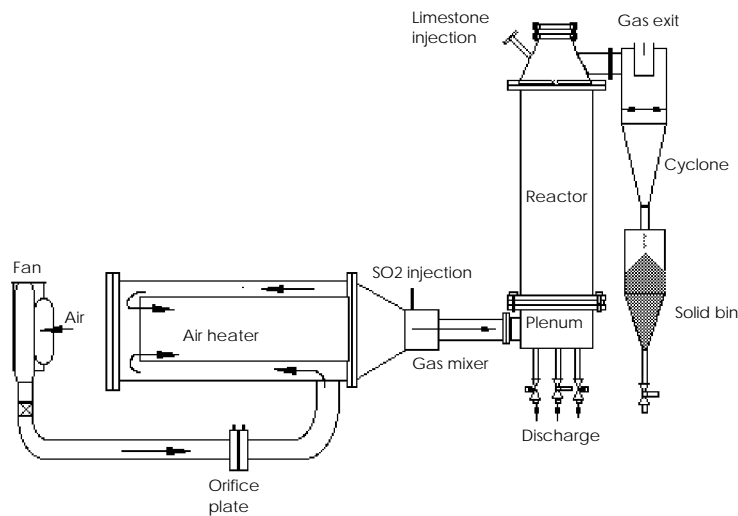


Figure 1. Sketch of the bench scale fluidized bed plant.

**4. Results and discussion**

Figure (3) shows the transient gas concentration profiles recorded during the experiments for limestone of 545  $\mu\text{m}$  mean size at 853  $^{\circ}\text{C}$ . Significant emissions of  $\text{CO}_2$  are observed for more than a minute, showing that calcination is not instantaneous. Along this first minute the concentration of  $\text{SO}_2$  sharply decreases, showing calcination and sulfation to occur simultaneously.

Figure (4) shows the time variation of both the global reaction rate coefficient (a) and the conversion (b). After 1400 seconds of sulfation conversion is still very low, indicating that either the particles were rapidly pore plugged, or the calcination step was incomplete. An X-ray diffraction analysis of the 545  $\mu\text{m}$  mean size limestone 1-Ci sulfated at 850  $^{\circ}\text{C}$  (Fig. 5) shows a high relative content of  $\text{CaCO}_3$ , demonstrating that calcination at 853  $^{\circ}\text{C}$  was in fact incomplete.

The global reaction rate coefficient drops one order in a minute in a very sharp rate, and continues to decrease afterwards at lower and lower rates. The decreasing on conversion rate occurs more uniformly. The decreasing rates of both parameters indicate a switch of the reaction controlling mechanism from chemical kinetics to intra-particle gas diffusion.

All the results for the whole range of temperatures and sizes considered showed the same behavior depicted in Figs. (3) and (4).

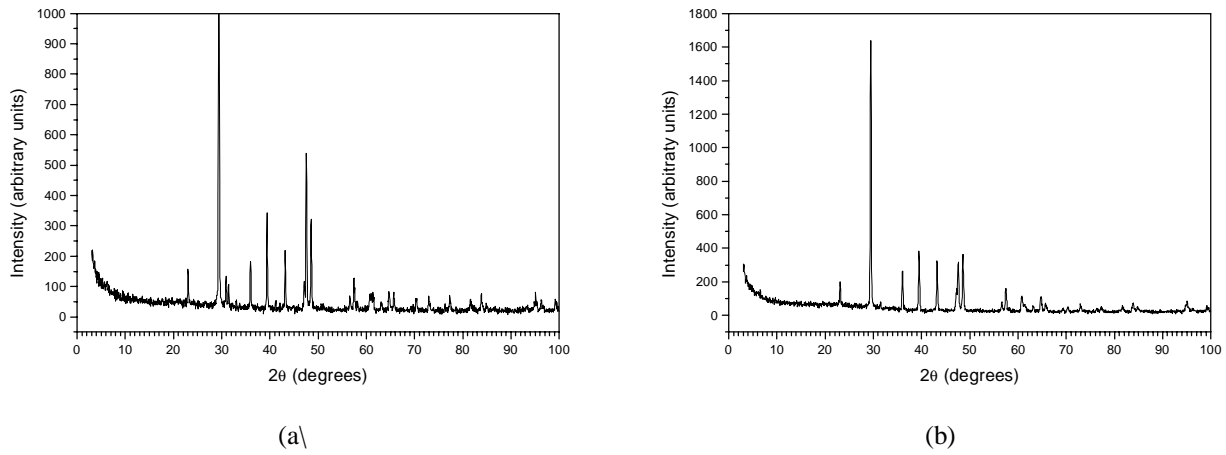


Figure 2. X-ray diffraction analysis of limestone 1-Ci (a) and pure calcium carbonate (b).

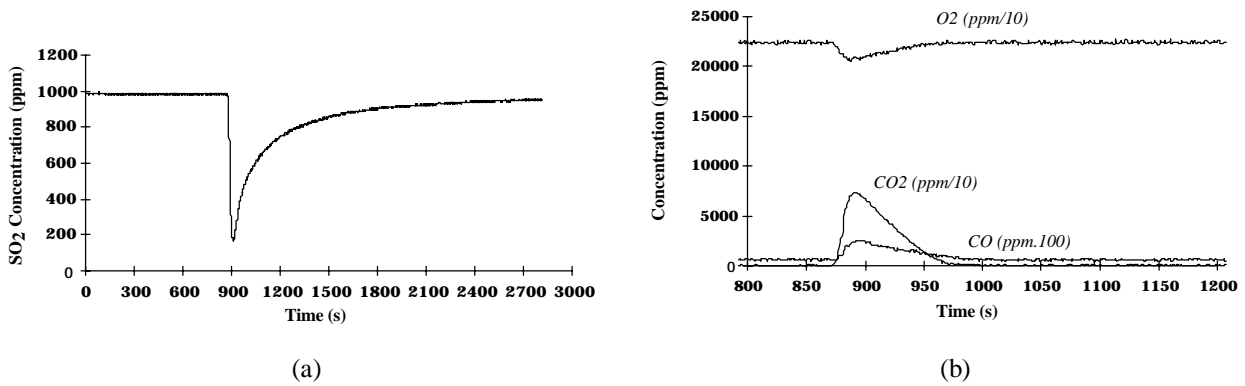


Figure 3. Transient gas concentration profiles for sulfation of limestone 1-Ci of 545  $\mu\text{m}$  mean size at 853  $^{\circ}\text{C}$ .

Figure (6) shows the effect of temperature on, respectively, the maximum global reaction rate coefficient (a), and the conversion (b) when  $\text{SO}_2$  concentration at exit recovers to 95% of its initial value. The maximum global reaction rate coefficient is found when the concentration of  $\text{SO}_2$  reaches its minimum. The coefficient increased with increasing temperatures, starting to decrease at about 900  $^{\circ}\text{C}$ . At lower temperatures ( $\sim 700\text{-}800$   $^{\circ}\text{C}$ ) the increasing rate was low owing to a slower chemical kinetics and/or a stronger effect of  $\text{CO}_2$  emissions. From 800 to 850  $^{\circ}\text{C}$  the increasing rate became sharper indicating a faster kinetics and/or a weaker effect of  $\text{CO}_2$  emissions. The increasing rate dropped to zero between 850 and 900  $^{\circ}\text{C}$ , possibly as a result of  $\text{SO}_2$  re-emission kinetics overtaking absorption kinetics. Above 900  $^{\circ}\text{C}$   $\text{SO}_2$  re-emission kinetics is supposed to become stronger than absorption kinetics, and the maximum global reaction rate coefficient started to drop.

Conversion grew by about 4 times between 700 and 750 °C, showing chemical kinetics is very limiting at lower temperatures. From 750 to about 900 °C conversion did not change significantly, showing that a possible increasing on intra-particle gas diffusion resistance compensated the decreasing chemical kinetics resistance. Above 900 °C conversion is enhanced indicating an increasingly lower kinetics resistance related to diffusion resistance. In this work high O<sub>2</sub> concentrations were applied, and low conversions were observed. According to Dennis and Hayhurst (1990) a high concentration of O<sub>2</sub> causes conversion to drop.

Further results from bench scale experiments on the effect of limestone particle size on SO<sub>2</sub> absorption by limestone 1-Ci can be found in da Silva (2001). Other results on calcination of limestone 1-Ci in the bench scale fluidized bed reactor and TGA, and sulfation in TGA, can be found in Crnkovic et al. (2001).

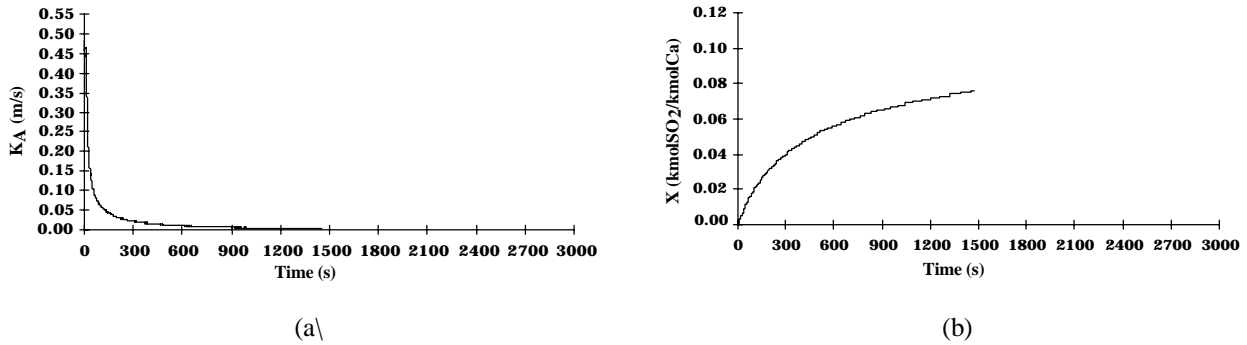


Figure 4. Time variation of the global reaction rate coefficient (a) and the conversion (b) for the sulfation of limestone 1-Ci of 545 μm mean size at 853 °C.

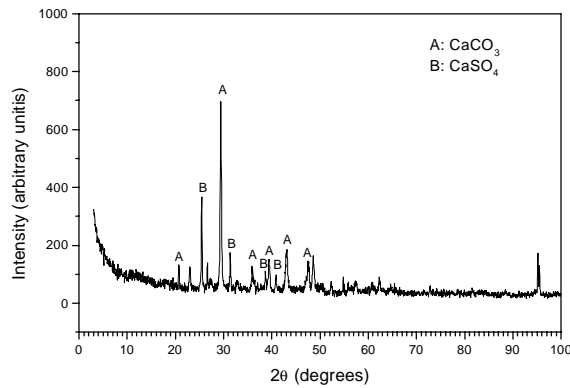


Figure 5. X-ray diffraction analysis of the 545 μm mean size limestone 1-Ci sulfated at 850 °C.

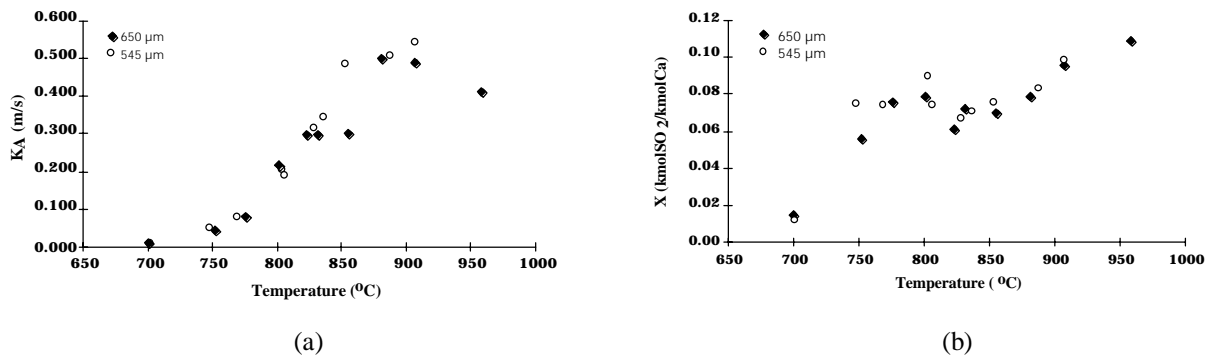


Figure 6. Effect of temperature on the maximum global reaction rate coefficient (a) and the conversion (b) when SO<sub>2</sub> concentration at exit recovers to 95% of its initial value, for limestone 1-Ci 545 and 650 μm mean sizes.

## 5. Conclusions

The effect of temperature on sulfur absorption by limestone was studied for bubbling fluidized bed coal combustion simulated conditions. The 160 mm i.d. reactor that was used is larger than any other batch reactor appearing in the literature. Calcination was showed no to be instantaneous, so that sulfation and calcination develop simultaneously for a considerable period of time. A new resistance to reaction due to the emissions of CO<sub>2</sub> during calcination was considered alongside the commonly assumed intra-particle gas diffusion and chemical kinetics of absorption and re-emission of SO<sub>2</sub>. Effects of calcination and switch between chemical kinetics and gas diffusion control were clearly observed. Irrespective of temperature, the conversion after long periods of time was kept very low, indicating that either the particle was rapidly pore plugged, or the calcination step was incomplete. It is showed that calcination was incomplete for sulfation at 850 °C.

## 6. Acknowledgements

This work was supported by FAPESP through Research Project 99/06055-2 and the master scholarship 98/09748-6 for the first author, and by CNPq through Research Project 520.563/96-4.

## 7. References

- Costa, M.C.D., 2000, "Efeito da temperatura sobre a conversão e o coeficiente global de taxa de reação na absorção de SO<sub>2</sub> por calcário em reator de leito fluidizado", Dissertação de Mestrado, Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, 174 p.
- Crnkovic, P.M., Pagliuso, J.D., Milioli, F.E. and Polito, W.L., 2001, "Sulfation in a thermogravimetric analyzer of limestones calcined both in a fluidized bed and through thermogravimetry", Proceedings of the 11th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Uberlândia, Brazil.
- da Silva, G.F., Pagliuso, J.D. and Milioli, F.E., 2001, "Effects of particle size on the conversion and global reaction rate coefficient in the absorption of SO<sub>2</sub> by limestone in a fluidized bed reactor", Proceedings of the 11th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Uberlândia, Brazil.
- Davidson, J.F. and Harrison, D., 1963, "Fluidised Particles", Cambridge University Press, Cambridge-UK.
- Dennis, J.F. and Hayhurst, A.N., 1986, "A Simplified analytical model for the rate of reaction of SO<sub>2</sub> with limestone particles", Chemical Engineering Science, v.41, n.1, p. 25-36.
- Dennis, J.F. and Hayhurst, A.N., 1988, "The formation of SO<sub>3</sub> in a fluidised bed", Combustion and Flame, v.72, p. 241-258.
- Dennis, J.F. and Hayhurst, A.N., 1990, "Mechanism of the sulphatation of calcined limestone particles in combustion gases", Chemical Engineering Science, v.45, n.5, p. 1175-1187.
- Haji-Sulaiman, M.Z. and Scaroni, A.W., 1992, "The rate limiting step in the sulfation of natural limestones during fluidized bed coal combustion", Fuel Processing Technology, v.31, p. 193-208.
- Howard, J.R., 1989, "Fluidized bed technology: principles and applications", New York, Adam Hilger, 214 p.
- Khan, W.Z. and Gibbs, B.M., 1997, "Reduction of SO<sub>2</sub> emissions from a fluidized bed under staged combustion by fine limestone", Environment International, v.23, n.2, p. 227-236.
- Leckner, B., Karlsson, M. and Mjornell M. (1992), "Emissions from a 165 MWth circulating fluidised-bed boiler", Journal of the Institute of Energy, v.65, p. 122-130.
- Lyngfelt, A. and Leckner, B., 1989, "SO<sub>2</sub> capture in fluidised-bed boilers: re-emission of SO<sub>2</sub> due to reduction of CaSO<sub>4</sub>", Chemical Engineering Science, v.44, n.2, p. 207-213.
- Mattisson, T. and Lyngfelt, A., 1998, "A method of evaluating limestone reactivity with SO<sub>2</sub> under fluidized bed combustion conditions", The Canadian Journal of Chemical Engineering, v.76, p. 762-770.
- Mattisson, T. and Lyngfelt, A., 1999, "The reaction between limestone and SO<sub>2</sub> under periodically changing oxidizing and reducing conditions - effect of temperature and limestone type", Thermochemica Acta, v.325, p. 59-67.
- Toomey, R.D. and Johnstone, H.F., 1952, "Gaseous fluidization of solid particles, Chemical Engineering Progress", v. 48, n. 5, p. 220-226.
- Valk, M., Bramer, E.A. and Tossaint, H.H., 1989, "Optimal staged combustion conditions in a fluidised bed for simultaneous low NO<sub>x</sub> and SO<sub>2</sub> emission levels", Proceedings of the International Conference on Fluidised Bed Combustion, San Francisco, California, April 30 - May 3, New York, v.2, p. 995-1001.
- Zheng, J., Yates, J.G. and Rowe, P.N., 1982, "A model for desulphurisation with limestone in a fluidized coal combustor", Chemical Engineering Science, v.37, n.2, p. 167-174.

## INTEGRAÇÃO TÉRMICA E REDUÇÃO DO CONSUMO DE VAPOR EM USINAS DE AÇÚCAR E ÁLCOOL

**Márcio Higa**

UNICAMP-FEM-DE Cx. P. 6122 - 13083-970 – Campinas, SP - Brasil  
higa@fem.unicamp.br

**Antonio Carlos Bannwart**

UNICAMP-FEM-DE Cx. P. 6122 - 13083-970 – Campinas, SP - Brasil  
Bannwart@fem.unicamp.br

**Resumo.** A maximização da produção de excedente de energia elétrica tem se tornado atraente para as usinas de açúcar e álcool, tendo em vista as mudanças na política de geração e distribuição de energia elétrica e o potencial crescimento de seu consumo no país. Para tanto, é essencial reduzir o consumo de vapor utilizado no processamento do caldo de cana, possibilitando o aproveitamento daquele vapor na geração de potência. Os processos envolvidos em uma planta de açúcar e álcool são interdependentes, possibilitando a integração energética com vistas a minimizar o consumo de vapor. O consumo na destilação é influenciado pela qualidade do mosto proveniente do mel de cozimento e do xarope de evaporação, os quais por sua vez são influenciados pelo pré-aquecimento do caldo antes da evaporação e decantação. Além disso, todos os processos são afetados diretamente pela qualidade da cana, relação sacarose/fibra e quantidade de água usada na embebição durante a moagem. Análises considerando a variação destes itens podem trazer uma maior sensibilidade destas inter-relações, permitindo um controle mais equilibrado de consumo global na planta. Este trabalho apresenta alguns resultados considerando estas diferentes relações de concentração e temperatura do caldo, xarope, mel e mosto. A evaporação de múltiplos efeitos e o aproveitamento térmico de correntes na destilação também são tratados, pois nestes processos estão as maiores demandas e fontes potenciais de energia, decorrentes da formação de vapor de evaporação ("vapor vegetal"), vinhaça e flegmaça. Através da utilização do método do "Pinch-Point", diversas simulações e análises térmicas de uma planta integrada de produção de açúcar e álcool são realizadas, visando a máxima recuperação de calor e a redução do consumo de vapor. Os resultados indicam possibilidades significativas de recuperação de energia através da integração térmica, que podem ser realizadas sem grandes investimentos econômicos.

**Palavras chave:** Pinch-Point, Usina de açúcar e álcool, Conservação de energia, Integração térmica

### 1. Introdução

A falta de investimento no setor elétrico e o crescimento do consumo de energia nos últimos anos no Brasil, indicam uma necessidade urgente de construção de novas usinas hidrelétricas, termelétricas, e o aumento da produção de energia através da cogeração. Dentro do contexto da cogeração, o setor sucro-alcooleiro demonstra um potencial de geração de energia elétrica com preço bastante competitivo. Isto decorre do açúcar e do álcool, que são os produtos principais, permitem um rateio dos custos de produção. Além disso, uma economia adicional pode ser obtida através do combustível utilizado nas caldeiras, que neste caso é o bagaço resultante da própria produção.

O esquema de funcionamento básico de uma usina pode ser observado na Fig. (1). A matéria-prima principal é a cana, que após ser moída, fornece o caldo para a produção de açúcar e do álcool, e o bagaço como insumo para a produção de vapor nas caldeiras. O vapor da caldeira é de alta pressão (vapor primário), e é fornecido para as turbinas, gerando potência para acionamento de equipamentos na moenda, do bombeamento dos fluidos (via turbobombas) ou para geração de energia elétrica. O vapor de baixa pressão (secundário) que sai do escape das turbinas serve como fonte de calor para o próprio processo (aquecimento, evaporação, cozimento, fermentação e destilação). Caso haja falta de vapor de baixa, o complemento ocorre através de linhas diretas passando por válvulas redutoras de pressão do vapor de alta proveniente das caldeiras. A situação na maioria das usinas de açúcar e álcool nas regiões sul-sudeste do país é de auto-suficiência do consumo de energia dentro da indústria. Ou seja, todos acionamentos mecânicos dos equipamentos, iluminação e bombeamentos nos processos de produção são supridos pelas turbinas das próprias usinas.

Apesar da situação predominante de equilíbrio, onde a energia produzida é consumida na produção, estudos indicam possibilidades de geração de energia elétrica excedente para a venda, decorrente da possível disponibilidade de bagaço. Várias propostas de maximização da geração de energia elétrica têm sido realizadas. Alguns autores procuram utilizar novas tecnologias, como Walter et al (1994) em gaseificação da biomassa e emprego dos gases resultantes no acionamento de turbinas a gás e ciclos combinados (BIG-STIG, BIG-CC: Biomass Integrated Gasifier / Steam Injected Gas Turbines / Combined Cycles), ou Souza Santos (1999) em sistemas alternativos com combustão atmosférica dos gases da biomassa. Outros pesquisadores procuram enfatizar as ferramentas de otimização energética, como a termoeconomia (Barreda et al, 1997), análises exérgicas combinada com a "tecnologia pinch" (Rusov & Bekmanis, 1995, Higa & Bannwart, 1999). Walter (1994) ainda estuda a utilização de turbinas a vapor de extração-condensação, com a elevação do nível de pressão do vapor gerado nas caldeiras e substituição dos acionadores mecânicos por elétricos (eletrificação).

Este trabalho permite demonstrar possibilidades de aumento de geração de energia elétrica através da utilização de turbinas de extração-condensação, demonstrando que a redução do consumo do vapor de processo é de fundamental importância para esta ocorrência.

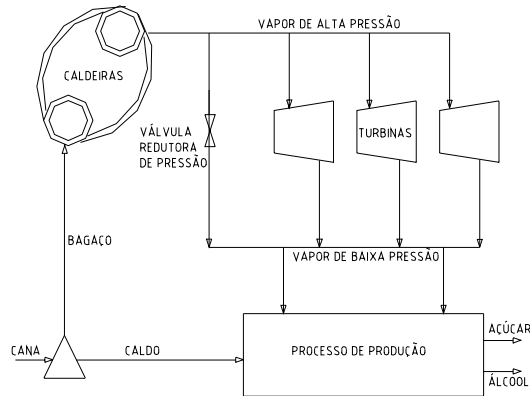


Figura 1. Esquema de geração e consumo de vapor.

## 2. Estudo de caso e utilização de turbinas extração-condensação

### 2.1. Estudo de caso

O caso em estudo é de uma usina genérica brasileira. Os dados de produção são fornecidos na Tab. (1), enquanto os dados de consumo de energia e vapor de processo estão na Tab. (2).

Tabela 1. Dados da usina no estudo de caso.

Moagem de Cana (tc/h)	400 ton/h
Fração de Produção Açúcar-Alcool	0,7
Teor de Fibra da Cana (xf)	0,14
Bagaço Resultante	108,5 ton/h
Umidade Final do Bagaço	0,49
Produção de Vapor [kg.vapor/kg.bagaço]	2,2 kg/kg
Reserva de Bagaço	5%
Produção Potencial de Vapor [kg/s]	63
Vapor Primário (2,10 MPa; 280° C)	h <sub>v</sub> = 2973 kJ/kg
Vapor de Escape (0,24 MPa)	h <sub>v</sub> = 2551 kJ/kg
Líquido Condensado (0,24 MPa)	h <sub>l</sub> = 529,2 kJ/kg
Trabalho Específico (Turbina Contra-Pressão)	w= 422 kJ/kg
Calor de Condensação para o Processo	q= 2021,8 kJ/kg

Tabela 2. Consumo de potência e vapor de processo.

	Potência [kW]	Rendimento da Turbina	Calor Consumido [kW]	Consumo-Vapor [kg/s]
1o Jogo de Facas Niveladoras	441,3	0,384	1149,2	2,72
2o Jogo de Facas	735,5	0,442	1664,0	3,94
Desfibrador	735,5	0,442	1664,0	3,94
Ternos da Moenda	2206,5	0,418	5278,7	12,51
Turbo-Bombas	286,8	0,360	796,8	1,89
Ventilador e Exaustor (Caldeira)	338,3	0,360	939,8	2,23
Turbo-Geradores (Iluminação-Motores)	3824,6	0,682	5607,9	13,29
Consumo Total nos Equipamentos	8568,6	-	17100	40,5
Consumo de Vapor (Processo)	-	-	108.952,6	53,9



Considerando as operações em regime permanente, a potência necessária para acionar os equipamentos é de 8.568,6 kW. Devido aos baixos rendimentos das turbinas utilizadas, a demanda total de energia térmica passa para 17.100 kJ/s. Na utilização de turbinas de contra-pressão com escape de 0,24 MPa, o consumo de vapor é de 40,5 kg/s. Como o consumo mínimo de vapor em baixa pressão no processo de produção é de 53,9 kg/s, 13,4 kg/s do vapor de baixa pressão são fornecidos ao processo, passando através da válvula redutora de pressão.

Observe-se que a passagem de vapor de alta pelas válvulas redutoras de pressão é uma situação indesejável, pois é um vapor que consome exergia para elevação de sua pressão e temperatura, e que está simplesmente sendo dissipada sem gerar trabalho. Ao invés de ser estrangulado na válvula, este vapor pode ser expandido em uma turbina, gerando energia elétrica e minimizando a perda de exergia.

**2.2. Utilização de turbinas de extração-condensação**

Em todo o mundo, os arranjos mais comuns de produção de energia elétrica nas usinas de açúcar e álcool operam em ciclos a vapor. A maior parte usa exclusivamente turbinas de contra-pressão, e poucas a combinação de turbinas de contra-pressão com turbinas de condensação para o fluxo excedente, ou sistemas mais avançados nos quais a máquina motriz é uma turbina de extração-condensação de controle automático (Walter, 1994).

No Brasil, devido à demanda de utilização do vapor de processo, o escape da turbina de contra-pressão geralmente ocorre no nível de pressão de 0,24 MPa, quando ainda possui uma exergia considerável. Entretanto, quando o vapor não é utilizado para o aquecimento no processo ele pode sair em pressões mais baixas e aproveitar melhor a exergia disponível. Isto pode ser feito em turbinas de condensação, como as utilizadas nas simulações deste trabalho, com níveis de pressão de 0,03 MPa, ou condensando em valores ainda mais baixos, como 0,015 MPa.

Para o fornecimento do vapor de processo com 0,24 MPa, a solução é a utilização de uma extração neste nível de pressão, tornando-se necessária à combinação de turbina de contra-pressão com turbina de condensação, ou uma configuração de turbina de extração-condensação automática. Desta forma, apenas a demanda de vapor do processo é expandida e extraída em 0,24 MPa, o restante pode ser aproveitado até 0,03 MPa (Fig. 2). Pela Tab. (3) observa-se que o trabalho específico aumenta mais de 35% em relação à turbina de contra-pressão, com a utilização de pressão de 6,3 MPa e temperatura de 450° C na caldeira.

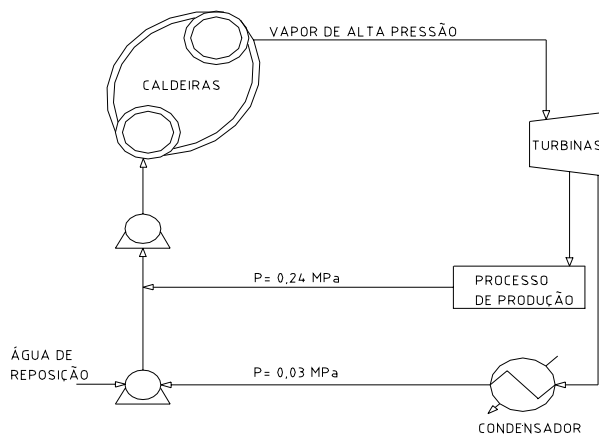


Figura 2. Esquema de utilização turbina extração-condensação.

Tabela 3. Utilização de Turbina de Condensação.

Vapor Vivo (6,3 MPa; 450° C)	h <sub>v</sub> = 3297 kJ/kg
Vapor de Extração (0,24 MPa)	h <sub>v</sub> = 2566 kJ/kg
Vapor de Exaustão (0,03 MPa)	h <sub>v</sub> = 2257 kJ/kg
Trabalho Específico [kW] (0,24 MPa)	731
Trabalho Específico [kW] (0,03 MPa)	1040
Trabalho Adicional para bombeamento (0,03 MPa)	5%
Trabalho Específico Líquido [kW] (0,03 MPa)	988

Se os 13,4 kg/s do vapor mencionado anteriormente não passarem pela válvula redutora, e os 9,1 kg/s do vapor proveniente da sobra da produção potencial de 63 kg/s são somados, têm-se 22,5 kg/s de vapor, com os quais é possível gerar um excedente de 19.756 kW em uma turbina de contra-pressão com o mesmo rendimento da turbina utilizada na

iluminação e acionamento de motores. No caso de turbina de extração-condensação a potência disponível para a venda sobe para 21.353 kW, considerando que 53,9 kg/s são extraídos com 0,24 MPa para o processo, enquanto 9,1 kg/s são expandidos até 0,03 MPa.

### 3. Minimização do consumo de vapor do processo (“Tecnologia Pinch”)

Embora a possibilidade de aumento de produção de energia elétrica para a venda, utilizando turbinas de extração-condensação seja grande, alguns fatores podem impedir que isto ocorra. Um dos grandes empecilhos para o aumento da produção de energia elétrica disponível para a venda, decorre do consumo de vapor de processo estimado em 485 kg/TC (TC: Tonelada de cana moída), ou 53,9 kg/s. Isto permite que apenas 9,1 kg/s de vapor sejam expandidos até 0,03 MPa e desta forma sejam melhor aproveitados.

A minimização do consumo de vapor depende da integração térmica dos processos envolvidos em uma planta de açúcar e álcool, pois os mesmos possuem diversas correntes térmicas quentes e frias que podem trocar calor entre si, permitindo uma recuperação de energia. Um método que permite fazer esta integração de forma bastante efetiva é a “Tecnologia Pinch” também conhecido como o “Método do Pinch-Point”, que têm se mostrado bastante eficaz em vários tipos de indústrias. O método utiliza-se de uma representação gráfica da temperatura e entalpia através de combinações das correntes quentes e frias da planta térmica, permitindo obter o mínimo de utilidades externas necessárias ao processo e indicando também em que direção pode-se produzir uma troca de calor espontânea (Christoudolou, 1996).

A integração térmica em um processo pode ser feita através da construção das curvas compostas de temperatura-entalpia. A idéia de curva composta nada mais é do que combinar em apenas uma todas as correntes quentes (requerem resfriamento), e em outra todas as correntes frias (requerem aquecimento). Isto é feito através da somatória da capacidade térmica das correntes em cada nível de temperatura, resultando nas curvas compostas quente e fria ilustradas na Fig. (3). Através do intervalo sobreposto, as curvas compostas determinam a máxima recuperação de calor para uma dada diferença mínima de temperatura permitida. Os intervalos nos extremos indicam o mínimo de utilidade quente e fria necessárias ao processo (*targets*).

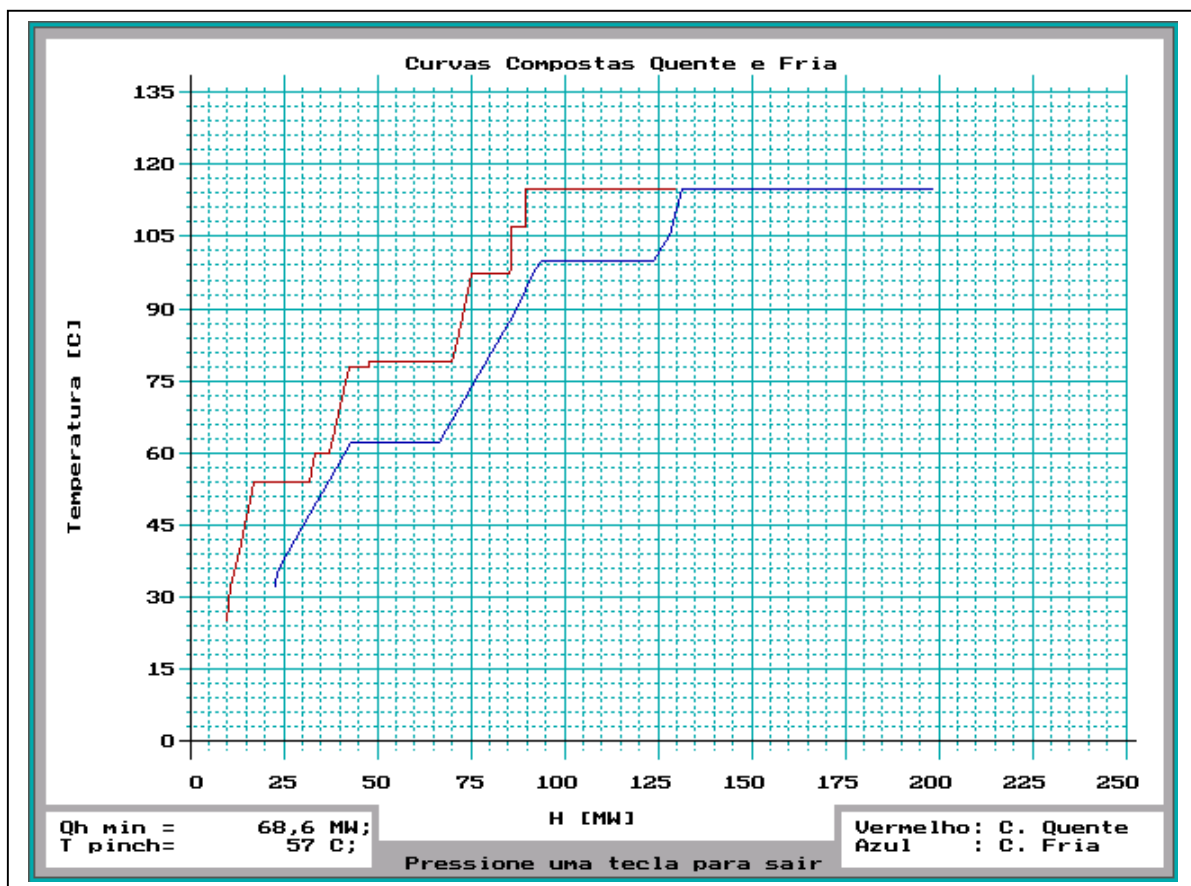


Figura 3. Curvas compostas frias e quentes típicas de uma usina de açúcar e álcool

A diferença mínima de temperatura ( $\Delta T_{min}$ ), escolhida pelo projetista de acordo com o custo do capital, fornece o ponto limite de aproximação entre as curvas (*pinch-point*). Ele divide o processo em duas regiões: a região acima do *pinch* (sumidouro), que requer calor adicional da utilidade quente; e a região abaixo do *pinch* (fonte), que dispõe de mais energia que necessita para aquecer as correntes frias, rejeitando o excedente para a utilidade fria. É importante observar que não deve haver troca de calor entre essas regiões através do *pinch*, caso contrário haveria um aumento da demanda energética de ambas as utilidades.

Dentro deste contexto de integração, um setor que requer grande quantidade de calor é o de evaporação, gerando um problema mais complexo devido à possibilidade de utilização de parte do vapor d'água resultante da própria evaporação (vapor vegetal), para o aquecimento de correntes frias de outros setores, conforme o esquema da Fig. (4).

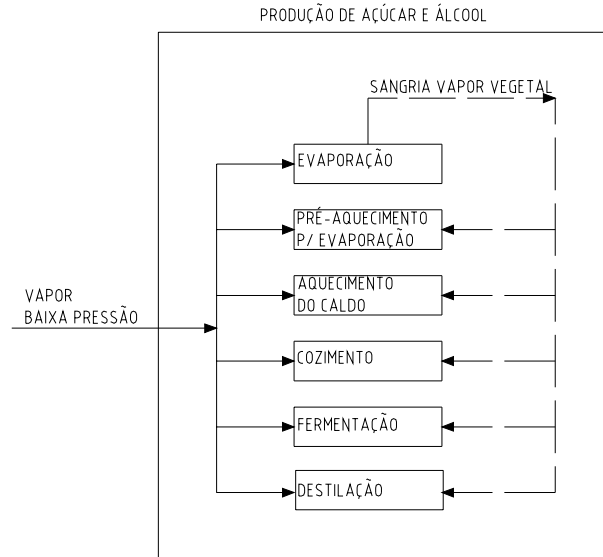


Figura 4. Esquema de utilização do vapor vegetal da evaporação para outros setores da produção.

Esta integração com o restante do processo é um fator determinante para a redução do consumo global de energia. Como a evaporação ocorre em múltiplos efeitos, este vapor vegetal pode ser extraído em diferentes níveis de temperatura e pressão, alterando o consumo final do equipamento (Higa e Bannwart, 1999). No caso em estudo o consumo de vapor de processo (485 kg/TC) é obtido quando a utilização do vapor vegetal do evaporador de múltiplos efeitos ocorre até o 2º efeito. Nas simulações deste trabalho são permitidas que as sangrias ocorram até o 3º efeito, além da permissão para que o vapor vegetal do último efeito seja utilizado também. Geralmente este vapor é utilizado apenas no condensador barométrico, pois os últimos efeitos do evaporador trabalham em níveis de pressão inferiores a do ambiente.

Como os processos envolvidos na usina são bastante interdependentes, desde a extração do caldo na moagem, até o cozimento na produção de açúcar ou destilação na produção de álcool, algumas opções de melhorias são simuladas, demonstrando o impacto de cada uma delas no consumo de vapor de processo através da integração térmica e consequentemente no aumento de energia elétrica disponível para a venda. São demonstrados os impactos da integração das correntes térmicas da destilação, da redução de utilização de água na embebição durante a moagem e extração do caldo, e a utilização do vapor de condensação com 0,03 MPa como utilidade quente no processo.

### 3.1. Integração térmica da destilação

A destilação é uma operação unitária que visa separar os diferentes componentes de uma mistura líquida, baseada nas diferenças de volatilidade dos mesmos. Através do fornecimento de calor, ocorre a ebulição da mistura, onde o vapor produzido é mais rico em componentes mais voláteis, enquanto o líquido remanescente possui uma composição diferente, com componentes menos voláteis. Utilizando a condensação do vapor produzido, pode-se repetir esta operação várias vezes, até a obtenção do produto na pureza desejada. Em uma usina, a operação é normalmente realizada com o auxílio de sete colunas distribuídas em quatro troncos: destilação propriamente dita, retificação, desidratação e debenzolagem.

Um esquema típico de uma coluna de destilação de álcool pode ser visto na Fig (5), onde o vinho obtido na fermentação é pré-aquecido antes de entrar na parte superior da coluna (vaso cilíndrico, possuindo uma série de pratos ou bandejas, perfuradas, valvuladas ou com borbulhadores). Para a separação dos componentes, estes dispositivos recebem o calor fornecido diretamente na base da coluna, ou indiretamente através do refeedor. O vapor em ascensão troca calor e massa com o líquido descendente, de modo a se enriquecer no componente mais volátil, enquanto o líquido

vai se esgotando, isto é, tornando-se mais rico nos produtos menos voláteis. Os componentes com maior volatilidade, são concentrados e retirados lateralmente, ou retirados do topo, sendo condensados em dois condensadores, onde uma fração deste líquido (90 a 95%) retorna ao topo como refluxo, e o restante é retirado como álcool. O objetivo do refluxo é garantir uma corrente líquida nos pratos localizados acima da alimentação. A composição inicial do vinho possui água (89 a 93 %), teor de álcool com 7 a 10° GL (% em volume) e outros componentes, que estão em quantidades bem menores. A coluna tem por finalidade esgotar a maior quantidade possível de álcool do seu produto de fundo (vinhaça ou flegmaça), para valores abaixo de 0,03° GL. Os produtos finais dependem das colunas, e podem ser álcool de 2ª com aproximadamente 92° GL, álcool hidratado com 96° GL e o álcool anidro com 99,7° GL. A proporção aproximada de vinhaça produzida é de 13 litros para cada litro de álcool produzido.

A destilação é um setor de produção da usina que demanda grande quantidade de vapor. Dependendo do investimento, algumas melhorias podem diminuir este consumo, tais como a redução de refluxo de operação das colunas de destilação, utilização de termo-compressão do vapor dos condensadores, utilização de bomba de calor (Ficarella e Laforgia, 1999), filtro molecular, destilação em cascata e integração térmica entre as correntes.

Para a integração térmica, nota-se que a coluna da figura possui 2 correntes (vinhaça e o álcool de condensação) com grande carga térmica para o resfriamento. Embora seja usual que o álcool de condensação e a vinhaça forneçam calor para o pré-aquecimento do vinho, percebe-se que ainda possuem disponibilidade de energia térmica em temperaturas consideráveis (condensação do álcool ~79° C). Normalmente a integração térmica da destilação ocorre entre as próprias correntes internas do processo. Quando é possível que a integração térmica das correntes de destilação com o restante dos processos de produção, o consumo pode diminuir para 282 kg/TC, aumentando para 25.307 kW a energia disponível para a venda. As curvas compostas desta integração são as mesmas representadas na Fig. (3).

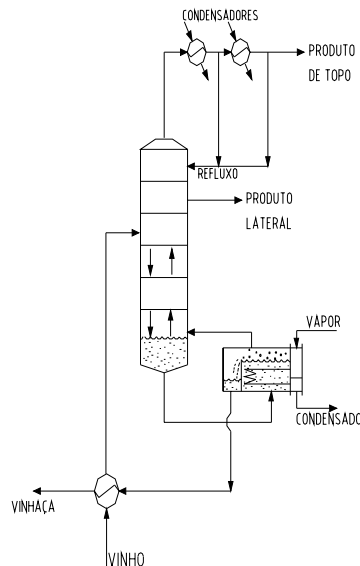


Figura 5. Esquema de uma coluna de destilação típica.

### 3.2. Redução da água de embebição

No Brasil, a forma mais utilizada para a extração do caldo da cana é através das moendas, que são unidades constituídas por ternos. Os ternos são conjuntos constituídos por 3 rolos formando um triângulo (rolo de entrada, de saída e superior), que esmagam a cana que passa a uma determinada velocidade e deslocam o caldo contido na mesma. Atualmente um quarto rolo (de pressão) tem sido bastante utilizado para auxiliar a alimentação do terno. A fim de obter a maior extração possível de caldo, a cana passa sucessivamente por vários ternos na moenda (4 a 7). Mas como já no primeiro terno, a quantidade de caldo, que era de 7 partes para cada 1 de fibra, cai para uma relação de 2 a 2,5, o processo de embebição (adição da água após o esmagamento) é utilizado, diluindo o caldo residual e aumentando a extração de sacarose para o próximo terno. Isto permite a extração de 92 a 96 % da sacarose para a produção de açúcar e álcool e bagaço com umidade final de aproximadamente 50%. A embebição pode ser simples, composta ou com recirculação, aumentando a eficiência e a complexidade da primeira para a terceira. A mais utilizada é a embebição composta (Fig. 6), em que a água é adicionada apenas nos dois últimos ternos, enquanto o caldo extraído nos mesmos alimenta o terno anterior aos mesmos. O caldo deste terno é utilizado no outro anterior a ele e assim sucessivamente, sendo que normalmente, o caldo proveniente dos dois primeiros ternos é utilizado para a fabricação do açúcar e do álcool.

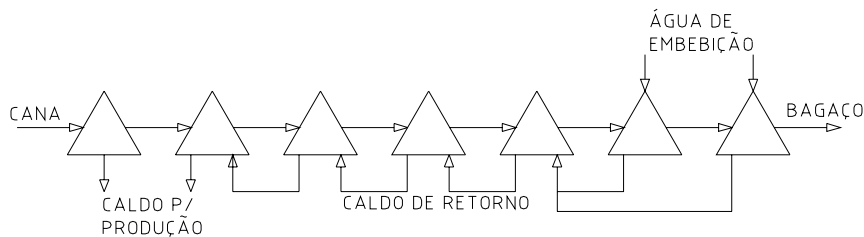


Figura 6. Sistema de moagem com embebição composta.

Quanto maior o teor de fibra da cana, maior deve ser o teor de embebição. De forma geral, a maior a adição de água permite que a sacarose seja melhor extraída, e diminui o tempo da fermentação. Entretanto, o mosto mais diluído está mais propício para infecção. Na questão de capacidade dos equipamentos e consumo energético, quanto maior a quantidade de água adicionada, necessita-se de uma maior capacidade de tratamento e mais reagentes. Na evaporação e destilação, todo volume de água adicionada deverá ser removido posteriormente, e exigirá maior consumo de vapor de aquecimento.

Em geral, a média de água utilizada na embebição é 30-35 [kg H<sub>2</sub>O/kg canax100] para 94% de extração da sacarose e 10-15 [kg H<sub>2</sub>O/kg canax100] para 86% de extração da sacarose (IPT, 1990). Embora a extração de sacarose possa diminuir com o menor volume de água da embebição, esta opção deve ser levada em consideração quando se deseja aumentar a produção de energia. É necessário avaliar economicamente as perdas com a produção de açúcar e álcool e os ganhos com a venda de energia. Dependendo do valor de mercado destes produtos e o preço da energia elétrica, pode-se obter o valor ótimo do nível de embebição da cana moída. Neste trabalho simulamos apenas o valor de 15 kg H<sub>2</sub>O/kg canax100, considerando a extração de 86% de sacarose da embebição. Esta alteração possui um peso considerável, reduzindo o consumo de vapor do processo em 354 kg/TC, o que permite a produção excedente de energia de 23.905 kW.

### 3.3. Utilização do vapor de condensação (0,03 MPa) na integração térmica

A utilização da turbina extração-condensação tem como objetivo principal o aumento direto da produção de energia elétrica, decorrente da melhor utilização da exergia disponível no vapor da caldeira. Entretanto, além desta contribuição direta, pode-se obter indiretamente um aumento através da redução do consumo de vapor do processo. Como a pressão de condensação do vapor da turbina escolhida é de 0,03 MPa, ele ainda está à 69° C. Neste caso, ele também pode ser utilizado como utilidade quente no processo, já que algumas correntes estão abaixo deste nível de temperatura.

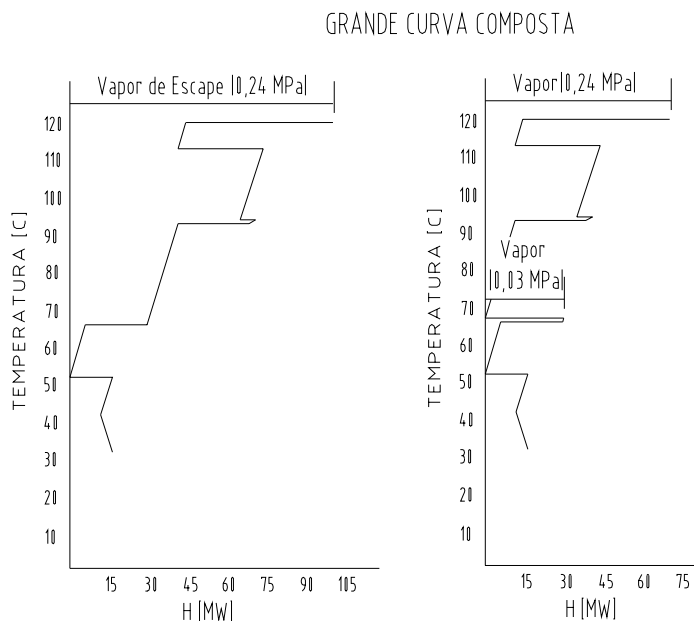


Figura 7. Grande curva composta: Suprimento através de 1 utilidade (esquerda) e 2 utilidades (direita).

Isto pode ser melhor observado na Grande Curva Composta (GCC), outro gráfico utilizado na “tecnologia Pinch”, que combina as 2 curvas compostas anteriores (quente e fria), em uma única. Essencialmente, a utilidade é usada para

satisfazer o balanço de energia do processo. A GCC pode ser vista como a simplificação deste balanço de energia em função da temperatura, e conseqüentemente indica a quantidade de calor que deve ser fornecida ou removida do processo em uma dada temperatura. Este balanço pode freqüentemente ser satisfeito com várias utilidades nas diferentes temperaturas, ao invés de ser suprido com uma única utilidade com temperatura mais elevada. Este conceito é denominado de utilidade em múltiplos níveis na “tecnologia Pinch” (Singh *et al*,1997).

No caso da usina, a única utilidade geralmente considerada é o vapor de escape a 0,24 MPa. Quando se dispõe da tecnologia de turbina de extração-condensação e o conceito de utilidades em múltiplos níveis é utilizado, o vapor de condensação a 0,03 MPa passa a ser também uma utilidade (Fig. 8). Esta alternativa permite que se reduza o consumo de vapor para 290 kg/TC, disponibilizando 25.151 kW. Esta alteração ocorre sem a redução da água de embebição, e sem a preocupação de integração térmica da destilação. Quando estes fatores também são levados em conta, o consumo passa para 227 kg/TC com 26.378 kW.

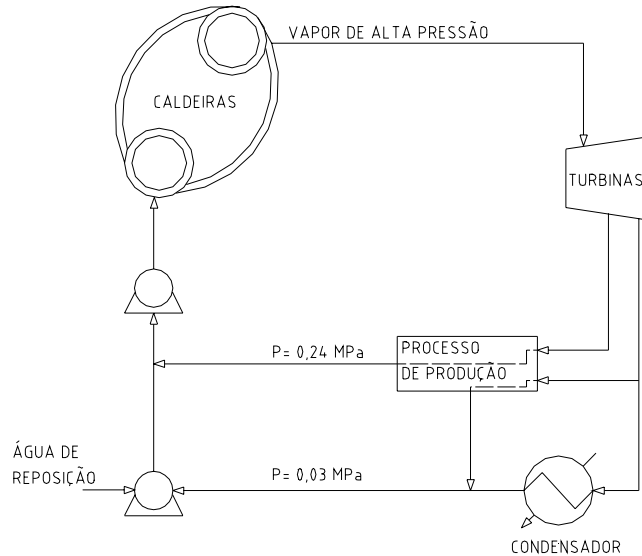


Figura 8. Turbina extração-condensação utilizando vapor para o processo em 2 níveis de pressão.

É importante observar, que na verdade o consumo do vapor do processo não diminui com a utilização do vapor de condensação a 0,03 MPa. O que ocorre é que uma parte do processo consome 227-290 kg/TC de vapor a 0,24 MPa e outra parte consome vapor a 0,03 MPa. O importante é que o vapor proveniente da caldeira pode ser melhor aproveitado, e inclusive a condensação a 0,03 MPa pode ser utilizada como fonte de calor, proporcionando maiores condições de produção de energia elétrica excedente.

### 3.4. Eletrificação dos equipamentos utilizados nos processos de produção

Uma possibilidade para o aumento de excedente de energia no setor sucro-alcooleiro, é possível quando o acionamento dos equipamentos da moenda, ventiladores e bombeamento são realizados através de motores elétricos, pois os rendimentos térmicos dos turbo-acionadores são bem baixos. Os resultados apresentados nesta seção têm o propósito de comparação desta alternativa, com as simulações que foram feitas anteriormente.

Considerando a demanda total dos equipamentos de moenda de 8.569 kW e uma perda de 7% na transmissão, tem-se uma demanda de 9168 kW. Para a produção de energia utilizando todo o vapor disponível (63 kg/s) a produção total de energia elétrica é de 33.005 kW e a energia para a venda seria de 23.837 kW. Este valor embora seja considerável, deve ser analisado juntamente com os custos econômicos da transformação de todo acionamento mecânico para substituição por motores elétricos.

Em termos mundiais a eletrificação total do processo e a conseqüente substituição das turbinas empregadas no acionamento das moendas, dos dispositivos de preparo da cana, de grandes ventiladores e grandes bombas, é rara e dificilmente justificável do ponto de vista econômico. No caso de novas usinas, no entanto, dependendo da existência de um contexto favorável à comercialização de energia excedente, a eletrificação pode ser viável. (Walter, 1994).

Tabela 4. Disponibilidade de energia elétrica em função do consumo de vapor de processo.

Vapor de Processo/Energia Excedente	[kg/TC]	[kW]
Inicial	485	21.353
1- Integração da destilação	282	25.307
2- Redução da água de embebição	354	23.905
3- Utilização do vapor à 0,03 MPa	290	25.151
1, 2 e 3	227	26.378
Eletrificação Total da Usina	485	23.837

#### 4. Conclusão

As possibilidades de geração de energia elétrica excedente para a venda são muitas, dependendo do nível de investimento realizado. Entre elas se destaca a utilização de turbinas de extração-condensação, cuja tecnologia é amplamente disponível no mercado. Considerando apenas as trocas das turbinas de contra-pressão, que são as mais utilizadas no setor sucro-alcooleiro, pelas turbinas de extração-condensação automática, é possível gerar maior quantidade de energia elétrica excedente. Entretanto, observa-se que a diminuição do consumo de vapor de processo pode contribuir de forma significativa, para que esta disponibilidade aumente.

A redução do consumo de vapor de processo pode ser simulada utilizando a “*Tecnologia Pinch*”, que permite observar melhor a integração térmica dentro da usina. Isto ocorre com a destilação, que possui correntes de condensação dos produtos, a vinhaça e a flegmaça, permitindo que correntes outrora aquecidas diretamente pelo vapor de processo, possam recuperar esta energia disponível. Embora haja dificuldades de integração das correntes da destilação com o restante do processo, a mesma demonstrou um enorme potencial de recuperação de energia, não devendo ser desprezada quando se deseja produzir energia elétrica excedente.

A redução do volume de água na embebição também apresentou resultados consideráveis, embora de menor impacto que a integração da destilação. Quando se reduz a extração da sacarose da cana devido à diminuição do volume de água embebido, aumenta-se a disponibilidade de energia elétrica excedente. Esta alternativa, pode ser utilizada em circunstâncias em que o preço de venda da energia, compense às perdas com o menor volume de produção de açúcar e álcool. Como este processo afeta de forma significativa toda a produção, a embebição durante a moagem deve ser um objeto de estudos de otimização, onde se procura minimizar a quantidade de água embebida, procurando maximizar a extração de sacarose.

Com a utilização de turbinas extração-condensação, foi possível observar que quando se trabalha com pressão de saída a 0,03 MPa, este equipamento permite que se obtenha uma maior produção de energia de forma direta, através do melhor aproveitamento do vapor gerado na caldeira. Entretanto, verificou-se que indiretamente também houve um aumento do excedente de energia através da redução do consumo de vapor. Isto é possível quando se utiliza o conceito de utilidade em múltiplos níveis de temperatura. Este é um fator relevante, pois um dos impedimentos para a não utilização de investimento neste tipo de turbina é justamente o alto consumo de vapor de processo.

Diversos fatores afetam a quantidade de energia elétrica disponível para a venda. Desde a quantidade da água embebida durante a moagem, a concentração do caldo na evaporação, utilização de sangrias de vapor vegetal com o processo, integração da destilação e outros aspectos não mencionados neste estudo. A produção de energia elétrica com turbinas de extração-condensação é influenciada pelo processo, através do consumo de vapor da mesma. Assim também, a utilização das turbinas altera a forma de consumo de vapor de processo através de utilidades em múltiplos níveis. Este trabalho apresenta algumas das alternativas possíveis, principalmente através da integração térmica, demonstrando que este caminho pode ser vantajoso, quando comparado com outras formas de investimento, como a eletrificação do setor.

#### 5. Agradecimentos

Os autores agradecem o apoio do CNPq - Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico.

#### 6. Referências

- Barreda del Campo, E.R., Cerqueira, S.A.A.G., Nebra, S.A., 1997, “Thermoeconomic Analysis of The Cogeneration System of a Cuban Sugar Cane Mill”, Proceedings of FLOWERS’1997, Florence World Energy Research Symposium “Clean Energy for New Century”, July 30-August 1.
- Christodoulou, P., 1996, “Energy economy optimization in the separation processes: optimizing the separation of sucrose/water and non-sugars”, International Sugar Journal, vol. 98, n. 1172, pp.419-430.
- Ficarella, A., Laforgia, D., 1999, “Energy Conservation in Alcohol Distillery with the Application of Pinch Technology”, Energy Conversion & Management; 40, pp 1495-1514.
- Higa, M. and Bannwart, A., 1999, “Energy Consumption in A Sugar Plant Using Pinch technology and Linear Programming”, Proceedings of the 15th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Vol.1, São Paulo, Brazil.

- IPT-INSTITUTO DE PESQUISAS TECNOLÓGICAS, São Paulo. “Manual de Recomendações- Conservação de Energia na Indústria do Açúcar e Alcool.” 1990. 796p.
- Rusov, D., Bekmanis, I., 1995, “Appling Combined Pinch and Exergy Analysis to a Sugar Refining Process”, Proceedings of the Second Baltic Heat Transfer Conference: Advances in Engineering Heat Transfer, Riga, Latvia, pp. 567-573.
- Singh, I., Riley, R. and Seillier, D., 1997, Using pinch technology to optimize evaporator and vapor bleed configuration at the Malelane Mill, Proc. South-African Sugar Technology Ass., vol. 71, pp.207-216.
- Souza Santos, M.L., 1999, “A feasibility Study of an Alternative Power Generation System Based on Biomass Gasification/Gas Turbine Concept”. Fuel , 78, pp.529-538.
- Walter, A.C.S., Bajay, S. and Nogueira, L.H.,1994, “A Simulation Methodology to Evauate BIG-STIG in Sugar and Alcohol Plants”, ASME Cogen-turbo, Vol. 9, pp 655-661.
- Walter, A.C.S., “Viabilidade e Perspectivas da Cogeração e da Geração Termoelétrica Junto ao Setor Suco-Alcooleiro”, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica – UNICAMP, 1994, 263p. Tese (Doutorado em Planejamento Energético).

## PROCESS INTEGRATION AND REDUCTION OF STEAM CONSUMPTION IN SUGAR AND ALCOHOL INDUSTRIES

### Márcio Higa

UNICAMP-FEM-DE Cx. P. 6122 - 13083-970 – Campinas, SP - Brasil  
 higa@fem.unicamp.br

### Antonio Carlos Bannwart

UNICAMP-FEM-DE Cx. P. 6122 - 13083-970 – Campinas, SP - Brasil  
 Bannwart@fem.unicamp.br

**Abstract.** *The maximization of electric power production can become attractive for sugar and alcohol industries due to changes that are announced in the politics of electric power generation and distribution and the potential growth of your consumption in Brazil. For so much, it is essential to reduce the steam consumption used in the processing of the cane juice, making possible the use of that steam in the power generation. The processes involved in a sugar and alcohol plant are inter-dependents, making possible your energy integration with views to minimize the steam consumption. The consumption in the distillation is influenced by the quality from the must, that is a mixture formed by molasses from crystallization and evaporation syrup, which are influenced by the preheating of the juice before the evaporation and sedimentation for your time. Besides, all the processes are directly affected for the quality of the cane, relationship sucrose/fiber and amount of water increased in process during the juice extraction. Analyses considering the variation of these items can bring a larger sensibility of these interrelations, allowing a more effective control of global consumption in the plant. This work presents some results considering these different concentration and temperature relationships of the juice, syrup, molasses and must. Multiple effects evaporation and the thermal use of currents in the distillation are also treated, because in these processes they are the largest demand and potential sources of energy, current of the formation of evaporation vapor (“vegetable vapor”), and poor wine. Through the use of the “Pinch Technology”, several simulations and thermal analyses of an integrated plant of production of sugar and alcohol are accomplished, seeking the maxim recovery of heat and the minimum heating steam requirement. The results indicate significant possibilities of recovery of energy through the thermal integration, that can be accomplished without great economical investments.*

**Keywords.** *Pinch Technology, Sugar and Alcohol Industry, Energy Conservation, Thermal Integration..*



## AValiação EconôMica de um Sistema de Cogeração Aplicado à Indústria Cerâmica de Revestimento

**Ricardo Alexandre Pereira Borba**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica.  
borba@cet.ufsc.br

**Marcelo Augusto Milan da Silva**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica.  
milan@cet.ufsc.br

**Edson Bazzo**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica.  
ebazzo@emc.ufsc.br

***Resumo.** Neste trabalho é dada atenção à substituição da energia térmica demandada pela secagem de barbotina, onde se encontra o grande potencial de cogeração da indústria cerâmica. Através de um modelo de simulação, sustentado na Primeira Lei da Termodinâmica, determina-se a alternativa que melhor se adapta a necessidade da planta industrial objeto do estudo, avaliando-se a viabilidade econômica do sistema de cogeração frente às alternativas convencionais de suprimento de energia. Cálculos são realizados tanto para a condição de paridade térmica quanto paridade elétrica, com ênfase ao estudo de sensibilidade por conta da variação dos custos operacionais envolvidos e da cotação do dólar, variável de grande influência que impacta sobre o investimento nos principais equipamentos e sobre o gás natural importado. Os resultados obtidos mostram que as relações de custo entre energia elétrica e o gás natural no atual cenário tarifário do Brasil, combinada com as elevadas cotações do dólar inviabilizam economicamente a cogeração nos dois cenários de operação, paridade térmica ou elétrica, apesar das plantas apresentarem elevado rendimento térmico. Estes resultados podem servir de referência na avaliação técnica e econômica de sistemas similares aplicados à indústria cerâmica.*

***Palavras chave.** cogeração, indústria cerâmica, avaliação econômica.*

### 1. Introdução

O atual cenário energético do país aliado à disponibilidade do gás natural e ao potencial do setor de cerâmica de revestimento motivaram estudos sobre a aplicação de cogeração como forma de reduzir os custos de produção. A indústria cerâmica possui um dos processos mais adequados à cogeração. Entretanto os altos valores a serem investidos bem como a indefinição de uma política de cogeração inibem o seu desenvolvimento. De acordo com o Plano Decenal de Expansão 1999/2008 da ELETROBRÁS – Centrais Elétricas Brasileiras S.A., uma alternativa para contribuir com a expansão da oferta de energia elétrica é a geração distribuída, a ser empreendida particularmente pela iniciativa privada, na forma de Pequenas Centrais Hidrelétricas (PCH), de centrais de cogeração e de Fontes Alternativas de Energia (FAE), como energia eólica, fotovoltaica e energia de biomassa. Com a crescente participação de agentes privados, a geração distribuída certamente terá influência no planejamento de obras de geração e transmissão no horizonte de curto prazo. Nesse contexto, insere-se a cogeração com um potencial de aplicação importante nos setores que produzem combustíveis residuais em seu processo produtivo, como o sucroalcooleiro, de papel e celulose, siderúrgico e de refino.

Com a entrada do gás natural, a cogeração tem sua aplicabilidade econômica ampliada para setores que utilizam calor e/ou frio em seu processo produtivo, tais como cerâmico, químico, têxtil, de alimentos e bebidas, hotéis, centros comerciais e outros do setor de serviços. No atual cenário do setor elétrico brasileiro, a cogeração deverá ter uma participação crescente, por apresentar as seguintes vantagens:

- Aproveitamento da crescente disponibilidade do gás natural na matriz energética brasileira;
- Redução dos impactos ambientais resultantes da queima de combustíveis;
- Geração de eletricidade no próprio local de consumo;
- Flexibilização do planejamento da oferta, ajustando-a à demanda de eletricidade;
- Efetiva participação do setor privado no sistema elétrico.

Os sistemas de cogeração oferecem excelentes oportunidades de ganhos, tanto no aspecto energético quanto econômico e ambiental. A disponibilidade do gás natural e a importância do setor cerâmico catarinense, aliados à possibilidade de se produzir energia elétrica a custos competitivos e de forma ambientalmente sustentável, motivaram a realização deste trabalho, com a finalidade de se estudar a aplicação de cogeração na indústria cerâmica. Apesar do potencial de cogeração neste setor, não existe ainda nenhuma unidade instalada no País. O custo da energia para a indústria cerâmica de revestimento tem uma participação de cerca de 10 a 15%, sendo um dos itens de custo mais importantes, apesar deste tipo de indústria não demandar grandes quantidades de energia. Por isso, qualquer medida de eficiência energética corresponderá efetivamente em redução no custo final do produto acabado.

Na Fig. (1) pode-se observar as etapas da fabricação de revestimentos cerâmicos, para um processo de monoqueima via úmida, bem como os pontos onde existe consumo de energia. A energia elétrica é utilizada em maior ou menor quantidade desde o início do processo, na estocagem da matéria-prima, até o seu final na classificação e embalagem do produto. As maiores demandas de eletricidade ficam por conta dos processos de moagem, prensagem e queima.

A energia térmica, conforme destacado na Fig. (1), é utilizada nos processos de atomização, secagem e queima. O maior consumo de energia térmica na indústria cerâmica ocorre no processo de queima, com aproximadamente 50% do total. A atomização da matéria-prima, nos processos via úmida, envolve também um consumo energético importante, com demandas térmicas ao redor de 40% do total. Este processo consiste na secagem da barbotina que é o produto da moagem da argila em meio aquoso. A barbotina, cuja quantidade de água está ao redor de 40%, é impulsionada para os atomizadores que são torres verticais de circulação ciclônica. Nestas torres a barbotina circula em contracorrente com o fluxo de gases quentes, quando então obtém-se o pó ou argila atomizada. Na substituição da energia demandada pela atomização é que se encontra a oportunidade para a aplicação de cogeração na indústria cerâmica. Os gases quentes necessários à secagem da barbotina, que atualmente são gerados com óleo combustível, gás natural ou carvão mineral, podem ser substituídos pelos gases de combustão provenientes de um motor ou turbina, cuja energia mecânica de ponta de eixo é utilizada para geração de eletricidade. Já em quantidades bem menores, energia térmica é também consumida na secagem de biscoito, que ocorre após a etapa de prensagem. Neste trabalho, atenção é dada apenas ao aproveitamento do calor dos gases de exaustão para secagem da barbotina.

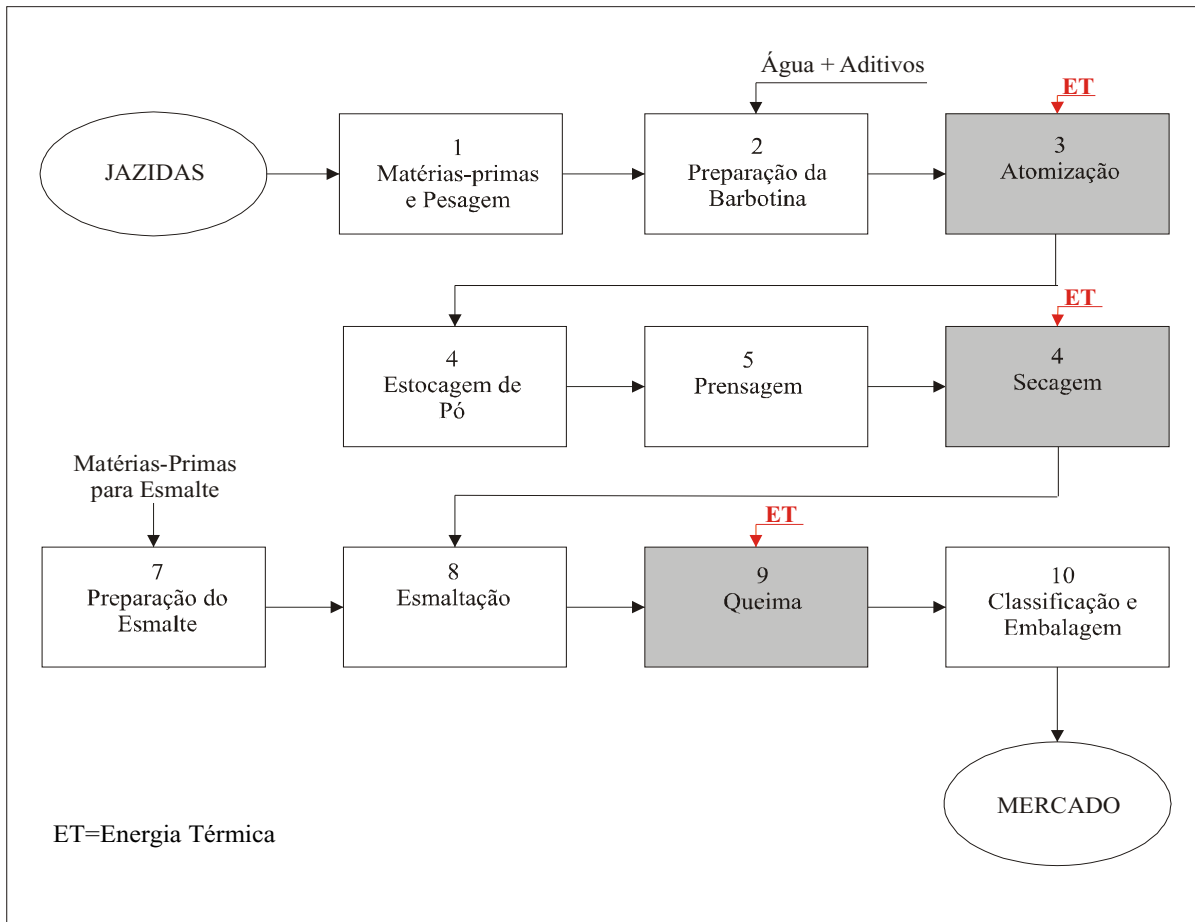


Figura 1. Fluxograma do processo de fabricação de revestimentos cerâmicos por monoqueima via úmida.

## 2. Descrição da instalação e levantamento de dados

Dados de campo foram coletados com a finalidade de avaliar um sistema de secagem de barbotina existente em uma das empresas do pólo cerâmico de Criciúma-SC, que opera utilizando o óleo combustível A1 (PCI = 39.774 kJ/kg) para suprimento da energia térmica. O sistema de secagem consiste de uma fornalha com capacidade instalada de 12 MW e de um atomizador com capacidade nominal de produção de 16 ton/h de barbotina (ver Figs. 2 e 3). De acordo com as medições de campo, o sistema opera com capacidade aproximada de 6 MW. A fornalha dispõe de parede dupla, por onde entra ar suplementar, isolando termicamente a câmara de combustão. Com a mistura desse ar, a temperatura dos gases de combustão na saída da fornalha é da ordem de 540 °C. Ar de diluição ainda é misturado ao fluxo de gases,

reduzindo a temperatura na entrada do atomizador para valores da ordem de 425°C. Todas as temperaturas foram medidas através de termopares tipo K.

O consumo de óleo combustível foi determinado a partir do controle de compra do combustível e de produção horária do atomizador, pelos quais foi possível determinar o consumo horário (564 kg/h) e o consumo específico do equipamento (0,043 kg de óleo/kg de massa seca).

A vazão de gases quentes foi determinada a partir do campo de velocidades medido na saída da fornalha, com o auxílio de um tubo de Pitot duplo e de um micromanômetro digital modelo Dwyer 40D 477-1, de acordo com o método de centróide de áreas iguais (Delméé, 1982). O valor encontrado corresponde a 14,4 kg/s. Na Fig. (2) é mostrada a instalação atual da fornalha, onde uma seta indica o local de medição da vazão dos gases, próximo ao topo do atomizador. O tubo de Pitot utilizado permite medir diretamente a pressão dinâmica dos gases, que está associada à velocidade local. Com a determinação da vazão e da temperatura dos gases quentes utilizados no atomizador, tem-se o valor da carga térmica requerida nas condições atuais para a produção de pó e necessária para estudar as alternativas do sistema de cogeração.

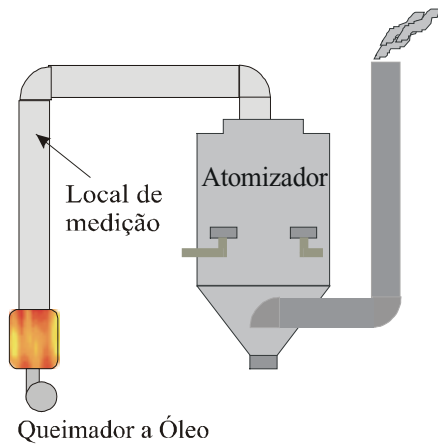


Figura 2. Planta existente do sistema de atomização



Figura 3. Local de medição de vazão

O perfil de pressão dinâmica medido no duto corresponde ao escoamento de gases plenamente desenvolvido, conforme mostrado na Fig. (4). Com base nos dados de pressão, geometria do duto e propriedades dos gases quentes, pode-se calcular a vazão mássica dos gases, de acordo com a Eq. (1):

$$m_g = \left( 2 \cdot \frac{P}{\rho} \right)^{0,5} \cdot A_d \tag{1}$$

onde  $m_g$  corresponde à vazão mássica dos gases de combustão (kg/s),  $P$  é a média aritmética dos valores de pressão dinâmica medida no duto (Pa),  $\rho$  a densidade do fluido ( $\text{kg/m}^3$ ) e  $A_d$  área do duto ( $\text{m}^2$ )

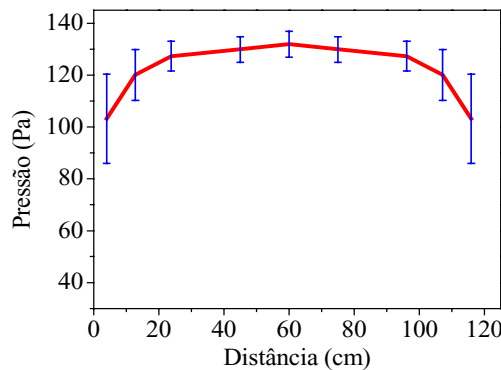


Figura 4. Perfil de velocidades medido no duto de gases quentes na entrada do atomizador

A demanda elétrica foi determinada com auxílio do controlador de demanda SiSACS, instalado nas dependências da empresa. No sentido de se obter uma informação representativa do perfil da demanda elétrica, é feita uma leitura a cada 15 minutos. Na Fig. (5) é mostrada a média do perfil de demanda obtida ao longo das 24 horas de operação, durante 7 dias, representando a demanda típica da unidade fabril. Nas avaliações técnicas e econômicas realizadas neste trabalho, utilizou-se o valor médio de 1.500 kW para a demanda da fábrica. Pelo fato do processo de fabricação de cerâmica se caracterizar por uma produção em escala e de forma contínua (24 horas/dia e próxima dos 365 dias do ano) as demandas tanto térmicas quanto elétricas são uniformes ao longo do ano.

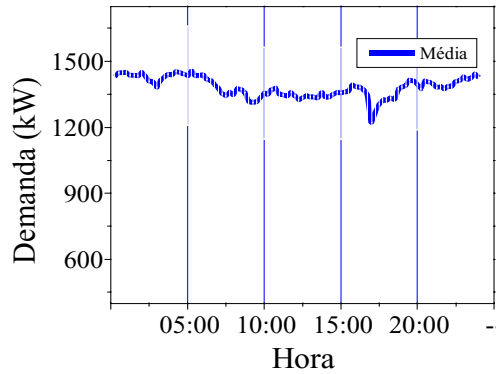


Figura 5. Perfil de demanda de energia elétrica medida na fábrica.

### 3. Formulação do problema

A aplicação de motores a combustão interna não é analisada neste trabalho. De acordo com avaliação preliminar, envolvendo diferentes configurações, o sistema de cogeração que melhor se aplica para implementação na indústria cerâmica é aquele que utiliza turbina a gás, por proporcionar maiores temperaturas e maior volume de gases de exaustão, relativamente aos motores de combustão interna. O sistema de cogeração proposto consiste basicamente de um turbogerador e de uma câmara de pós-combustão que complementarim o sistema de atomização existente, com o adicional de produção de energia elétrica, conforme pode-se observar através da Fig (6). O modelo de simulação se sustenta na Primeira Lei da Termodinâmica, levando em conta os balanços de massa e de energia no conjunto turbogerador, câmara de pós-combustão e atomizador. Na expectativa de simular todos os casos possíveis, tanto em paridade térmica quanto elétrica, as equações resultantes foram programadas e resolvidas com o auxílio do código computacional EES (Engineering Equation Solver), assumindo como combustível o gás metano. Na escolha da melhor alternativa técnica e econômica para o projeto procurou-se atender as necessidades de energia térmica do atomizador e de energia elétrica da fábrica.

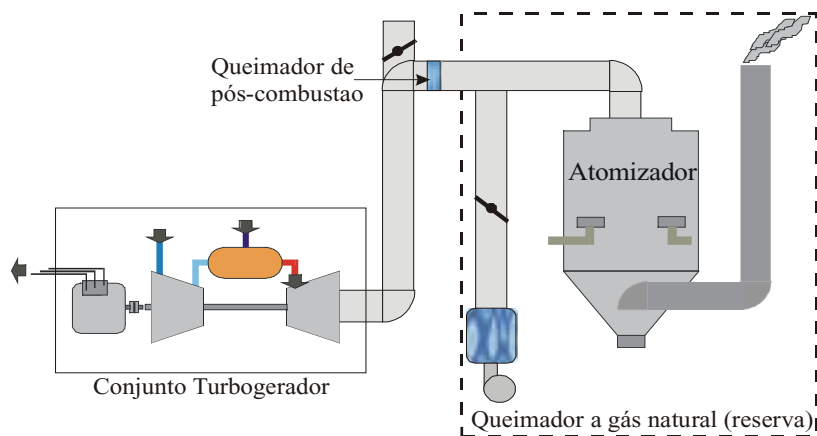


Figura 6. Sistema de cogeração proposto

O tipo de turbina influi decisivamente sobre o funcionamento do sistema, implicando no estudo de diferentes cenários, relacionados com a aplicação ou não de queima suplementar aos gases de exaustão, venda do excedente de energia elétrica ou compra de demanda elétrica adicional complementar a potência gerada. Na simulação do sistema de

cogeração foram considerados dados de dois tipos de turbinas comercialmente disponíveis, uma em paridade elétrica, com potência que atende a demanda elétrica da fábrica, e outra em paridade térmica, no caso com potência superior a requerida pela fábrica.

Os preços atuais da energia elétrica praticados pela concessionária local foram fixados através da Resolução N° 124 da ANEEL, de 3 maio de 2000. Estes valores aplicados à empresa estudada, que possui contrato de tarifa horo-sazonal azul e classe de tensão A4, assim como o preço da energia elétrica de emergência para autoprodutores (DSR – Demanda Suplementar de Reserva), sem a aplicação de ICMS, são apresentados na Tab. (1). A DSR é a energia elétrica de reserva (“back-up”) que o autoprodutor contrata junto a concessionária local, para suprir as necessidades da fábrica em possíveis panes do conjunto turbogerador ou paradas programadas de manutenção.

Já o óleo combustível A1, atualmente utilizado no atomizador para a secagem da barbotina, é fornecido, com frete e sem ICMS, ao preço de 0,3720 R\$/kg. Os custos operacionais e de manutenção do sistema de combustão a óleo também foram determinados, implicando em custo adicional sobre o preço do combustível de 5%. Assim sendo, na análise econômica, considerou-se o preço de 0,3906 R\$/kg para o óleo combustível queimado no atomizador.

Tabela 1. Tarifas de energia elétrica para o subgrupo A4 (2,3 a 25 kV)

<b>TARIFA HORO-SAZONAL AZUL</b>					
		<b>Fora de Ponta</b>		<b>Ponta</b>	
		<b>Seca</b>	<b>Úmida</b>	<b>Seca</b>	<b>Úmida</b>
<b>Demanda (R\$/kW)</b>		4,35	4,35	13,09	13,09
<b>Consumo (R\$/kWh)</b>		0,04083	0,03608	0,08585	0,07946
		<b>TARIFA DE EMERGÊNCIA</b>			
<b>Demanda (R\$/kW.Ano)</b>		32,43			
<b>Consumo (R\$/kWh)</b>		180,46			

Com a finalidade de incentivar o uso da cogeração no país, os Ministérios das Minas e Energia e da Fazenda baixaram a Portaria Interministerial N° 176/01, estipulando tarifa especial e condições de reajuste para suprimento do gás natural destinado a geração termelétrica e sistemas de cogeração. De acordo com a portaria, o preço base do gás natural foi fixado em 2,581 US\$/MMBTU (0,2261 R\$/m<sup>3</sup>). Como o preço final para o consumidor ainda não foi determinado pela distribuidora local de gás natural, adicionou-se a este valor uma margem bruta de 35%, referente aos custos de distribuição, além do lucro da distribuidora. Desta forma neste trabalho o preço do gás natural foi estipulado em 0,3053 R\$/m<sup>3</sup>, sem a aplicação de ICMS, tendo como condição de referência a pressão de 1 atm, temperatura de 20°C e poder calorífico superior de 9.400 kcal/m<sup>3</sup>.

O preço do gás natural para fins de combustão, praticado pela distribuidora local, é determinado através da aplicação de uma tarifa em cascata para o volume de gás consumido pelo cliente. Neste caso o preço do gás natural, utilizado no queimador de pós-combustão da simulação do sistema de cogeração com paridade elétrica, foi fixado em 0,3878 R\$/m<sup>3</sup>, sem ICMS e nas mesmas condições de referência do gás para fins de cogeração.

Para a análise de viabilidade dos projetos de cogeração, a TIR – Taxa Interna de Retorno, foi utilizada como parâmetro de comparação entre as alternativas de projeto, para um fluxo de caixa de 20 anos. A TIR é a taxa de juros recebida para um determinado investimento. Neste caso é a remuneração anual, que se obtém sobre o valor investido. Para um investimento ser atrativo ele deve ser remunerado a uma taxa maior do que as obtidas em outras aplicações concorrentes, como por exemplo investimentos no mercado financeiro. Dadas as taxas oferecidas por instituições financeiras e os riscos do investimento, as empresas normalmente só executam o empreendimento se a TIR for maior do que 20% a.a. (ao ano). Neste trabalho também se adotou a TIR de 20% a.a. como limite mínimo para indicar a viabilidade econômica dos sistemas de cogeração.

As premissas econômico-financeiras utilizadas na avaliação dos sistemas de cogeração estão descritas abaixo:

- Cotação do Dólar: R\$ 2,35
- Percentual do investimento financiado: 50%
- Taxa de juros: 14,25% a.a.
- Prazo de carência do principal: 4 anos
- Prazo de amortização do principal: 10 anos
- Fluxo de caixa considerado: 20 anos

Para efeito de análise econômica são contabilizados todos os custos associados ao sistema atual e ao sistema de cogeração proposto, conforme descrito abaixo:

- Custo evitado da energia elétrica, considerando classe de consumo horo-sazonal azul e classe de tensão A4;
- Custo evitado da demanda térmica no atomizador com a eliminação do óleo combustível A1;
- Demanda de gás natural das turbinas, com tarifa reduzida para cogeração;
- Custo de operação e manutenção do grupo turbo gerador (4 R\$/MWh gerado);
- Custos de DSR, para paradas de manutenção;
- Possibilidade de venda de excedente de energia elétrica ao custo assumido de 60% do preço de compra;
- Consumo quando necessário de gás natural no queimador auxiliar de pós-combustão com a tarifa normal aplicada ao setor industrial;
- Custo dos conjuntos turbogeradores, apresentado na Tab. (2), correspondente a 70% do investimento total, sendo os 30% restantes relativos a frete, seguro, tributos e internação.

Algumas premissas com relação a parte técnica também são consideradas:

- Operação da turbina sob as condições ISO (nível do mar, 15°C e umidade relativa do ar de 60%);
- Turbina operando na capacidade nominal;
- Paradas programadas de 5 dias/ano;
- Paradas não programadas de 5 dias/ano;

Os valores correspondentes à eficiência da turbina foram calculados conforme Eq. (2),

$$\eta_{turb} = \frac{3600}{CE} \quad (2)$$

onde CE corresponde ao consumo específico (heat rate) da turbina (kJ/kWh) e 3600 é o fator de conversão de segundos para hora, que torna a equação adimensional. Os valores correspondentes à eficiência do sistema de cogeração são calculados conforme Eq. (3),

$$\eta_{cog} = \frac{P + EA}{CS + CC} \quad (3)$$

onde P corresponde à potência gerada pela turbina (kW), EA é a energia térmica disponibilizada ao atomizador (kJ/s), CS é o consumo suplementar de combustível no queimador de pós-combustão (kJ/s) e CC corresponde ao consumo de combustível da turbina (kJ/s), este calculado conforme Eq. (4),

$$CC = \frac{CE.P}{3600} \quad (4)$$

#### 4. Análise dos resultados

Diversos cálculos foram realizados levando em conta diferentes cenários e diferentes turbinas disponíveis no mercado. Os resultados obtidos são apresentados na Tab. (2), já considerando a melhor alternativa encontrada para ambos os cenários de paridade térmica ou elétrica, chamando a atenção para os valores relativos à TIR, eficiência da turbina ( $\eta_{turb}$ ) e à eficiência do sistema de cogeração ( $\eta_{cog}$ ). Para o Cenário 2, o valor do investimento do conjunto turbogerador foi estimado com base no custo específico de 720 US\$/kW obtido pela média de custos de outras máquinas da mesma faixa de potência. De acordo com premissas previamente assumidas, todos os cálculos foram feitos para a condição ISO, isto é, desconsiderando qualquer variação do desempenho da turbina com relação à temperatura, pressão atmosférica e umidade do ar.

Analisando a Tab. (2), do ponto de vista econômico pode-se observar que o Cenário 2 apresenta ligeira vantagem sobre o Cenário 1, com a TIR calculada em 11,8% e 8,8% respectivamente. Numa primeira análise percebe-se que ambas as turbinas são equivalentes, apesar da diferença de potência gerada, apresentando pequenas diferenças no consumo específico e na temperatura dos gases de exaustão. Ainda, para ambos os casos, o fluxo de gases de exaustão é da ordem de 5 kg/s por MW de potência. Os valores apresentados na coluna referente ao rendimento das turbinas foram calculados com auxílio da Eq. (2). As duas colunas finais correspondem aos resultados encontrados neste trabalho.

Tabela 2. Dados das turbinas analisadas e eficiências de cada sistema.

Cenário	Fabricante	Modelo	Potência (kW)	Consumo Específico (Heat Rate) (kJ/kWh)	Fluxo dos gases de exaustão (kg/s)	Temperatura dos gases de exaustão (°C)	Custo aproximado do conjunto turbogerador (US\$)	$\eta_{\text{turb}}$ (%)	$\eta_{\text{cog}}$ (%)	TIR (%)
<b>PARIDADE TÉRMICA</b>										
1	Nouvo Pignone	PGT 2	2.000	14.401,6	10,74	525	1.150.000,00	25	92	8,8
<b>PARIDADE ELÉTRICA</b>										
2	Kawasaki	M1A-13B	1.473	15.003,3	7,983	529	1.060.560,00	24	76	11,8

Fonte: Gas Turbine World, 1997

De acordo com os resultados obtidos, nenhuma das alternativas apresentadas proporcionou viabilidade econômica para a realização do investimento. Apesar do resultado econômico não ser satisfatório os rendimentos de cogeração alcançados em ambas alternativas demonstram um bom aproveitamento da energia disponível no combustível. Conforme já esperado, a melhor eficiência para o sistema de cogeração foi obtida com a turbina Nouvo Pignone ( $\eta_{\text{cog}} = 92\%$ ), que opera com paridade térmica. Isto se deve ao fato de toda a demanda térmica do atomizador ser suprida pelos gases de exaustão da turbina, após uma diluição com ar a temperatura ambiente, para que se atinja a temperatura de operação do atomizador. O calor residual dos gases excedentes pode ser aproveitado na secagem de biscoito ou no pré-aquecimento do ar de combustão dos fornos de queima. Apesar de apresentar bom desempenho, este cenário apresenta uma TIR de apenas 8,8%. Tal resultado é decorrente do elevado investimento necessário para implantação do projeto, totalizando R\$ 4,06 milhões, principalmente no sistema de controle de carga, para conexão com a rede da concessionária de eletricidade para a venda da energia elétrica excedente. A pequena receita obtida com venda do excedente, neste caso da ordem de 500 kW, é fator determinante devido ao baixo valor de compra considerado.

O Cenário 2 envolvendo a turbina Kawasaki apresentou um resultado financeiro ligeiramente melhor, apesar da menor eficiência do sistema de cogeração ( $\eta_{\text{cog}} = 76\%$ ), devido ao dimensionamento em paridade elétrica. Neste cenário os gases quentes não são suficientes para suprir a demanda do atomizador, necessitando de queima suplementar de 120 m<sup>3</sup>/h de gás natural. A queima suplementar é realizada através de um queimador de pós-combustão. Apesar do sistema operar como “ilha”, não necessitando de um sistema de conexão com a concessionária que permita a venda de eletricidade, ainda assim o investimento necessário de aproximadamente R\$ 3,46 milhões e o custo do gás natural para queima suplementar inviabilizam a planta de cogeração.

Na expectativa de se buscar uma solução economicamente viável para o sistema de cogeração, é importante que se faça uma análise completa do problema. Com este propósito, uma análise de sensibilidade foi desenvolvida levando em conta os principais fatores que determinam a viabilidade de um sistema de cogeração. Para cada cenário verificou-se a influência da variação dos custos envolvidos na cogeração e a cotação do dólar sobre a TIR. Os custos avaliados são divididos em duas categorias, custos operacionais e custos evitados, de acordo como se apresentam no fluxo de caixa do investimento. Os custos evitados representam os custos dos insumos que serão substituídos pelo sistema de cogeração e que portanto podem ser considerados como receita no fluxo de caixa sendo eles, o custo da energia elétrica e do óleo combustível atualmente utilizados na fábrica. Os custos operacionais são os custos relacionados ao sistema de cogeração, sendo eles gás natural para uso exclusivo em cogeração, a DSR e o gás natural para queima suplementar, que representa um custo extra, somente necessário no Cenário 2. As Figs. (7) e (8) apresentam a variação da TIR através da variação do custo dos insumos energéticos da empresa para o Cenário 1 e o Cenário 2, respectivamente.

No Cenário 1 ocorre excedente de energia elétrica que é vendida para a concessionária e o resultado financeiro desta operação entra como receita no fluxo de caixa. A Fig. (9) avalia o efeito do preço pelo qual este excedente é vendido sobre a TIR.

Finalizando a análise de sensibilidade, a Fig. (10) apresenta o efeito da cotação do dólar sobre a TIR para os dois cenários. A cotação do dólar tem impacto direto sobre o preço do gás natural com tarifa especial para a cogeração e sobre o investimento no grupo turbogerador.

Dentre todos os itens avaliados, a cotação do dólar tem um maior impacto sobre a TIR. Na hipótese de estabilização da cotação do dólar em R\$ 2,15 ambos os projetos se viabilizam. Do mesmo modo, o custo da energia térmica tem influência determinante na viabilização dos projetos, seja como custo evitado, situação atual da fábrica que consome OC-A1, seja como custo operacional através do consumo de gás natural nas turbinas. Isto se deve ao fato de ambos representarem os maiores custos dentre os insumos envolvidos na análise, tanto no sistema atual como no sistema de cogeração.

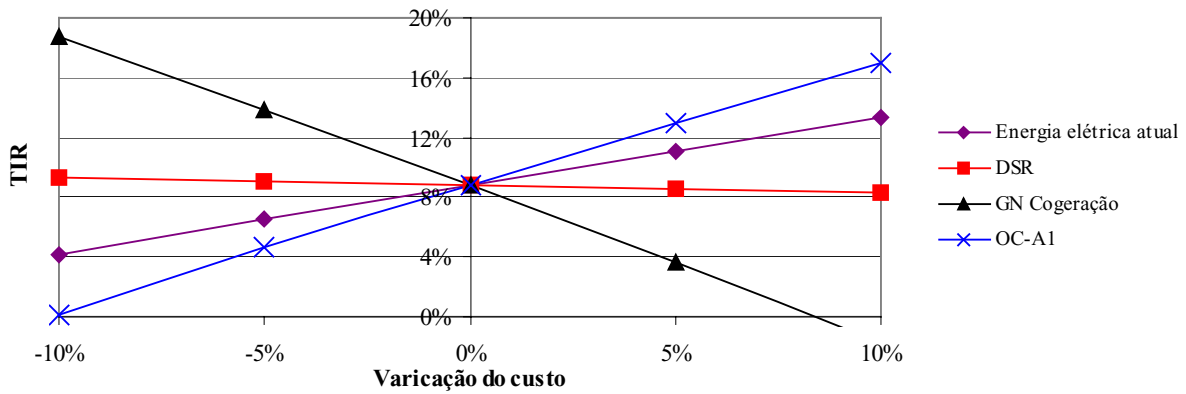


Figura 7. Comportamento da TIR com a variação dos custos da cogeração para o Cenário 1 (Paridade Térmica).

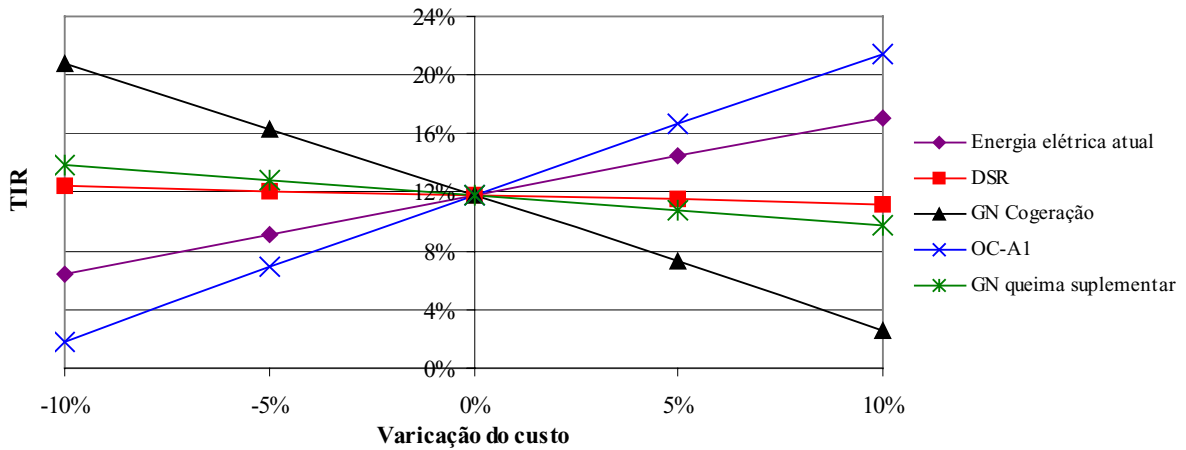


Figura 8. Comportamento da TIR com a variação dos custos da cogeração para o Cenário 2 (Paridade Elétrica).

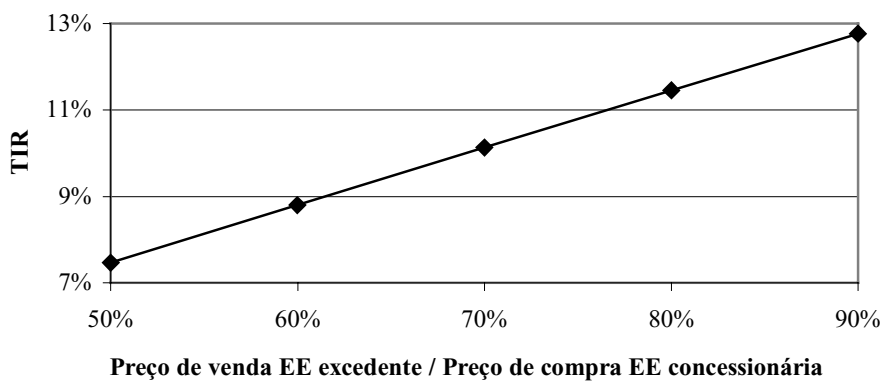


Figura 9. Comportamento da TIR com a variação do preço da energia elétrica excedente vendida no Cenário 1 (Paridade Térmica).



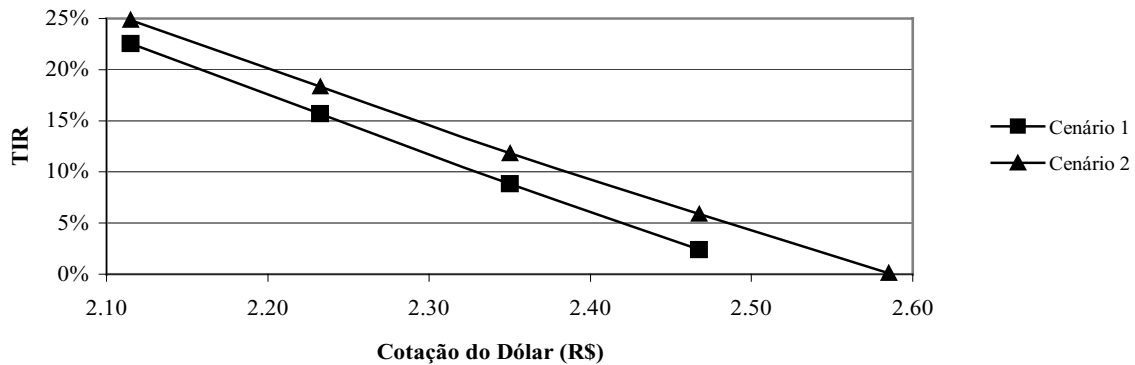


Figura 10. Comportamento da TIR com a variação da cotação do dólar para ambos os cenários.

## 5. Conclusão

Os resultados obtidos não são favoráveis a implantação de um sistema de cogeração. O atual cenário econômico e tarifário brasileiro contribui para estes resultados, embora as plantas de cogeração apresentem elevados rendimentos térmicos. O melhor resultado foi alcançado pelo sistema operando em paridade elétrica. Apesar disso, a solução mais indicada do ponto de vista energético é alcançada com sistema em paridade térmica, por apresentar uma maior eficiência para o sistema de cogeração, garantindo um melhor aproveitamento do gás natural. Do ponto de vista da conservação de energia, portanto, a cogeração em paridade térmica é melhor e deveria ser incentivada através de legislação pertinente, obrigando as concessionárias de energia elétrica a comprarem o excedente por valores próximos ao custo da energia elétrica naquele ponto da rede. Além disso, políticas de incentivo como redução de impostos de importação para equipamentos, isenção de impostos na cadeia do gás natural e incentivo tecnológico para nacionalização das instalações deveriam ser implementadas. Questões como essas diminuem a atratividade econômica do projeto, explicando porque o setor cerâmico nacional, que possui expressivo potencial de geração distribuída, ainda assim não dispõe de nenhuma instalação de cogeração. Apesar dos resultados obtidos neste caso não serem favoráveis a implantação de sistemas de cogeração, perspectivas futuras apontam algumas questões que certamente contribuirão para a viabilização destes projetos, como o realinhamento tarifário do setor elétrico previsto para 2003. Além disso, indústrias cerâmicas com maiores demandas energéticas devem apresentar melhores resultados, por possibilitarem o emprego de turbinas existentes de potências maiores e com rendimentos térmicos igualmente maiores, em geral com valores próximos a 30% e a custos menores, na ordem de 350 US\$/kW instalado.

## 6. Agradecimentos

Os autores agradecem a colaboração dos engenheiros Fernando Menezes, Edson Darós e pessoal técnico da Cerâmica DeLucca, à REDEGÁS - Rede de Excelência do Gás Natural (PETROBRAS/TBG/SCGÁS) pelo apoio financeiro prestado ao LABCET - Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC e à coordenação do Programa de Formação de Recursos Humanos em Engenharia Mecânica com Ênfase em Petróleo e Gás (MECPETRO/ANP).

## 7. Referências

- Bazzo, E., 2001, "Relatório Preliminar de Acompanhamento de Atividades", REDEGÁS, Florianópolis, SC.
- Matelli, J. A., 2001, "Sistemas de Cogeração Baseados em Células-Combustível Aplicados em Hospitais". Dissertação de mestrado, UFSC, Florianópolis, SC.
- Delmée, G. J. 1982, "Manual de Medição de Vazão". Ed. Edgard Blücher, São Paulo, SP.
- Gas Turbine World – for project planning, design and construction, 1997, Vol.18, Ed. BPA, Estados Unidos.
- Lapponi, J. C., 1996, "Avaliação de Projetos de Investimento: Modelos em Excel", Ed. Lapponi, São Paulo, SP.
- Enrique, J. E. M., Monfort, G., Cantavella, V. E., 2000, "Racionalização de Energia em Fornos de Revestimentos Cerâmicos, revista Cerâmica Industrial", Vol 5, No. 1, São Paulo, SP
- BRASIL. Portaria Interministerial MME/MF No. 176 do Ministério de Minas e Energia e Ministério da Fazenda, de 1 de Junho de 2001. Diário oficial, Brasília, 5 jun. 2001;
- BRASIL. Resolução ANEEL No. 124 da Agencia Nacional de Energia Elétrica, de 3 de Maio de 2000.
- Casarotto Filho, N.,Kopittke, B.H., 1996, "Análise de Investimentos: matemática financeira, engenharia econômica, tomada de decisão, estratégia empresarial", 7 ed., São Paulo – SP, Ed. Atlas.

## **ECONOMIC ANALYSIS OF A COGENERATION SYSTEM APPLIED TO A CERAMIC INDUSTRY**

**Ricardo Alexandre Pereira Borba**

Federal University of Santa Catarina, Mechanical Engineering Department  
[borba@cet.ufsc.br](mailto:borba@cet.ufsc.br)

**Marcelo Augusto Milan da Silva**

Federal University of Santa Catarina, Mechanical Engineering Department  
[milan@cet.ufsc.br](mailto:milan@cet.ufsc.br)

**Edson Bazzo**

Federal University of Santa Catarina, Mechanical Engineering Department  
[ebazzo@emc.ufsc.br](mailto:ebazzo@emc.ufsc.br)

**Abstract.** *A thermal and economic analysis of a cogeneration system is considered to be applied in a ceramic industry for both scenarios, heat and electrical requirements, taking into account the heat demand in the spray dryer and the electrical consumption in the factory event. Commercial models turbines were considered. A sensitive analysis was carried out for variations in the cost of all parameters that affect the internal rate of return, as electricity and natural gas prices, the fuel oil price actually consumed in the spray dryer, and the prices of dollar exchange to the Brazilian currency that affect the gas turbine and natural gas cost. Despite of the high cogeneration efficiency found in both scenarios, the proposed cogeneration system was still not economic viable for application in the case studied.*

**Keywords:** *cogeneration, ceramic industries, economic analysis.*

## EXPERIMENTAL COMPARISON OF MODELS TO CALCULATE SOLAR RADIATION IN STATIC CONCENTRATORS

### Mario Henrique Macagnan

Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS  
Av. Unisinos, 950  
93022-000 São Leopoldo - RS  
[mhmac@euler.unisinos.br](mailto:mhmac@euler.unisinos.br)

### Eduardo Lorenzo

Instituto de Energia Solar – Universidad Politécnica de Madrid  
Ciudad Universitaria  
28040 – Madrid - España

**Abstract.** *The accurate determination of the diffuse irradiance striking stationary concentrators is very important for the correct sizing of solar systems. Now a days there are many models able to accurately predict the diffuse irradiance on flat tilted surfaces. Nevertheless, for concentrators with intermediate field of view, no such models are reported. In this work, we experimentally compare the performance of some diffuse models against measured data and determine the error in the calculated long-term irradiation.*

**Keywords** *diffuse radiation, static concentrators, radiation measurements.*

### 1. Introduction

Photovoltaic concentrators are mainly intended to be cost competitive with flat-plate approaches. Savings are primarily based on keeping the cost of the optical surface acting as sun's rays collector lower than the solar cell cost. Additional advantage of concentrators is because there is a tendency to increase efficiency when the cell is under high irradiance. This is especially true for high concentration systems, although they present the drawback of not being able to collect diffuse radiation. This form of radiation represents a considerable fraction of the sun's total energy, ranging from 10-15% in climates with very clear skies to more than 60% in climates with a high degree of overcast skies, which are often found in high latitude countries and, sometimes, in humid, equatorial location.

Static concentrators, based on devices casting rays on the solar cell from a wide variety of directions, collect a substantial part of the diffuse radiation and are, therefore, adequate for these climates, particularly tropical countries where the high amount of solar energy, although partly diffuse, makes the use of photovoltaic energy attractive (Luque, 1989). Others advantages of low concentration systems are that their manufacture is, to a great extent, based on ordinary technologies like mirrors, plastics, etc.

Among concentrators, the Compound Parabolic Collector (CPC) achieves the highest possible concentration for any given acceptance angle and is very suitable for working in stationary conditions (Welford and Winston, 1989).

To study the behavior of stand-alone or grid connected PV systems, utilizing this kind of concentrator it is necessary to calculate the solar radiation on the entry aperture plane as accurately as possible. Since diffuse radiance is not uniformly distributed across the sky, the fraction intercepted by the concentrator is a function of the directional distribution of the diffuse component. The majority of the models used to calculate diffuse radiation were developed exclusively for flat tilted surfaces, and the application of these models to static concentrators can result in errors not specified in the literature.

In the present work, the authors seek to experimentally validate the usefulness of these models for collectors of restricted acceptance angles. For this purpose, a task was developed to compare these models against measured data.

### 2. Experimental procedures

To simulate the field of view of a full linear CPC, an experimental setup was constructed composed of four hemispheres with 400 mm diameter, mounted on a structure tilted 40° (equal to the latitude of Madrid, Spain) and facing the equator. The hemispheres inner surfaces were coated with anti reflexive black paint. The acceptance semi-angles of the hemispheres were: 46.9°, 35.2°, 23.4° and 11.7°, equivalent to  $2 \delta_n$ ,  $1\frac{1}{2} \delta_n$ ,  $1 \delta_n$  and  $\frac{1}{2} \delta_n$ , where  $\delta_n$  is equal to 23.45°, the maximum solar declination. This experimental setup is shown in Figure 1.

To measure global solar radiation at the center of the hemispheres, four square 20x20 mm silicon cells were utilized. These cells were calibrated against a reference pyranometer (Eppley PSP) and the calibration constants have been obtained by linear regression analysis passing through zero and considering all measured points in a whole clear day. Detected differences between the solar cells and the pyranometer were lower than  $\pm 3\%$ . The spectral distribution and the angular effect were not considered (Chenlo et al, 1991).

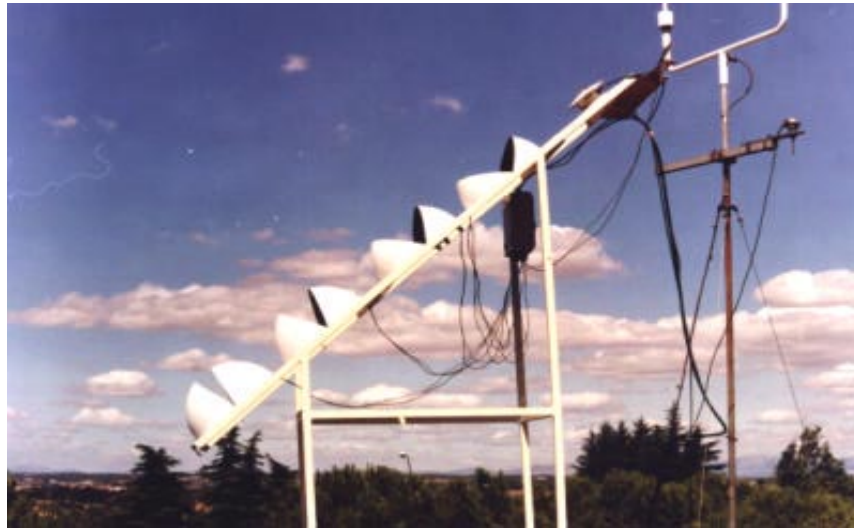


Figure 1. View of the experimental setup composed by four hemispheres, assembled in a structure with tilt angle of  $40^\circ$ .

At the same time, measurements of horizontal global and direct beam solar radiation were taken using an Eppley PSP pyranometer and an Eppley NIP pyrliometer, respectively.

Readings were taken each minute by a data acquisition system composed of a Fluke Helios I controlled by a personal computer. All data were checked for inconsistencies, especially readings from the pyrliometer, due to possible tracking problems and partial shadowing in the silicon cell. Data were continually recorded during two years and all the seasons were well represented. Data missing during this time is not representative.

### 3. Sky radiance

To calculate the energy collected by a CPC during a given period of time we utilize the procedure followed by Miñano and Luque (1983). The mean radiance  $R(p,q,r)$  (power per unit of solid angle and per unit of area normal to the incident direction,  $\text{Wm}^{-2}\text{sr}^{-1}$ ) of each point of the sky during that period is determinate and immediately integrate into the portion of the sky that is seen by the CPC. This radiance  $R(p,q,r)$  is a function of the direction cosines  $(p,q,r)$  of the  $x,y,z$  orthogonal axis, represented in Figure 2. Also in this figure, are represented the celestial sphere and the diurnal sun's path in the solstice and equinox. In his way, the sun's position in the pq plane is the projection of the sun's position in the celestial sphere, into the  $xy$  plane, considering  $p$  as  $x$  and  $q$  as  $y$ .

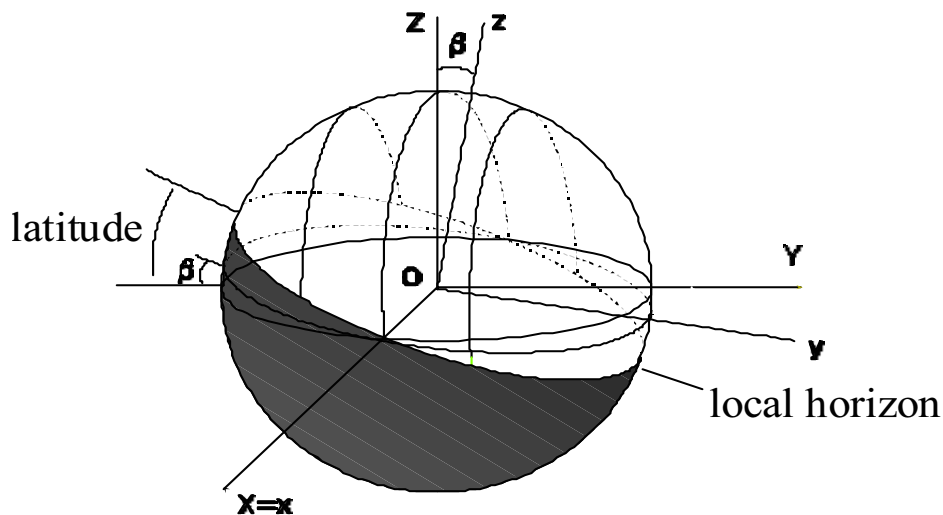


Figure 2. Celestial sphere and the coordinate system used.

The power collected in a period of time by an element surface whose normal forms an angle  $\alpha_s$  with the ray  $(p, q, r)$  is:

$$Y = \int R(p, q, r) \cos \alpha_s d\Omega \tag{1}$$

where  $\cos \theta_s \geq 0$  and  $d\Omega$  is an element of solid angle, equal to  $d\Omega = \sin \alpha d\alpha d\epsilon$  in a spherical coordinate system. Using the set of spherical coordinate  $(\alpha, \epsilon, \rho)$  related to  $(x, y, z)$  we obtain the coordinate transformation:

$$p = \sin \alpha \cos \epsilon \tag{2}$$

$$q = \sin \alpha \sin \epsilon \tag{3}$$

$$r = \cos \alpha$$

and the relationship among them is given by:

$$p^2 + q^2 + r^2 = 1$$

Applying the Jacobi determinant  $\partial(p, q, r) / \partial(\alpha, \epsilon)$ , we obtain:

$$dpdq = \cos \alpha \sin \alpha d\alpha d\epsilon = \cos \alpha d\Omega \tag{4}$$

Thus, Eq. (1) can be written as:

$$Y = \int R(p, q, r) dpdq \tag{5}$$

The radiance  $R$ , on a point of the sky, can be considered as the sum of two components: the direct beam  $B(p_s, q_s, r_s)$  and the diffuse fraction  $D(p_s, q_s, r_s)$ , both dependent of the sun's position. Under these assumptions:

$$R(p, q, r) = B(p, q, r) (1 - p^2 - q^2)^{1/2} + D(p, q, r) \tag{6}$$

where  $(p_s, q_s, r_s)$  are the direction cosines of the sun's position.

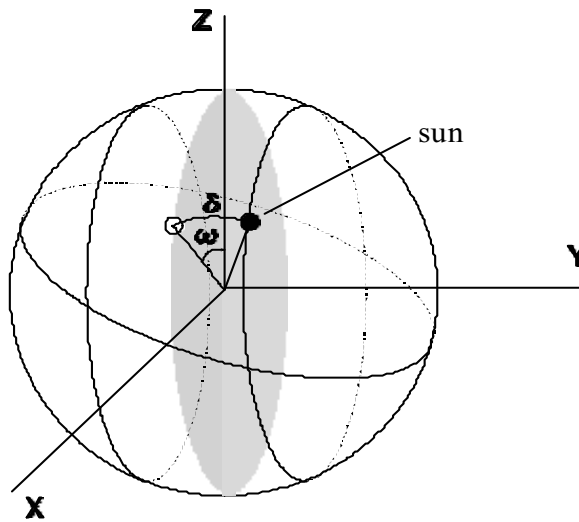


Figure 3. The angles  $\delta$  and  $\omega$ .

For a surface with inclination equal to latitude and facing the equator, the sun's position  $(p_s, q_s, r_s)$  is given by (see Figure 3):

$$p_s = \cos \delta \sin \omega \tag{7}$$

$$q_s = \sin \delta \tag{8}$$

$$r_s = \cos \delta \cos w \tag{9}$$

where  $\delta$  is the solar declination and  $w$  the solar hour angle, noon zero and morning negative.

#### 4. Sky diffuse radiation models

The literature offers several models for the calculation of sky diffuse radiation. In general these models can be classified as isotropic or anisotropic. Thus, the anisotropic models can be classified into directional and non-directional models.

The isotropic model (Liu and Jordan, 1961), considers diffuse radiation as being uniformly distributed throughout the sky. Thus, the diffuse radiation incident in the aperture plane of the concentrator can be easily determined as a function of its field of view. Among the non-directional anisotropic models, we cite those by (Temps and Coulson, 1977; Klucher, 1979; Hay and McKay, 1985; and (Perez et al., 1986, 1987a, 1987b). Basically, these models consider two increments in diffuse distribution: a principal increment in intensity near the Sun, known as circumsolar radiation, and the other near the horizon. Nevertheless, any of them can determine the angular distribution of the diffuse radiance on the sky dome.

Two of the directional models available in reference literature are by Hooper and Brunger (1980) and Brunger and Hooper (1993a, 1993b), each for all sky conditions. These models consider the distribution of the sky's radiance as the linear superposition of three independent components: an isotropic background, the horizon brightening and sky radiance in the circumsolar region. In this way, irradiance in the aperture plane of the concentrator is the integral of the radiance function in the field of view of the concentrator.

The model equations used to calculate the diffuse irradiance on a flat surface tilted by an angle  $\beta$ ,  $I_{db}$ , and the diffuse radiance at a given point in the sky,  $D(\alpha, \epsilon)$ , are:

- Liu and Jordan:

$$I_{db} = 0.5I_d(1 + \cos \beta) \tag{10}$$

- Klucher:

$$I_{db} = 0.5I_d(1 + \cos \beta)(1 + k_1 a)(1 + k_1 b) \tag{11}$$

- Hay and McKay:

$$I_{db} = I_d [ck_2 + 0.5(1 - k_2)(1 + \cos \beta)] \tag{12}$$

- Perez et al.:

$$I_{db} = I_d [0.5(1 - k_3)(1 + \cos \beta) + ck_3 + dk_4] \tag{13}$$

- Hooper and Brunger:

$$D(\alpha, \epsilon) = I_d [k_5 + ek_6 + fk_7] \tag{14}$$

- Brunger and Hooper:

$$D(\alpha, \epsilon) = I_d \left[ \frac{k_8 + k_9 \cos \alpha + k_{10} \exp(-k_{11} \Theta)}{p(k_8 + 2k_9/3) + 2gk_{10}} \right] \tag{15}$$

where  $I_d$  is the diffuse horizontal irradiance and  $\Theta$  is the angular distance between the solar position and a given point in the sky, and given by:

$$\Theta = \cos^{-1}(pp_s + qq_s + rr_s) \tag{16}$$

The "modulation functions"  $k_i$ ,  $i=1, \dots, 4$  are given by the following equations:

$$k_1 = 1 - \left( \frac{I_d}{I} \right)^2 \quad (17)$$

$$k_2 = \frac{I}{I_o} \quad (18)$$

$$k_3 = F_{11}(\epsilon) + F_{12}(\epsilon)\Delta + F_{13}(\epsilon)\alpha_z \quad (19)$$

$$k_4 = F_{21}(\epsilon) + F_{22}(\epsilon)\Delta + F_{23}(\epsilon)\alpha_z \quad (20)$$

where  $\theta_z$  is the zenith angle.

The values of  $k_5$  to  $k_7$  were tabulated in (Hooper and Brunger, 1980) as a function of  $\alpha_z$ . The values of  $k_8$  to  $k_{11}$  were tabulated in (Brunger and Hooper, 1993a) as a function of  $k$  and  $k_p$ , the diffuse fraction and the atmospheric clearness index, respectively. In these equations  $I$  is the normal direct radiation and  $I_o$  is the extraterrestrial radiation. The values of  $F_{ij}$ ,  $i=1,\dots,3$ ,  $j=1,\dots,3$  are found in (Perez et al., 1987b) as function of  $\epsilon$  and  $\Delta$ , parameters that index the sky clearness and brightness, respectively, and were obtained by:

$$\epsilon = \frac{(I_d + I)}{I_d} \quad (21)$$

$$\Delta = \frac{I_d m}{I_o} \quad (22)$$

where  $m$  is the relative air mass. The parameters  $a, b, c, d, e, f$  and  $g$  were obtained from the following equations:

$$a = \sin^3(b/2) \quad (23)$$

$$b = \cos^2 \alpha_s \sin^3 \alpha_z \quad (24)$$

$$c = \frac{\cos \alpha_s}{\cos \alpha_z} \quad (25)$$

$$d = \sin b \quad (26)$$

$$e = \left[ \frac{\alpha}{p/2} \right]^2 \quad (27)$$

$$f = \exp[-0.0145423 \Theta \exp(0.0231798 \alpha_z)] \quad (28)$$

$$g = \frac{[1 + \exp(-k_{11} p/2)]}{(k_{11}^2 + 4)} \left\{ p - \left[ 1 - \frac{2[1 - \exp(-k_{11} p)]}{k_{11}[1 + \exp(-k_{11} p/2)]} \right] [2 \alpha_s \sin \alpha_s - 0.02 p \sin(2 \alpha_s)] \right\} \quad (29)$$

In the later equations  $\alpha$  and  $\phi$  are the zenith and azimuth angle, respectively, in a spherical coordinate system of a certain point in the sky. These angles are given by the following equation, based on directors cosines and to an horizontal surface:

$$\alpha = \cos^{-1} \left[ q \sin \lambda + \sqrt{1 - p^2 - q^2} \cos \lambda \right] \quad (30)$$

$$\phi = \sin^{-1} \left[ \frac{p}{\sqrt{\sin^2 \lambda + p^2 \cos^2 \lambda + q^2 \cos 2\lambda - q \sqrt{1 - p^2 - q^2} \sin 2\lambda}} \right] \quad (31)$$

The incidence angle,  $\alpha_s$ , and the zenith angle,  $\alpha_z$ , are given by:

$$\alpha_s = \cos^{-1} \left\{ \left( 1 - p_s^2 - q_s^2 \right)^{1/2} \right\} \quad (32)$$

$$\alpha_z = \cos^{-1} \left\{ \left( 1 - p_s^2 - q_s^2 \right)^{1/2} \cos l + q_s \sin l \right\} \quad (33)$$

where  $l$  is the latitude and  $b$  is the surface tilt angle.

### 5. CPC collector application

In Figure 4, a circle is presented corresponding to a representation of the projection of the sky in the  $(p, q)$  plane. This circle is called a sky map and includes all the rays entering the concentrator. The map shown only includes the points inside a circle, since  $p^2 + q^2 \leq 1$ .

The sun's daily path can be represented in the sky map by a straight line of constant  $q = \sin \delta$ . The values of  $B(p, q, r)$  other than zero are found only in the central white region in the sky map, between  $q = \pm \sin 23.45^\circ$ .

The horizon line is projected as an ellipse of semi-axis  $\cos l$  and  $l$ . The darker region represents the part of the ground visible by the surface of the tilted entry aperture plane in the sky map and the white and lighter regions represent part of the sky.

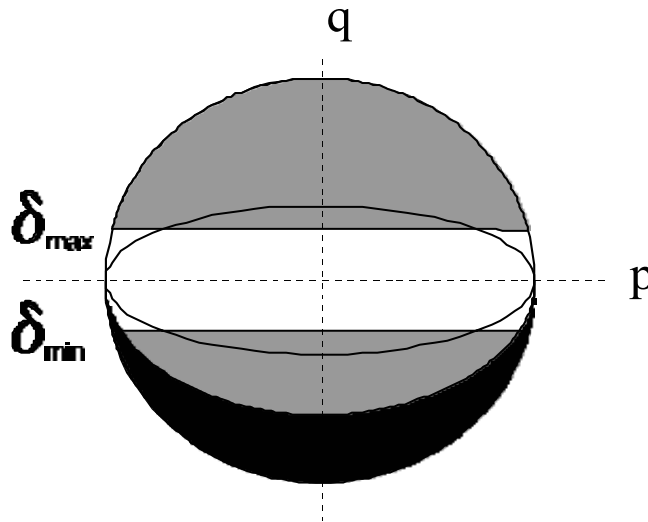


Figure 4. Sky map for  $40^\circ$  latitude. The dark region represents the ground; the lighter region represents parts of the sky illuminated only by diffuse radiation, and the central white region represents areas directly illuminated by the sun's direct beam.

The CPC linear concentrator (without dielectric) accepts only those rays which project upon the meridian plane within a certain angle of acceptance. This limitation is represented in the sky map by an ellipse of semi-axis  $\sin \alpha_c$  and  $1$ , where  $\alpha_c$  is the acceptance semi-angle.

To calculate the mean diffuse radiance in the view angle of the concentrator we return to the isotropic description of the sky dome. Thus, it can be assumed that diffuse radiance in the reduced field of view is equal to the mean diffuse radiance  $\langle D \rangle$  seen by a flat surface with the same tilt and orientation as the elementary surface considered. As such,  $\langle D \rangle$  is determined by:

$$\langle D \rangle = \frac{1}{\pi} I_{db} \left( \frac{1 + \cos b}{2} \right)^{-1} \quad (34)$$

where  $I_{db}$  is the diffuse irradiance on a flat surface tilted  $b$  degrees, obtained from the non-directional models.

The diffuse irradiance incident in the aperture of the concentrator,  $I_{db}^{ap}$ , tilted  $b$  degrees is given by:



$$I_{db}^{ap} = \frac{I_{db}}{\rho \cdot 0.5(1 + \cos b)} \Lambda \tag{35}$$

where  $\Lambda$  is the field of view of the concentrator projected in the  $(p, q)$  plane. This projection is an ellipse, whose area is:

$$\Lambda = \rho \sin \alpha_c \tag{36}$$

where  $\alpha_c$  is the aperture semi-angle of the concentrator.

For directional models, the diffuse radiance  $D(\alpha, \theta)$  was calculated for each point in the sky. For those points outside the field of view,  $D(\alpha, \theta) = 0$ . Irradiance is then the numerical integral of those points where  $D(\alpha, \theta) \neq 0$ .

### 6. Results

To access the results with two years of measured data, two statistical indicators were used: the mean bias error,  $MBE$ , and the root mean square error,  $RMSE$ , both defined by:

$$MBE = \left[ \frac{\sum_{i=1}^N (C_i - M_i)}{\sum_{i=1}^N M_i} \right] \times 100 \tag{37}$$

$$RMSE = \left[ \frac{\sum_{i=1}^N (C_i - M_i)^2}{\sum_{i=1}^N M_i^2} \right]^{1/2} \times 100 \tag{38}$$

where  $C_i$  is the  $i$ -th calculated value,  $M_i$  is the  $i$ -th measured value and  $N$  the number of data points.

The results for an average of six minutes global irradiance are shown in Tables 1 and 2. From Table 1, for  $MBE$ , some conclusions can be made, some of them well-known. The isotropic model underestimates the diffuse irradiance received by the concentrators. The Temps and Coulson model, on the other hand, overestimates the circumsolar component, as can be observed when the acceptance angle decreases. The modulation function introduced by Klucher improves that model's performance. In the Hay and McKay model, the increment in the circumsolar region is very low and there is little improvement in comparison to the isotropic model.

The two models proposed by Hooper and Brunger (1980; Brunger and Hooper, 1993a), present  $MBE$  and  $RMSE$  results which are greater than those of the other models. Furthermore, the time required for numerical integration of the points of radiance in the sky, within the field of view of the concentrator is relatively long. In the model cited in (Hooper and Brunger, 1980), the anisotropic parameters are unique functions of the solar zenith angle making it site-dependent.

In the second model (Brunger and Hooper, 1993a), the variation of these anisotropic parameters due to climatic conditions (such as thickness and distribution of clouds) is given using a clearness index,  $k_t$ , and the diffuse fraction,  $k$ . While the variability of the sky's conditions can not be totally accounted for by the relation between  $k_t$  and  $k$ , a decrease in the values of  $MBE$  and  $RMSE$  should occur. The reason for this not happening can be inferred through analyzing Figure 5, where the relative error of measured and calculated irradiance is plotted against the clearness index. The relative errors increase greatly for values of  $k_t > 0.75$ , the region where the number of scans becomes highly reduced, which may be attributable to calibration problems with the model.

Table 1. Overall mean bias error,  $MBE$ , in %, for all models and for aperture semi-angles,  $\alpha_c$  of 46.9°, 35.2°, 23.4° and 11.7°.

Models	$\alpha_c = 46.9^\circ$	$\alpha_c = 35.2^\circ$	$\alpha_c = 23.4^\circ$	$\alpha_c = 11.7^\circ$
Isotropic	-8.9	-9.6	-11.5	*-10.1
Temps&Coulson	1.7	6.4	10.6	20.4
Klucher	-2.8	-4.8	-8.0	-7.7
Hay&McKay	-6.9	-7.8	-9.9	-8.9
Perez	2.2	-1.4	-4.7	-6.1
Hooper&Brunger	-12.0	-11.9	-14.5	-13.2
Brunger&Hooper	-22.5	-21.5	-21.9	-17.4

In spite of its relative simplicity as compared with directional models, the Perez model demonstrates better performance for all aperture semi-angles, as has been established for flat tilted surfaces. Once more, the dependence of parameters on the conditions of the sky using the concepts of sky clearness and brightness proved to be quite adequate.

To complete this section we calculate, utilizing the Perez model, the global daily monthly mean irradiance received by a CPC collector, in Madrid, tilted 40° for several aperture angles. This is shown in Table 3.

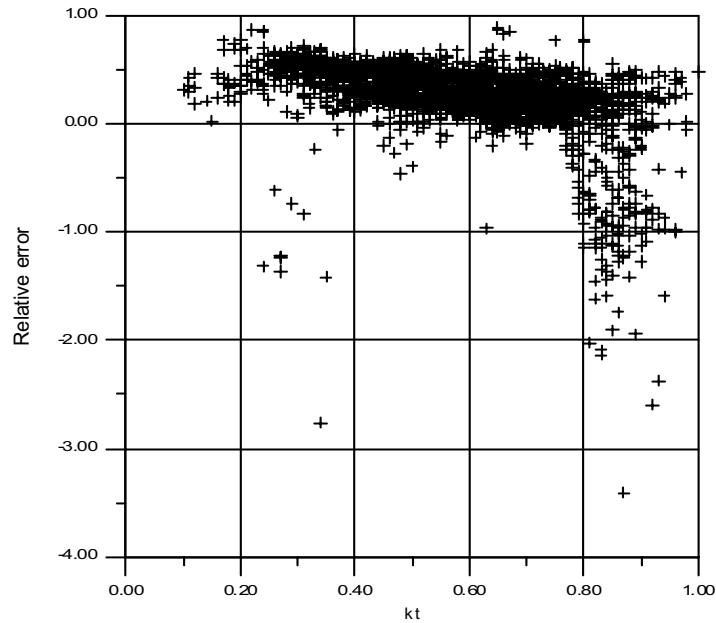


Figure 5. Relative error between measured and calculated irradiance versus clearness index,  $k_t$ .

Table 2. Overall root mean square error,  $RMSE$ , in %, for all models and for aperture semi-angles,  $\alpha_c$ , of 46.9°, 35.2°, 23.4° and 11.7°.

Models	$\alpha_c = 46.9^\circ$	$\alpha_c = 35.2^\circ$	$\alpha_c = 23.4^\circ$	$\alpha_c = 11.7^\circ$
Isotropic	12.1	15.2	20.8	20.9
Temps&Coulson	7.1	10.9	15.6	23.0
Klucher	8.9	12.3	18.6	19.6
Hay&McKay	10.1	13.6	19.8	20.2
Perez	7.2	10.2	16.7	18.5
Hooper&Brunger	13.8	13.6	16.7	16.6
Brunger&Hooper	24.2	23.1	23.9	21.0

Table 3. Monthly mean global daily irradiance at the entry aperture plane of a CPC. The results are in  $MJm^{-2}$  and  $\alpha_c$  is the aperture semi-angle.

Month	$\alpha_c = 5^\circ$	$\alpha_c = 15^\circ$	$\alpha_c = 25^\circ$	$\alpha_c = 30^\circ$	$\alpha_c = 45^\circ$
Jan	0.43	1.30	8.35	10.01	12.71
Feb	0.50	4.90	10.37	11.20	13.64
Mar	9.79	15.88	17.24	17.82	20.52
Apr	0.86	11.66	16.24	17.24	20.38
May	0.94	2.74	12.89	15.59	20.41
Jun	0.86	2.59	10.04	16.20	22.46
Jul	0.83	2.45	13.10	18.07	23.90
Aug	0.79	6.52	18.25	20.09	23.80
Sep	8.35	17.24	19.19	19.94	22.72
Oct	3.64	11.74	13.61	14.18	16.74
Nov	0.54	2.05	9.25	10.15	12.13
Dec	0.43	1.30	6.37	7.78	10.08
Yearly mean	2.33	6.70	12.91	14.86	18.29

## 7. Conclusion

This paper presents an experimental comparison of the validity of some models used to calculate diffuse irradiance in the aperture plane of static concentrators. The performance of such models is validated against measured data for concentrators with acceptance semi-angles of 46.9°, 35.2°, 23.4° and 11.7°.

Directional and non-directional model were tested. The directional model of Brunger and Hooper exhibited two important drawbacks: low efficiency for  $k_t$  values above 0.75 and, principally, the large amount of time required to calculate a large number of points in the sky dome and integrate these points in the field of view of the concentrator.

The Perez model, on the other hand, established with flat sensor that does not provide adequate information for describing the existing gradients in the sky dome, was the model that presented better performance. The long-term *MBE* range between 2.2 to -6.6 % provide values perfectly acceptable for solar systems sizing purposes. The high values of *RMSE* shown by the models prevented the calculation of individual values.

## 8. References

- Brunger, A.P. and Hooper, F.C., 1993a. "Anisotropic sky radiance model based on narrow field of view measurements of shortwave radiance", *Solar Energy*, Vol. 51, pp. 53-64.
- Brunger, A.P. and Hooper, F.C., 1993b, "Anisotropic sky radiance model based on narrow field of view measurements of shortwave radiance (Erratum)", *Solar Energy*, Vol. 51, pp. 523.
- Chenlo, F., Vela, N. and Olivares, J., 1991, "Comparison between pyranometers and encapsulated solar cells as reference PV sensors. Outdoor measurements in real conditions", *Proceedings of the 10th. European Photovoltaic Solar Energy Conference and Exhibition, Lisbon, 1723-1732*.
- Hay, J.E. and McKay, D.C., 1985, "Estimating solar irradiance on inclined surfaces: a review and assessment of methodologies", *Int. Journal of Solar Energy*, Vol. 3, pp. 203-240.
- Hooper, F.C. and Brunger, A.P., 1980, "A model for the angular distribution of sky radiance", *J. of Solar Energy Eng.*, Vol. 102, pp. 196-202.
- Klucher, T.M., 1979, "Evaluation of models to predict insolation on tilted surfaces", *Solar Energy*, Vol. 23, pp. 111-114.
- Liu, B.Y.H. and Jordan, R.C., 1961, "Daily insolation on surfaces tilted toward the equator", *ASHRAE Journal*, Vol. 3, pp. 53-59.
- Luque, A., ed., 1989, "Solar Cells and Optics for Photovoltaic Concentration", Ed. Adam Hilger, Bristol.
- Miñano, J.C. and Luque, A., 1983, "Static concentrators theory for non-homogeneous extended sources", *Solar Cells*, Vol. 8, pp. 297-315.
- Perez, R., Stewart, R., Arbogast, C., Seals, R. and Scott, J., 1986, "An anisotropic hourly diffuse radiation model for sloping surfaces: description, performance validation, site dependency evaluation", *Solar Energy*, Vol. 36, pp. 481-497.
- Perez, R., Seals, R., Ineichen, P., Stewart, R. and Menicucci, D., 1987a, "A new simplified version of the Perez diffuse irradiance model for tilted surfaces", *Solar Energy*, Vol. 39, pp. 221-231.
- Perez, R., Seals, R. and Stewart, R., 1987b, "Modelling irradiance on tilted planes: a simpler version of the Perez model: US-wide climatic/environmental evaluation", *Advances in Solar Energy Technology, ISES World Congress, Hamburg*, pp. 3784-3788.
- Temps, R.C. and Coulson, K.L., 1977, "Solar radiation incident upon slopes of different orientations", *Solar Energy*, Vol. 19, pp. 179-184.
- Welford, W.T. and Winston, R., 1989, "High Collection Nonimaging Optics", Academic Press, New York.

## WIND ASSESSMENT METHODOLOGY FOR THE BRAZILIAN WIND ATLAS

**Everaldo A. do N. Feitosa**

Centro Brasileiro de Energia Eólica – CBEE, Universidade Federal de Pernambuco, CTG 3º andar, 50740-530, Recife-PE  
 eolica@npd.ufpe.br

**Alexandre de L. Pereira, Gil L. Barbezier e Gustavo R. Silva**

Centro Brasileiro de Energia Eólica – CBEE, Universidade Federal de Pernambuco, CTG 3º andar, 50740-530, Recife-PE  
 alex@eolica.com.br

*Abstract. Wind assessment could be defined as high precision wind climatology on the lower level of the atmosphere, which aims to represent the spatial and time distribution of the wind regime over an area. One of the objectives is to supply information on how to reliably predict wind turbine power production over several years. In this context, more accurate and reliable results can be obtained including more physics on the assessment methodology.*

*The approach described in this paper contains a methodology for wind power assessment of large areas based on computational simulations of the atmosphere. Mesoscale model integrations can be used to predict the surface wind characteristics of relatively large areas using geostrophic wind (upper air) data. The surface wind climate is obtained from the simulations by the so-called statistical dynamical downscaling. Subsequently, an atmospheric microscale model uses the regional wind field and local orography and roughness information to predict the wind characteristics of any specific site within the region where the mesoscale climate has been defined. At this point, local surface measurements are important for the validation and fine tuning of the mesoscale model.*

*Brazil is a huge country where the wind power potential remains practically unknown and the methodology presented here promises to be suitable for determining the wind climate of large areas with few or no surface measurements.*

**Keywords:** *Wind energy, resource assessment, wind atlas, mesoscale models*

### 1. Introduction

Brazil is a huge country, with over 8.5 million km<sup>2</sup> of continental territory, where the wind power potential remains practically unknown. This is mainly a consequence of the lack of reliable long term wind data. The available meteorological and civil aviation data is almost worthless for determining wind power potential because it contains fundamental errors such as: utilisation of inadequate sensors (low gust sensibility), incorrect data collection (few times a day, instantaneous values measured, visual readings), changes of sensors and heights not reported, bad maintenance of the equipment, etc. (Feitosa, 1997).

Ideally, the wind energy resources of an area should be assessed by local long term measurements. However, this process is rather costly (considering the number of measurement stations needed to cover a large area), it takes long time (at least five years to achieve a reliable average annual wind speed at a given location), and it demands specialized personnel for installing and maintaining the data acquisition systems, collecting data, processing and analyzing data.

An important research field in the last years has been the development of methods for predicting the surface wind characteristics using mesoscale models of the atmosphere, which does not require a large number of ground measurements. The main advantages are the enormous cost savings and short term results achieved by mapping the wind resource using the computer models plus some analysis method. The wind map obtained from computer simulations can identify areas of interest for wind projects and target sites for precise wind measurements.

In Brazil, since 1997 the use of mesoscale models has been investigated by the Brazilian Wind Centre – CBEE and a methodology for wind power assessment of large areas has been proposed by Lizcano (1998). More recently CBEE has refined the methodology and has developed the capacity to run full atmospheric models in house. This paper describes the basic principles of this new methodology, which is currently been used in the Brazilian Wind Atlas Project, supported by the National Agency for Electricity – ANEEL

### 2. Wind assessment

Wind assessment could be defined as high precision wind climatology on the lower level of the atmosphere, which aims to represent the spatial and time distribution of the wind regime over an area. It is an applied science that combines meteorology, climatology and geography in order to estimate the potential output of wind turbines distributed over a region. Wind assessment has been evolved rapidly with the fast growth of the wind energy market. The increased number of wind turbine installations all over the world has pointed up the prior necessity for a precise wind energy resources estimation and site selection.

The wind energy resources of an area should be assessed by local long-term wind measurements obtained from high-quality anemometers. However, two fundamental constraints exist when the wind assessment is restricted to local ground measurements:

1. Long time span for reliable results. At least five years of measurements are required to characterize the wind climate of a site including seasonal and inter-annual variations.
2. Limited spatial resolution. A single anemometer can only describe the wind characteristics in the surroundings of the tower that are not affected by orographic and roughness features of the neighborhood.

Therefore, atmospheric numerical models are employed to overcome the above constraints and perform wind assessment of large areas. In the last 20 years many methods have been proposed, such as simple mass-consistent models, Jackson and Hunt theory based models, Bessel expansion on a zooming grid models, etc. A good historical and technical overview of models is given by Rohatgi (1994).

Although most of the models did not survive few of them are extensively used by the wind energy community. The lesson learned is that the more relevant the physics that can be implemented in the methods, the more general and realistic the models and the more accurate and reliable the results (Petersen, 1998).

### 3. Wind atlas methodology

The wind atlas methodology developed by CBEE is based on mesoscale model integrations of a complete set of large-scale atmospheric states using high quality upper air data and some selected surface measurements as inputs of the model. The assumption is made that the regional surface layer climate is determined by a few parameters of the larger, synoptic scale, and parameters of the surface. Numerical simulations of representative situations are performed with the mesoscale model and the mesoscale climatology is calculated from the results of the simulations together with the frequency of the typical situations.

Initial or boundary values of the simulations (input parameters) can be taken from global data bases of the large-scale climate which are already available, e.g. from the re-analysis project at NCEP/NCAR (Kalnay, 1996).

Some of the important parameters for the surface wind climate are the strength and direction of the large-scale pressure gradient, or geostrophic wind, the stratification and/or possible persistent inversions of the atmosphere, changes in terrain height, and surface roughness. Near the coast, the difference of the surface temperature between land and sea can be important for the development of sea breezes. This is specially important in the Northeast of Brazil.

Figure (1) shows a simplified diagram of the wind atlas methodology. The area to be analyzed can vary from 10,000 to 50,000 km<sup>2</sup>. The inputs of the mesoscale model consists basically of meteorological data, topography, roughness and surface measurements. A statistical downscaling procedure (Frey-Buness, 1995) is employed to obtain the geostrophic wind data (regional climatology) from the global coverage climate data from the NCEP/NCAR reanalysis project. The simulations are performed for several climatic episodes in which initial and boundary conditions are carefully selected. The results are processed statistically and the wind climate is defined for each of the grid points, which means 30km (between points) for a coarse resolution and 5km for a finer resolution.

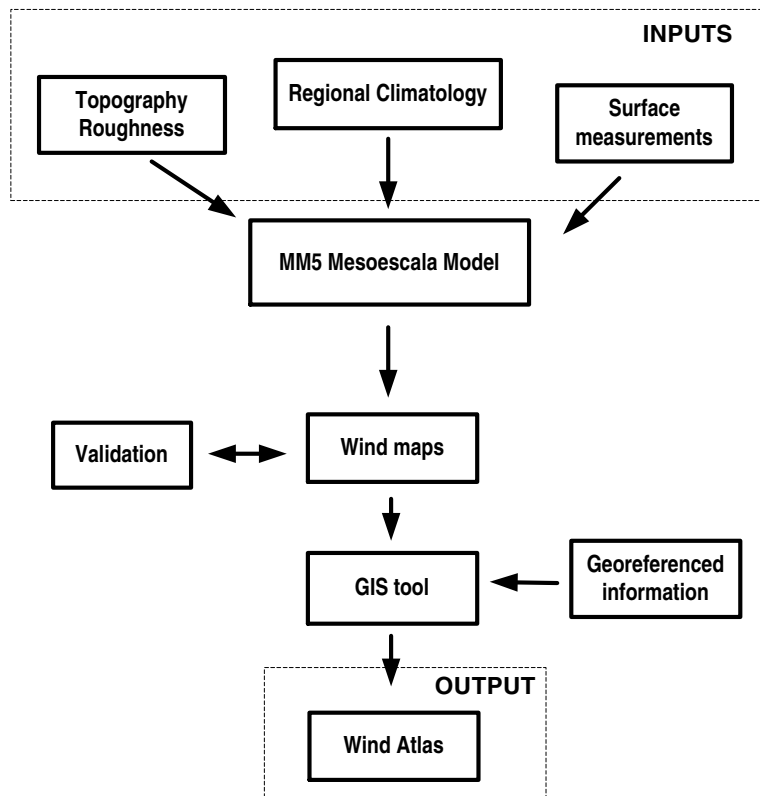


Figura 1. Simplified diagram of the wind atlas methodology.

The mesoscale model MM5, developed at the PSU/NCAR Micrometeorology and Mesoscale Division – USA (Grell, 2000), is a non-hydrostatic regional model using the state-of-the-art dynamical and physical approaches for atmospheric modelling. It follows a sigma-vertical co-ordinate, supporting a diversity of explicit parameterizations for complex processes of the atmosphere and boundary layer phenomena.

An important step of the method is the validation of the wind maps generated from the mesoscale model (Fig. 2). This is done by using another atmospheric model, a microscale model, to determine the wind characteristics of smaller areas taking into account high resolution orographic features and reliable surface measurements. The wind climate derived from the microscale model is compared to the mesoscale simulation results and adjustments are made for tuning the mesoscale model until errors are minimized.

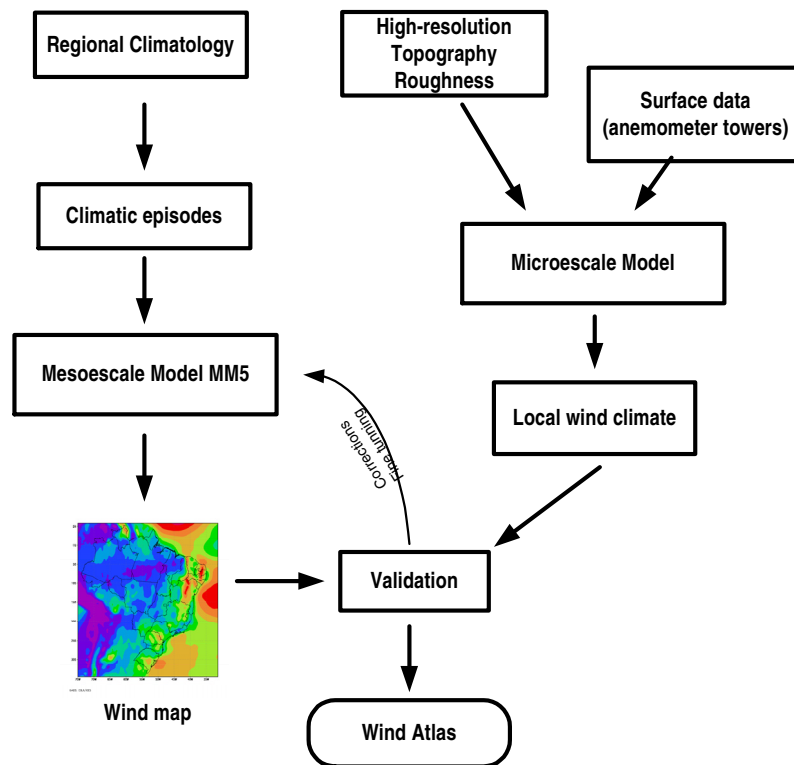


Figura 2. Simplified diagram of the wind maps validation. The local wind climate obtained from a microscale model is compared to the mesoscale simulations and the model is corrected.

The validated wind maps are used as inputs of a GIS (Geographic Information System) tool especially designed for integrating several thematic maps, such as topography, land use, electric grid and roads, with the wind climate information (mean wind speed, Weibull distribution parameters, turbulence, air density, etc.). The Wind Atlas combines all available information (data and constraints) producing a geographic estimation of the wind resources over a region providing details for site-specific performance modelling and a techno-economical analysis of wind power projects.

#### 4. Example of wind maps and Results

This section shows a set of simulation results using the methodology described above. Fig. (3) presents a wind map for Brazil indicating the average wind speeds at 50m a.g.l. Two domains were set up on the MM5 configuration. A coarse domain with 90 km of grid size, covering the whole South American continent and Western Atlantic basin, and a subdomain with 30 km of resolution, covering the whole country. The simulation included 21 vertical levels of the atmosphere, being the first one at approximately 20m above ground level. The orography input was taken from GTOPO30 data base (EROS, 1998).

#### 5. Conclusions

A methodology for wind resource assessment in Brazil has been developed and it is now been implemented at the Brazilian Wind Energy Centre – CBEE for developing the Brazilian Wind Atlas. The state-of-the-art mesoscale model MM5 has been set up for wind climatology investigations and it has been tested and calibrated for the best performance (accuracy) possible for the Brazilian climatic framework.

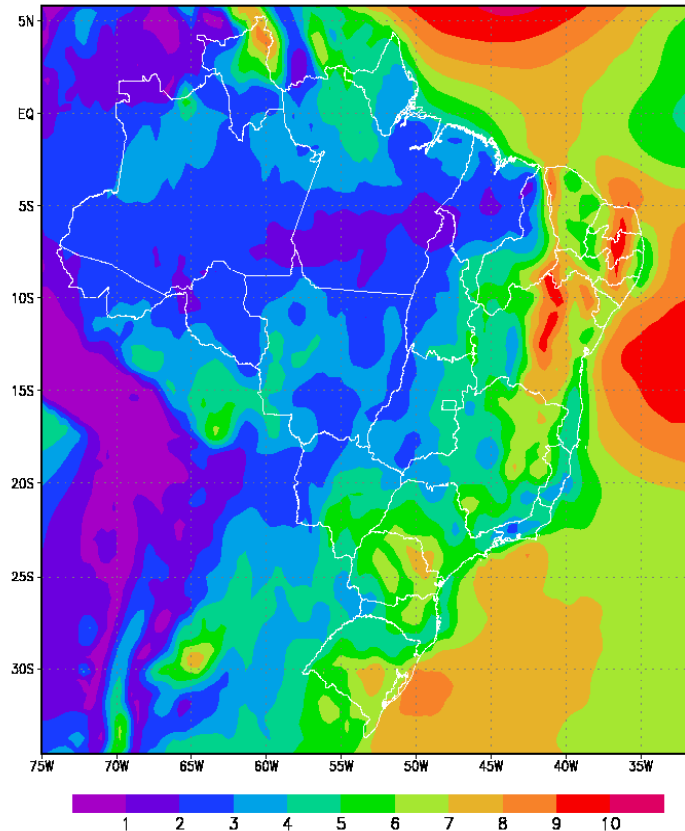


Figura 3. Wind map of Brazil – example of simulation results. The legend shows the average wind speed at 50m a.g.l.

## 6. Acknowledgements

The authors would like to acknowledge the Brazilian Research Council – CNPq, National Agency for Electricity – ANEEL and the Ministry of Science and Technology – MCT for their support.

## 7. References

- EROS Data Center Distributed Active Archive Center, 1998, "GTOPO30 Global 30 Arc Second Elevation Data Set", <http://edcwww.cr.usgs.gov/landdaac/gtopo30/gtopo30.html>.
- Feitosa, E.A.N. and Pereira, A.L., 1997, "Wind Energy Resource Assessment – Northeast of Brazil", Report for Winrock International, REPSO/Brazil, Brazilian Wind Energy Centre, Recife, Brazil.
- Frey-Buness, F., Heimann, D. and Sausen, R., 1995, "A statistical-dynamical downscaling procedure for global climate simulations", *Theor. Appl. Climatology*, 50:117-131.
- Grell, G., et al., 2000, "A Description of the Fifth-Generation Penn State/NCAR Mesoscale Model (MM5), NCAR Micrometeorology and Mesoscale Division, NCAR/TN-398 report, USA.
- Kalnay, E., et al., 1996, "The NCEP/NCAR 40-year reanalysis project" *Bull. American Meteorology*, 77:437-471.
- Lizcano, G.B., Feitosa, E.A.N. and Rohatgi, J.S., 1998, WANE v.1 – Wind Atlas for the Northeast of Brazil", Brazilian Wind Energy Centre and National Agency for Electricity – ANEEL, Recife, Brazil.
- Petersen, E.L. et al., 1998, "Wind Power Meteorology, Part 1: Climate and Turbulence", *Wind Energy*, Vol.1 No.1, pp.2-22.
- Rohatgi, J.S. and Nelson V., 1994, "Wind Characteristics – an analysis for the generation of wind power", Alternative Energy Institute, West Texas University, USA.

## OTIMIZAÇÃO DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO COM TURBINA A GÁS COM CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO.

Marcelo Modesto – [marcelom@fem.unicamp.br](mailto:marcelom@fem.unicamp.br)

Paulo de Barros Correia – [pcorreia@fem.unicamp.br](mailto:pcorreia@fem.unicamp.br)

Sílvia Azucena Nebra de Perez – [sanebra@fem.unicamp.br](mailto:sanebra@fem.unicamp.br)

Departamento de Energia

Faculdade de Engenharia Mecânica

Universidade Estadual de Campinas

C.Postal 6122 Cep 13083-970 – Campinas – S.P.

*Resumo: O equilíbrio entre oferta e procura de energia elétrica no Brasil, é um problema cuja solução garantirá o desenvolvimento e crescimento econômico nos próximos anos. Com o esgotamento do potencial hídrico do país, outras formas de geração de energia elétrica vem sendo pesquisadas e implementadas. A cogeração de energia elétrica tornou-se uma oportunidade atraente, principalmente após o aumento da oferta de gás natural, via gasoduto Brasil-Bolívia, possibilitando o surgimento de pequenas usinas térmicas, movidas a turbinas a gás. Este trabalho faz o estudo de um sistema de turbina a gás com caldeira de recuperação, proposto para um pólo industrial na região nordeste, operando com ciclo simples e STIG (com injeção de vapor na câmara de combustão), produzindo energia elétrica e vapor, para ser injetado na câmara de combustão, atender a demanda térmica interna da planta podendo seu excedente pode ser vendido a consumidores potenciais. Usando a metodologia de otimização com programação linear, busca-se otimizar a operação do sistema através da maximização da função objetivo (receita – despesa), considerando a receitas a venda de energia elétrica e vapor e a despesas o custo de combustível e água desmineralizada de reposição, em função das restrições de funcionamento dos equipamentos que compõe o sistema e da disponibilidade de combustível e água de reposição, sendo que o sistema funciona com os ciclos simples e STIG. São mostrados os resultados da otimização do sistema e a análise da variação dos preços da energia elétrica, vapor para venda e preço do combustível e suas influências no valor da função objetivo.*

*Palavras-chave: Sistemas de turbinas a gás, cogeração, programação linear, otimização.*

### 1. Introdução

Na atual conjuntura econômica brasileira, um dos principais desafios a serem superados pelo país é resolver a questão energética. O abastecimento de energia elétrica necessário para sustentar o desenvolvimento dos próximos anos passa atualmente por um momento delicado e talvez até crítico. A diminuição dos investimentos governamentais na produção de energia elétrica, com o atraso ou cancelamento da construção das usinas hidrelétricas nos últimos anos fez com que o país passasse a correr um sério risco de desabastecimento e blecautes, com todos as conseqüências previsíveis. Além da diminuição dos investimentos, esbarra-se no problema do potencial hidráulico que está saturado, tendo atingido o seu limite de geração na região sudeste, principal região consumidora, e o fato de ser inviável a produção de energia nas regiões centro-oeste e norte pelo altos custos nas linhas de transmissão. Outras alternativas para geração de energia elétrica são pesquisadas no mundo todo entre elas pode-se citar a energia eólica, solar e nuclear entre outras, porém no contexto atual brasileiro possibilidade muito atraente tem sido a cogeração de energia elétrica em pequenas unidades.

Cogeração é a produção simultânea de energia elétrica e energia térmica útil de uma única fonte primária. No Brasil, a cogeração tem maior destaque no setor sucro-alcooleiro, aproveitando o bagaço gerado pela moagem da cana nos processos de fabricação de álcool e açúcar para gerar energia elétrica em sistemas de turbinas a vapor, visando a auto-suficiência em energia elétrica e ultimamente na geração de excedentes de energia despachados para a rede elétrica. Com a construção do gasoduto Brasil-Bolívia, e grande oferta de gás natural proveniente da Bolívia, abriu-se perspectivas para o aumento da produção de energia elétrica em centrais termoeletricas utilizando turbinas a gás, movidas a gás natural. Esse trabalho tem por objetivo utilizar conceitos de programação linear na otimização de um sistema de cogeração por turbina a gás, para produção de energia elétrica e vapor saturado para um pólo industrial. (Guarinello et al., 2000)

### 2. Descrição da instalação

Um esboço simplificado do sistema de cogeração é mostrado na Fig 1, (Guarinello et al., 2000). Ar é comprimido em um compressor e queimado juntamente com gás natural em uma câmara de combustão. Os produtos de combustão são expandidos em uma turbina de alta rotação que aciona o compressor. Após esta primeira turbina os gases de combustão expandem-se numa turbina de potência que aciona um gerador elétrico. A energia térmica contida nos gases de combustão é utilizada para geração de vapor em uma caldeira de recuperação, o vapor é utilizado para atender a demanda térmica dentro da planta, ser injetado na câmara de combustão configurando um ciclo STIG, e seu excedente vendido a consumidores em potencial. A caldeira de recuperação possui um sistema de queima suplementar, a ser utilizado caso a energia contida nos gases de combustão não seja suficiente para atingir os níveis de entalpia do vapor requeridos. Os valores da função objetivo são calculados a cada hora. Os valores de pressão, temperatura e entalpia são mostrados na Tab. 1.



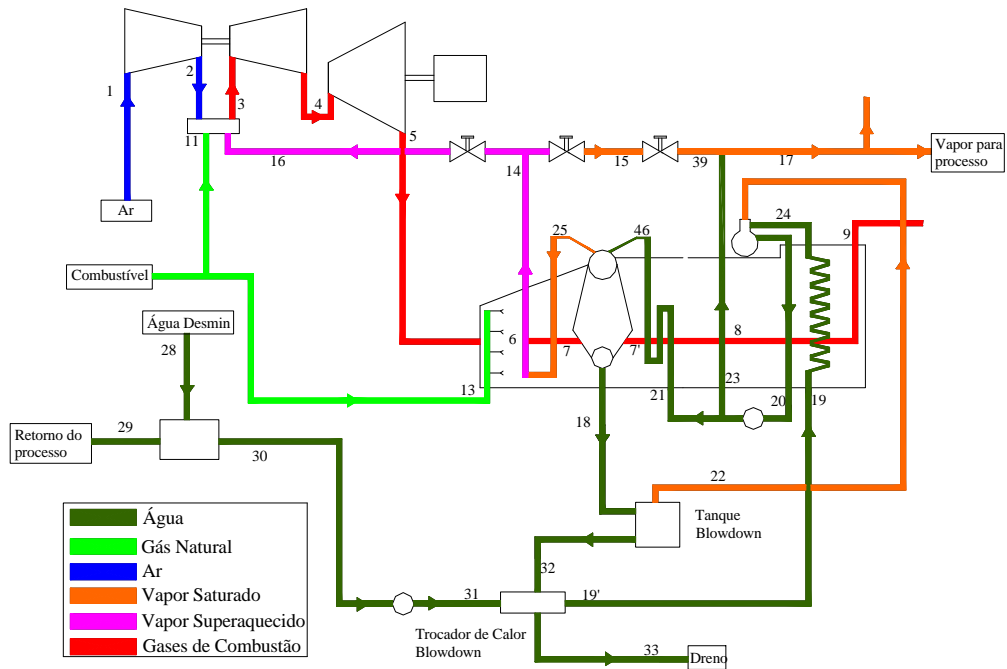


Figura 1 Esquema do Sistema de Cogeração

Tabela 1 Dados de Pressão, Temperatura e Entalpia do Sistema nos ciclos simples e STIG.

Fluxo	Descrição	Pressão (kPa)		Temperatura (°C)		Entalpia (kJ/kg)	
		Simples	Stig	Simples	Stig	Simples	Stig
1	Ar	93.3	93.3	21.1	21.1	294.4	294.4
2	Ar pressurizado	1675	1675	450	450	738.3	738.3
3	Gases de Combustão	1624.6	1624.	1210	1103	1420.7	1598
4	Gases de Combustão	486	546.3	850	802	966	1194
5	Gases de Combustão	96.9	96.9	516.6	463	572	764
6	Gases de Combustão	96.8	96.8	644	738.7	722	1124
7	Gases de Combustão	96.6	96.6	597.1	684	666	1052
7'	Gases de Combustão	94.9	94.9	242	280	263	526.5
8	Gases de Combustão	94.6	94.6	140.6	141.2	153	387
9	Gases de Combustão	94.4	94.4	91.6	76.2	102	313
11	Gás Natural	2760	2760	95.85	101	50000	50000
13	Gás Natural	345	345	25	25	50000	50000
14	Vapor Superaquecido	2310	2310	319.3	319.3	3059	3060
15	Vapor Saturado	2250	2250	318.7	318.7	3059	3060.
16	Vapor Superaquecido		2250		317		3060
17	Vapor Saturado	1140	1140	186	186	2782	2781
18	Água aquecida	2380	2380	221	221	948.2	948.2
19	Água aquecida	714.9	633	60.92	48.7	255	204
19'	Água aquecida	178	170	60.92	48.7	255	204
20	Água caldeira	160	138	101.2	99.85	424	418
21	Água caldeira	2440	2440	102	100	427	420
22	Vapor saturado	138	138	109	109	2690	2690
23	Água caldeira	2440	2440	102	100	427	420.8
24	Água aquecida	160	140	113.3	107.9	475	452.8
25	Vapor saturado	2330	2330	220.3	220.3	2802	2802
28	Água reposição	345	345	14.1	14.1	59.21	59.6
29	Condensado	345	345	81.1	81.1	339.5	339.5
30	Cond e água reposição	141	94	60.69	48.2	254	201
31	Cond e água reposição	729.5	646	60.71	48.4	254.1	203
32	Água aquecida	138	138	109	109	456	456
33	Água aquecida	94	94	77.5	69.5	324	289
39	Vapor superaquecido	1140	1140	305	305	3058	2955
46	Água aquecida	2350	2350	217	215	929	920

### 3. Otimização

A otimização do funcionamento do sistema de cogeração é feita buscando-se a maximização da função objetivo, que define o valor do lucro bruto obtido pela receita obtida pela venda de energia elétrica e vapor saturado e das despesas com custo de combustível e da água de reposição, dada pela variável “z”

$$z = C_e \dot{W}_v + C_v \dot{m}_v - C_c \dot{m}_c - C_{wr} \dot{m}_{wr} \quad (1)$$

onde:

$C_e$  : custo de venda da energia elétrica cogorada. (US\$/kWh)

$C_v$  : custo de venda do vapor saturado. (US\$/kgh)

$C_c$  : custo de aquisição do combustível (gás natural). (US\$/kgh)

$C_{wr}$  : custo da água de reposição (US\$/kgh)

$\dot{W}_v$  : energia elétrica disponível para venda. (KWh)

$\dot{m}_c$  : vazão mássica de combustível utilizada. (kg/h)

$\dot{m}_v$  : vazão mássica de vapor disponível para venda (kg/h)

$\dot{m}_{wr}$  : vazão mássica de água de reposição (kg/h)

Os valores dos custos são dados por:

- Energia elétrica:  $C_e = 29.50$  US\$/MWh, Aneel (2000)
- Gás natural:  $C_c = 280,08$  US\$/kgh, Gazeta Mercantil (2000)
- Vapor para venda:  $C_v = 32,4$  US\$/kgh, Guarinello Jr et. al. (2000)
- Água de reposição:  $C_{wr} = 0,792$  US\$/kgh, Guarinello Jr et. al. (2000)

As equações que formam o sistema de restrições do problema de otimização são dadas pelos balanços de massa e energia em cada equipamento que compõe o sistema, pelas condições de operação dos mesmos, as necessidades de vapor e energia elétrica para a indústria e a disponibilidades de combustível. Os balanços de massa e energia são mostrados a seguir:

Compressor

$$\dot{m}_1(h_1 - h_2) - \dot{W}_c = 0 \quad (2)$$

Câmara de combustão

$$\dot{m}_1 h_2 + \dot{m}_{11} PCI + \dot{m}_{16} h_{16} - \dot{m}_3 h_3 = 0 \quad (3)$$

(ciclo STIG)

$$\dot{m}_1 h_2 + \dot{m}_{11} PCI - \dot{m}_3 h_3 = 0 \quad (4)$$

(ciclo Simples)

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{11} + \dot{m}_1 + \dot{m}_{16} \quad (\text{ciclo STIG}) \quad (5)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{11} + \dot{m}_1 \quad (\text{ciclo Simples}) \quad (6)$$

Turbina de Alta Pressão

$$\dot{m}_3(h_3 - h_4) - \dot{W}_c = 0 \quad (7)$$

Turbina de Potência

$$\dot{m}_3(h_4 - h_5) - \dot{W}_e \eta_e = 0 \quad (8)$$

Queimador suplementar

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{13} + \dot{m}_3 \quad (9)$$

$$\dot{m}_{13} PCI + \dot{m}_3 h_5 = \dot{m}_6 h_6 \quad (10)$$

Superaquecedor

$$\dot{m}_6(h_6 - h_7) \eta_{term} = \dot{m}_{25}(h_{25} - h_{14}) \quad (11)$$

Evaporador

$$\dot{m}_7(h_7 - h_7) \eta_{term} + \dot{m}_{46} h_{46} - \dot{m}_{25} h_{25} - \dot{m}_{18} h_{18} = 0 \quad (12)$$

$$\dot{m}_{46} = \dot{m}_{18} + \dot{m}_{25} \quad (13)$$

Economizador de Alta Pressão

$$\dot{m}_7(h_{7'} - h_8)\eta_{term} + \dot{m}_{46}(h_{46} - h_{21}) = 0 \quad (14)$$

Economizador de Baixa de Pressão

$$\dot{m}_7 c_p (T_8 - T_9)\eta_{term} + \dot{m}_{19}(h_{19} - h_{24}) = 0 \quad (15)$$

Desaerador

$$(\dot{m}_{24}h_{24} + \dot{m}_{22}h_{22})\eta_{term} - \dot{m}_{20}h_{20} = 0 \quad (16)$$

$$\dot{m}_{19} - \dot{m}_{20} - \dot{m}_{22} = 0 \quad (17)$$

Tanque Blowdown

$$(\dot{m}_{18}h_{18} + \dot{m}_{22}h_{22}) - \dot{m}_{32}h_{32} = 0 \quad (18)$$

$$\dot{m}_{18} + \dot{m}_{22} - \dot{m}_{32} = 0 \quad (19)$$

Trocador de Calor Blowdown

$$\dot{m}_{32}(h_{32} - h_{33}) + \dot{m}_{19}(h_{31} - h_{19'}) = 0 \quad (20)$$

Atemperador

$$\dot{m}_{17}(h_{39} - h_{17}) + \dot{m}_{23}h_{23} = 0 \quad (21)$$

$$\dot{m}_{39} + \dot{m}_{23} - \dot{m}_{17} = 0 \quad (22)$$

Retorno do Processo

$$\dot{m}_{17}h_{28} + \dot{m}_{wr}h_{29} - \dot{m}_{19}h_{19} = 0 \quad (23)$$

$$\dot{m}_{17} + \dot{m}_{wr} - \dot{m}_{19} = 0 \quad (24)$$

Os valores para eficiência isentrópica do compressor e das turbinas são de 0,85. A eficiência térmica do superaquecedor, evaporador e economizadores de alta e baixa pressão de 0,985, a eficiência do desaerador de 0,9 e do gerador elétrico ( $n_e$ ) é igual a 0,91. (Guarinello et. Al, 2000)

Na Tab. 2, temos os valores referentes às demandas por energia elétrica e vapor, assim como a disponibilidade de combustível e água de reposição, somando-se as restrições definidas a seguir com as anteriores temos o conjunto de restrições que definem o problema a ser otimizado.

Tabela 2 Demanda da fábrica

Demanda Elétrica Mínima	5000 kW
Vazão máxima de gases de combustão na turbina de alta	68 kg/s
Vazão máxima de ar no compressor	61 kg/s
Vazão máxima de gás natural	1.8 kg/s
Demanda de vapor mínima para o processo	6.94 kg/s
Vazão máxima de água de reposição	10.5 kg/s

Temos então as seguintes restrições:

$$W_e - W_v \geq 5000 \quad (25)$$

$$m_3 < 68 \quad (26)$$

$$m_1 < 61.5 \quad (27)$$

$$\dot{m}_{11} + \dot{m}_8 \leq 1.8 \quad (28)$$

$$\dot{m}_{17} - m_v = 6,94 \quad (29)$$

$$m_{wr} < 10.48 \quad (30)$$

A função objetivo representada pela eq.(1) e o sistema de restrições formado pelas eqs (2) a (30) foram resolvidos no software LINDO®, buscando-se a otimização do funcionamento do sistema. Com as restrições do sistema chegou-se a duas soluções ótimas: uma para o caso de ciclo simples e a outra para o caso de ciclo STIG. Os valores obtidos para as variáveis do problema são mostrados na tabela 3

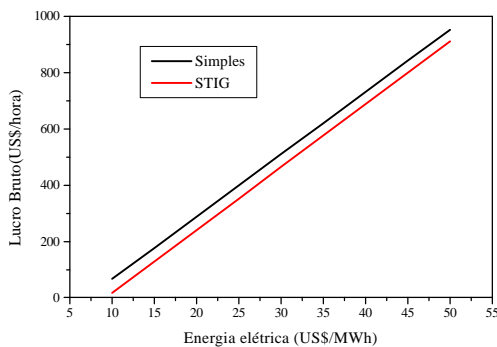
Tabela 3 Valores das variáveis otimizadas para os dois ciclos simples e STIG

Variável	Simplex	STIG
m1 (kg/s)	61,5	52,13
m3 (kg/s)	62,78	57,91
m6 (kg/s)	63,05	58,33
m11 (kg/s)	1,256	1,078
m13 (kg/s)	0,267	0,426
m16 (kg/s)	-	4,701
m17 (kg/s)	14,305	12,89
m18 (kg/s)	0,453	0,242
m19 (kg/s)	14,65	17,44
m20 (kg/s)	14,75	17,48
m22 (kg/s)	0,100	0,053
m23 (kg/s)	0,771	1,124
m25 (kg/s)	13,53	16,57
m32 (kg/s)	0,353	0,188
m46 (kg/s)	13,98	16,35
mwr (kg/s)	7,71	10,5
mv (kg/s)	7,365	5,6
Wc (kW)	27121	23146
We (kW)	27183	27365
Wv (kW)	22183	22365
Lucro (US\$/hora)	500,58	454,33

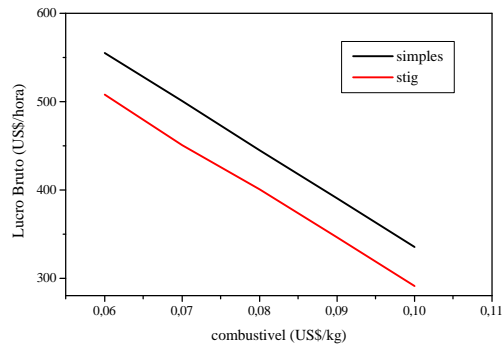
Pela Tab 3 podemos observar que existem pontos de operação ótimos diferentes entre os dois ciclos. No caso do ciclo simples o sistema opera limitado pela vazão máxima de ar no compressor atingindo uma produção de energia elétrica e vapor disponível para venda de 122183 kW e 7,356 kg/s, respectivamente e uma vazão de combustível de 1,523 kg/s, gerando um lucro bruto de US\$ 500,58/hora. O sistema operando no ciclo STIG possui um ponto de ótimo limitado pela vazão de água de reposição (10,5 kg/s), atingindo uma produção de energia elétrica e vapor para venda de 22365 kW e 5,6 kg/s, respectivamente e uma vazão de combustível de 1,504 kg/s, gerando um lucro bruto de US\$ 454,33/hora.

A produção de energia elétrica e o consumo de combustível dos dois ciclos são praticamente iguais, a diferença na geração do lucro bruto entre ambos está na diferença de produção de vapor que o ciclo simples consegue produzir a mais que o ciclo STIG. O vapor que é produzido no ciclo simples é utilizado para duas finalidades: atender a demanda interna da planta e venda do excedente. No caso do ciclo STIG, além das duas finalidades anteriores, o vapor também deve suprir a demanda de vapor a ser injetado na câmara de combustão. Essa maior necessidade de produção de vapor requer uma maior quantidade de água de reposição, que é limitada a uma vazão de 10,5 kg/s, fazendo com que a quantidade de vapor disponível para a venda seja menor e assim também diminua o lucro bruto obtido.

Analisou-se também a influência que a variação do preço de venda da energia elétrica e vapor e o custo do combustível, possuem nos valores do lucro líquido, para os dois ciclos estudados. A variação de cada preço é feita mantendo-se as outras variáveis com seus valores inalterados em relação a análise anterior. Os resultados são plotados na figura 3.



a)



b)

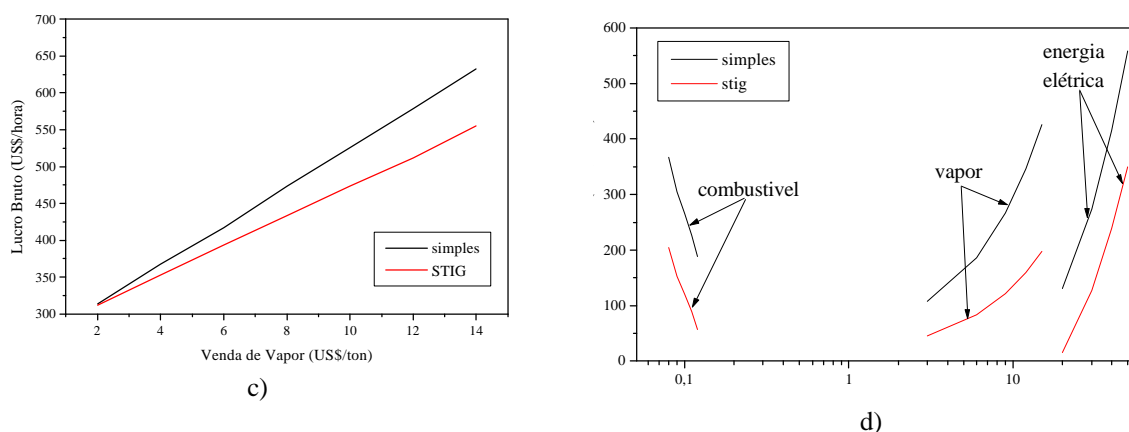


Figura 03: Variação do lucro líquido (US\$/hora) em função de: a) custo da energia elétrica; b) combustível; vapor para venda e d) comparação entre as três variáveis.

A análise dos valores das variáveis do sistema, mostrou que a solução ótima encontrada em cada variação de custos das variáveis da função objetivo é a mesma. Assim podemos afirmar que a solução ótima é função apenas das restrições dos equipamentos e disponibilidades de insumos. Observando-se as figuras e o comportamento do lucro bruto de cada ciclo, aferimos que o ciclo simples em todos os casos gera um lucro maior que o ciclo STIG, sendo que essa diferença é mais acentuada na variação do preço do vapor.

O aumento do preço de venda do vapor privilegia o ciclo simples, que mesmo produzindo uma quantidade menor de vapor que o ciclo STIG, possui maior excedente que este, permitindo assim que seu lucro bruto seja maior que o do ciclo STIG. Nos dois outros casos a diferença entre o lucro bruto obtido por cada ciclo é praticamente a mesma, uma vez que a quantidade de energia elétrica gerada e combustível utilizado são praticamente as mesmas.

#### 4. Conclusão

Este trabalho buscou a otimização de um sistema de turbina a gás com caldeira de recuperação para geração de energia elétrica e vapor saturado. Usando-se a metodologia de programação linear o sistema foi otimizado para os ciclos: simples e STIG. Os resultados mostraram soluções ótimas diferentes para os dois ciclos. Para o ciclo simples a solução ótima é limitada pela vazão máxima de ar no compressor, enquanto que no ciclo STIG pela disponibilidade de água de reposição. Essas diferentes limitações resultaram num lucro bruto maior para o ciclo simples. A solução ótima dos ciclos aponta quantidades de energia elétrica para venda e consumo de combustível praticamente idênticas. O excedente de vapor disponível à venda no ciclo simples é maior que o ciclo STIG, o que resultou no maior lucro bruto obtido pela solução ótima do ciclo simples.

A análise feita na variação dos valores das variáveis da função objetivo, mostrou que independentemente dos valores que tais variáveis tenham a solução ótima permanece a mesma, daí concluindo-se que tal solução ótima é função das restrições de uso dos equipamentos e das disponibilidades de insumo. Nas figuras analisadas, constatou-se que o ciclo simples sempre possui um lucro bruto maior que o ciclo STIG, sendo que a diferença entre eles permanece praticamente constante quando se analisa a variação dos valores de energia elétrica e combustível e uma diferença maior quando se tem o aumento do preço do vapor, fato já explicado pelo maior excedente de vapor disponível no ciclo simples.

O fator limitante do ciclo STIG, a disponibilidade de água reposição, restringe o desempenho da produção de vapor. Caso a disponibilidade de água de reposição fosse maior a produção de vapor pode atingir níveis maiores, a quantidade de energia elétrica e vapor para venda seriam maiores e o lucro bruto também. Já o ciclo simples limitado pela vazão máxima de ar no compressor, está limitado pelas restrições de equipamento, no que impossibilita mudanças operacionais.

A metodologia de programação linear utilizada na otimização do sistema, impõe que todas as restrições do sistema sejam relações lineares, desta maneira algumas hipóteses adotadas para garantir a linearidade das restrições podem interferir nos resultados obtidos. Hipóteses consideradas como a fixação dos níveis de entalpia entre os equipamentos, a eficiência dos equipamentos e composição dos gases de combustão constantes podem levar a algumas distorções nos valores encontrados nos valores da função objetivo. Um exemplo desta limitação é o fato de que o sistema funcionando no ciclo STIG, opera num ponto ótimo com a turbina a carga parcial. É notório em turbinas a gás que a eficiência destes equipamentos não se mantém constante quando operando em cargas parciais. O uso de metodologias em que fossem utilizadas restrições não-lineares permitiria uma representação mais realista do problema físico, fica esta reflexão como sugestão para futuros trabalhos.

#### Referências

Aneel 2000 – Agência Nacional de Energia Elétrica, disponível na internet – <http://www.aneel.gov.br/defaultinf.htm> 19 de agosto de 2000

Gazeta Mercantil – *Caderno de Economia* – 22/05/2000

Guarinello Jr, F.F., Cerqueira, S.A.A. e Nebra, S.A., 2000, *Thermoeconomic Evaluation of a Gas Turbine Cogeneration System*, Energy Conversion & Management, v. 41, 1191-1200

Himmelblau, E, 1995, *Optimization of Chemical Process*, 2<sup>nd</sup> ed., McGraw-Hill, New York

Luenberger, D., 1984, *Linear e Nonlinear Programming*, 2<sup>nd</sup> ed., Addison-Wesley Pub

Moran, J.M. e Shapiro, H.N., 1995, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 3<sup>o</sup> ed., John Wiley & Sons, New York.

## **Optimisation of a cogeneration system with gas turbine and heat recovery boiler**

**Marcelo Modesto** – [marcelom@fem.unicamp.br](mailto:marcelom@fem.unicamp.br)

**Paulo de Barros Correia** – [pcorreia@fem.unicamp.br](mailto:pcorreia@fem.unicamp.br)

**Sílvia Azucena Nebra de Perez** – [sanebra@fem.unicamp.br](mailto:sanebra@fem.unicamp.br)

Departamento de Energia

Faculdade de Engenharia Mecânica

Universidade Estadual de Campinas

C.Postal 6122 Cep 13083-970 – Campinas – S.P.

**Abstract** The equilibrium between the offer and the demand of electrical energy in Brazil is a problem which solution will assure the economical development of the country in the next years. With the hydro electrical potential practically exhausted, other forms of electrical generation are being implemented, in this scenery, the cogeneration became an attractive opportunity, mainly after the increment offering of natural gas, which made possible the arising of small (or middle size) thermal plants, provided by gas turbines. This work presents the study of a system provided by a gas turbine and a heat recovery steam generator, proposed for a industrial pole in the northeast region, working with Brayton and steam injected gas turbine cycles, producing electrical energy and steam, steam to be injected in the turbine combustion chamber and to be sell to an industrial plant. The methodology of linear programming was used to optimize the operation of the system through an objective function proposed in terms of incomes – expenses, considering the incomes due to the sell of electrical energy and steam and the costs due to fuel and dematerialized water for reposition. The restrictions imposed by the equipments and the availability of fuel and water were considered. The work shows the results obtained from the system variables in function of the electrical energy, steam and fuel prices. The influence of each one of these variations is discussed.

**Key words:** gas turbine systems, cogeneration, linear programming, optimization.

## DESENVOLVIMENTO DE CONTROLADOR DE TEMPERATURA PID APLICADO A TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBOS

Rubens Gedraite  
Escola de Engenharia Mauá, Praça Maua, nº 01 – São Caetano do Sul/SP  
rgedraite@maua.br

Alessandro Navarro  
Escola de Engenharia Mauá

André Luis Gomes Costa  
Escola de Engenharia Mauá

Fabio Genaro  
Escola de Engenharia Mauá

Fabio Koga  
Escola de Engenharia Mauá

Marcelo Tarkanyi de Oliveira  
Escola de Engenharia Mauá

Rogério Quato  
Escola de Engenharia Mauá

**Resumo:** O objetivo deste trabalho é apresentar as etapas seguidas no desenvolvimento do protótipo de um controlador eletrônico digital de temperatura de um produto alimentício. O produto passa por um trocador de calor do tipo feixe tubular utilizado em aulas práticas diversas disciplinas de cursos de graduação em Engenharia. O protótipo do controlador foi implementado num hardware desenvolvido como trabalho de conclusão de curso e baseado em microcontrolador. O software aplicativo foi desenvolvido em linguagem C e posteriormente compilado em linguagem Assembler. Este software permite a troca de informações com um computador do tipo PC, que é utilizado como Interface homem-máquina do sistema de controle. O software utilizado nesta Interface Homem Máquina foi desenvolvido em linguagem DELPHI. Foram feitos alguns testes para validar o funcionamento do protótipo, sendo considerados satisfatórios os resultados obtidos.

**Palavras chave:** controlador PID; Controle Automático; Controle de Temperatura, ensino de Engenharia, Trocadores de calor

### 1. Introdução

A principal justificativa para a realização deste trabalho foi a necessidade de se readequar o sistema de controle do trocador de calor feixe tubular às atividades didáticas desenvolvidas pelos Departamentos de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Química e de Alimentos da Escola de Engenharia Mauá.

Além deste fato, este foi considerado como um trabalho adequado para colocar o(a) aluno(a) que está concluindo o curso de graduação em contato direto com a realidade profissional que ele(a) poderá vivenciar na área de Automação Industrial, estimulando o trabalho de natureza multidisciplinar em equipe.

### 2. O sistema de controle do trocador de calor feixe tubular

O projeto do sistema de automação originalmente desenvolvido para este equipamento previa o emprego de um controlador e registrador pneumático de temperatura, do tipo “caixa grande”, que recebia o sinal de processo por meio de um elemento sensor de temperatura do tipo sistema termal. O controlador/registrador de temperatura era responsável por determinar o desvio entre a temperatura medida e a temperatura desejada e, em função deste, calcular a ação corretiva que se fizesse necessária. Este sinal de correção era, então, enviado a um elemento final de controle, que é uma válvula pneumaticamente operada, montado na tubulação de alimentação do vapor de água. Este vapor de água aquece a água contida no sistema intermediário de aquecimento, que por sua vez, cederá o calor necessário para se aquecer o produto alimentício. A fig. 1 ilustra o trocador de calor em estudo.

Considerando a obsolescência do equipamento de controle, originalmente instalado no trocador de calor, decidiu-se substituí-lo por um sistema de controle eletrônico que emprega tecnologia digital.



Figura 1. Trocador de calor feixe tubular instalado no Laboratório Integrado de Engenharia de Alimentos da E. E. Mauá.

### 3. Materiais e Métodos

Para a modernização do sistema de controle implantado foi escolhida a alternativa de desenvolver um protótipo de controlador PID que empregasse tecnologia digital e que recebesse o sinal de um elemento sensor de temperatura, do tipo Resistência Detectora de Temperatura (RTD) de Platina. O controlador está configurado para trocar dados com um sistema de supervisão, composto por um microcomputador do tipo PC e um software supervisório como mostra a fig. 2.

A Interface Homem-Máquina (IHM) do novo sistema de controle de temperatura é baseada num software supervisório desenvolvido pelos autores em linguagem DELPHI. Este software supervisório permite que se opere o trocador de calor a partir do microcomputador, facultando tanto a leitura e armazenamento de dados do processo como a definição de parâmetros de sintonia para o controlador de temperatura.

O sinal de saída do controlador eletrônico de temperatura será convertido num sinal de pressão, que é enviado à válvula de controle instalada na linha de vapor de água.

Todas as atividades envolvidas no desenvolvimento do protótipo do controlador e do software supervisório foram documentadas por Koga e colegas (2000), no capítulo referente a Materiais & Métodos. A fig. 3 apresenta um fluxograma simplificado do sistema de controle de temperatura implantado.

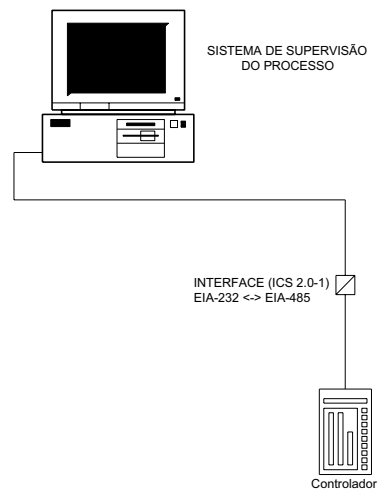


Figura 2. Arquitetura do sistema de controle digital de temperatura.



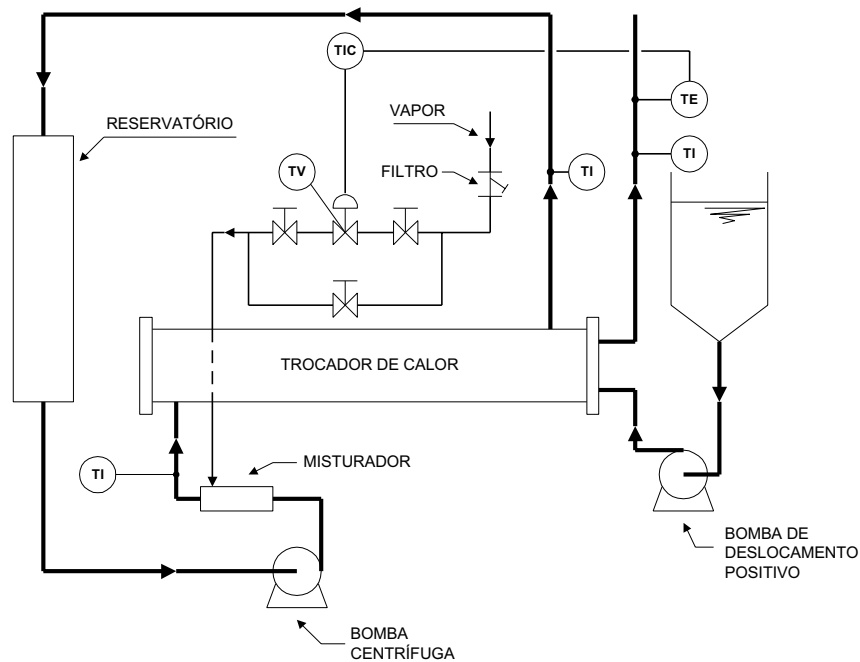


Figura 3. Sistema de controle da temperatura do trocador feixe tubular.

O projeto do desenvolvimento do protótipo de controlador eletrônico digital de temperatura foi dividido nos seguintes itens principais: escolha e implementação do microcontrolador empregado, desenvolvimento do circuito condicionador do sinal de entrada e desenvolvimento do circuito condicionador do sinal de saída.

O microcontrolador utilizado foi o ATMEL modelo AT90S8535, fabricado pela empresa norte-americana AVR devido sua facilidade de programação, espaço disponível de memória, capacidade de realizar internamente a conversão A/D, memória RAM e ROM, temporizadores, tudo isso numa única pastilha.

O circuito condicionador do sinal de entrada é responsável pela conversão do sinal proveniente do elemento sensor de temperatura do tipo Pt 100 $\Omega$  num sinal linear e proporcional de tensão elétrica, com amplitude variável entre 0 e 5V. O elemento principal deste circuito é o amplificador operacional LT1014 de elevada precisão e baixíssimo consumo de energia, quando comparado com os demais amplificadores operacionais existentes no mercado. Ele possui as seguintes características técnicas: baixa tensão de "off-set" de 50  $\mu$ V, "drift" de 0,3  $\mu$ V/ $^{\circ}$ C, corrente de "off-set" de 0,15 mA, ganho de 8 milhões, rejeição de modo comum de 117 dB e rejeição de ruídos na alimentação de 120 dB.

O circuito condicionador do sinal de saída nada mais é do que um conversor de sinal digital para sinal analógico, construído a baixo custo, que opera com as seguintes características técnicas: tensão de alimentação negativa de  $-5V \pm 1V$ , tensão de alimentação positiva de  $24V \pm 7V$  além de possuir uma saída de 24VCC. Neste trabalho o microcontrolador fornece uma saída digital de 8 bits que gera um sinal de saída em corrente elétrica de amplitude variável entre 4 e 20mA.

O algoritmo de controle desenvolvido para este protótipo foi armazenado no microcontrolador ATMEL. Tipicamente, a linguagem de programação utilizada é a linguagem Assembler. Entretanto, neste trabalho, optou-se por utilizar a linguagem C. Esta escolha foi devida à maior simplicidade requerida pela linguagem de programação C para a realização de cálculos matemáticos com números em ponto flutuante.

Para a criação do algoritmo utilizado pelo controlador, empregou-se um compilador adequado que edita o programa em C e posteriormente converte-o para linguagem Assembler possibilitando, desta forma, a gravação do mesmo no microcontrolador. O compilador C utilizado recebe a denominação comercial CodeVision.

Na figura 4 é apresentado um fluxograma que mostra a seqüência de instruções, que o algoritmo computacional implementado deve obedecer. A rotina de cálculo do algoritmo PID é executada com uma taxa de atualização de 1 segundo. O algoritmo de controle PID utilizado foi o algoritmo ideal, sem interação entre os termos (Gerry, 1987). Este algoritmo foi implementado por Koga e colegas (2000).

O desenvolvimento da Interface Homem/Máquina (IHM) utilizou o código computacional DELPHI e teve por função criar telas que apresentassem ao usuário / operador os parâmetros de sintonia do controlador e os dados de processo. Estas informações são apresentadas ao operador em tela específica, mostrada na fig. 5. O armazenamento dos dados que haviam sido apresentados ao usuário / operador foi feito em um arquivo específico para esta finalidade. Neste trabalho foi utilizado o recurso do programa Delphi denominado *Stringgrid*, que permite o armazenamento e posterior disponibilização dos dados ao usuário / operador. O arquivo é salvo em formato "TXT". Assim é possível abri-lo em qualquer editor de texto ou planilha eletrônica onde pode-se construir um gráfico. A IHM gera um arquivo denominado "ano mês dia hora.TXT". Caso o usuário / operador queira alterar o nome do arquivo, basta digitar um outro de sua preferência na caixa de diálogo.

A comunicação entre a IHM e o controlador e indicador eletrônico digital de temperatura foi realizada por intermédio da interface serial do microcomputador tipo PC (padrão RS-232).

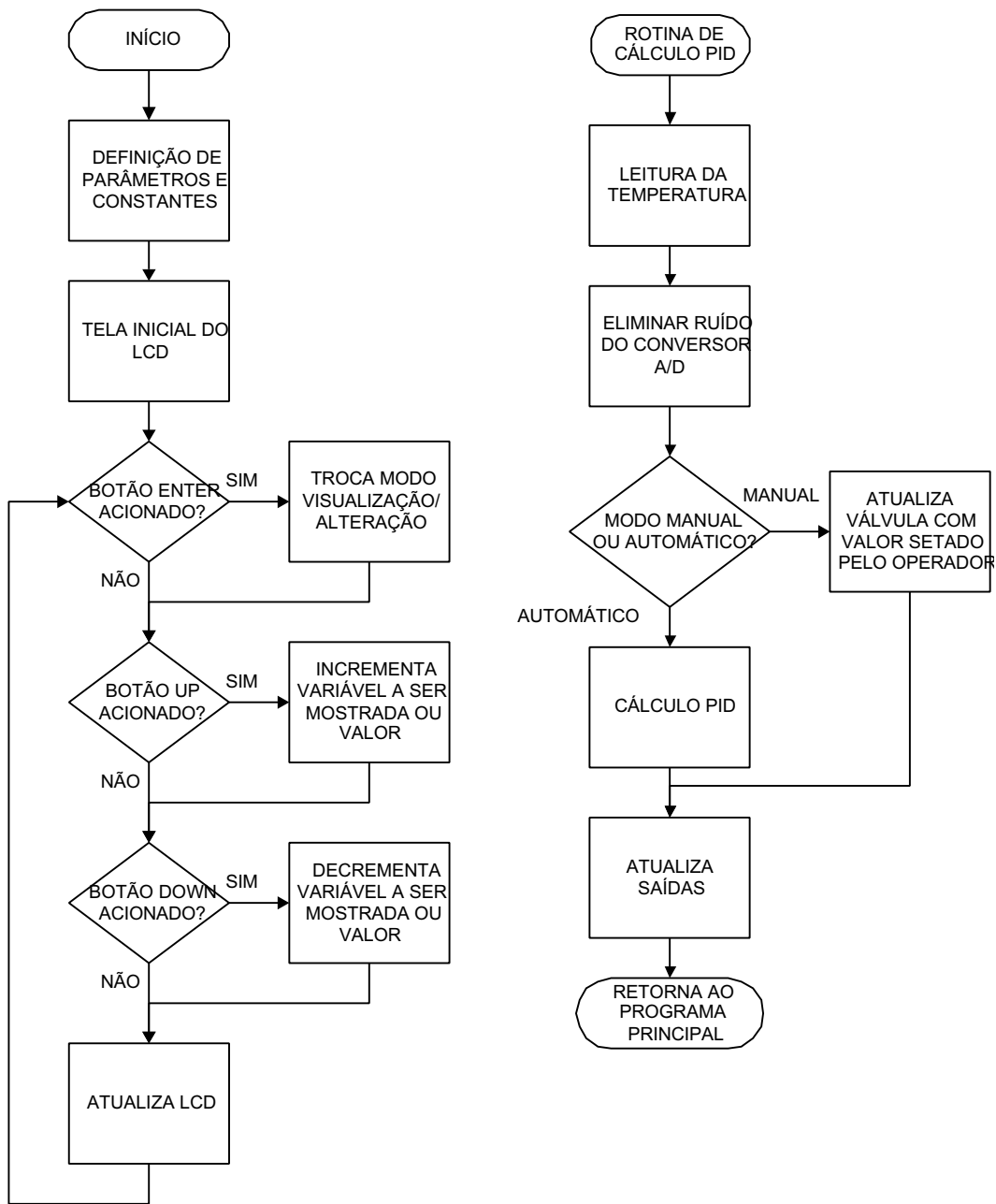


Figura 4. Diagrama de blocos mostrando a seqüência das instruções realizadas pelo algoritmo do controlador PID.

Foi estabelecido que seria muito interessante permitir a visualização na tela da IHM de um gráfico que mostrasse a evolução temporal da temperatura do processo em análise, ou mesmo, quando necessário, fosse permitido o carregamento de dados históricos de um processo anteriormente realizado. Estes tipos de gráficos são tipicamente denominados de gráficos de tendência.

O gráfico de tendência ilustra o comportamento da temperatura medida durante o processo em tempo real (medido em segundos). O eixo vertical representa o valor da temperatura e o horizontal, a base de tempo.

O gráfico de tendência, assim como a Interface Homem Máquina (IHM) também foram desenvolvidos em linguagem de programação Delphi, muito poderosa para aplicação de recursos gráficos, utilizando-se de seu componente *Teechart* associado à uma base de tempo (componente *Timer*). A fig. 6 mostra um gráfico de tendências típico.

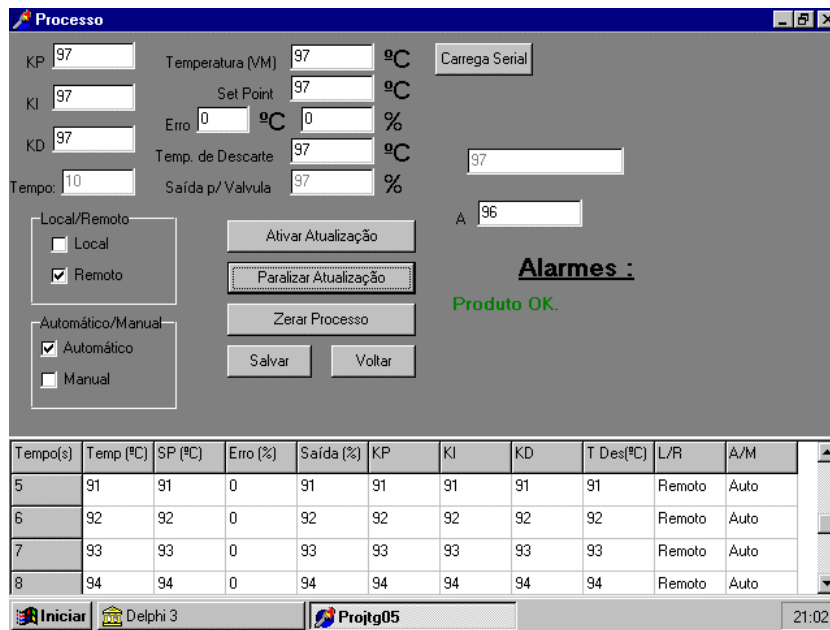


Figura 5. Tela empregada para armazenar dados obtidos do processo.

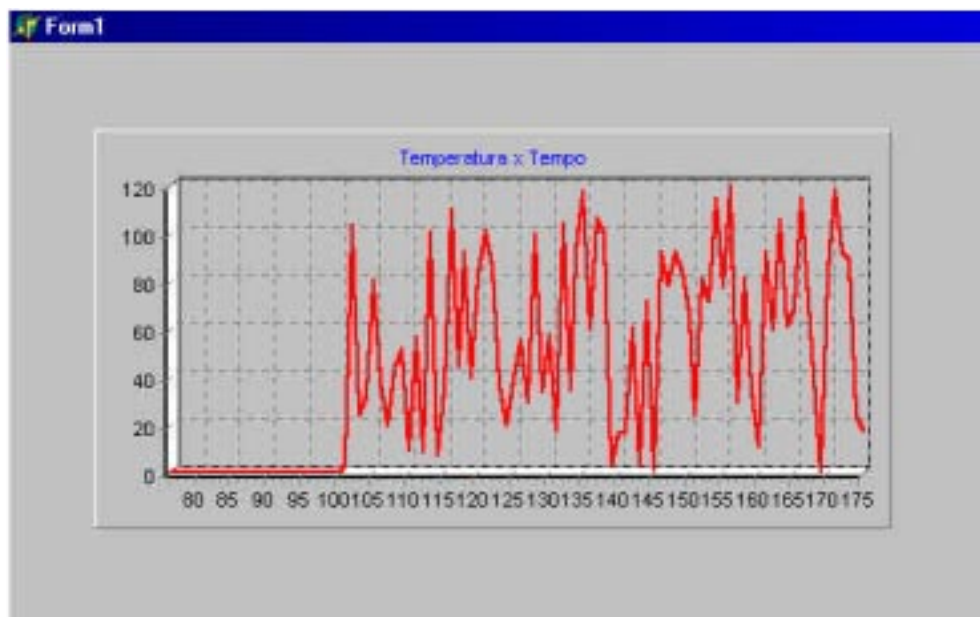


Figura 6. Gráfico de Tendência

Nesta versão, o software encontra-se estruturado da seguinte forma: Tela de apresentação; Tela de Modo Principal (apresenta duas opções ao usuário, a saber: acessar o banco de dados históricos ou acessar o programa aplicativo de controle do processo); Tela de Registro de Tendências (neste módulo o usuário pode abrir arquivos que foram salvos em outras operações e quando abertos eles mostrarão ao usuário/operador todas as informações armazenadas); Tela do Programa Aplicativo de Controle do Processo (este é a tela principal do programa, nela o usuário / operador tem todos os acessos possíveis (com exceção dos históricos)). Para iniciar um processo o usuário/operador deve clicar no botão "Iniciar", assim estabelece-se a comunicação entre computador do tipo PC e o microcontrolador e as informações do microcontrolador são enviadas para a IHM); Modo Remoto (se o microcontrolador estiver em modo Remoto o usuário / operador poderá alterar as constantes como desejar, há ainda 2 modos a serem escolhidos pelo usuário/operador: automático e manual); Modo Local (o controle é feito segundo os parâmetros previamente configurados no microcontrolador; o usuário / operador pode apenas visualizar o comportamento da temperatura do processo e/ou dos parâmetros de sintonia do controlador).

#### 4. Resultados Obtidos

O controlador e indicador eletrônico de temperatura foi instalado no trocador de calor feixe-tubular e foram realizados alguns testes simples para avaliar o funcionamento adequado do mesmo. A montagem do protótipo no trocador de calor exigiu bastante esforço por parte dos integrantes da equipe envolvida no trabalho, devido às dificuldades encontradas na adaptação das instalações elétricas existentes aos requisitos do novo sistema de controle aqui proposto e à própria falta de experiência dos autores (na ocasião alunos concluintes do curso de graduação em Engenharia Elétrica) em executar a montagem dos demais instrumentos que compõem a malha de controle. Muitas informações referentes à instalação e sintonia preliminar dos parâmetros do controlador foram obtidas em Kempenich (1985). Na fig. 7 é apresentado o resultado da resposta do controlador a uma mudança brusca no valor do “set-point” ajustado.

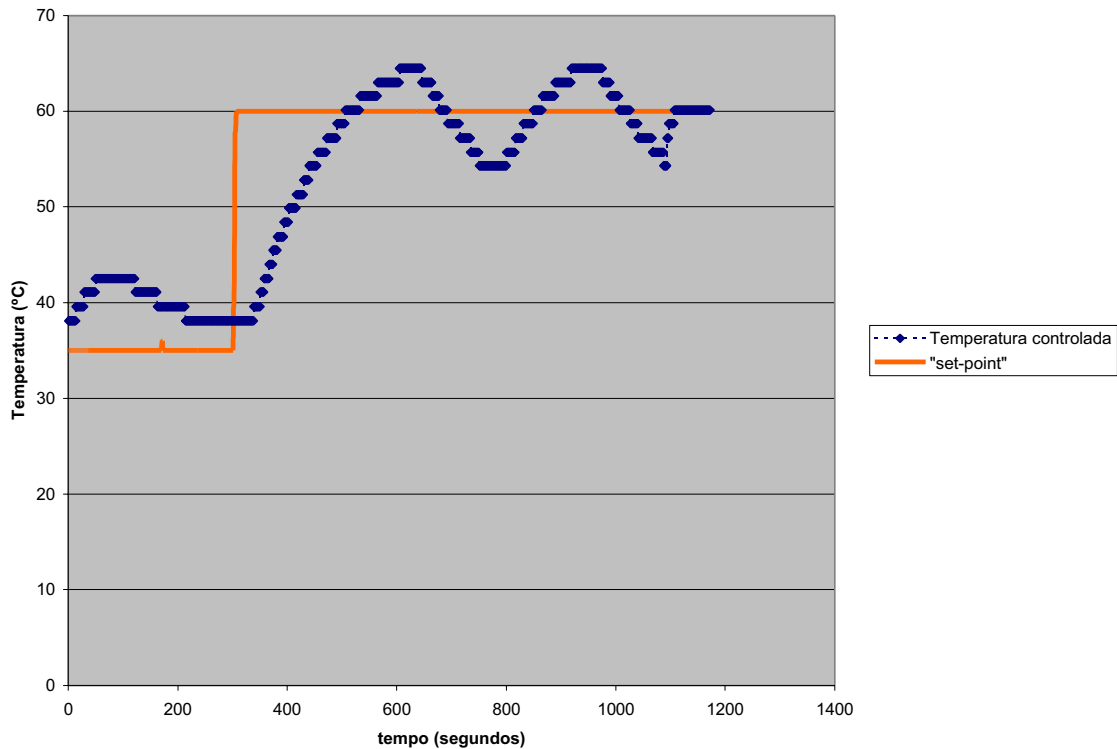


Figura 7. Resposta do controlador a uma mudança brusca no valor do set-point.

#### 5. Conclusões

Este trabalho colocou a equipe responsável pelo seu desenvolvimento (alunos da 5ª série do curso de graduação em Engenharia Elétrica e o professor orientador) em contato direto com o cotidiano profissional de um engenheiro que atue na área de Automação Industrial. Pretendeu-se, aqui, que os alunos assimilassem os conceitos teóricos apresentados na diversas disciplinas que compõem a grade curricular do curso de graduação em Engenharia através da sua aplicação em todas as etapas do projeto de modernização do sistema de controle do trocador de calor, desde o planejamento até a sua implantação no equipamento.

Observou-se experimentalmente que o controlador reagiu de modo satisfatório à alteração imposta. Notou-se, também, que ele apresentou alguma oscilação em relação ao “set-point”, fato este que pode estar associado com as características dinâmicas do processo controlado. Este processo possui elevada inércia térmica e não está provido de circuito de água gelada para promover o rápido abaixamento da temperatura do fluido de processo.

Outra causa que pode ter contribuído para este comportamento foi o fato da válvula pneumática de controle estar sem posicionador. Quando da realização dos testes, verificou-se, em diversas ocasiões, que quando o controlador enviava o sinal de correção para a válvula, esta nem sempre alterava de forma perceptível a sua posição de abertura. Esta constatação foi tanto mais verdadeira quanto menor a amplitude do sinal de correção enviado pelo controlador. Esta característica de funcionamento da válvula pode estar relacionada com o desgaste que ela apresenta em função do uso freqüente em aulas práticas de diversas disciplinas. O posicionador poderia conferir à válvula de controle uma característica de resposta mais precisa frente aos sinais de correção enviados pelo controlador.

Os autores constataram, também, a presença de ruídos no circuito eletrônico de condicionamento do sinal de entrada do controlador. Devido a existência dos mesmos, houve a necessidade de aumentar o tempo de amostragem e, assim, o atraso na atualização dos dados enviados para o microcontrolador, na tentativa de minimizar este problema.

Os autores sugerem a continuidade do trabalho, propondo que o hardware do protótipo do controlador seja melhor estudado com vistas a eliminar o problema citado no parágrafo anterior. Adicionalmente, os autores sugerem que seja elaborada uma rotina de experimento para realizar a sintonia dos parâmetros P, I e D do controlador e indicador digital de temperatura avaliando, assim, de forma mais criteriosa o desempenho deste protótipo de controlador.

## 6. Referências Bibliográficas

GERRY, J. P., 1987, "A comparison of PID Control Algorithms", Control Engineering, Mar 87, pp 102 - 105.

KOGA, F. e colegas, 2000, "Controlador PID" (Trabalho de Conclusão de Curso), Escola de Engenharia Mauá; São Caetano do Sul, SP, 110 p.

KEMPENICH, G., 1985, "Notas de Aula do Curso de Projetos de Instrumentação", Instituto Mauá de Tecnologia, São Paulo – SP; 200 p.

## DEVELOPMENT OF A PID TEMPERATURE CONTROLLER APPLIED TO A SHELL-AND-TUBE HEAT EXCHANGER

GEDRAITE, Rubens

Escola de Engenharia Mauá; Praça Mauá, nº 01

e-mail: rgedraite@maua.br

KOGA, Fábio

Escola de Engenharia Mauá; Praça Mauá, nº 01

**Abstract:** *This paper discuss in a brief way the major steps followed in the development of a PID temperature controller to be used with a shell and tube heat exchanger to maintain the food temperature being processed constant. The controller's prototype was implemented in a hardware constructed as a undergraduate tesis work and use a microcontroller device. The software was developed with C programming language and allow the information exchange between a PC computer and the temperature controller. Some experiments were executed to verify the basic controller attributes.*

**Keywords:** *PID controller, Automatic Control, Temperature Control, Engineering Teaching, Heat Exchangers.*

# BALANÇO DE MASSA E ENERGIA NO SISTEMA DE REFORMA DE ETANOL PARA APLICAÇÕES EM VEÍCULOS COM CÉLULAS A COMBUSTÍVEL: ESTUDO PRELIMINAR

## Msc. João Carlos Camargo

Planejamento de Sistemas Energéticos DE/FEM/UNICAMP  
Rua Mendeleiev s/n Cidade Universitária Zeferino Vaz Campinas São Paulo  
email: [joaoc@fem.unicamp.br](mailto:joaoc@fem.unicamp.br)

## Dr. Ennio Peres da Silva

Laboratório de Hidrogênio Instituto de Física IFGW/UNICAMP  
Cx Postal 6039 CEP 13083-970  
Campinas São Paulo  
email: [lh2ennio@ifi.unicamp.br](mailto:lh2ennio@ifi.unicamp.br)

## Iaponira Rando Carolino

Faculdade de Engenharia Química UNICAMP  
email: [cahuepopo@bestway.com.br](mailto:cahuepopo@bestway.com.br)

*Resumo: As perspectivas de aplicação das células a combustível no cenário energético mundial, tanto na produção de eletricidade, como em usos automotivos, vem sendo cada vez maiores. Em ambos os casos, elas destacam-se pela sua eficiência superior de transformação e menor impacto ambiental em relação às máquinas térmicas convencionais. Nas aplicações automotivas, há um certo consenso que a transição dos veículos com motor à explosão para veículos com células a combustível se dará através da utilização da reforma de algum combustível líquido como metanol, etanol, gasolina, etc., dos quais o hidrogênio necessário para o funcionamento da célula será extraído. O Laboratório de Hidrogênio da UNICAMP, que já desenvolveu um veículo híbrido utilizando hidrogênio e baterias (Projeto VEGA), tem trabalhado há dois anos com a reforma do etanol. Este álcool é oriundo da cana-de-açúcar e seria uma alternativa local ao metanol utilizado em outros países. O tipo de célula a combustível que já está equipando alguns protótipos de veículos é do tipo membrana de troca de prótons (PEMFC), que entre outras características produz calor e trabalha em temperaturas entre 80 e 100 °C. O etanol é reformado entre 500 e 1000 °C. Assim, em um veículo equipado com uma célula a combustível tipo PEMFC, que utilize etanol, será necessário o aproveitamento do calor produzido na célula e no motor elétrico para a utilização na reforma do combustível. Este trabalho faz o balanço de massa e energia da aplicação veicular deste sistema, levando em conta as características da reforma do etanol e da célula a combustível, obtendo-se ao final o consumo adicional de etanol necessário ao funcionamento do reformador.*

*Palavras chave: Reforma do etanol, células a combustível, balanço de massa e energia.*

## 1. Introdução

Atualmente buscam-se alternativas para substituir os combustíveis derivados do petróleo, que tenham menor impacto sobre o ambiente.

Novas perspectivas para a utilização do etanol estão sendo abertas com o desenvolvimento da tecnologia das células a combustível para fins comerciais. Esse dispositivo eletroquímico, que produz eletricidade a partir da combinação de hidrogênio e oxigênio, possui características de conversão superiores às máquinas térmicas convencionais e baixo impacto ambiental. Há muitas maneiras de se obter o hidrogênio que alimentará as células a combustível. Veículos com cilindros pressurizados de hidrogênio como o NECAR 4 da empresa Daimler-Chrysler já estão prontos para serem comercializados. Do ponto de vista ambiental, um veículo movido com célula a combustível abastecido com hidrogênio preenche as condições de um veículo de emissão zero (ZEV). No entanto, há toda uma infraestrutura de armazenamento/distribuição de hidrogênio a ser implantada. Por isso a opção por um combustível líquido que já conta com estrutura de distribuição parece ser atualmente a forma mais promissora. Estes combustíveis como a gasolina, o metanol e o etanol têm sido intensamente estudados como alternativas, sendo os dois últimos os mais promissores para o processo conhecido como reforma, que consiste na reação endotérmica de uma mistura combustível/água para obter-se o hidrogênio. O etanol, um álcool obtido aqui no Brasil a partir da cana-de-açúcar, é uma alternativa renovável de energia que já conta com uma sólida estrutura de produção e comercialização.

O Brasil é um dos maiores produtores de etanol do mundo. O PROALCOOL, iniciado em 1975 como alternativa à gasolina importada, atingiu o seu apogeu em 1985, quando cerca de 95% da frota de veículos de passeio era movida a álcool (IBGE, 2000). Além disso, a utilização do etanol em veículos a células a combustível possui as seguintes vantagens:

- combustível de alta densidade energética;
- reduzida emissão de gases de efeito estufa;
- menor toxicidade que o metanol e a gasolina;

- maior facilidade de reformar que a gasolina, hidrocarbonetos e a maioria dos combustíveis alternativos devido a sua estrutura molecular relativamente simples.

## 2. O processo de reforma do etanol

O etanol é reformado numa reação geral do tipo:

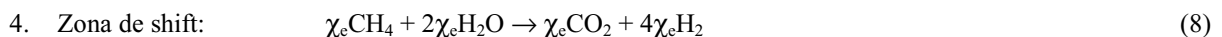
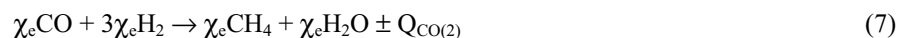
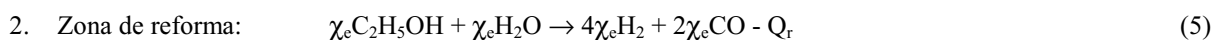
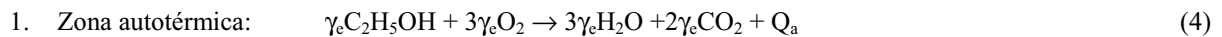


A reação de reforma do etanol, Eq. (1), pode ser representada pelas seguintes reações parciais:



As Eq. (2) e (3) representam as etapas intermediárias principais do processo de reforma pois as reações que acontecem no reformador são complexas (Fishtik, et all, 2000). A mistura água/etanol no reformador deve ser aquecida a temperaturas superiores a 550 K. A partir de 650 K a produção de hidrogênio cresce rapidamente (García et all, 1991). A proporção água/etanol de acordo com a Eq. (1), tem sido abordada por alguns autores (García et all, 1991; Vasudeva et all, 1996; Ioannides et all, 2000) que mostram que quanto maior a relação molar água/etanol, maior a produção de hidrogênio e menor a incidência de compostos como CH<sub>3</sub>CHO, CH<sub>4</sub>, C<sub>2</sub>H<sub>4</sub> e carbono no produto da reação. Uma relação de 2,8 foi encontrada por Ioannides quando o reformador queima uma parte do hidrogênio não aproveitado na célula a combustível para gerar a energia necessária para a reforma. No caso de um reformador que queima uma parte do próprio etanol, a proporção água/etanol situa-se entre 0 e 1. Isto porque a própria reação de queima do etanol - Eq. (4) produz água adicional (Ioannides et all, 2000).

A quantidade de energia necessária para a reforma do etanol no processador para reação da Eq. (1), será obtida pela queima de uma parte do etanol da mistura através de uma reação autotérmica. O etanol que vai entrar no reformador utilizará o calor produzido pela célula a combustível através do trocador de calor (tr1) conforme a Fig. (1). A temperatura de operação de uma célula a combustível do tipo membrana de troca de prótons (PEMFC) situa-se entre 70 e 100°C, valor próximo da temperatura de vaporização da mistura água/etanol. Os gases de saída do reformador H<sub>2</sub>, CO, CO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub> e H<sub>2</sub>O, na temperatura T<sub>g</sub> (≈ 650°C) serão resfriados até a temperatura T<sub>f</sub> (≈ 200°C) através do trocador tr2 possibilitando aos mesmos entrarem no absorvedor de CO. A função deste absorvedor é reduzir a valores mínimos toleráveis para o catalisador da célula a combustível, a presença do CO. Ao entrar no reformador, para efeito dos cálculos deste trabalho, a mistura passará por quatro etapas distintas, conforme a Fig. (1), sendo que em cada uma delas ocorre as seguintes reações principais:



Os índices  $\gamma_e$  e  $\chi_e$  denotam a relação dos compostos com a quantidade de moles que entram no reformador sendo o índice  $\gamma_e$  está relacionado à quantidade de etanol consumido na fase autotérmica da reforma e  $\chi_e$  à quantidade consumida na reforma. O termo  $Q_a$  é o calor liberado na reação autotérmica e será:

$$Q_a = m_m c_m (650 - T_m) + m_{ar} c_{ar} (25 - T_m) + Q_r \quad (9)$$

onde  $m_m$   $m_{ar}$  são, respectivamente, a massa da mistura água/etanol e de ar que entram no reformador;  $c_m$  e  $c_{ar}$  os calores específicos da mistura e do ar, respectivamente;  $T_m$  a temperatura da mistura no reformador e  $Q_r$  a quantidade de energia consumida na reforma.

Os produtos principais obtidos na saída do reformador serão basicamente, H<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub> e água nas seguintes proporções, de acordo com o balanço estequiométrico das reações no reformador:

$$12\gamma_e N_2 \quad (10a)$$

$$(3\gamma_e - \chi_e) H_2O \quad (10b)$$

$$(2\gamma_e + 2\chi_e) CO_2 \quad (10c)$$

$$6\chi_e H_2 \tag{10d}$$

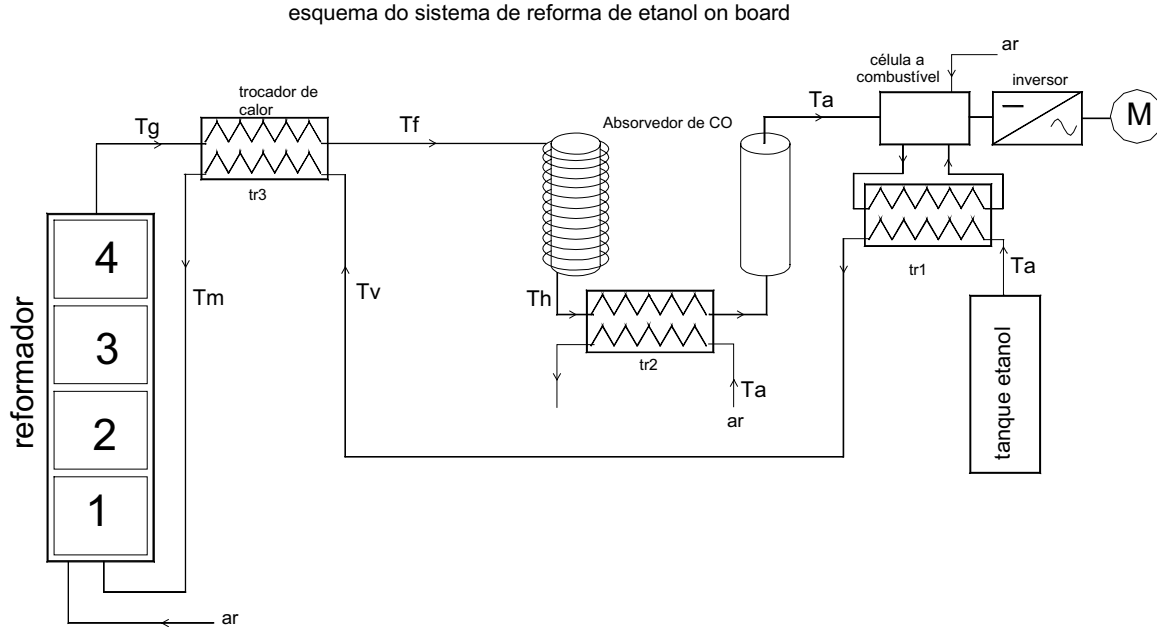


Figura 1 Esquema do sistema de reforma on board do etanol para veículo com célula a combustível.

A quantidade de calor no trocador tr3, será:

$$Q_{t3} = m_m c_m (T_m - T_v) = m_g c_g (T_g - T_f) \tag{11}$$

onde  $m_g$  é a massa dos gases de saída do reformador;  $c_g$  é o calor específico da mistura de gases. O calor específico  $c_g$  é obtido a partir da média dos calores específicos dos gases de saída do reformador de acordo com:

$$c_g = \frac{12\gamma_e c_{N_2} + (3\gamma_e - 2\chi_e)c_{H_2O} + (2\gamma_e + 2\chi_e)c_{CO_2} + 6\chi_e c_{H_2}}{17\gamma_e + 6\chi_e} \tag{12}$$

$$\text{onde } c_{H_2} = 6,62 + 0,00081T \tag{12a}$$

$$c_{H_2O} = 8,22 + 0,00015T + 0,00000134T^2 \tag{12b}$$

$$c_{N_2} = 6,5 + 0,001T \tag{12c}$$

$$c_{CO_2} = 10,34 + 0,00274T - \frac{195500}{T^2} \tag{12d}$$

O fluxo molar de hidrogênio para a célula a combustível é uma função da corrente drenada pela célula sendo dado por:

$$G_{H_2} = \frac{i}{2FX_{fc}} \tag{13}$$

onde  $F$  é a constante de Faraday e  $X_{fc}$  é a percentagem do hidrogênio convertido na célula a combustível. O fluxo molar de etanol  $G_{etanol}$ , está relacionado a  $G_{H_2}$  pela expressão:

$$G_{etanol} = G_{H_2}/Y_{H_2} \tag{14}$$

onde  $Y_{H_2}$  é o hidrogênio obtido no processador de etanol expresso em moles de  $H_2$  produzido por mol de etanol fornecido ao sistema.



Para uma potência elétrica de saída  $P_s$ , o número de células da pilha será:

$$N_{cel} = P_s / P_{cel} \tag{15}$$

A quantidade de calor gerado por essas células será (Berger, 1968):

$$Q = N_{cel} i \left[ \frac{-\Delta H}{nF\eta_F} - E_{op} \right] \tag{16}$$

onde  $\Delta H$  = variação de entalpia da água no intervalo 25°C – 80°C

$n$  = número de elétrons envolvidos por molécula

$F$  = constante de Faraday (96.495 C mol<sup>-1</sup>)

$\eta_F$  = fração da reação que está ocorrendo eletroquimicamente na célula.

$E_{op}$  = tensão de operação da célula

A eficiência da célula é dada por:

$$\eta_{cel} = \frac{P_s}{P_s + Q} \tag{17}$$

e a eficiência total do sistema célula a combustível/reformador é dado por:

$$\eta_{sistema} = \frac{P_s}{G_{e\ tan\ ol} PCI_{e\ tan\ ol}} \tag{18}$$

onde  $PCI_{etanol} = 1235,57$  kJ/mol

### 3. Análise de resultados

Neste trabalho com intuito de analisar o balanço de massa e energia de um veículo movido à célula a combustível com reformador on board supôs-se a célula operando em regime permanente com tensão de operação  $E_{op}$ , corrente  $I$  e  $P_{cel}$ . A célula adotada neste trabalho é o modelo MK IV da Ballard com membrana Nafion 117 com área  $A = 50,56$  cm<sup>2</sup> e temperatura de operação de 80° C (343 K). O comportamento da densidade de potência e da tensão de operação desta célula em função da densidade de corrente é mostrado nas Fig. (2a) e (2b).

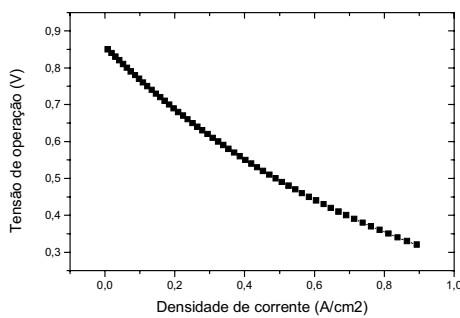


Figura 2a Comportamento da célula a combustível MK IV. Tensão de operação em função da densidade de corrente.

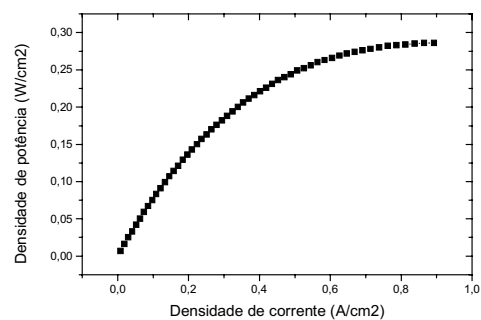


Figura 2b Comportamento da célula a combustível MK IV Densidade de potência em função da densidade de corrente.

O consumo de hidrogênio em função da potência da célula é mostrado na Fig. (3).

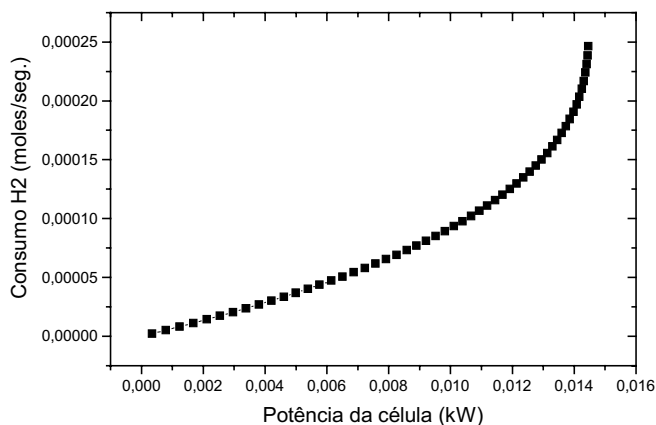


Figura 3 Consumo de hidrogênio da célula a combustível em moles/seg.

Figura (4) mostra o consumo de etanol em função da potência da célula a combustível e do número de moles de hidrogênio/mole de etanol que entra no reformador ( $Y_{H_2}$ ).

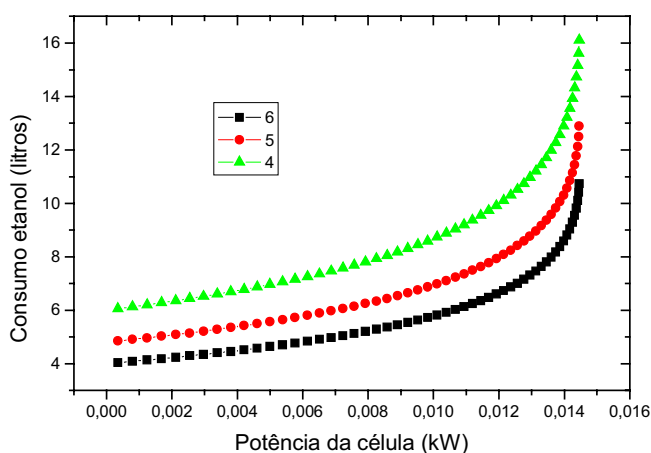


Figura 4 Consumo de etanol em função da potência da célula a combustível e do número de moles de hidrogênio/mole de etanol que entra no reformador.

Para efetuar o balanço de massa e energia do sistema da Fig. (1), algumas hipóteses de trabalho foram assumidas. O veículo construído no Laboratório de Hidrogênio do Instituto de Física (Projeto VEGA) movido por um conjunto de baterias e painéis solares foi adotado como referência para especificação da potência do motor elétrico de tração. O valor de potência utilizada na primeira fase do protótipo baseou-se no fato de um veículo convencional à álcool que faz 10 km/l rodando a 80 km/h, consome em cada hora 8 litros que corresponde a uma energia de 75,6 kWh (PCI álcool = 26860 kJ/kg e densidade de 0,789 kg/l). Como os motores convencionais à explosão apresentam uma eficiência em torno de 20%, a potência efetiva desenvolvida pelo veículo é de 15 kW (Amaral, 1998). Foi utilizado, então, um motor elétrico do tipo assíncrono trifásico com essa potência, eficiência de 90%, acionado por um inversor de frequência com a mesma eficiência. Assim a potência a ser fornecida pela pilha a combustível será de 18,5 kW. A célula descrita anteriormente operará com uma densidade de corrente de 180mA/cm<sup>2</sup> e tensão de operação de 0,7 V e a pressão de 1 atm. A alimentação de etanol e de água para o sistema será na forma líquida à temperatura ambiente (25 °C). A relação água/etanol será de 1:1 com o reformador operando à temperatura de 900 K com produção de 5 moles de H<sub>2</sub>/mol EtOH( $Y_{H_2}$ ). As Fig. (5) e (6) mostram a variação dos coeficientes de  $\chi_e$  e  $\gamma_e$  em função da potência da célula a combustível nessas condições.

De acordo com Eq. (16), o calor total produzido pela células será de  $Q = 18,97$  kW com rendimento de 49%. O fluxo de massa da mistura etanol/água consumida no reformador será 1,672 g/s. A temperatura da mistura é elevada no trocador tr1 até 80°C. O calor necessário para esta operação é de 465 J ou 9% do calor disponibilizado no trocador tomando-se uma eficiência dos trocadores de 50%.

A mistura passa pelo trocador tr2 onde é elevada até a temperatura de 272°C com o calor liberado na saída dos gases da reforma. A seguir é introduzida no reformador onde uma parte do etanol é queimado no processo autotérmico. A quantidade de calor  $Q_a$  necessária para elevar a temperatura da mistura até 650 °C é de 46,18 kJ.

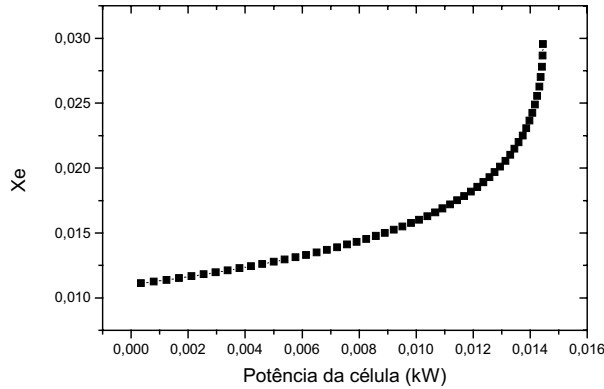


Figura 5 Valor de  $X_e$  em função da potência da célula

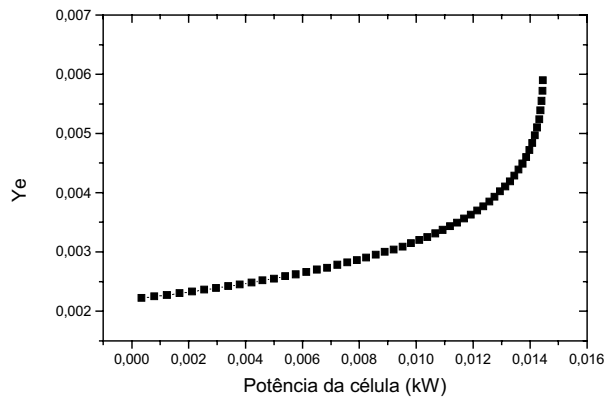


Figura 6 Valor de  $Y_e$  em função da potência da célula

Atingido o regime permanente do reformador, o consumo de etanol para a fase autotérmica e de reforma serão 0,221 g/s e 1,326 g/s, respectivamente, totalizando 1,547 g/s. A Fig. (7) mostra o consumo total de etanol em função da potência da célula a combustível e a Fig. (8) a eficiência do conjunto reformador/célula a combustível.

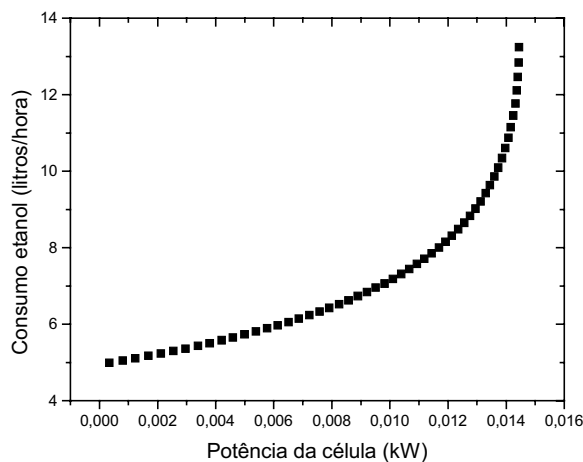


Figura 7 Consumo de etanol em função da potência da célula a combustível

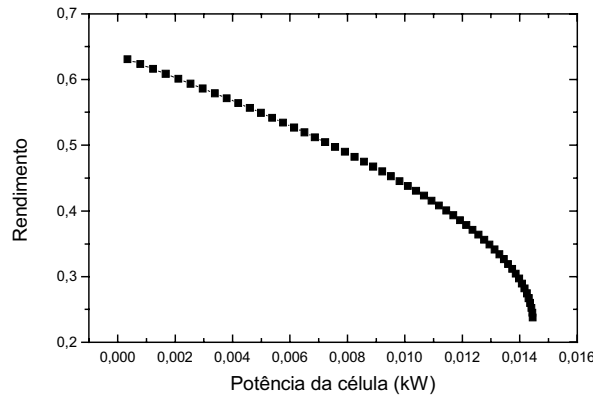


Figura 8 Rendimento global do sistema reformador + célula a combustível em função da potência da célula.

#### 4. Conclusões

Conforme destacado anteriormente, as propriedades do etanol o colocam como uma promissora alternativa renovável de combustível. em um novo cenário de veículos movidos com células a combustível

A eficiência total do sistema situou-se entre 40 e 50% para baixas potências e entre 20 e 30% para altas potências de saída da célula a combustível. O consumo de etanol para o veículo adotado como exemplo ficou em 6,05 litros/hora ou 13,2 km/litro para a célula a combustível e 1litro/hora para a fase autotérmica no reformador. O calor gerado na célula a combustível e na saída do reformador podem ser utilizados para pré aquecer a mistura água/etanol, diminuindo assim a quantidade de etanol necessária para a fase autotérmica do reformador.

Este trabalho baseou-se em estudos prévios citados no texto sobre reforma de etanol. O que se pretendeu aqui foi apresentar as relações de massa e energia de um sistema que utiliza a tecnologia das células a combustível com o hidrogênio necessário para seu funcionamento vindo do etanol através de um reformador. Obviamente as reações que se processam no reformador são mais complexas e fatores como a temperatura e a relação etanol/água, contribuem decisivamente na produção de hidrogênio.

. Cabe ressaltar a natureza preliminar do estudo onde uma série de simplificações foram feitas necessitando desta forma um aprofundamento, em estudos futuros, dos fatores que mais influenciam o desempenho do sistema

#### 5. Simbologia

$c_{H_2}$  = calor específico do hidrogênio

$c_{H_2O}$  = calor específico da água

$c_{N_2}$  = calor específico do nitrogênio

$c_{CO_2}$  = calor específico do dióxido de carbono

$P_s$  = potência elétrica de saída da pilha de células a combustível (W).

$P_{cel}$  = potência elétrica da célula a combustível (W)

$m_m$  = massa da mistura água/etanol que entra no reformador

$c_m$  = calor específico da mistura

$T_m$  = temperatura da mistura no reformador

$m_{ar}$  = massa de ar que entra no reformador

$c_{ar}$  = calor específico do ar

$Q_r$  = quantidade de energia consumida na reforma

$m_g$  = massa dos gases de saída do reformador

$c_g$  = calor específico da mistura de gases

F = constante de Faraday (96.495 C mol<sup>-1</sup>)

$X_{fc}$  = percentagem do hidrogênio convertido na célula a combustível

$G_{H_2}$  = fluxo molar de hidrogênio (moles.s<sup>-1</sup>)

$Y_{H_2}$  = relação de moles de H<sub>2</sub> produzido no processador por mol de etanol fornecido ao sistema

$\Delta H$  = variação de entalpia

n = número de elétrons envolvidos por molécula

$\eta_F$  = fração da reação que está ocorrendo eletroquimicamente na célula a combustível.

$E_{op}$  = tensão de operação da célula

$PCI_{etanol}$  = Poder calorífico inferior do etanol

PEMFC = Célula a combustível de membrana de troca de prótons.

## 6. Referências

- Amaral, E. G. do (1998) Veículo Elétrico com Sistema Energético Híbrido: Célula de Combustível/Baterias Eletroquímicas . Tese de Mestrado. Faculdade de Engenharia Elétrica e de Computação. Universidade Estadual de Campinas. 138p.
- Berger, C., (1968) Handbook of Fuel Cell Technology . Prentice-Hall. New Jersey. 607p.
- Fishtik, I, Alexander A., Datta, R., Geana, D. (2000). A thermodynamic analysis of hydrogen production by steam reforming of ethanol via response reactions . International Journal of Hydrogen Energy 25, p. 31-45.
- García, E. Y., Laborde, M. A. (1991) Hydrogen production by the steam reforming of ethanol: thermodynamic analysis . International Journal Hydrogen Energy 16, nº 5, p. 307-312.
- IBGE (2000) Anuário estatístico
- Ioannides, T., Neophytides, S. (2000). Efficiency of a solid polymer fuel cell operating on ethanol . Journal of Power Sources 91, p. 150-156.
- Vasudeva, K., Mitra, N. Umasankar, P., Dhingra, S. C. (1996). Steam reforming of ethanol for hydrogen production: thermodynamic analysis . International Journal of Hydrogen Energy 21, nº 21, p. 13-18.

## MASS AND ENERGY BALANCE IN ETHANOL REFORMING SYSTEM FOR FUEL CELL VEHICLE APPLICATIONS: PRELIMINARY STUDY

### Msc. João Carlos Camargo

Planejamento de Sistemas Energéticos DE/FEM/UNICAMP  
Rua Mendeleiev s/n Cidade Universitária Zeferino Vaz Campinas São Paulo  
email: [joaoc@fem.unicamp.br](mailto:joaoc@fem.unicamp.br)

### Dr. Ennio Peres da Silva

Laboratório de Hidrogênio Instituto de Física IFGW/UNICAMP  
Cx Postal 6039 CEP 13083-970  
Campinas São Paulo  
email: [lh2ennio@ifi.unicamp.br](mailto:lh2ennio@ifi.unicamp.br)

### Iaponira Rando Carolino

Faculdade de Engenharia Química UNICAMP  
email: [cahuepopo@bestway.com.br](mailto:cahuepopo@bestway.com.br)

***Abstract.** The perspectives of fuel cells applications in world-wide energetic scene, as in the electricity production as in vehicular uses, have been each time bigger. In both of cases, fuel cells are distinguished for its upper transformation efficiency and low environment impact in relation to conventional thermal machines. In vehicular applications, there is a certain consensus that transition from vehicles with internal combustion engine (ICE) to fuel cell vehicles will be given through use of some liquid fuel reforming such as methanol, ethanol, gasoline, etc., which the necessary hydrogen for the fuel cell functioning will be extracted. The UNICAMP's Hydrogen Laboratory that already developed a hybrid vehicle using hydrogen and batteries (VEGA Project), has been working for two years with the ethanol reforming. This alcohol is derived from sugar cane and would be a local alternative to methanol used in other countries. The type of fuel cell that already is equipping some vehicles prototype is the proton exchange membrane (PEMFC), which among others characteristics produces heat and works with temperatures between 80 and 100 °C. Ethanol is reformed between 500 and 1000 °C. Thus, in a vehicle equipped with PEMFC that uses ethanol, will be necessary use of heat produced both in the fuel cell and in the electric engine for use in the reform process. This paper makes the mass and energy balance of the vehicular application in that system, taking in account both the ethanol reforming and fuel cell features, getting in the end the necessary additional ethanol consumption to the reformer functioning.*

*Keywords:* Ethanol reform, fuel cells, mass and energy balance

# UTILIZAÇÃO DE FINOS DE CARVÃO COMO COMBUSTÍVEL ALTERNATIVO EM FORNOS DE CALCINAÇÃO DE PLANTAS SIDERÚRGICAS INTEGRADAS

**Marco Antonio Munhoz Sagasetta**

COSIPA - Companhia Siderúrgica Paulista - Estrada de Piaçaguera km 06 - 11573-900 - Cubatão - SP  
sagasetta@terra.com.br

**Antonio Carlos Bannwart**

UNICAMP - FEM - Dep. Engenharia de Petróleo - Cx.P. 6122 - B.Geraldo - 13083-970 - Campinas - SP  
bannwart@fem.unicamp.br

*Resumo. As fontes energéticas não renováveis contemplam fundamentalmente óleo, gás natural e carvão, sendo que este último tem reservas estimadas para mais de 250 anos após o esgotamento das outras duas fontes. Os sucessivos reajustes de preços do gás natural têm tornado atraente sua substituição parcial por carvão mineral, combustível tradicional da siderurgia, cujos preços são mais estáveis. Nesse contexto, este trabalho tem por objetivo buscar um melhor aproveitamento do uso de carvão mineral dentro de uma planta siderúrgica integrada, que tenha disponível um sistema de injeção de finos de carvão, usualmente empregado em alto forno. O princípio básico é o estudo macro energético de uma siderúrgica, tomada como referência para este estudo, com vistas a avaliar o custo-benefício, em termos energéticos, da substituição de parte do gás natural utilizado para complementação da matriz energética da planta, por carvão pulverizado, através da queima deste energético em fornos de calcinação. A premissa do estudo é o aproveitamento das instalações já existentes na planta siderúrgica e as condições operacionais da mesma. São abordados: o aumento da produção de finos, o sistema de transporte pneumático e o consumo energético neles envolvido. Uma análise preliminar de custos indica que o projeto é bastante viável e merece um estudo mais detalhado incluindo as aspectos ambientais.*

**Palavras chave:** Siderurgia, substituição de energéticos, finos de carvão, forno rotativo.

## 1. Introdução

A importância do carvão na matriz energética mundial é indiscutível, haja visto que em países ditos de “primeiro mundo”, como os Estados Unidos, o carvão é responsável por aproximadamente 70% da geração em termoeletricas. Cabe lembrar que a capacidade instalada em geração elétrica nos Estados Unidos é da ordem de 850 MW (base:1999), contra 68 MW no Brasil (base:1999) e 60% desta capacidade é gerada em termoeletricas, ou seja, 510 MW, portanto, 357 MW são gerados através do uso de carvão pulverizado.

No Brasil, o carvão tem pouco peso na matriz energética, sendo a abundância de recursos hídricos e a baixa qualidade do carvão nacional os fatores mais importantes para o pouco uso deste energético. O carvão mineral é quase que na totalidade empregado na siderurgia e é importado.

O carvão representa entre 70 a 80% do total de energéticos empregados na siderurgia nacional, tendo a COSIPA como exemplo. As três maiores siderúrgicas de aços planos (COSIPA, USIMINAS e CSN), seguem uma proporção do uso do carvão similar ao da COSIPA em sua matriz energética.

A COSIPA, em 1999, utilizou 1.682.231 toneladas de carvão mineral para fins de coqueificação e mais 138.374 toneladas de carvão mineral transformados em finos de carvão para substituir coque em seus Altos Fornos. Estes valores somados correspondem a 76,9% do total de energéticos usados na composição de sua energia primária. (Fonte: ABM 2000).

A siderurgia brasileira, em particular a COSIPA, tinha em sua matriz energética uma participação de derivados de petróleo, mais especificamente, óleo combustível. Com a entrada do gás natural como alternativa energética e com preços de fornecimento competitivo, divulgados e inicialmente garantidos pelo governo federal, além dos menores impactos ambientais com a sua utilização e maior facilidade de uso, comparativo ao óleo combustível, fez com que empresários voltassem seus olhos para este excelente energético. Neste contexto, a COSIPA praticamente eliminou a participação do uso de óleo combustível de sua matriz energética, substituindo-o por gás natural.

Nos últimos anos, no entanto, com a necessidade de impulsionar a construção de termoeletricas para evitar crises no setor de geração, transmissão e distribuição de energia elétrica, o governo lançou um plano audacioso de construção de 45 termoeletricas que usarão fundamentalmente o gás natural.

Esta busca do governo por aumentar a participação do gás natural dos atuais 3% para aproximadamente 12% em meados de 2005, tem causado pressões dos distribuidores de gás natural de poderosas empresas multinacionais, que detêm grande parte da fatia deste mercado, junto ao próprio governo, para a necessidade de reajustes de preços e acompanhamento das variações de câmbio em relação ao dólar. Como resultado desta política, o que vem ocorrendo são frequentes ameaças e aumentos reais de preço ao consumidor final, que ao longo dos últimos anos ficaram em certa quantia dependentes do gás natural. Em tal cenário, é de se esperar aumentos do preço do gás natural com o maior uso e menor disponibilidade para a indústria, dada a priorização para termoeletricas.

A siderurgia em particular, possui uma flexibilidade que a distingue de outros ramos da indústria, com relação à utilização de energéticos, pois utiliza carvão mineral, pouco usado em outros setores. A aquisição do carvão mineral é feita em grande escala, em conjunto com outras siderúrgicas brasileiras, o que permite um poder de “barganha” e

melhores preços. A compra não sofre interferência do governo, pois é feita diretamente entre as empresas siderúrgicas e as mineradoras dos países de origem do mineral. Desta forma, as empresas podem prever em seu orçamento anual o impacto do custo deste energético (entre 15% a 20% do custo final do produto), que é pago um ano após sua aquisição, o que não ocorre com o gás natural que sofre reajustes ao longo do ano, muitas vezes acima das expectativas das empresas consumidoras. Não bastasse o fato de já possuir o carvão como energético em sua matriz, com a entrada de novas tecnologias como o sistema de injeção de finos de carvão pulverizado em Altos – Fornos, abriu-se um leque de possibilidades de melhor emprego do carvão em outras unidades do complexo siderúrgico, que motivou o presente estudo.

Este trabalho tem por objetivo buscar um melhor aproveitamento do uso de carvão mineral dentro de uma planta siderúrgica integrada, que tenha disponível um sistema de injeção de finos de carvão, usualmente empregado em alto forno. O princípio básico é o estudo macro energético de uma siderúrgica (COSIPA), tomada como referência, com vistas a avaliar o custo - benefício, em termos energéticos, da substituição de parte do gás natural utilizado para complementação da matriz energética da planta, por carvão pulverizado, através da queima deste energético em fornos de calcinação. A premissa do estudo é o aproveitamento das instalações já existentes na planta siderúrgica e as condições operacionais da mesma. São abordados: o aumento da produção de finos, o sistema de transporte e o consumo energético nele envolvido, o sistema de queima e o comportamento da chama no interior do forno rotativo. Concluindo, apresenta-se um estudo básico de viabilidade técnica e econômica, possibilitando avaliar em termos estratégicos o emprego ou não desta alternativa.

## 2. Estudo Básico da Alternativa Proposta

### 2.1. Descrição

A Fig. (1) mostra ilustra o sistema proposto para o aproveitamento de finos de carvão em fornos de calcinação com redução do consumo de gás natural. Em síntese, pretende-se deslocar o gás de coqueria (GCO) dos fornos de calcinação para as laminações, onde substituirá parte do gás natural. Em contrapartida a planta consumirá mais carvão mineral para fabricação de finos, e também mais energia elétrica para a produção e transporte desses finos.

### 2.2. Dados iniciais

Os dados do sistema de injeção de finos de carvão nos Altos Fornos são apresentados nas Tab. (1)-(2).

Tabela 1. Vazões do sistema de injeção de finos de carvão em Alto Forno (min-max-operacional).

Alto Forno n.	Vazão mássica de finos (ton/h) min-max (operac.)	Vazão de ar (Nm <sup>3</sup> /h) min-max (operac.)	Razão de fluxo mássico sólido-gás
1	8-25 (17)	1997-2190 (2098)	3,1-8,9 (6,3)
2	14,3-44,7 (30)	4810-5273 (5048)	2,3-6,6 (4,6)

Nota: CNTP corresponde a 0 °C e 1 atm

Tabela 2. Propriedades dos finos de carvão

Poder calorífico inferior (kcal/kg)	7100
Diâmetro médio da partícula d <sub>s</sub> (µm)	75
Densidade ρ <sub>s</sub> (kg/m <sup>3</sup> )	1500
Calor específico c <sub>s</sub> (kJ/kg/°C)	1,1

Para manter o mesmo ponto de operação do sistema de compressão atual, que provê o transporte pneumático dos finos de carvão para os altos fornos, seleciona-se uma razão de fluxo mássico

$$\mu = \dot{M}_s / \dot{M}_f = 5 \tag{1}$$

para o transporte rumo aos fornos de calcinação, a qual está dentro da faixa operacional mostrada na Tab. (1). Esta baixa razão sólido-gás permite transportar o sólido como fase diluída (Assis, 1995).

Por fim, para suprir a mesma quantidade de calor do GCO em cada forno, a vazão mássica de finos necessária no forno de calcinação 1 é  $\dot{M}_s = 1920$  kg/h e no forno de calcinação 2 é  $\dot{M}_s = 2115$  kg/h. A Eq. (1) permite determinar a vazão correspondente de ar necessária para o transporte pneumático em cada caso. Cabe lembrar que a vazão de ar assim determinada é pequena perto da necessária para a combustão completa dos finos, devendo ser complementada por ar insuflado pelos ventiladores já utilizados para a queima de GCO nos fornos rotativos atuais. Cabe também notar que uma pequena vazão de GCO (250 Nm<sup>3</sup>/h) deverá ainda ser mantida para prover a chama piloto em cada forno.

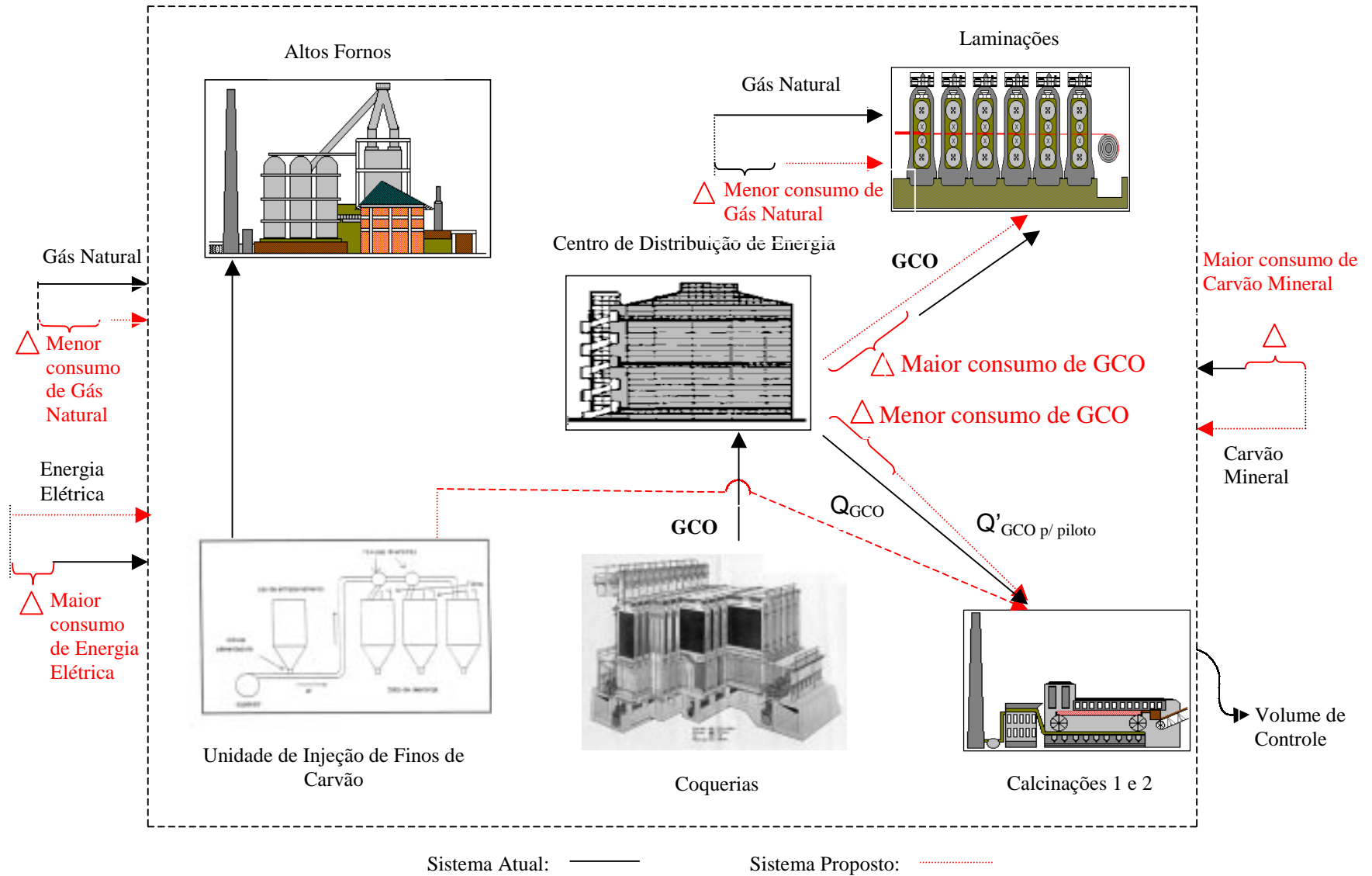


Figura 1. Sistemas atual e proposto para a utilização de finos de carvão em fornos de calcinação



### 2.3. Diâmetro do Bico do Queimador

Primeiramente, as características do queimador existente no forno de calcinação devem ser tais a proporcionar a queima completa dos finos injetados, até certa distância do bico. Para tanto, é necessário que as partículas tenham uma velocidade de injeção adequada ao comprimento do forno.

Para um forno rotativo convencional (cilíndrico horizontal) um equacionamento aproximado de trajetória, ignorando a variação de massa da partícula e o arrasto sobre ela, sugere a seguinte equação para a velocidade das partículas  $U_p$  (Biswas, 1993):

$$U_p = S \sqrt{\frac{g}{2h}} \tag{2}$$

onde  $S$  é a distância do bico ao ponto de depósito da partícula totalmente queimada no leito, sendo escolhida como a metade do comprimento do forno;  $g$  é a aceleração da gravidade e  $h$  é a altura de queda até o leito, e corresponde ao raio interno do forno menos a altura do leito. Em seu trabalho, Biswas sugere tomar  $h$  como aproximadamente 60 % do raio interno do forno.

O diâmetro do bico ( $d_i$ ) do queimador pode ser determinado a partir da conservação da massa, admitindo-se que as partículas e o ar formam uma mistura homogênea:

$$\dot{M}_s + \dot{M}_f = \frac{\pi}{4} d_p^2 \rho_m U_p \tag{3}$$

onde  $\rho_m$  é a densidade da mistura homogênea definida por:

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{1}{\rho_s} \left( \frac{\mu}{1+\mu} \right) + \frac{1}{\rho_f} \left( \frac{1}{1+\mu} \right) \tag{4}$$

A densidade do sólido é dada na Tab. (2) e a densidade do ar é calculada nas condições de ingresso no forno, onde a pressão ( $p_i$ ) é levemente superior à atmosférica e a temperatura é  $T_i = 60$  °C. A Tab. (3) fornece os resultados da velocidade das partículas e diâmetros dos bicos para os dois fornos de calcinação considerados.

Tabela 3. Velocidade de injeção e diâmetro do bico do queimador em cada forno

Forno n.	Comprimento (m)	Diâmetro Interno (m)	S (m)	h (m)	$U_p$ (m/s)	$d_p$ (mm)
1	115,51	2,88	57,76	0,864	138	30,5
2	45,72	3,505	22,86	1,051	49	53,8

### 2.4. Transporte Pneumático

O sistema de transporte pneumático opera entre a pressão na saída do compressor e a pressão na entrada do bico do queimador. O atual sistema de compressão fornece ar a  $p_c = 7,908$  bar abs. A pressão na entrada do bico ( $p_{in}$ ) pode ser obtida assumindo um processo isentrópico no bico, isto é:

$$p_{in} = p_i \left[ 1 - \frac{(k_m - 1) U_p^2}{2k_m R_m T_i} \right]^{\frac{-k_m}{k_m - 1}} \tag{5}$$

onde  $p_i$  é a pressão interna no forno (aproximadamente igual à pressão atmosférica),  $k_m$  é a constante adiabática da mistura e  $R_m$  a constante de gás equivalente da mistura. Wallis (1969) sugere que uma suspensão homogênea gás-sólido se comporta como um gás perfeito com as seguintes propriedades:

$$k_m = \frac{k_{ar} + \mu \left( \frac{c_s}{c_{vf}} \right)}{1 + \mu \left( \frac{c_s}{c_{vf}} \right)} ; R_m = \frac{R_f}{1 + \mu} \tag{6}$$

onde  $k_{ar}$  é a constante adiabática do ar,  $R_f$  a constante de gás perfeito do gás e  $c_{vf}$  o calor específico a volume constante do gás. Os resultados dos cálculos usando essas relações são apresentados na Tab. (4). É interessante notar que  $k_m$  resultou em 1,05, e portanto a mistura, vista como um pseudo-gás, sofre pequena variação de temperatura ao passar pelo bico. O comprimento  $L$  de cada linha, também indicado na tabela, é baseado no traçado presumível do duto de transporte na instalação existente.

Tabela 4. Pressões nas extremidades e vazões no duto de transporte pneumático para cada forno

Linha Forno n.	Vazão mássica de finos $\dot{M}_s$ (kg/h)	Vazão mássica de ar $\dot{M}_f$ (kg/h)	Pressão na saída do compressor $p_c$ (bar abs)	Pressão na entrada do bico $p_{in}$ (bar abs)	Queda de pressão $\Delta p$ (bar)	Comprimento da linha $L$ (m)
1	1920	384	7,91	1,86	6,05	952
2	2115	423	7,91	1,09	6,82	1000

Para a finalidade de um cálculo preliminar do diâmetro do duto de transporte de cada forno, assumimos que: a) as fases se movem à mesma velocidade (modelo homogêneo); b) o escoamento bifásico é isotérmico ( $T \cong 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ); c) as propriedades do gás são constantes e calculadas à pressão média do duto; d) a queda de pressão por aceleração é desprezível e eventuais quedas por gravidade são ignoráveis. Com essas hipóteses, a equação de projeto do duto é:

$$\Delta p = \lambda \frac{L_{eq}}{D} \frac{1}{2} \rho_m V_m^2 = \frac{8}{\pi^2} \frac{\lambda L_{eq} \dot{M}^2}{\rho_m D^5} \tag{7}$$

onde  $\lambda$  é o fator de atrito de Darcy inicialmente estimado em 0,02,  $V_m$  é a velocidade da mistura,  $\dot{M} = \dot{M}_s + \dot{M}_f$  é a vazão mássica da mistura,  $D$  é o diâmetro procurado e  $L_{eq}$  é o comprimento equivalente do duto. Este comprimento é estimado como o real mais o equivalente a 10 curvas de raio longo, de comprimento equivalente a 50  $D$  cada. Usando os dados da Tab. (4) e as hipóteses feitas, obtem-se os resultados da Tab. (5):

Tabela 5. Diâmetro interno e velocidade da mistura no interior da linha de transporte

Linha Forno n.	Diâmetro interno calculado $D$ (mm)	Schedule	Diâmetro interno real (mm)	Velocidade da mistura $V_m$ (m/s)
1	50,3	2 ½	54	8,5
2	52,2	2 ½	54	10,1

Uma verificação posterior mostrou que o fator de atrito inicialmente assumido estava correto.

### 2.5. Velocidade de Limite Deposição e Velocidade Crítica

Para que o transporte pneumático ocorra como previsto na modelagem, é necessário que a velocidade do gás esteja acima da mínima necessária para evitar a deposição de sólido e que a velocidade da mistura seja bem inferior à velocidade crítica. A velocidade mínima para evitar a deposição, às vezes denominada "velocidade de salto", pode ser definida como a velocidade de gás abaixo da qual o sólido começa a precipitar da suspensão (Savage et al., 1996). Esse conceito não deve ser confundido com o de "velocidade de arraste", que é a velocidade mínima do gás capaz de suspender um leito de partículas. Os fenômenos de salto e arraste são fenômenos inversos, havendo uma forte histerese entre eles, caracterizada pelo fato de que a velocidade de arraste é bem superior à velocidade de salto.

Adotando o critério da velocidade limite de deposição, usamos a correlação sugerida por Assis (1995):

$$V_L = \sqrt{\frac{4 d_s (\rho_s - \rho_f) g \epsilon}{3 C_D \rho_f}} \tag{8}$$

onde  $\epsilon$  é a fração volumétrica do gás (a qual é muito próxima de 1 no caso aqui considerado) e  $C_D$  é um coeficiente de arrasto estimado em 0,5.

Já a velocidade crítica refere-se à velocidade de propagação do som na mistura. Essa velocidade pode ser definida como (Wallis, 1969):

$$V_{cr} = \sqrt{k_m R_m T} \tag{9}$$

A Tab. (6) apresenta os resultados obtidos para as velocidades limite e crítica. Pode-se concluir que as velocidades obtidas para os dois dutos de transporte, dadas na Tab. (5) e repetidas na Tab. (6) satisfazem esses requisitos.

Tabela 6. Velocidade limite de depósito e velocidade crítica no transporte pneumático

Linha Forno n.	Velocidade da mistura $V_f$ (m/s)	Velocidade limite de depósito $V_L$ (m/s)	Velocidade crítica $V_{cr}$ (m/s)
1	8,5	0,72	123
2	10,1	0,75	123

### 2.6. Consumo de Ar na Combustão de Finos de Carvão e GCO

O consumo de ar na combustão de finos de carvão foi determinado por balanço estequiométrico e adicionando um excesso de 20 % para garantir a queima completa. O balanço estequiométrico foi feito adotando a composição do carvão mineral norte-americano dada na Tab. (7), resultando em uma razão ar-combustível em massa de 9,6. Com 20 % de excesso tem-se, portanto:

$$\left(\frac{A}{C}\right)_{\text{massa\_finos}} = 11,52 \tag{10}$$

Tabela 7. Análise gravimétrica do carvão mineral norte-americano

Elemento	C	S	H	N	O	Z (cinzas)
% em massa	75,1	0,94	3,91	1,34	8,81	9,9

A Tab. (8) fornece a vazão de ar a ser insuflado pelos ventiladores (já existentes) nos fornos de calcinação 1 e 2.

Tabela 8. Vazão de ar para combustão de finos de carvão em cada forno

Forno n.	Vazão mássica de ar para combustão (kg/h)	Vazão mássica de ar no duto de transporte (kg/h)	Vazão mássica de ar a ser insuflada (kg/h)
1	22118	384	21734
2	24365	423	23942

Para o ar de combustão do GCO, realizou-se similarmente o balanço estequiométrico com base na composição da Tab. (9), adicionando-se 20 % de excesso para garantia da combustão completa. A razão ar-combustível em volume estequiométrica foi de 5,1, correspondendo a uma razão em massa de 13,3. Logo:

$$\left(\frac{A}{C}\right)_{\text{volume\_GCO}} = 6,1 \tag{11}$$

Tabela 9. Análise molar do gás de coqueria

Componente	H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	CO	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>
% em volume	60	26	7	2,8	2	2	0,2

A Tab. (10) fornece a vazão de ar insuflado pelos atuais ventiladores dos fornos de calcinação 1 e 2. A vazão de ar a ser mantida na chama piloto, queimando 250 Nm<sup>3</sup>/h de GCO, é também informada. Comparando os dados das Tabs. (8) e (10), verifica-se que haverá uma economia de ar nos insufladores, determinada na Tab. (11).

Tabela 10. Vazão de ar para combustão de GCO em cada forno

Forno n.	Vazão de GCO (Nm <sup>3</sup> /h)	Vazão de ar para combustão (Nm <sup>3</sup> /h)	Vazão de ar para chama piloto (Nm <sup>3</sup> /h)
1	3200	19520	1525
2	3500	21350	1525

Tabela 11. Consumo comparativo de ar em cada forno para as configurações proposta e atual

Forno n.	Consumo total de ar para queima de finos (Nm <sup>3</sup> /h)	Consumo de ar para queima de GCO (Nm <sup>3</sup> /h)	Redução obtida no consumo de ar (Nm <sup>3</sup> /h)
1	17112 + 1525	19520	883
2	18850 + 1525	21350	975

Nota: CNTP corresponde a 0 °C e 1 atm.

### 2.7. Balanço de Energia da Alternativa Proposta

O principal elemento do balanço de energia na alternativa em estudo, em comparação com a configuração atual, é o consumo de energia no transporte pneumático dos finos, desde o compressor até os fornos. Há também que considerar a potência de moagem gasta para produzir os finos, porém esta pode, em primeira aproximação, ser desprezada no balanço. A outra parcela a ser considerada é a redução de potência dos insufladores de ar, em virtude da redução do consumo de ar prevista na Tab. (11). Porém, esta parcela é desprezível, pois os fornos de calcinação trabalham com pressão apenas levemente superior à atmosférica.

O consumo de energia no transporte pneumático é calculada adotando-se uma eficiência de  $\eta = 70\%$  para o compressor, de acordo com a seguinte relação:

$$\dot{P} = \frac{\Delta p \dot{M}_f}{\rho_m \eta} \tag{12}$$

Usando os dados da Tab. (4), obtém-se a potência necessária para cada linha de transporte indicada na Tab. (12).

Tabela 12. Potência de compressão para cada linha de transporte pneumático

Linha Forno n.	Potência $\dot{P}$ (kW)
1	16,4
2	22,1

### 3. Análise de Custos

Os custos de instalação da presente alternativa estão sintetizados na Tab. (13). O projeto não requer a instalação de novos compressores (os atuais operam com certa folga) nem insufladores de ar.

Tabela 13. Custos de instalação do projeto

Item de despesa	Custo (R\$)
Linhas de Transporte Pneumático (Material e Mão de Obra)	210.000
Queimadores	40.000
Instrumentação e Controle das Linhas	40.000
Engenharia, Planejamento e Controle (EPC)	125.000
Fundo de Reserva do Projeto	125.000
Custo Total de Instalação	540.000

A Tab. (14) fornece o balanço mensal de receitas e despesas mensais com energéticos associados ao projeto, tomando-se como referência os preços praticados em Janeiro/2001. Primeiramente, a vazão total de GCO dada na Tab. (10), descontados 500 Nm<sup>3</sup>/h que serão preservados para a chama piloto dos fornos de calcinação, será deslocada para

substituir o gás natural nas laminações. Com o poder calorífico do GCO de 4200 kcal/Nm<sup>3</sup>, isso permite substituir 18.748 Gcal/mês de gás natural. Porém, essa mesma quantidade de energia mensal será suprida pelos finos de carvão com 10 % de perdas, resultando em 20.623 Gcal/mês. O acréscimo mensal no custo associado à energia elétrica para acionamento do transporte pneumático é avaliado com os dados da Tab. (12).

Tabela 14. Balanço mensal de receitas e despesas para alternativa proposta

Item de receita/despesa	Valor mensal (R\$)
Ganho com a substituição 18748 Gcal de GN (R\$ 28,76 / Gcal*)	540.000
Custo mensal dos finos para fornos de calcinação (R\$ 11,53 / Gcal*)	238.000
Custo mensal da energia elétrica para transporte pneumático (R\$ 56,00 / MWh*)	1.500
Receita líquida mensal	300.500

(\* Preços de Janeiro/2001)

#### 4. Comentários Finais

Neste trabalho foi realizado um estudo de viabilidade técnica e econômica da implantação de um sistema de transporte e queima de finos de carvão em fornos de calcinação em uma planta siderúrgica integrada. Os finos substituem o GCO, que é então deslocado para substituir o gás natural nas laminações. O projeto busca tirar proveito do atual diferencial de preços entre o carvão mineral e o gás natural, utilizando os equipamentos e condições operacionais existentes em uma planta integrada escolhida para estudo. Constatou-se que a grande viabilidade econômica da proposta se deve essencialmente ao diferencial de preços entre o carvão mineral e o gás natural, além de ser o primeiro um combustível tradicional do processo siderúrgico. O custo associado ao consumo de energia no transporte pneumático dos finos, mostrou ter muito pouca influência na avaliação econômica do projeto. Os aspectos ambientais e os respectivos custos envolvidos serão analisados na próxima etapa do trabalho, porém os autores acreditam que a receita líquida mensal gerada é amplamente suficiente para cobrir investimentos que se fizerem necessários em proteção do meio ambiente.

#### 5. Agradecimentos

Os autores expressam seu agradecimento aos funcionários da COSIPA, e em especial a seu superintendente, Benito Alvarez Gonzalez, pelo apoio concedido ao primeiro autor.

#### 6. Referências

- Assis, P. S., 1995, "Injeção de Materiais Pulverizados em Altos-Fornos", Ed. ABM.
- Associação Brasileira de Metalurgia e Materiais - ABM, 2000, Seminário de Energia: Balanços Energéticos Globais e Utilidades, João Monlevade, M.G, pp.316.
- Biswas, D. K., 1993, "Some Design Aspects of Pneumatic Coal Injector for Coal Based Direct Reduction Process in Rotary Kiln", Powder Handling & Processing, India, Vol. 5, No. 2.
- Marcus, R. D., Leung, L. S., Klinzing, G. E. e Rizk, F., 1990, "Pneumatic Conveying of Solids", Ed. Chapman and Hall.
- Savage, B. S., Pfeffer, R. e Zhao, Z. M., 1996, "Solids Transport, Separation and Classification", Powder Technology, Vol. 88, pp. 323-333.
- Wallis, G. B., 1969, "One Dimensional Two Phase Flow", Ed. McGraw-Hill.

#### USE OF PULVERIZED COAL AS AN ALTERNATIVE FUEL IN ROTARY KILNS OF INTEGRATED STEEL PLANTS

**Abstract.** *Renewable energetic sources include essentially oil, natural gas and coal, the later having estimated worldwide reserves for more than 250 after the exhaustion of the other sources. The price policy for natural gas in Brazil has made attractive its substitution as a complementary source in steel plants by coal itself, whose prices are more stable. In this context, the present work is aimed at the better usage of mineral coal in integrated steel plants where a pulverized coal injection system is available. The basic proposal is to replace part of the natural gas through the combustion of pulverized coal in rotary kilns. This can be done keeping the present facilities and operating conditions of the existing plant. We discuss the increase of the pulverized coal production, the pneumatic transportation system and the associated energy consumption. A preliminary cost analysis indicates that the proposal is quite viable and deserves a more detailed study including environmental impacts.*

**Keywords:** *steel plants, energy sources substitution, pulverized coal, rotary kiln.*

# EFFECTS OF PARTICLE SIZE ON THE CONVERSION AND GLOBAL REACTION RATE COEFFICIENT IN THE ABSORPTION OF SO<sub>2</sub> BY LIMESTONE IN A FLUIDIZED BED REACTOR

## Giovanilton Ferreira da Silva

Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos - NETeF, EESC/USP. Av. Trabalhador São-carlense, 400, Centro, São Carlos - SP, CEP 13566-590  
e-mail: mcosta@sc.usp.br

## Josmar Davilson Pagliuso

Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos - NETeF, EESC/USP. Av. Trabalhador São-carlense, 400, Centro, São Carlos - SP, CEP 13566-590  
e-mail: josmar@sc.usp.br

## Fernando Eduardo Milioli

Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos - NETeF, EESC/USP. Av. Trabalhador São-carlense, 400, Centro, São Carlos - SP, CEP 13566-590  
e-mail: milioli@sc.usp.br

**Abstract.** This work concerns the study of the effect of limestone particle size on SO<sub>2</sub> absorption in a bench fluidized bed reactor plant. Conversion and global reaction rate coefficients were established for conditions typical to fluidized bed combustion of coal. The bench plant is a bubbling bed reactor 160 mm internal diameter using silica sand as bed material, fluidized by pre-heated air. In order to simulate sulfur generated in fluidized bed coal combustion, SO<sub>2</sub> is added to the fluidizing air in a concentration typical of the process. Limestone particles were selected in narrow size distributions between subsequent ASTM sieves, with mean diameters varying from 390 to 770 μm. In the transient batch experiments charges of limestone are quickly injected into the pre-heated bed at 850 °C, while the consequent variations of the exit concentrations of SO<sub>2</sub>, CO, CO<sub>2</sub> and O<sub>2</sub> are continuously recorded. Analysis were performed on the effects of limestone particle size in the process, taking into account possible reaction controlling resistances, and considering possible effects of the calcination on the sulfation process.

**Keywords:** fluidized bed, sulfation, sulfur absorption, limestone.

## 1. Introduction

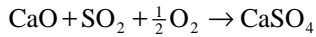
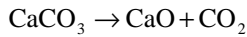
The near future brings the perspective of severe restrictions to energy production in Brazil. The hydro-electrical predominant source is close to exhaustion and alternatives to it must be considered. The Brazilian government has already started a program to construct several thermo-electrical power stations throughout the country, including coal fired power plants. The major problems related to coal combustion concern environmental pollution. One of the most aggressive pollutants generated in coal combustion is sulfur dioxide. Its emissions give rise to a number of damages mainly related to the so called acid rain.

There is a continuing effort throughout the world aiming to minimize pollutant emissions in coal combustion through new processes, generally known as clean coal technologies. The fluidized bed combustion is one of such technologies. It is particularly attractive to Brazilian coals, characterized by high contents of ash and sulfur. At the relatively low temperatures of the process (~850 °C) the emissions of nitrous oxide is minimized and the common problems caused by ash fusion are eliminated. Sulfur emissions are directly controlled by limestone injection.

The literature presents a great number of research works on calcination and sulfation of limestones in fluidized bed coal combustion (e.g. Moss, 1975, Dennis and Hayhurst, 1984, 1986, 1987, 1988, 1990, Dam Johansen and Otergaard, 1991). Most of this research stand for foreign coals and limestones. Otherwise, specific research is required for national materials since coals and limestones are very heterogeneous and present properties quite dependent on origin and geological age. In fact, even limestones coming from the same region may present quite different reaction behavior. The Group of Thermal and Fluids Engineering (NETeF) of EESC-USP is running a comprehensive research program on fluidized bed combustion of Brazilian coals. The current research is directed towards coal combustion, SO<sub>2</sub> absorption by limestones, and fluid mechanics of gas-solid flows. Experimental research is underway in two bubbling fluidized bed plants (pilot and bench scales), and through thermogravimetry (TGA). This work presents results from bench scale experiments on the effect of limestone particle size on SO<sub>2</sub> absorption by a particular Brazilian limestone (results on the effect of temperature can be found in Costa et al., 2001). Further results on calcination of this limestone in the bench scale fluidized bed reactor and TGA, and sulfation in TGA, can be found in Crnkovic et al. (2001).

When injected into a high temperature fluidized bed limestone (basically CaCO<sub>3</sub>/MgCO<sub>3</sub> plus impurities) calcine liberating CO<sub>2</sub> and leaving behind a highly porous CaO/MgO solid structure containing impurities. The SO<sub>2</sub> generated in coal combustion is then absorbed by the CaO/MgO generating CaSO<sub>4</sub>/MgSO<sub>4</sub>. The limestone used in this work has

no significant amount of magnesium so that the relevant global chemical reactions of calcination and sulfation are, respectively:



The CaO in the calcine is only partially utilized to generate CaSO<sub>4</sub> due to pore plugging. The pores close to the external surface of the particle are quickly filled with calcium sulfate, making it difficult the penetration of SO<sub>2</sub> and O<sub>2</sub> towards the internal surfaces of CaO. The resistances to sulfation imposed by pore plugging, diffusion through pores, and diffusion through reacted layers of CaSO<sub>4</sub> make the size of the particles a very important parameter determining the extent of sulfation.

The literature presents a number of works studying the effect of limestone particle size on sulfur absorption in fluidized beds. Borgwardt (1970) observes that pore diffusion resistance to chemical reaction is significantly increased for larger particles. Zarkanitis and Sotirchos (1989) found that the smaller the particles the higher the conversion, independent of the process temperature. Fuertes et al. (1993) observe that conversion increases with increasing temperatures, and this effect is more significant for smaller particles. Kato et al. (1994) note that smaller particles reduce intra-particle diffusional resistances thereby improving chemical reaction. However, smaller particles are more prone to form agglomerates and are easily elutriated. Hartman and Svoboda (1985) observe that the effect of particle size on sulfation is smaller for particles of higher porosities. Newby and Keairns (1991) note that reduction of limestone particle size is a significant factor for maximizing sulfation.

## 2. Theory

In this work sulfur absorption is determined through batch experiments. The efficiency of absorption is addressed through the literature commonly used definitions of conversion and global reaction rate coefficient. A global mass balance for the SO<sub>2</sub> in the process results

$$\frac{dX(t)}{dt} = \frac{1}{M_L \left( \frac{Y_{Ca}}{W_{Ca}} + \frac{Y_{Mg}}{W_{Mg}} \right)} UAC_{SO_2}^e \left[ 1 - \frac{C_{SO_2}^s(t)}{C_{SO_2}^e} \right] \quad (1)$$

where  $X(t)$  is the conversion defined as the molar quantity of SO<sub>2</sub> absorbed by mol of CaO/MgO injected into the process. Integrating the above expression from the moment of limestone injection until a given residence time  $t$ , the conversion results

$$X(t) = \frac{1}{M_L \left( \frac{Y_{Ca}}{W_{Ca}} + \frac{Y_{Mg}}{W_{Mg}} \right)} UAC_{SO_2}^e \int_0^t \left[ 1 - \frac{C_{SO_2}^s(t)}{C_{SO_2}^e} \right] dt \quad (2)$$

For establishing an expression for the global reaction rate coefficient a set of assumptions must be made. Limestone particles are assumed spherical and well characterized by the mean diameter. Particle size and density are assumed not to change during the process. Mass transport in the emulsion phase is assumed to occur by diffusion following Fick's law. The concentration of SO<sub>2</sub> in the emulsion phase far from a limestone particle surface is assumed constant, and is determined having in view the classical two-phase theory of fluidization of Toomey and Johnstone (1952). The emulsion phase is assumed well mixed, and the bubble phase is assumed in plug flow. No absorption of SO<sub>2</sub> is assumed to occur in the bubble phase since all limestone particles are considered to remain in the emulsion phase all the time. The bubble phase is assumed to be well characterized by bubble's mean volume and velocity. The bulk mass transport between bubble and emulsion phases is assumed to be governed by a constant mass transfer coefficient. Following the above assumptions the global reaction rate coefficient results

$$K_A = \frac{\frac{\rho_L r}{3M_L} UA \left[ \frac{C_{SO_2}^e}{C_{SO_2}^s(t)} - 1 \right] \left[ 1 - \left( 1 - \frac{U_{mf}}{U} \right) \exp(-\chi) \right]}{\left[ 1 - \frac{C_{SO_2}^e}{C_{SO_2}^s(t)} \left( 1 - \frac{U_{mf}}{U} \right) \exp(-\chi) \right]} \quad (3)$$

In the above expressions:

- A Bed cross sectional area, (m<sup>2</sup>)
- C<sub>SO<sub>2</sub></sub><sup>e</sup> Entrance concentration of SO<sub>2</sub>, (  $\frac{\text{kmol}_{\text{SO}_2}}{\text{m}^3}$  )
- C<sub>SO<sub>2</sub></sub><sup>s</sup> Exit concentration of SO<sub>2</sub>, (  $\frac{\text{kmol}_{\text{SO}_2}}{\text{m}^3}$  )
- H Expanded bed height, (m)
- K<sub>bp</sub> Gas mass transfer coefficient between bubble and emulsion phases, (  $\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$  )
- M<sub>L</sub> Batch of limestone, (kg)
- Y Limestone particle radius, (m)
- t Time, (s)
- U Superficial fluidizing velocity, (  $\frac{\text{m}}{\text{s}}$  )
- U<sub>b</sub> Bubble velocity, (  $\frac{\text{m}}{\text{s}}$  )
- U<sub>mf</sub> Minimum fluidizing velocity, (  $\frac{\text{m}}{\text{s}}$  )
- V<sub>b</sub> Bubble volume, (m<sup>3</sup>)
- W Molecular weight, (  $\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$  )
- Y Mass fraction
- χ Cross flow factor, ( =  $\frac{K_{bp}H}{U_b V_b}$  ), determined from Davidson and Harrison's empirical correlation (Davidson and Harrison, 1963).
- ρ<sub>L</sub> Limestone particles density, (  $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$  )

### 3. Experiment

The basic experiment consists of fluidizing a bed of silica sand particles with pre-heated air at 850 °C. In order to simulate sulfur generated in coal fluidized bed combustion, SO<sub>2</sub> is added to the fluidizing air in a concentration typical of the process. In the transient batch experiments charges of limestone are quickly injected into the bed, while the consequent variations of the exit concentrations of SO<sub>2</sub>, CO, CO<sub>2</sub>, and O<sub>2</sub> are continuously measured in Horiba Enda 1400 gas analyzers.

Figure (1) shows a sketch of the bench scale fluidized bed plant used in the experiments. The reactor is an atmospheric bubbling fluidized bed with 160 mm of internal diameter. SO<sub>2</sub> is homogeneously mixed into the air after heating. A cyclone is used for particulate retention. Continuous gas sampling is carried out at the cyclone exit. A comprehensive description of the plant can be found in Costa (2000).

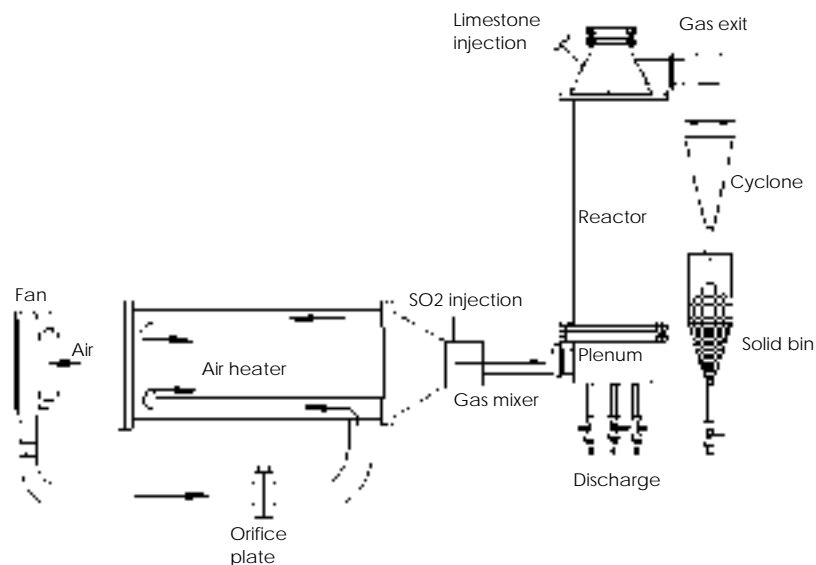


Figure 1. Sketch of the bench scale fluidized bed plant.



The limestone used, named 1-Ci, came from Itaú de Minas. The chemical composition of limestone 1-Ci is provided in Tab. (1). Five different mean diameters of limestone were used, 390, 462, 545, 650 and 770  $\mu\text{m}$ , selected in narrow size distributions between the subsequent ASTM sieves (respectively, 355-425  $\mu\text{m}$ , 425-500  $\mu\text{m}$ , 500-590  $\mu\text{m}$ , 590-710  $\mu\text{m}$  and 710-840  $\mu\text{m}$ ). The injected charges of limestone were of about 50 g. The bed superficial velocity was kept about 4 times the minimum fluidizing velocity. The  $\text{SO}_2$  injected with the fluidizing air resulted in initial exit concentrations, before the injection of limestone, of about 1000 ppm. Charges of about 2.8 kg of silica sand were used as bed material with the same mean size as the limestone, selected the same way. The expanded bed height resulted about 95 mm.

Table 1. Partial chemical composition (mass percent) in limestone 1-Ci.

Limestone	Ca	Mg	Si	Fe	Al	Mn	P	Cr	K	Ba + Sr
1-Ci	38,59	1,01	-	0,10	0,17	0,04	0,01	0,001	0,06	0,131

**4. Results and discussion**

Figure (2) shows carbon dioxide concentration profiles recorded during the experiments for limestones of 390, 462, 545, 650 and 770  $\mu\text{m}$  mean sizes. In all the cases significant emissions of  $\text{CO}_2$  are observed for more than two minutes, showing that calcination is not instantaneous. Higher levels of  $\text{CO}_2$  emissions are clearly observed for the smaller particle sizes indicating a more complete calcination. The X-ray diffraction analysis presented in Fig. (3), of the 545  $\mu\text{m}$  mean size limestone 1-Ci sulfated at 850  $^\circ\text{C}$ , shows a high relative content of  $\text{CaCO}_3$ , demonstrating that calcination was in fact incomplete.

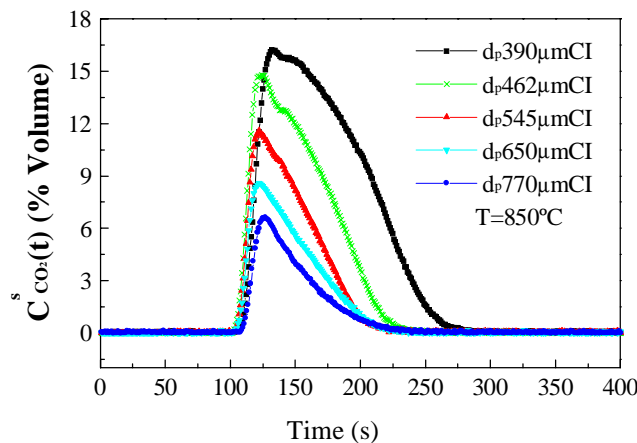


Figure 2.  $\text{CO}_2$  concentration profiles during sulfation of limestone 1-Ci, for 390, 462, 545, 650 and 770  $\mu\text{m}$  mean sizes.

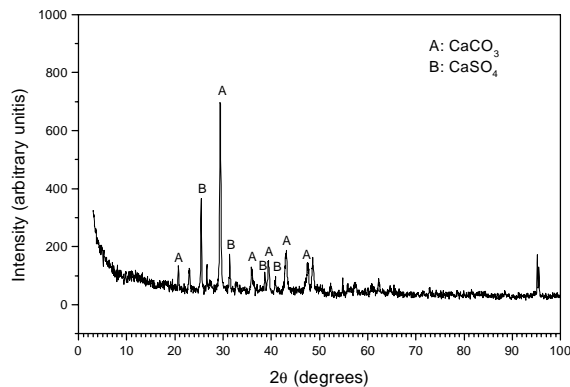


Figure 3. X-ray diffraction analysis of the 545  $\mu\text{m}$  mean size limestone 1-Ci sulfated at 850  $^\circ\text{C}$ .

Figure (4) shows SO<sub>2</sub> concentration profiles recorded during the experiments for limestones of 390, 462, 545, 650 and 770 μm mean size. It is seen that particle size has a marked effect on the transient profiles. The minimum concentration of SO<sub>2</sub> observed after limestone injection is lower the smaller the particle. As a consequence, the maximum global reaction rate coefficient showed in Fig. (5) results higher for the smaller particles. Above 750 seconds of reaction time the global reaction rate coefficient drops to a very low value irrespective of particle diameter.

Figure (4) also shows that smaller particles keep active for much more time, imposing relatively lower concentrations of SO<sub>2</sub> along time. As a consequence, conversion is higher for the smaller sizes, as showed in Fig. (6). The conversion when SO<sub>2</sub> concentration at exit recovers to 95% of its initial value drops from 0.25 kmol<sub>SO<sub>2</sub></sub> / kmol<sub>Ca</sub> for the 390 μm particles to 0.08 kmol<sub>SO<sub>2</sub></sub> / kmol<sub>Ca</sub> for the 770 μm particles.

The above results clearly show the effects of pore plugging and intra-particle diffusion resistance on reaction rate. Those features are enhanced for larger particles, resulting lower reaction rate coefficients and conversions, in agreement with the literature. Figures (2) and (4) show that along the first two minutes of the process calcination and sulfation occur simultaneously. Therefore, besides affecting sulfation through pore and BET surface generation, calcination has an additional effect over sulfation due to CO<sub>2</sub> emissions along the first minutes of the process.

In this work high O<sub>2</sub> concentrations were applied, and low conversions were observed. According to Dennis and Hayhurst (1990) a high concentration of O<sub>2</sub> causes conversion to drop. Another obvious cause for low conversion is the observed incomplete calcination.

Figure (7) shows conversion rates for all particle sizes. The maximum conversion rate for each size is reached when the concentration of SO<sub>2</sub> comes to a minimum. The maximum conversion rate is lower for smaller particles owing to a lower gas volumetric flowrate through the bed (in all the cases the gas superficial velocity was 4 times the minimum fluidizing velocity, which is lower for beds of smaller particles). Otherwise, for smaller particles the conversion rate keeps high for a long period of time, contrary to the larger particles where the conversion rate quickly drops to very low values.

Further results from bench scale experiments on the effect of temperature on SO<sub>2</sub> absorption by limestone 1-Ci can be found in Costa et al. (2001). Other results on calcination of limestone 1-Ci in the bench scale fluidized bed reactor and TGA, and sulfation in TGA, can be found in Crnkovic et al. (2001).

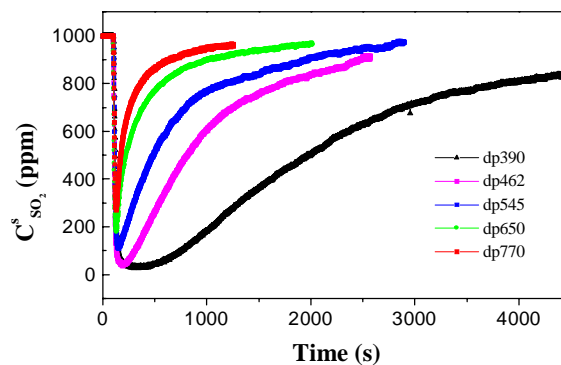


Figure 4. SO<sub>2</sub> concentration profiles during sulfation of limestone 1-Ci, for 390, 462, 545, 650 and 770 μm mean sizes.

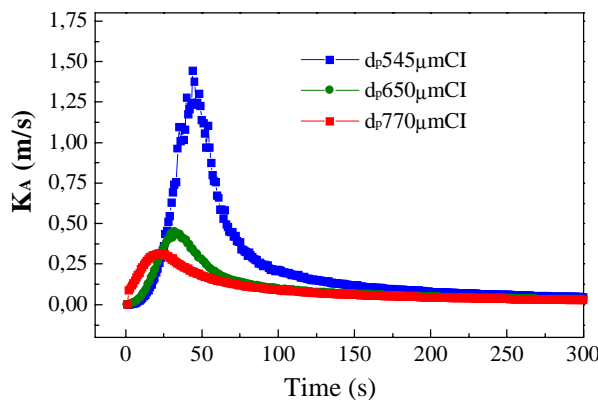


Figure 5. Global reaction rate coefficient profiles during sulfation of limestone 1-Ci, for 545, 650 and 770 μm mean sizes.

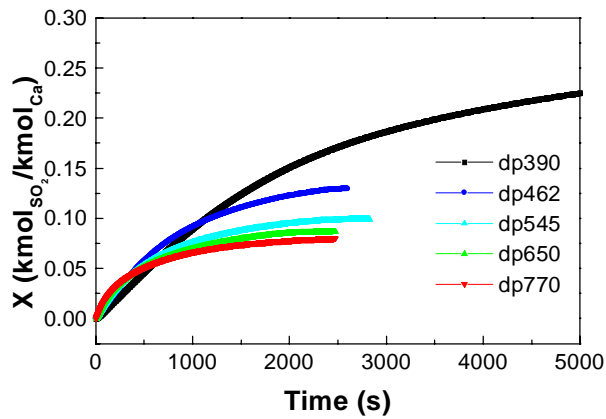


Figure 6. Conversion profiles during sulfation of limestone 1-Ci, for 390, 462, 545, 650 and 770  $\mu\text{m}$  mean sizes.

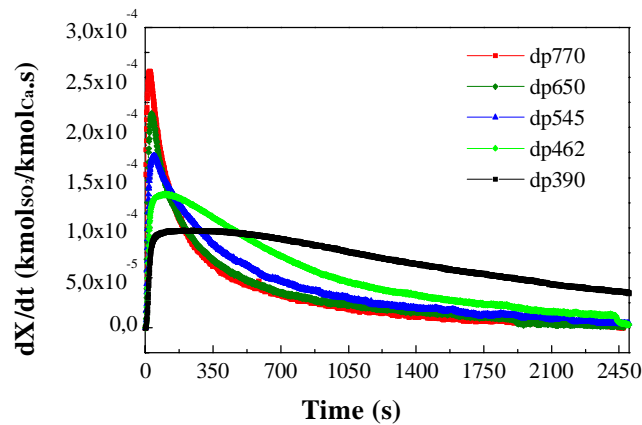


Figure 7. Conversion rate profiles during sulfation of limestone 1-Ci, for 390, 462, 545, 650 and 770  $\mu\text{m}$  mean sizes.

### 5. Conclusions

The effect of limestone particle size on sulfur absorption was studied for bubbling fluidized bed coal combustion simulated conditions. The 160 mm i.d. reactor that was used is larger than any other batch reactor appearing in the literature. Calcination was showed no to be instantaneous, so that sulfation and calcination develop simultaneously for a considerable period of time. So, besides affecting sulfation through pore and BET surface generation, calcination has an additional effect over sulfation due to  $\text{CO}_2$  mass transport from the particles. Smaller particles keep active for  $\text{SO}_2$  absorption for much more time than larger particles, allowing higher conversions. Pore plugging and intra-particle diffusional resistances are enhanced for larger particles reducing conversion. In addition, calcination was showed to be more incomplete for larger particles thereby reducing conversion.

### 6. Acknowledgements

This work was supported by FAPESP through Research Project 99/06055-2, by CNPq through Research Project 520.563/96-4, and by CAPES through a master scholarship for the first author.

### 7. References

Borgwardt, R.H., 1970, "Kinetic of the reaction of  $\text{SO}_2$  with calcined limestone", Environmental Science & Technology, v.4, n.1, p.59-63.

- Costa, M.C.D., 2000, "Efeito da temperatura sobre a conversão e o coeficiente global de taxa de reação na absorção de  $\text{SO}_2$  por calcário em reator de leito fluidizado", Dissertação de Mestrado, Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, 174 p.
- Costa, M.C.D., Pagliuso, J.D. and Milioli, F.E., 2001, "Effects of temperature on the conversion and global reaction rate coefficient in the absorption of  $\text{SO}_2$  by limestone in a fluidized bed reactor", Proceedings of the 11th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Uberlândia, Brazil.
- Crnkovic, P.M., Pagliuso, J.D., Milioli, F.E. and Polito, W.L., 2001, "Sulfation in a thermogravimetric analyzer of limestones calcined both in a fluidized bed and through thermogravimetry", Proceedings of the 11th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Uberlândia, Brazil.
- Dam-Johansen, K. and Ostergaard, K., 1991, "High-temperature reaction between sulphur dioxide and limestone - I. Comparison of limestones in two laboratory reactors and a pilot plant", Chemical Engineering Science, v.46, n.3 p.827- 837.
- Davidson, J.F. and Harrison, D., 1963, "Fluidised Particles", Cambridge University Press, Cambridge-UK.
- Dennis, J. F. and Hayhurst, A.N., 1984, "The effect of pressure on the kinetics and extent of sulphatation of calcareous materials", IChemE Symposium Series, v.87, p. 61-68.
- Dennis, J. F. and Hayhurst, A.N., 1986, "A Simplified analytical model for the rate of reaction of  $\text{SO}_2$  with limestone particles", Chemical Engineering Science, v.41, n.1, p. 25-36.
- Dennis, J. F. and Hayhurst, A.N., 1987, "The effect of  $\text{CO}_2$  on the kinetics and extent of calcination of limestone and dolomite particles in fluidised beds", Chemical Engineering Science, v.42, n.10, p.2361-2372.
- Dennis, J.F. and Hayhurst, A.N., 1986, "A Simplified analytical model for the rate of reaction of  $\text{SO}_2$  with limestone particles", Chemical Engineering Science, v.41, n.1, p. 25-36.
- Dennis, J.F. and Hayhurst, A.N., 1988, "The formation of  $\text{SO}_3$  in a fluidised bed", Combustion and Flame, v.72, p. 241-258.
- Dennis, J.F. and Hayhurst, A.N., 1990, "Mechanism of the sulphatation of calcined limestone particles in combustion gases", Chemical Engineering Science, v.45, n.5, p. 1175-1187.
- Fuertes, A.B., Velasco, G., Fuente, E. and Parra, J.B., 1993, "Sulphur retention by limestone particles under PFBC conditions", Fuel Processing Technology, v.36, p.65-71.
- Hartman, M. and Svoboda, K., 1985, "Physical properties of magnesite calcines and their reactivity with sulfur dioxide", Ind. Eng. Chem. Process. Des. Develop, v.24, p.613-621.
- Kato, K., Sakamoto, H., Sakurai, H., Takarada, T. and Nakagawa, N., 1994, "Effective dry desulfurization by a powder-particle fluidized bed. Journal of Chemical Engineering of Japan, v.27, n.3, p.276-279.
- Moss, G., 1980, "The mechanisms of sulphur absorption in fluidised beds of lime", Intitute of Fuel Symposium Series: Fluidised Combustion, London, n.1, p. D2/1-9.
- Newby, R. A and Keairns, D. L., 1991, "FBC sulfur removal - do we know enough ?", Fluidized Bed Combustion, v. 1, p. 65 - 71, ASME, New York.
- Toomey, R.D. and Johnstone, H.F., 1952, "Gaseous fluidization of solid particles, Chemical Engineering Progress", v. 48, n. 5, p. 220-226.
- Zarkanitis, S. and Sotirchos, S.V., 1989, "Pore structure and particle size effects on limestone capacity for  $\text{SO}_2$  removal", AIChE Journal, v.35, n.5, p. 821-830.

## SULFATION IN A THERMOGRAVIMETRIC ANALYZER OF LIMESTONES CALCINED BOTH IN A FLUIDIZED BED AND THROUGH THERMOGRAVIMETRY

**Paula Manoel Crnkovic**

IQSC/USP. Av. Trabalhador São-carlense, 400, Centro, São Carlos - SP, CEP 13566-590  
e-mail: paulam@sc.usp.br

**Josmar Davilson Pagliuso**

Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos - NETeF, EESC/USP. Av. Trabalhador São-carlense, 400, Centro, São Carlos - SP, CEP 13566-590  
e-mail: josmar@sc.usp.br

**Fernando Eduardo Milioli**

Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos - NETeF, EESC/USP. Av. Trabalhador São-carlense, 400, Centro, São Carlos - SP, CEP 13566-590  
e-mail: milioli@sc.usp.br

**Abstract.** A comparative study was performed on the sulfation of limestones previously calcined both in a high temperature bench fluidized bed reactor and in a thermogravimetric analyzer (TGA). In the TGA the limestone was heated at rates much lower than those at the fluidized bed reactor, where the sorbent was quickly injected into a previously heated high temperature ambience. These very different heating rates enforced quite different effects on the final physical and chemical structure of the calcined rock, thereby affecting its capability for SO<sub>2</sub> absorption. The sulfation experiments were carried out in a thermogravimetric analyzer. The bench plant is a bubbling bed reactor 160 mm internal diameter using silica sand as bed material fluidized by pre-heated air. Temperatures between 825 and 900 °C, typical to fluidized bed coal combustion, were considered both in the fluidized bed reactor and in the TGA. Porosity and BET surface area of the calcined limestones were determined. Analyses were performed regarding the effects of the calcination process on sulfation.

**Keywords:** thermogravimetric analysis, limestone, sulfur dioxide.

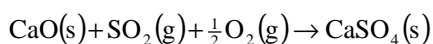
### 1. Introduction

Air pollution is a growing concern throughout the world. Sulfur dioxide (SO<sub>2</sub>) emitted mainly from fossil fuel combustion is a major air pollutant responsible for acid rain. Technologies for controlling SO<sub>2</sub> emissions during combustion are widely applied in commercial desulfurization units (Ma et al., 2000; Weidemman et al., 1990). In particular, limestone injection in coal fluidized bed combustors is considered an efficient way for reducing SO<sub>2</sub> emissions, contributing to place fluidized bed combustion among the so called clean coal technologies. Studies on SO<sub>2</sub> capture by solid sorbents are very common in literature, mainly regarding the use of calcium oxide derived from thermal decomposition or calcination of limestones. Most of the effort is directed towards improving sorbent utilization, aiming to enhance efficiencies and minimize the generation of by-products. The studies are frequently based upon fundamental aspects of heterogeneous gas-solid reactions, involving mainly mass transport and chemical kinetics.

Thermoanalysis plays an important role in the study of heterogeneous gas-solid reactions. The thermoanalytic techniques allow transient changes of a process to be monitored at constant or changing pre-established conditions. Several works in the literature apply thermogravimetric analyzers (TGA) for studying limestone calcination trying to simulate the real conditions of calcination reactors (Wieczorek-Ciurawa, 1996; Wiedemann et al., 1990). In this work limestone is calcined at different temperatures in a bench fluidized bed reactor and in a TGA. Then calcine sulfation is performed in the TGA to evaluate the effects of calcination on SO<sub>2</sub> absorption. It is known that calcination conditions affect the properties of the product CaO as well as the calcination extent. During thermal decomposition limestone develops porosity increasing its internal surface area as CO<sub>2</sub> is released. This happens differently at different conditions, with a consequent impact on sulfation when the rock is exposed to SO<sub>2</sub> at suitable temperatures.

One objective here is to evaluate how significant are the studies of sulfation in thermogravimetric analyzers for indirectly establishing the performance of sulfation in a fluidized bed coal combustor. There are marked differences between the processes that cannot be easily manipulated, notably the rate of heating, the atmosphere and the fluid flow conditions. In a real fluidized bed coal combustor the limestone is quickly inserted into a high temperature ambience, while in a TGA it usually experiments slow heating. The gas atmosphere surrounding a limestone particle in a fluidized bed coal combustor is unknown, while in a TGA it is controllable. Finally, the very complex unstable flow conditions of the gas-solid flow in fluidized beds is not present in a TGA, imposing considerable differences on the mechanisms of heat and mass transfer.

In general, SO<sub>2</sub> absorption by limestones is described by two global gas-solid reactions, calcination followed by sulfation, i.e. (Lyngfelt and Leckner, 1989)



Several works in the literature report efficient absorption of  $\text{SO}_2$  by limestones in fluidized beds at temperatures between 800 and 900 °C (Lyngfelt and Leckner, 1989; Makarytchev et al., 1995; Mattisson and Lingfelt, 1999). Outside this range sulfation is limited. Below 800 °C there is incomplete calcination, while at higher temperatures solid sintering reduces porosity and superficial area available for chemical reaction (Davini et al., 1991).

Most of the literature available results on  $\text{SO}_2$  absorption in fluidized bed coal combustion stand for foreign coals and limestones. Otherwise, specific research is required for national materials since coals and limestones are very heterogeneous and present properties quite dependent on origin and geological age. In fact, even limestones coming from the same region may present quite different reaction behavior. The Group of Thermal and Fluids Engineering (NETeF) of EESC-USP is running a comprehensive research program on fluidized bed combustion of Brazilian coals. The current research is directed towards coal combustion,  $\text{SO}_2$  absorption by limestones, and fluid mechanics of gas-solid flows. Experimental research is underway in two bubbling fluidized bed plants (pilot and bench scales) and through thermogravimetry. This work presents results on calcination in the bench scale fluidized bed reactor and TGA, and sulfation in TGA, for a particular Brazilian limestone. Results on the effects of temperature and limestone particle size in the sulfation of this limestone in the bench scale fluidized bed reactor can be found respectively in Costa et al. (2001) and da Silva et al. (2001).

## 2. Experiments

Figure (1) shows a sketch of the bench scale fluidized bed plant used in the experiments. The reactor is an atmospheric bubbling fluidized bed with 160 mm of internal diameter.  $\text{SO}_2$  is homogeneously mixed into the air after heating. A cyclone is used for particulate retention. Continuous gas sampling is carried out at the cyclone exit. A comprehensive description of the plant can be found in Costa (2000).

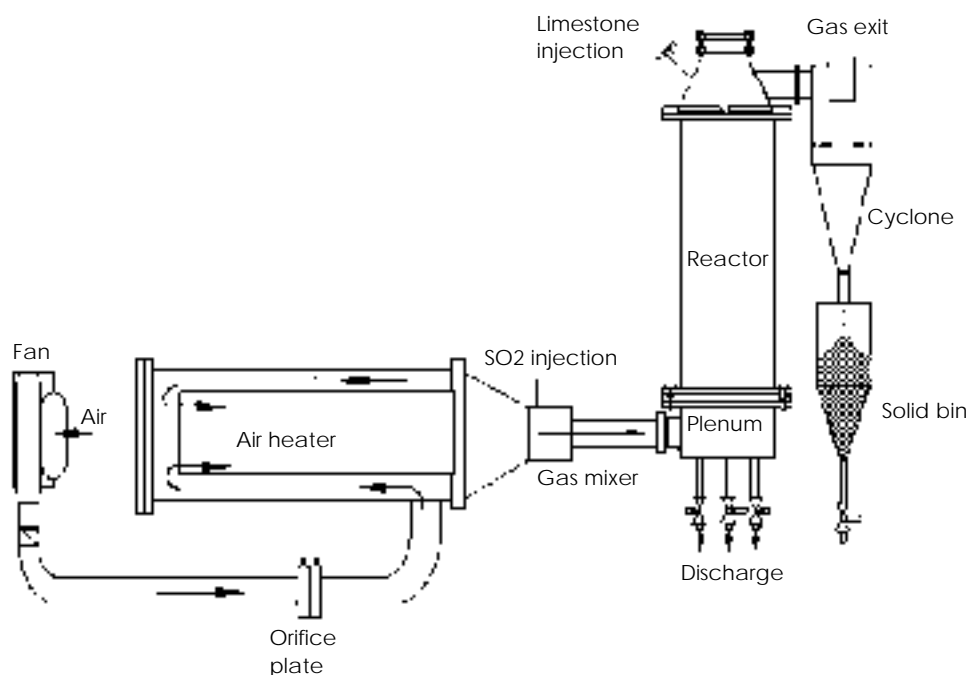


Figure 1. Sketch of the bench scale fluidized bed plant.

The calcination in the bench scale fluidized bed reactor was carried out at 825, 850, 875 and 900 °C. A calcitic limestone from Itaú de Minas, here named 1-Ci, was used. Its chemical composition is presented in Tab. (1). The limestone was grinded and sieved, and samples of particle size in the range 500-590  $\mu\text{m}$  were selected. In the calcination experiments, charges of 25 g of limestone were quickly injected into the air fluidized pre-heated bed of 250 $\mu\text{m}$  mean size silica sand.

Table 1. Partial chemical composition (mass percent) in limestone 1-Ci.

limestone	Ca	Mg	Si	Fe	Al	Mn	P	Cr	K	Ba + Sr
1-Ci	38,59	1,01	-	0,10	0,17	0,04	0,01	0,001	0,06	0,131

The calcination was considered to be finished when the concentration of CO<sub>2</sub> at the exit dropped to zero. The CO<sub>2</sub> concentration was continuously measured using a Horiba Enda 1400 gas analyzer. After each experiment the bed material was discharged and cooled down in ambient air, and the calcine was separated by sieving. X-ray diffraction analyses were performed to identify which compounds were formed after calcination and exposure to atmospheric air.

The sulfation experiments were performed in a Shimadzu 51H thermogravimetric analyzer at 825, 850, 875 and 900 °C. Charges of 36 mg of the fluidized bed previously calcined limestone were heated in the oven of the analyzer at a rate of 20 °C/min, under an inert flowing atmosphere of N<sub>2</sub> (40 ml/min). The samples were rested for about 20 minutes after the test temperature was established. Then SO<sub>2</sub> was added to the flowing atmosphere (30 ml/min) and sulfation started. Also, charges of 36 mg of the natural limestone were submitted to the same process, providing both calcination and posterior sulfation. The samples were rested for about 20 minutes after calcination finished and the test temperature was established.

The BET surface area of the calcined limestones was determined through a Micromeritics ASAP 2000 N<sub>2</sub> adsorption porosimeter. Pore size distribution and mean pore size were determined through a Micromeritics 9320 mercury intrusion porosimeter. Also, a Leo electron microscope 440 (Zeiz/Laika) was used to provide pictures of the particle external surface for both calcined and natural limestones.

### 3. Results and discussion

Table (2) shows porosity and BET surface area of the natural limestone, and of the limestones calcined both in the fluidized bed and in the TGA. It is seen that in the range of temperatures considered, i.e. 825-900 °C, there was no significant differences between the properties of the limestones calcined in the fluidized bed. Equally, there was no significant differences between the properties of the limestones calcined in the fluidized bed and in the TGA at 850 °C. This result must be interpreted with caution, since the rate of heating may considerably affect the calcination extent. Fig. (2), for instance, which presents TGA calcination experiments at 850 °C for a magnesian limestone also from Itaú de Minas, shows significant differences in weight losses at different heating rates. Both calcination procedures produce porosities and BET surface areas much higher than those of the natural limestone 1-Ci. The electronic microscopy images presented in Fig. (3) confirm that fact.

Table 2. Porosity and BET surface area of the limestone 1-Ci, natural and calcined both in the fluidized bed and in the TGA.

	Limestone 1-Ci calcined in the fluidized bed				Limestone 1-Ci calcined in the TGA	Natural 1-Ci limestone
	825 °C	850 °C	875 °C	900 °C	850 °C	
Porosity (%)	32,81	34,33	30,44	34,68	30,07	3,11
BET surface area (m <sup>2</sup> /g)	23,87	23,12	22,75	21,83	22,56	0,6339

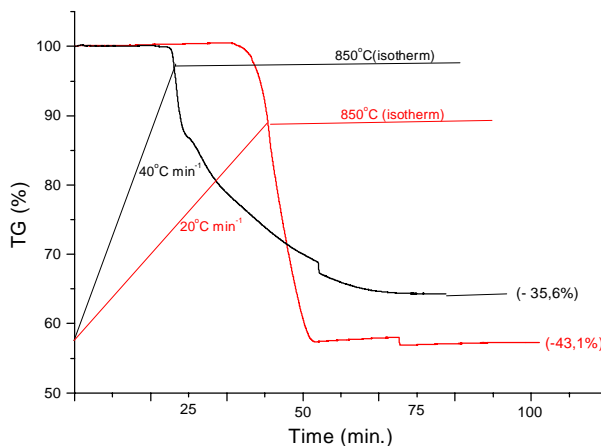


Figure 2. TGA calcination of a magnesian limestone from Itaú de Minas at different heating rates.

Figure (4) shows results of sulfation of the limestone calcined in the bench scale fluidized bed reactor at the same sulfation temperatures, i.e. 825, 850, 875 and 900 °C. For all of the samples a loss of weight was observed at about 400 °C, after about 20 minutes of heating. Such corresponds to the dehydroxylation of  $\text{Ca}(\text{OH})_2$  (Mikhail and Turcotte, 1990). X-ray diffraction confirmed the presence of this compound, which was probably formed due to the exposure of the calcined limestone to air humidity. The sulfation results show that  $\text{SO}_2$  absorption drops with increasing temperatures in the considered range.

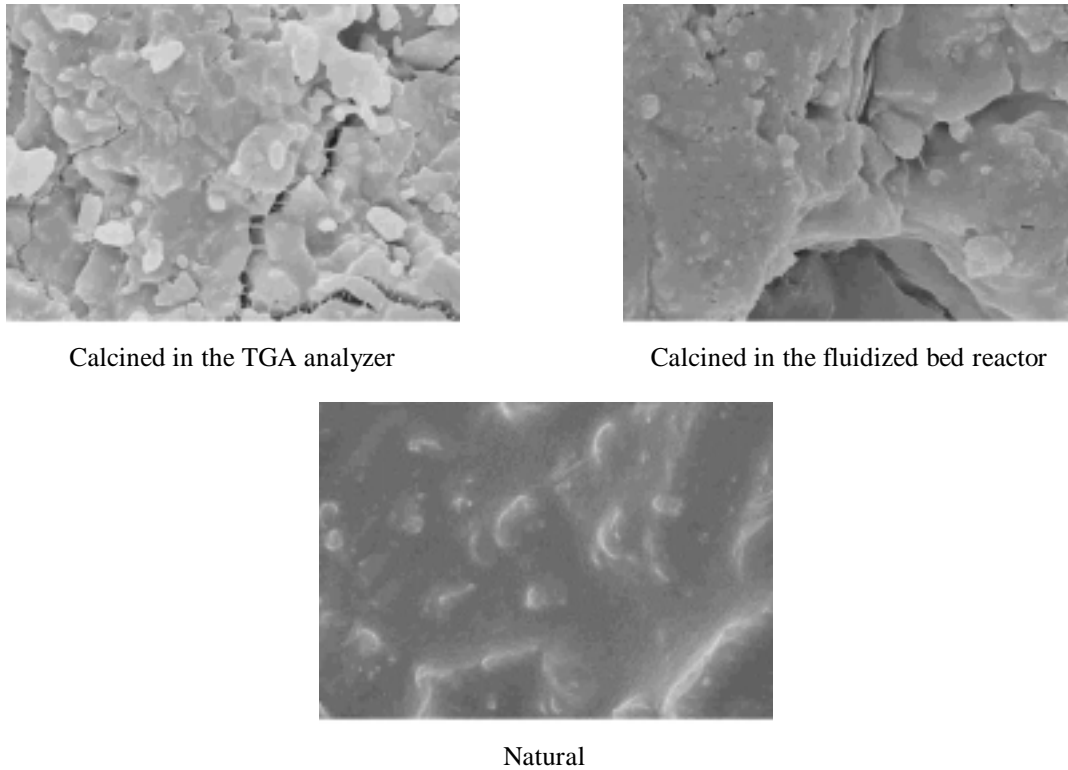


Figure 3. Electronic microscopy images of limestone 1-Ci, calcined at 850°C and natural. Magnification=10000.

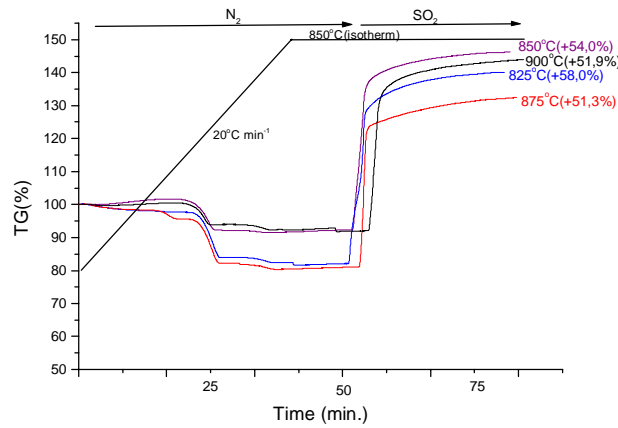


Figure 4. TGA sulfation of the limestone 1-Ci calcined in the bench scale fluidized bed reactor at the same sulfation temperatures, i.e. 825, 850, 875 and 900 °C. The percentages indicate gain in weight from the moment that  $\text{SO}_2$  is injected.

Figure (5) shows results of sulfation of the limestone calcined in the TGA for the temperatures of 825, 850, 875 and 900°C. The comparison of Figs. (4) and (5) shows that the limestones calcined in the TGA absorbed much less  $\text{SO}_2$  than the limestones calcined in the fluidized bed. Considering that both calcined limestones presented the same porosity and BET surface area, the above difference must be related to the intermediary formation of  $\text{Ca}(\text{OH})_2$  in the fluidized bed calcined limestone due to exposure to humid air before sulfation. As the TGA calcined limestone is not exposed to atmospheres containing water, such an intermediary is not formed before its sulfation.



The above conclusion is supported by literature. Davini et al. (1991) studied sulfation of limestones at temperatures between 800 and 1300 °C. They found that the absorption of SO<sub>2</sub> by CaO formed from the decomposition of Ca(OH)<sub>2</sub> is higher than the absorption by the CaO generated from the decomposition of CaCO<sub>3</sub>. The sorbent formed from Ca(OH)<sub>2</sub> presented a higher BET surface area related to the sorbent generated from CaCO<sub>3</sub>.

In both cases of Figs. (4) and (5), the SO<sub>2</sub> absorption is lower at higher temperatures, indicating possible sintering of CaO. Sintering eliminates porosity and surface area, thereby reducing SO<sub>2</sub> absorption. This effect was also observed by Milne et al. (1990). Results on the effects of temperature and limestone particle size in the sulfation of limestone 1-Ci in the bench scale fluidized bed reactor can be found respectively in Costa et al. (2001) and da Silva et al. (2001).

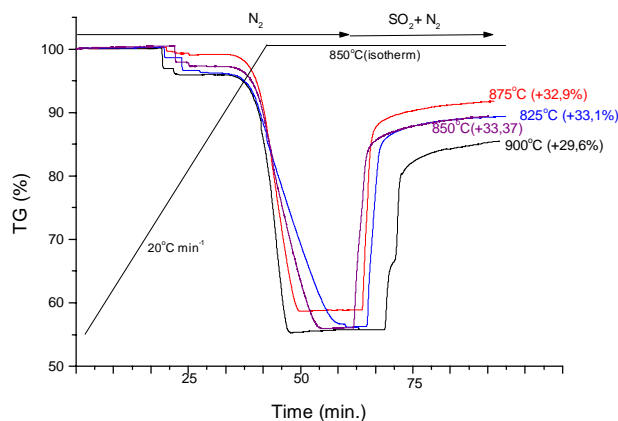


Figure 5. TGA calcination and sulfation of the limestone 1-Ci at 825, 850, 875 and 900 °C. The percentages indicate gain in weight from the moment that SO<sub>2</sub> is injected.

#### 4. Conclusions

TGA sulfation was performed of a calcitic limestone previously calcined both in a high temperature bench fluidized bed reactor and in the TGA. The different calcination procedures did not significantly affected porosity or BET surface area of the calcine at 850 °C. This is an interesting feature suggesting that TGA analysis can be used for studying the fluidized bed process, at least as far as calcination is concerned. However, caution is recommended since the rate of heating may considerably affect calcination extent in TGA. The calcine produced in the fluidized bed reactor was exposed to ambient air humidity, allowing for the formation of Ca(OH)<sub>2</sub>. The presence of this compound improved the SO<sub>2</sub> absorption capability of the calcine. Concerning the sulfation studies in TGA considering its possible relevance to the process in fluidized bed reactors, precautions are required to avoid water absorption by the calcine produced in fluidized beds. For all considered calcines, SO<sub>2</sub> absorption was lower at higher temperatures, indicating a possible elimination of porosity and surface area due to sintering.

#### 5. Acknowledgements

This work was supported by FAPESP through Research Project 99/06055-2 and the doctor scholarship 98/14393-2 for the first author, and by CNPq through Research Project 520.563/96-4.

#### 6. References

- Borgwardt, R.H. and Bruce, K.R. 1986, "Effect of specific surface area on the reactivity of CaO with SO<sub>2</sub>", *AIChE Journal*, Vol.32, No.2, pp. 239-246.
- Costa, M.C.D., 2000, "Efeito da temperatura sobre a conversão e o coeficiente global de taxa de reação na absorção de SO<sub>2</sub> por calcário em reator de leito fluidizado", *Dissertação de Mestrado*, Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, 174 p.
- Costa, M.C.D., Pagliuso, J.D. and Milioli, F.E., 2001, "Effects of temperature on the conversion and global reaction rate coefficient in the absorption of SO<sub>2</sub> by limestone in a fluidized bed reactor", *Proceedings of the 11th Brazilian Congress of Mechanical Engineering*, Uberlândia, Brazil.
- da Silva, G.F., Pagliuso, J.D. and Milioli, F.E., 2001, "Effects of particle size on the conversion and global reaction rate coefficient in the absorption of SO<sub>2</sub> by limestone in a fluidized bed reactor", *Proceedings of the 11th Brazilian Congress of Mechanical Engineering*, Uberlândia, Brazil.
- Davini, P., DeMichele, G. and Bertacchi S., 1991, "Reaction between calcium-based sorbents and sulphur dioxide: a thermogravimetric investigation", *Fuel*, vol.70, pp. 201-204.

- Lyngfelt, A. and Leckner, B., 1989, "SO<sub>2</sub> capture in fluidized-bed boilers: re-emission of SO<sub>2</sub> due to reduction of CaSO<sub>4</sub>", *Chemical Engineering Science*, Vol. 44, pp. 207-213.
- Ma, X., Kaneko, T., Tashimo, T., Yoshida T. and Kato, K., 2000, "Use of limestone for SO<sub>2</sub> removal from flue gas in the semidry FGD process with a power-particle spouted bed", *Chemical Engineering Science*, Vol. 55, pp. 4643-4652.
- Makarytchev, S.V., Cen, K.F., Luo, Z.Y. and Li, X.T., 1995, "High-Temperature sulphur removal under fluidized bed combustion conditions - a chemical interpretation", *Chemical Engineering Science*, Vol. 50, pp.1401-1407.
- Mattisson, T. and Lyngfelt, A., 1999, "The reaction between limestone and SO<sub>2</sub> under periodically changing oxidizing and reducing conditions - effect of temperature and limestone type", Vol. 325, pp. 59-67.
- Mikhail, S.A. and Turcotte, A.M., 1990, "A TG method of analysis for use in monitoring the efficiency of fluidized-bed coal combustion process", *Thermochimica Acta*, Vol. 166, pp. 357-367.
- Milne, R.C., Silcox, G.D., Pershing, D.W. and Kirchgessner, D.A., 1990, "Calcination and sintering model for application to high-temperatures short-time sulfation of calcium-based sorbents", *Ind. Eng. Chem. Resp.*, Vol. 29, pp. 139-149.
- Wieczorek-Ciurowa, K., 1996, "Versatility of the application of thermal analysis to the simulation of gas desulphurisation", *Thermochimica Acta*, Vol. 272, pp.233-241.
- Wiedemann, H.G., Boller A., and Bayer, G., 1990, "Thermogravimetric studies of the reactions between dolomite and sulfur dioxide", *Solid State Ionics*, Vol. 43, pp. 53-60.

# METODOLOGIA DE MONITORIZAÇÃO ENERGÉTICA E DE CONFORTO AMBIENTAL DE UM EDIFÍCIO DE SERVIÇOS

## JOSÉ ABEL ANDRADE

CIDEM – ISEP, Centro de Investigação e Desenvolvimento em Engenharia Mecânica  
Instituto Superior de Engenharia do Porto  
R. António Bernardino de Almeida 431, 4200-072 Porto, Portugal  
Tel. 351-228340500, Fax: 351-228321159  
e-mail: [jandrade@dem.isep.ipp.pt](mailto:jandrade@dem.isep.ipp.pt)

## Prof. Dr. OSCAR SAUL HERNANDEZ MENDONZA

Faculdade de Engenharia Mecânica – Núcleo de Termo-Fluídos  
Campus Santa Mônica, Bloco 1M – Universidade Federal de Uberlândia  
Fax (55 34) 3239 4206  
e-mail: [oscarhm@mecanica.ufu.br](mailto:oscarhm@mecanica.ufu.br)

**Resumo.** Este trabalho apresenta uma proposta de método de avaliação do comportamento energético e ambiental de um edifício em funcionamento, analisando o edifício como um sistema, que responde aos regimes de ocupação, recorrendo a subsistemas complementares mecânicos ou térmicos, que consomem energia. A metodologia tem como base o princípio de desagregação dos consumos energéticos por diferentes zonas do edifício. Os resultados do uso da energia são confrontados com as condições ambientais de temperatura, de humidade e de qualidade do ar para avaliar as condições de bem estar dos usuários. O trabalho contém: a estrutura de um plano de monitorização, descrição do plano de monitorização, formas de avaliar o desempenho dos sistemas energéticos, e os serviços prestados pela energia. Espera-se que esta metodologia permita determinar curvas de carga de consumos energéticos, discriminar consumo de água e gás por zonas, monitorização energética necessária para funcionamento óptimo, e índices de conforto ambiental.

**Palavras Chave:** Energia, Ambiente, Monitorização

## 1. Introdução

O problema do desenvolvimento sustentável assenta num conhecimento actual e real das situações energéticas e ambientais existentes.

A crescente preocupação do impacto ambiental do sector de serviços no equilíbrio do ecossistema, à escala regional e global, a par do elevado grau de conforto e qualidade de vida exigido pelos seus utentes, tem fomentado o desenvolvimento e aplicação de novas tecnologias e conceitos nas áreas de concepção e operação dos edifícios em geral.

Os edifícios são grandes responsáveis pelas emissões de CO<sub>2</sub> à escala global, pois é neles que a maior fatia do "bolo energético" dos combustíveis fósseis é consumida. Esse consumo, que por ser baseado quer na electricidade (por exemplo em equipamentos de frio), quer no uso directo dos combustíveis fósseis (sistemas de aquecimento), não tem atendido às potencialidades da utilização directa de outras formas de energia mais adequadas aos fins pretendidos e com níveis de eficiência superiores.

Desta forma surge o conceito do edifício como um sistema energético, cujas condições fronteira – micro-clima envolvente; tipologia; e regimes de ocupação – devem reger o seu projecto. Quando o edifício não tem capacidade de responder, por si só, às condições dominantes acima referidas, recorreremos a sistemas complementares mecânicos e/ou térmicos que, naturalmente, consomem energia para operar. Convém notar que aqui a energia é vista como um serviço englobando as vertentes de uso final (idêntico ao produto do consumo pela eficiência) e de conforto. Este conceito "sistémico" é também aplicável a grupos de edifícios e à escala urbanística.

Assim, pode-se resumir a problemática dos sistemas energéticos à satisfação das exigências energéticas e de conforto ambiental dos utentes, tendo sempre presentes as condições fronteira mencionadas e à gestão da energia térmica e eléctrica, i.e., os consumos.

O trabalho visa a elaboração de um Plano de Monitorização em que se definam os objectivos e os meios para avaliar as condições de desempenho dos edifícios e dos sistemas energéticos nele integrados e as suas consequências em termos de conforto e eficiência energética.

Com base num edifício que engloba sistemas de climatização pretende-se definir um conjunto de acções que permitam verificar a concretização de opções de projecto, caracterizar o desempenho do edifício assim como dos seus sistemas, quantificar o comportamento térmico e analisar os resultados em regime de ocupação.

As diferentes fontes de energia usadas no edifício, a sua transformação, a sua distribuição e os seus usos finais são analisados ao nível de projecto de modo a ser planeado a localização e o número de pontos de medida mais conveniente para a realização do projecto proposto. Algumas variáveis são avaliadas em contínuo e outras serão de avaliação pontual.

Em termos energéticos é avaliado o consumo de energia térmica para aquecimento das diferentes zonas do edifício assim como de algumas unidades terminais que servem locais específicos. O balanço energético de alguns equipamentos térmicos - caldeira, permutadores de calor, também é avaliado.

As condições ambientais - temperatura, humidade e qualidade do ar, são medidas nalgumas zonas para avaliar as condições de bem estar dos utentes, como resultado do uso de energia

## 2. Estrutura de uma monitorização

Pode considerar-se que, genericamente, um plano de monitorização comporta três fases:

Planeamento da Experiência

Trabalho de Campo

Tratamento de Dados

O planeamento da experiência abarca a definição dos objectivos da monitorização (análise energético-ambiental, validar modelos de simulação, (Lebrun, 1990), apetrechar bases de dados); a identificação das características do edifício (tipologia, projecto arquitectónico, opções de projecto, equipamentos e sistemas instalados, (Heras, 1988), micro-clima envolvente, (Loveday, 1990), regime de utilização, (Bloomfield, 1990); e a selecção dos parâmetros (energéticos e ou de conforto ambiental ) e respectivos pontos (número de pontos) a monitorizar. Após a escolha da frequência de medição dos vários parâmetros, fica definida a estratégia ou programa de medição (o que medir; onde medir; como medir; quando medir). A etapa de planeamento termina com a selecção do equipamento a utilizar.

Para a avaliação quantitativa dos parâmetros anteriormente referidos, existe no mercado uma variada gama de equipamentos. A selecção do equipamento é condicionada por diversos factores entre os quais se destaca o processo de transmissão e recolha de dados; a compatibilidade entre os vários equipamentos; a fase de desenvolvimento da obra; o custo da instalação; e o grau de precisão pretendido na avaliação dos parâmetros.

Segue-se a fase de trabalho de campo que se inicia com a instalação, ensaio preliminar e aferição dos aparelhos utilizados. Chega-se então ao período de monitorização (recolha de dados) propriamente dito.

As monitorizações a edifícios devem ser efectuadas por período longo, (Loveday, 1990). Nos primeiros tempos as condições no interior dos edifícios não se encontram numa fase estacionária, i.e., as paredes libertam água, os ocupantes não possuem ainda hábitos definidos de ocupação, os móveis libertam VOC's, etc., pelo que os dados recolhidos entretanto não se podem considerar como representativos da normal operação dos mesmos. Nestas condições as medições devem ser, pelo menos, por um período de dois anos.

A frequência com que são efectuadas as medições depende sempre dos objectivos propostos para a monitorização. Normalmente uma base de recolha horária é um bom ponto de partida para a análise de consumos e parâmetros de conforto térmico. Contudo, os objectivos ou a natureza dos espaços pode justificar intervalos mais ou menos prolongados.

Durante a fase de instalação, teste e aferição dos equipamentos pode constatar-se que os padrões dos consumos eléctricos, de gás, energia térmica, ou água, por exemplo, são de uma natureza que não justifique o período inicialmente definido devendo-se, nesse caso, alterar a frequência de recolha dos dados em conformidade com os objectivos definidos para a monitorização.

Os vários parâmetros não têm obrigatoriamente de obedecer ao mesmo "timing". Todavia, convém ter em conta que parâmetros relacionados fisicamente, ou pelos objectivos, devem ser recolhidos simultaneamente ou pelo menos muito próximo no tempo uns dos outros, sob risco de a análise e cálculos efectuados não possuírem a relevância pretendida.

Finalmente, atinge-se o estágio onde se dá o tratamento de dados que pode ter início durante o período de recolha de dados, ou ser efectuado à posteriori. Nesta fase processa-se a análise de resultados e são elaboradas as conclusões respeitantes aos objectivos definidos inicialmente.

O tratamento dos dados recolhidos é realizado com recurso a ferramentas informáticas que podem ir duma simples folha de cálculo a programas sofisticados.

Os resultados obtidos devem ser de tal forma que os objectivos definidos para a monitorização sejam explícitos qualitativamente, através de gráficos e índices de sensibilidade, ou quantitativamente através de valores calculados com base nos dados recolhidos.

Há ainda que fazer menção à importância dos ocupantes em todo o processo de monitorização, (Fernandes, 1997). Como já foi referido, os ocupantes devem ser incomodados ao mínimo durante o período de recolha de dados. Contudo, em casos extremos, podem ter um papel activo na monitorização.

### 3. Plano de monitorização

A monitorização tem como objectivo a obtenção de dados relativos ao desempenho dos sistemas energéticos utilizados no edifício, bem como da avaliação dos serviços de energia agregados, à escala global (o edifício como volume de controle) e individual (zonas independentes)

Ao nível de sistemas pretende-se a avaliação de parâmetros energéticos, nomeadamente consumos energéticos e eficiências; ao nível de espaços engloba a verificação de serviços de energia disponíveis, concretamente de conforto ambiental (conforto térmico) e consumos energéticos por espaço.

As monitorizações incidem sobre sistemas e serviços. No primeiro caso inserem-se os sistemas de aquecimento de águas sanitárias, aquecimento central, arrefecimento de água e sistemas de climatização. Os serviços abrangem os consumos de energia respeitantes a água quente sanitária, a aquecimento ambiente, a arrefecimento ambiente e a consumos eléctricos.

As operações de medição na monitorização são do tipo contínuo quando a recolha de dados é feita em contínuo durante todo o período de monitorização ou esporádica quando a recolha de dados é pontual com o objectivo de avaliar um parâmetro fixo durante todo o período de monitorização.

Alguns parâmetros abarcam o edifício como um todo enquanto que outros, embora pretendendo ser representativos dos restantes espaços, dizem respeito a locais individuais os a sistemas.

A Tabela (1) apresenta um resumo do planos de monitorização.

Tabela 1 – Plano de monitorização

Análise	Tipo de monitorização	Zona representativa
Parâmetros funcionais		
Micro-clima envolvente	Contínua	Edifício
Regime de ocupação	Esporádica	Locais
Desempenho dos sistemas energéticos		
Sistema de água quente sanitária (AQS)	Contínua	Edifício / sistema
Sistema de aquecimento central (AC)	Contínua	Edifício / sistema
Sistemas de arrefecimento de água (AR)	Contínua	Edifício / sistema
Sistemas de condicionamento de ar	Contínua	Edifício / sistema
Serviços de energia		
Conforto ambiental	Contínua	Locais
Consumos térmicos (AQS)	Contínua	Locais
Consumos térmicos (AC)	Contínua	Locais
Consumos térmicos (AR)	Contínua	Locais
Consumos eléctricos	Contínua	Locais

### 4. Desempenho dos sistemas energéticos

Os sistemas térmicos estão normalmente localizados na casa das máquinas e são analisados individualmente, com vista ao conhecimento das contribuições, eficiências e consumos respectivos. No entanto, para que seja possível uma avaliação do desempenho global da instalação, são monitorizados outros parâmetros que, embora ligados fisicamente ao sistema individual, dizem respeito à análise global referida. Em todos os sistemas as medições são efectuadas em contínuo.

A análise dos sistemas de produção de fluidos térmicos é semelhante em todos eles. Existem fluidos com diferentes temperaturas e caudais a fluir através da fronteira do volume de controle e equipamentos (permutadores de calor, caldeiras, etc.) com eficiências ou rendimentos variáveis.

Dependendo do volume de controle (e dos sistemas nele incluídos) podem existir combustíveis sólidos (madeira, carvão, ...), líquidos (fuel, gasóleo, ...) ou gasosos (gás natural, propano, ...) a atravessar a sua fronteira, além da presença da electricidade quer para bombagem quer para equipamentos de aquecimento e refrigeração auxiliares. Pode dar-se ainda o caso de subprodutos associados à “produção” dos fluidos (gases de combustão, água de refrigeração de condensadores, ...) possuírem uma carga térmica significativa que justifique a sua contabilização.

Desta forma os parâmetros a avaliar devem contemplar todos os afluentes e efluentes do sistema. Se se tratarem de fluidos térmicos, convém monitorizar as suas temperaturas (entrada e saída) e caudais (mássicos ou volúmicos). Para os combustíveis, assumindo que são conhecidas a temperatura e pressão (combustíveis líquidos e gasosos), interessa somente medir os caudais de entrada.

Se o sistema de “produção” de fluidos térmicos englobar subsistemas com características diferentes, como por exemplo um conjunto de colectores solares, os parâmetros respeitantes a esse subsistema devem ser incluídos na análise global.

No sistema de produção de água quente, que fornece a rede de aquecimento central, o objectivo é conhecer a produção global de energia térmica para aquecimento ambiental. Necessita-se então de conhecer as temperaturas de alimentação e de retorno da água do aquecimento central. Naturalmente os respectivos caudais em circulação são também parâmetros importantes.

Para o sistema de águas quentes sanitárias o objectivo é conhecer a energia na forma de água quente sanitária produzida. Para tal, necessita-se de conhecer a temperatura da água da rede e a temperatura da água para consumos de águas quentes sanitárias bem como o caudal respectivo.

Nos sistemas para climatização os parâmetros com interesse dizem respeito somente aos fluxos que atravessam a fronteira do volume de controle. Os fluxos em causa respeitam a fluidos dos quais se destacam o ar, a água e outros fluidos térmicos. A capacidade térmica associada aos fluidos que participam nos mecanismos de transferência de calor inerentes ao processo de climatização obrigam ao conhecimento das suas temperaturas de entrada e saída, bem como dos caudais em circulação, para que possamos caracterizar correctamente os referidos mecanismos físicos.

Os pontos onde se efectuam as medições estão, naturalmente, localizados nas tomadas de admissão do fluido e de saída do mesmo do volume de controle. O caudal, embora sendo o mesmo em qualquer dessas tomadas, deve ser medido naquela em que o fluido sofre menor variação das suas propriedades.

Como já foi referido, além dos sistemas individuais poder-se-á conhecer, por meio de um balanço global à instalação, o desempenho da mesma. Assim, como entradas no volume de controle existe o gás, a água da rede e a electricidade de bombagem associada aos sistemas anteriormente descritos (medida individualmente para cada sistema). Na saída encontra-se água quente quer para aquecimento central quer para os consumos de água quente sanitária. A monitorização destes parâmetros cria a oportunidade de realizar ainda a avaliação do rendimento individual de cada sistema.

## 5. Serviços de energia

Esta rubrica tem como objectivo a verificação dos serviços de energia disponíveis através da avaliação do conforto ambiental e dos consumos de energia por espaço representativo.

Em termos de conforto ambiental, as monitorizações têm como objectivo verificar se determinados índices de conforto são satisfeitos, (Helder, 1997). Estes índices são constituídos em torno de parâmetros mensuráveis.

Aqui, os volumes de controle associados à avaliação de um determinado índice de conforto são, evidentemente, relativos a espaços interiores, pois é nesses espaços que os ocupantes, que “sentem” esse índice, circulam. No entanto, embora se definam volumes de controle, não se justifica a análise das condições fronteira, uma vez que é o interior do volume de controle que nos interessa, logo as suas propriedades/parâmetros. No limite, o volume de controle seria o ocupante individual em torno do qual as condições fronteira deveriam ser observadas. Definindo então o “ambiente” como um espaço interior, podemos considerar que se está a verificar se todos os sistemas que constituem a fronteira desse espaço estão a cumprir os seus objectivos.

Os índices de conforto ambiental a monitorizar agrupam-se em quatro grupos:

- Índices de conforto térmico ( temperatura, humidade)
- Índices de qualidade do ar interior ( concentrações de contaminantes)
- Índices de conforto visual (iluminação)
- Índices de conforto acústico (nível sonoro)

Embora apoiados em valores quantitativos, salvo algumas excepções, os índices são, por definição, qualitativos. Assim, as medições obtidas têm em vista a constatação de que os parâmetros relevantes se encontram entre os limites estipulados em (ISO 7730, 1994; ASHRAE Standard 55, 1992; CR1752, 1998). Não devemos no entanto esquecer que as pessoas não reagem todas da mesma forma em condições semelhantes, e mesmo quando sujeitas às mesmas condições podem, em situações diferentes, experimentar sensações diversas. Por isso, os índices acima citados devem ser sempre tomados como valores indicativos e não determinantes, salvo em algumas situações em que a saúde dos ocupantes do espaço seja posta em causa. São exemplo disso as concentrações de alguns gases ou de partículas poluentes que devem ser inferiores aos valores indicados em WHO (1987).

Relativamente ao conforto ambiental normalmente é apenas avaliado o conforto térmico através da medição da temperatura e da humidade relativa, como indicado em (Helder, 1997).

A quantificação dos consumos térmicos associados à utilização de água quente sanitária é avaliada pela monitorização da temperatura de utilização de água quente sanitária e o caudal respectivo.

Os consumos térmicos associados ao conforto ambiental resultantes do aquecimento central obriga ao conhecimento das temperaturas de fornecimento e de retorno da água do aquecimento central bem como o caudal circulante.

Os valores obtidos dos consumos térmicos anteriores, associados à água quente e ao aquecimento central, são comparados com os obtidos em situações semelhantes. A finalidade da contabilização dos consumos eléctricos é saber quanto é gasto e onde.

Como o esquema das instalações eléctricas contempla a separação em diferentes circuitos é fácil efectuar a observação individual de cada um deles. O parâmetro é então a energia eléctrica consumida.

A contabilização da energia consumida nos diferentes sectores ou serviços permite classificar o edifício numa escala de Excelente, Bom, Razoável numa perspectiva de certificação energética dos edifícios de acordo com a regulamentação portuguesa, (APCEE, 2000).

A implementação de um plano de racionalização baseia-se na obrigação de uma redução de 10% do consumo de energia global, incluindo todas as fontes energéticas, num período de 5 anos.

## 6. Plano de medições

A avaliação do desempenho dos sistemas energéticos e dos serviços de energia prestados que constituem o plano de monitorização de um edifício de serviços é concretizado por um plano de medições de que a Tab. (2) é um exemplo.

Tabela 2 – Parâmetros de monitorização

Parâmetros	Processo		Localização			Local	
	Contínuo	Esporádico	Casa máq.	Equipam.	Exterior	Contínuo	Esporádico
<b>Parâmetros Funcionais</b>							
1.Micro clima Envolvente	x				x		
2.Regime de ocupação		x				x	x
<b>Sistemas Energéticos</b>							
<b>1.Sistema de aquecimento central</b>							
Temp. da água de alimentação do aquecimento central	x		x				
Temp. da água de retorno do aquecimento central	x		x				
Caudal de água para aquecimento central	x		x				
Consumo eléctrico de bombagem	x		x				
Consumo de combustível pela caldeira	x		x				
<b>2.Sistema de águas quentes sanitárias</b>							
Temp. da água para consumos de águas quentes sanitárias	x		x				
Temperatura da água da rede	x		x				
Caudal de água para consumos de águas quentes sanitárias	x		x				
Consumo eléctrico de bombagem	x		x				
Consumo de combustível pela caldeira	x		x				
<b>3.Sistemas de condicionamento de ar</b>							
Temperatura da água à entrada				x			
Temperatura da água à saída				x			
Caudal de água				x			
Temperatura do ar à entrada				x			
Temperatura do ar à saída				x			
Caudal de ar				x			
Consumo eléctrico de ventilação				x			
<b>Serviços de energia</b>							
<b>1.Parâmetros de Conforto Ambiental</b>							
Temperatura do ar	x	x				x	x
Humidade relativa do ar	x	x				x	x
<b>2.Consumos térmicos para conforto (aquecimento central)</b>							
Temperat. da água de alimentação do aquecimento central	x			x		x	
Temperatura da água de retorno ao aquecimento central	x			x		x	
Caudal de água do aquecimento central no equipamento	x			x		x	
<b>3.Consumos conforto (unidades de condicionamento)</b>							
Temperatura do ar à entrada do local	x			x		x	
Temperatura do ar de retorno	x			x		x	
Caudal de ar	x			x		x	
<b>4.Consumos térmicos de águas quentes sanitárias</b>							
Temp. de alimentação de águas quentes sanitárias	x			x		x	
Caudal de águas quentes sanitárias	x			x		x	
<b>5.Consumos eléctricos</b>							
Circuito de iluminação	x			x		x	
Circuito de tomadas	x			x		x	
Circuito de tomadas especiais	x			x		x	
Circuito de equipamentos	x			x		x	
Total	x			x		x	

## ENERGETIC AND ENVIRONMENTAL MONITORING METHODOLOGY FOR A SERVICE BUILDING

### **JOSÉ ABEL ANDRADE**

CIDEM – ISEP, Centro de Investigação e Desenvolvimento em Engenharia Mecânica  
Instituto Superior de Engenharia do Porto  
R. António Bernardino de Almeida 431, 4200-072 Porto, Portugal  
Tel. 351-228340500  
Fax: 351-228321159  
e-mail: [jandrade@dem.isep.ipp.pt](mailto:jandrade@dem.isep.ipp.pt)

### **Prof. Dr. OSCAR SAUL HERNANDEZ MENDONZA**

Faculdade de Engenharia Mecânica – Núcleo de Termo-Flúidos  
Campus Santa Mônica, Bloco 1M – Universidade Federal de Uberlândia  
Fax (55 34) 3239 4206  
e-mail: [oscarhm@mecanica.ufu.br](mailto:oscarhm@mecanica.ufu.br)

***Abstract:** The paper presents a methodology to evaluate the energy and environmental aspects of a building during its operation mode, analysing the building as a system. The building has different systems, mechanical and thermal equipment with energy consumption. The methodology is based on the partition of energetic consumption by different zones of the building. The results of the uses of energy are correlated to the temperature, humidity and air quality to evaluate the comfort. The paper describes the structure of the monitoring plan to evaluate the energetic system performance and the energy services. With this methodology is possible to design energetic consumption profiles, to know the consumption of gas and water by zones, the monitoring to optimal operation and comfort levels.*

***Keywords:** Energy, Environmental, Monitoring*



# ONE-DIMENSIONAL COMBINED CONDUCTION-RADIATION HEAT TRANSFER IN MULTI-LAYER PLANAR PARTICIPATING MEDIA

**Gino Genaro and Orosimbo Andrade de Almeida Rego**

Federal University of Uberlândia - Mechanical Engineering Department  
Av. João Naves de Ávila, 2.160. Campus Santa Mônica, bloco 1M  
38.400-902 Uberlândia-MG, Brazil  
E-mail: ggenaro@mecanica.ufu.br, oaarego@ufu.br

**José Bezerra Pessoa Filho**

Aerospace Technical Center - Institute of Aeronautics and Space  
12228-904 São José dos Campos-SP, Brazil  
E-mail: jbp@iae.cta.br

***Abstract.** Steady-state combined conduction-radiative heat transfer between two parallel flat plates separated by semitransparent media is investigated in this work. The plates are assumed to be opaque, gray and held at constant temperatures. The medium separating the plates emits, absorbs and scatters thermal radiation and is formed by two or more layers of materials. Based upon the application of the overall energy and radiative conservation principles it is possible to establish a relationship between the two heat transfer modes, i.e., radiation and conduction. The space derivative appearing in the overall energy conservation equation is discretized according to the finite difference method. To solve the Radiative Transfer Equation - RTE, the discrete ordinate principle is used together with a Gaussian integration scheme. Effects of conduction-radiation parameter, scattering albedo, optical thickness and superficial emissivities on the temperature profiles and total heat flux rates are analyzed.*

**Key words:** thermal radiation, radiative transfer equation (RTE), conduction-radiation heat transfer

## 1. Introduction

In the last three decades, attention has been directed towards the study of coupled conduction-radiation heat transfer. The motivation for such studies is related to their importance in many applications, such as: furnaces design, process of steel and glass solidification and thermal control of aerospace vehicles. In general, the published papers can be classified according to the state, i.e., steady-state (Yuen, 1980; Sutton, 1986; Ho and Özisik, 1987a) or transient (Lick, 1965; Bergquam and Seban, 1971; Tsai, 1982); the geometry - where in most cases infinite parallel planar surfaces, separated by a semitransparent medium composed by one or more layers of material are considered (Tsai and Nixon, 1986; Ho and Özisik, 1987a) and; the numerical method used to solve the RTE - the most commonly utilized methods are those based on the solution of the exponential integral functions (Yuen, 1980; Sutton, 1986; Lick, 1965; Tsai and Chan, 1982; Tsai and Nixon, 1986; Ho and Özisik, 1987; Glass, Özisik and McRae, 1987; Andre, 1998) and the discrete ordinates method (Bergquam and Seban, 1971; Fiveland, 1987).

This work considers steady-state combined conduction-radiation heat transfer between two infinite plane parallel surfaces, separated by a semitransparent medium composed by two or more layers. Such a study is important to design thermal protection systems for aerospace applications. The application of the overall energy conservation principle provides an ordinary differential equation for temperature, whereas the conservation of radiative energy provides an integro-differential equation for the intensity of radiation, known as the Radiative Transfer Equation (RTE). This set of equations are coupled through the temperature field in the medium. To solve the ordinary differential equation for temperature, the finite difference method is used, whereas a novel procedure proposed by Pessoa-Filho and Thynell (1995) is used to solve the RTE. In the following sections the equations describing the phenomena, the method of solution and the obtained results are presented.

## 2. Formulation

The geometrical configuration studied in this work is shown in Figure 1. The medium is composed by N layers of semitransparent materials that absorb, emit and isotropically scatter the radiation. The interfaces separating two different layers are assumed to be transparent. The optical properties of the materials such as scattering-albedo, optical thickness and the conduction-to-radiation parameter can change from one layer to another but are constant and uniform within each layer. The walls, located at  $\tau=0$  and  $\tau=\tau_0$ , (Fig. 1), are gray, diffuse and opaque and are held at constant temperature.

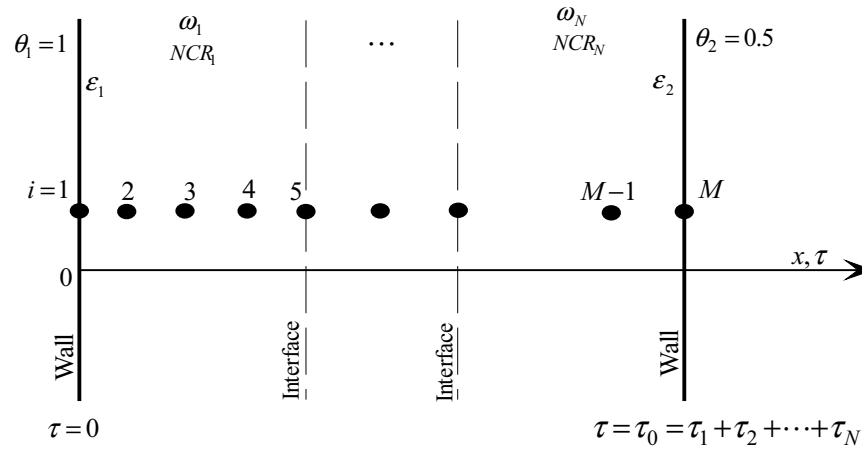


Figure 1. Geometrical configuration.

The application of the overall energy conservation principle to an infinitesimal volume element, within the medium, under the assumption of one-dimensional heat transfer and constant physical properties, yields Özisik (1973),

$$\frac{d^2\theta(\tau)}{d\tau^2} = \frac{1-\omega}{NCR} [\theta^4(\tau) - G^*(\tau)], \quad 0 < \tau < \tau_0 \quad (1)$$

where  $\theta$ ,  $\tau$ ,  $\omega$ ,  $NCR$  and  $G^*$  refer to nondimensional temperature, optical thickness, scattering albedo, conduction-to-radiation parameter, incident radiation defined, respectively, by

$$\tau \equiv \beta x, \quad NCR \equiv \frac{k\beta}{4n^2\sigma T_r^3}, \quad Q^r(\tau) \equiv \frac{q^r(\tau)}{n^2\sigma T_r^4}, \quad \theta(\tau) \equiv \frac{T(\tau)}{T_r}, \quad G^*(\tau) \equiv \frac{G(\tau)}{4n^2\sigma T_r^4}. \quad (2.a,b,c,d,e)$$

Where  $x$  is the physical length and  $\beta$ ,  $k$ ,  $T$  and  $n$  are the medium extinction coefficient, thermal conductivity, temperature and refraction index, respectively;  $\sigma$  is the Stefan-Boltzmann constant and  $T_r$  is a reference temperature;  $Q^r(\tau)$  and  $G^*(\tau)$  are the nondimensional radiative heat flux and incident energy, respectively.

Since the interfaces are transparent, and the walls are held at constant, and known, temperatures, we have:

$$NCR_j \frac{d\theta}{d\tau} \Big|_{Layer\ j} = NCR_{j+1} \frac{d\theta}{d\tau} \Big|_{Layer\ j+1}, \quad j = 1, N-1, \quad \text{at the interfaces.} \quad (3)$$

$$\theta(0) = \theta_1 \quad \text{and} \quad \theta(\tau_0) = \theta_2, \quad \text{at the walls.} \quad (4)$$

The quantities  $q^r$  and  $G$  appearing in Eq. (2.c) and (2.e) are the radiative heat flux and the incident radiation, given by:

$$G(\tau) = 2\pi \int_{-1}^1 I(\tau, \mu) d\mu, \quad (5)$$

$$q^r(\tau) = 2\pi \int_{-1}^1 I(\tau, \mu) \mu d\mu. \quad (6)$$

Where  $I(\tau, \mu)$  is the intensity of radiation at a position  $\tau$  within the medium and  $\mu$  gives its direction of propagation, Fig. (2). To evaluate  $I(\tau, \mu)$  we apply the conservation of radiative energy to infinitesimal volume element inside the medium obtaining the so-called Radiative Transfer Equation (RTE), namely Özisik (1973):

$$\mu \frac{dI(\tau, \mu)}{d\tau} + I(\tau, \mu) = S(\tau), \quad (7.a)$$

where  $S(\tau)$  is the source term given by

$$S(\tau) = [1 - \omega] I_b[\theta(\tau)] + \frac{\omega}{2} \int_{-1}^1 I(\tau, \mu) d\mu \tag{7.b}$$

In obtaining Eqs. (7), we assumed a gray, isotropically scattering medium with constant optical properties. It has also been assumed that the intensity of radiation is independent on the azimuth angle  $\phi$ . Equations (7) are valid for any layer within the medium.  $I_b[T(\tau)]$  is the Planck function which is dependent on the medium temperature, and given by

$$I_b[\theta(\tau)] = \frac{n^2 \sigma \theta(\tau)^4}{\pi T_r^4} \tag{8}$$

At the walls, we have:

$$I(0, \mu) = \varepsilon_1 I_b(\theta_1) + 2(1 - \varepsilon_1) \int_0^1 I(0, \mu') \mu' d\mu', \tag{9.a}$$

$$I(\tau_o, \mu) = \varepsilon_2 I_b(\theta_2) + 2(1 - \varepsilon_2) \int_0^1 I(\tau_o, \mu') \mu' d\mu'. \tag{9.b}$$

The objective of solving Eqs. (1)-(9) is to find the temperature distribution within the medium and investigate how it is affected by the physical and optical properties of the medium, as well as its boundary conditions. By solving Eq. (1), it is possible to obtain the temperature distribution within the medium. However, solution of Eq. (1) requires the knowledge of  $G^*(\tau)$ , as defined by Eqs. (2.e) and (5). To obtain  $G(\tau)$  it is necessary to solve the RTE which, by its turn, is dependent on the temperature distribution within the medium. As a consequence, we have a coupled radiative-conductive heat transfer problem whose solution is of the iterative type.

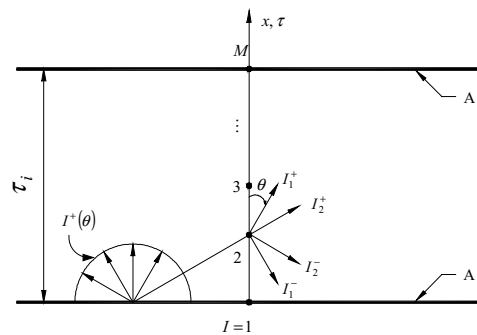


Figure 2. Schematic diagram of physical model, coordinates and discretization of  $I(\tau, \mu)$ .

### 3. Solution Method

The solution method requires solving two sets of equations, i.e., Eq. (1) and Eq. (7), simultaneously. Equation (1) is discretized according to a second order central difference scheme. To cluster more nodes near the boundaries and the interfaces, a variable grid size is used. To improve the iterative numerical procedure,  $\theta^4(\tau)$  is linearized in such a way that Eq. (1) may be written as

$$\frac{(\theta_{i-1})^{(n+1)}}{BCK(i)} + \left[ -\left( \frac{1}{FWD(i)} + \frac{1}{BCK(i)} \right) - \frac{4(1-\omega)}{NCR} (\theta_i^3)^{(n)} \right] (\theta_i)^{(n+1)} + \frac{(\theta_{i+1})^{(n+1)}}{FWD(i)} = \frac{1-\omega}{NCR} \left[ -3(\theta_i^4)^{(n)} - G_i^* \right], \tag{10.a}$$

where:

$$FWD(i) = (\tau_{i+1} - \tau_i) \left( \frac{\tau_{i+1} - \tau_{i-1}}{2} \right), \quad BCK(i) = (\tau_i - \tau_{i-1}) \left( \frac{\tau_{i+1} - \tau_{i-1}}{2} \right), \tag{10.b, c}$$

$$\tau_{i+1} = \tau_i + 1.05 \times (\tau_i - \tau_{i-1}), \quad i = 2, 3, \dots, M-1, \tag{10.d}$$

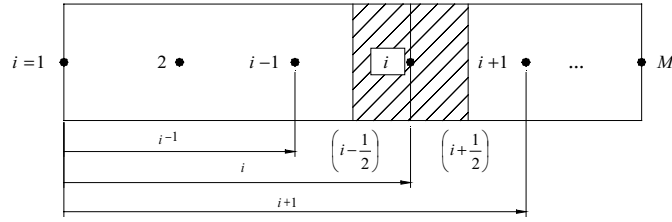


Figure 3. Grid distribution within the medium.

with  $\tau_l = 0$  and  $\tau_2 = \Delta\tau$ , a defined value in the numerical procedure. At the interfaces, a first order forward difference scheme is used and Eq. (3) becomes

$$\left( \frac{-NCR_j}{\tau_i - \tau_{i-1}} \right) \theta_{i-1}^{n+1} + \left( \frac{NCR_j}{\tau_i - \tau_{i-1}} + \frac{NCR_{j+1}}{\tau_{i+1} - \tau_i} \right) \theta_i^{n+1} + \left( \frac{-NCR_j}{\tau_{i+1} - \tau_i} \right) \theta_{i+1}^{n+1} = 0 \quad j=1,2, \dots, NI, \quad (11)$$

where  $NI$  is the number of interfaces and the superscript  $(n+1)$  refers to the last iterative step in the numerical procedure. Solution of Eq. (10) and (11) gives the temperature profile within the medium. Nonetheless, they can only be solved if  $G^*(\tau)$  is known. To obtain  $G^*(\tau)$ , the RTE solution is required.

To solve the RTE we integrate Eq. (7), between  $\tau_i$  and  $\tau_{i-1}$ , along a given  $\mu$ -direction within the medium, Fig. 2, obtaining

$$I(\tau_i, \mu) = I(\tau_{i-1}, \mu) e^{-(\tau_i - \tau_{i-1})/\mu} + \bar{S}(\tau) \left[ 1 - e^{-(\tau_i - \tau_{i-1})/\mu} \right], \quad (12)$$

where  $\bar{S}(\tau)$  represents the average value of the source term between  $\tau_{i-1}$  and  $\tau_i$ . For sake of simplicity, we define

$$I^-(\tau, \mu) = I(\tau, \mu), \quad -1 \leq \mu < 0 \quad \text{and} \quad I^+(\tau, \mu) = I(\tau, \mu), \quad 0 < \mu \leq 1. \quad (13.a, b)$$

To solve Eq. (12), the discrete ordinates method is used. However, since  $I(\tau, \mu)$  is discontinuous at  $\mu = 0$  ( $\theta = 90^\circ$ ) (Pessoa-Filho and Thynell, 1994), such discontinuity has to be removed prior to the numerical integration, namely

$$G(\tau) = 2\pi \int_{-1}^1 I(\tau, \mu) d\mu = 2\pi \left( \int_{-1}^0 I^-(\tau, \mu) d\mu + \int_0^1 I^+(\tau, \mu) d\mu \right), \quad (14.a)$$

$$q(\tau) = 2\pi \int_{-1}^1 I(\tau, \mu) \mu d\mu = 2\pi \left( \int_{-1}^0 I^-(\tau, \mu) \mu d\mu + \int_0^1 I^+(\tau, \mu) \mu d\mu \right). \quad (14.b)$$

Since the discontinuity has been considered, a quadrature formulae is now applied to evaluate the integrals appearing on the right hand side of Eqs. (14). The application of a Gaussian quadrature formulae to Eqs. (14), yields

$$G(\tau) \approx G_i = \pi \sum_{j=1}^N \zeta_j \left( I_{ij}^- + I_{ij}^+ \right), \quad (15.a)$$

$$q(\tau) \approx q_i = q_i^+ + q_i^- \quad , \quad q_i^\pm = \pi \sum_{j=1}^N \zeta_j \mu_j^\pm I_{ij}^\pm, \quad (15.b)$$

where  $\zeta_j$  are the weights given by the quadrature formulae and  $N$  is the number of quadrature points. In writing Eqs. (15), the following notation was used

$$I_{ij}^\pm = I^\pm(\tau_i, \mu_j^\pm), \quad (15.c)$$

where the subscripts "i" and "j," refer to the  $\tau$ - and  $\mu$ -direction, respectively. It should be mentioned that  $N$  gives the number of angular directions in which  $I(\tau, \mu)$  is discretized. Therefore,  $N=2$  indicates that  $I(\tau, \mu)$  is evaluated along two

directions in the "positive-direction",  $0 < \mu \leq 1$ , and two in the "negative-direction",  $-1 \leq \mu < 0$ , as schematically shown in Fig. 2. Since the zeroes of the Gaussian quadrature formulae are defined for a continuous integration interval  $[-1, 1]$ , they now have to be shifted for the intervals  $[-1, 0]$  and  $[0, 1]$ , according to the equation

$$\mu_j^\pm = 0.5 [\xi_j \pm 1], \quad j=1, 2, \dots, N, \quad (16)$$

where  $\xi_j$  are the zeroes of the Gaussian quadrature formulae. Eq. (12) can now be written as

$$I_{ij}^\pm = I_{i-1j}^\pm e^{-(\tau_i - \tau_{i-1})/\mu_j} + \bar{S}(\tau_{i-1/2}) \left[ 1 - e^{-(\tau_i - \tau_{i-1})/\mu_j} \right], \quad i=2, \dots, M-1, \quad j=1, \dots, N. \quad (17)$$

It should be pointed out that even if the temperature profile in the medium is known, the RTE solution is an iterative one. To illustrate that, let us consider the calculation of  $I^+(\tau_2, \mu_1)$  which, according to Eq. (17), is given by

$$I_{21}^+ = I_{11}^+ e^{-(\tau_2 - \tau_1)/\mu_1} + \bar{S}_{12} \left[ 1 - e^{-(\tau_2 - \tau_1)/\mu_1} \right], \quad (18.a)$$

with  $\tau_2 = \Delta\tau$ ,  $\tau_1 = 0$  and  $\bar{S}_{12} = \frac{1}{2}(S_1 + S_2)$ .  $S_1$  e  $S_2$  are given by

$$S_1 = S(0) = [1 - \omega] I_b[\theta(0)] + \frac{\omega}{4} \sum_{j=1}^N \varsigma_j (I_{1j}^- + I_{1j}^+), \quad (18.b)$$

$$S_2 = S(\Delta\tau) = [1 - \omega] I_b[\theta(\Delta\tau)] + \frac{\omega}{4} \sum_{j=1}^N \varsigma_j (I_{2j}^- + I_{2j}^+). \quad (18.c)$$

Since  $I_{1j}^-$ ,  $I_{2j}^-$  and  $I_{2j}^+$  are unknown,  $S_1$  and  $S_2$  cannot be evaluated at this point.  $I_{1j}^+$  is given by the boundary condition, i.e., Eq. (9.a). If the wall is black,  $\varepsilon_1 = 1$  and  $I_{1j}^+ = \varepsilon_1 I_b(\theta_1)$ . Otherwise,  $I_{1j}^+$  cannot be evaluated either. The solution procedure to solve the RTE can be summarized as follows

- i)** The one-dimensional (without radiation) temperature distribution within the medium is assumed;
- ii)**  $I_{ij}^\pm = 0$ ,  $i=1, \dots, M$ ,  $j=1, \dots, N$ ;
- iii)**  $I_{1j}^+ = \varepsilon_1 I_b(\theta_1) + 2(1 - \varepsilon_1) |q_1^-|$ ;  $I_{Mj}^- = \varepsilon_2 I_b(\theta_M) + 2(1 - \varepsilon_2) q_M^+$ ;  $j=1, 2, \dots, N$ ;
- iv)** Starting from  $i=2$  and  $i=M-1$ , simultaneously,  $I_{ij}^+$  and  $I_{ij}^-$  are evaluated according to Eq. (17);
- v)** By using Eq. (15.a) and (15.b)  $G_i$  and  $q_i^\pm$ ,  $i=1, \dots, M$ , are evaluated;
- vi)** Steps **iii)** through **v)** are repeated until the following convergence criterion is verified

$$\sum_{i=1}^M \frac{|G_i^{n+1} - G_i^n|}{G_i^{n+1}} \leq 10^{-5}, \quad (19)$$

where the superscript  $(n+1)$  denotes results from the last iterative step. The obtained solution for the RTE was based on a temperature distribution which did not take into account the radiative heat transfer within the medium. To incorporate such an effect into the overall energy conservation equation, we solve Eqs. (10) and (11) by using  $G^*(\tau)$  obtained from the RTE solution. Since the radiative and conductive heat transfer phenomena are coupled, an iterative type of solution, involving Eqs. (10), (11) and (17), is required, which can be summarized as follows

- i)** Equations (10) and (11) are solved by taking  $G^*(\tau) = 0$  (no radiation);
- ii)** The obtained  $\theta(\tau)$  is used to solve the RTE and obtain  $G^*(\tau)$ ;
- iii)**  $G^*(\tau)$  calculated from step **ii)** is used to solve Eqs. (10) and (11);
- iv)** Steps **ii)** and **iii)** are repeated until the following convergence criterion is verified

$$\sum_{i=1}^M \frac{|T_i^{n+1} - T_i^n|}{T_i^{n+1}} \leq 10^{-5}. \quad (20)$$

### 3. Results and Discussion

To validate the developed numerical procedure, results were first obtained for a single layer pure scattering medium. The wall located at  $\tau = 0$  is gray, with  $\epsilon_1 = 0.8$ , and kept at constant temperature in such a way that  $I_{b1} = 1.0$ . The wall located at  $\tau = \tau_0$  is gray with  $I_{b2} = 0$ . To reproduce the effects of a medium composed by a single layer, we used two layers with the same optical thickness ( $\tau_1 = \tau_2 = \tau_0/2$ ) and thermophysical properties. The optical thickness of the medium was varied between 0.1 and 3.0. Since  $\omega=1$ , the conductive and radiative heat transfer mechanisms are uncoupled allowing for the independent checking of the conductive and radiative part of the numerical procedure. From that, the number of nodal points ( $M$ ) varied between, 13 and 89, with  $\Delta\tau = 0.02$ . Two different values of  $\epsilon_2$  were considered, namely, 1.0 and 0.1.

For pure scattering media, ( $\omega_1 = \omega_2 = 1$ ), Eq. (1) reveals that conduction and radiation are uncoupled and the temperature distribution in the medium is independent of the RTE solution. Moreover, in this particular case the temperature distribution can be obtained analytically. Despite not shown, the temperature distributions obtained by the numerical procedure developed in this work are in excellent agreement with the analytical ones. It is worth mentioning that even in the situations in which the conduction and radiation heat transfer phenomena are physically uncoupled,  $\omega=1$ , the total heat transfer in the medium is a result of conductive and a radiative component, namely

$$Q^T = -4NCR \frac{d\theta}{d\tau} + Q^r, \tag{21}$$

where the first and second terms on the right hand side of Eq. (21) represent, respectively, the conductive and radiative contribution to the total heat flux.

To validate the RTE solution procedure the numerically obtained dimensionless radiative heat flux,  $q^r(0)/\pi$ , and incident radiation,  $G(\tau_0)/\pi$ , are compared against the exact results by Crosbie and Khalil (1972), Tab. 1. Four different values of  $N$  are used. It is important to note that even for  $N=2$ , corresponding to 2 quadrature points in the positive  $\mu$ -direction and two in the negative  $\mu$ -direction, the results obtained by this work are in excellent agreement with the exact ones. By using a 64 Mb RAM, AMD K6-II, 500 MHz microcomputer, the total computer time to obtain the results shown in Tab. 1 was 2 seconds.

Table 1. Radiative heat flux at  $\tau = 0$  and incident radiation at  $\tau = \tau_0$  for a purely scattering medium:  $I_{b1} = 1.0$ ,  $I_{b2} = 0$  and  $\epsilon_1 = 0.8$ .

$\epsilon_2$	$\tau_0$	Dimensionless Radiant Heat Flux $q^r(0)/\pi$					Exact
		This work					
		N=2	N=3	N=4	N=5		
1.0	0.1	0.74314	0.74428	0.74482	0.74505	0.74512	
	1.0	0.48429	0.48629	0.48616	0.48616	0.48599	
	3.0	0.28040	0.28053	0.28054	0.28054	0.28045	
0.1	0.1	0.09666	0.09668	0.09669	0.09669	0.09669	
	1.0	0.09038	0.09045	0.09044	0.09044	0.09044	
	3.0	0.07958	0.07959	0.07959	0.07959	0.07958	

$\epsilon_2$	$\tau_0$	Dimensionless Incident Heat Flux $G(\tau_0)/\pi$					Exact
		This work					
		N=2	N=3	N=4	N=5		
1.0	0.1	1.4249	1.4022	1.3949	1.3939	1.3965	
	1.0	0.8427	0.8504	0.8502	0.8499	0.8499	
	3.0	0.4857	0.4862	0.4862	0.4862	0.4861	
0.1	0.1	3.6651	3.6626	3.6618	3.6618	3.6622	
	1.0	3.4108	3.4142	3.4140	3.4140	3.4138	
	3.0	3.0027	3.0031	3.0031	3.0031	3.0029	

We now consider a medium composed by two layers of semitransparent materials separating two gray ( $\epsilon_1 = \epsilon_2 = 0.1$ ), isothermal, opaque walls kept at constant temperatures of  $\theta_1 = 1.0$  and  $\theta_2 = 0.5$ . To allow comparison with other results available in the literature, the layers have equal optical and thermophysical properties. Three different values of scattering albedo were evaluated and  $NCR$  was made equal to  $0.1$ . The total optical thickness,  $\tau_0$ , was made unity, corresponding to  $\tau_1 = \tau_2 = 0.5$  and  $N$  was made equal to 2. Table (2) shows the obtained results for the nondimensional total heat transfer, given by Eq. (21), which, in this case, is constant throughout the medium. The numerical results by Enoch et al. (1982) and the exact ones by Yuen (1980) are also presented in Tab. (2). For the situations in which exact results are available, the numerical procedure developed in this work is more accurate than the one developed by Enoch et al. (1982).

Table 2.  $Q^T$  for different values of single scattering albedo:  $\tau_0=1.0$ ,  $\epsilon_1=\epsilon_2=0.1$  and  $NCR_1=NCR_2=0.1$ .

$\omega_1 = \omega_2$	Enoch et al. (1982)	This work	Exact (Yuen, 1980)
0	0.461	0.403	0.402
0.5	0.350	0.346	0.346
1.0	0.248	0.247	-

A better understanding on the coupling between the conduction and radiation phenomena can be obtained by looking at the temperature profiles, as function of  $NCR$ , Fig. (4). A pure emitting absorbing medium ( $\omega=0$ ), separating two black, opaque, isothermal walls ( $\theta_1 = 1.0$ ,  $\theta_2 = 0.5$ ) is considered.  $NCR$  was varied between  $0.01$  and  $10.0$  corresponding to radiation and conduction dominant situations, respectively. As before, we assumed two layers of materials with identical optical and thermophysical properties ( $\tau_1 = \tau_2 = 0.5$ ). For  $NCR \rightarrow \infty$ , Fig. (4) shows that the temperature profile becomes linear, as for the case of pure conduction. For radiation dominant situations,  $NCR=0$ , the system is in radiative equilibrium and the temperature distribution is discontinuous at the walls. As shown in Fig. (4), such discontinuities vanish if conduction is present ( $NCR>0$ ). To obtain the results shown in Fig. (4), were utilized  $N=2$  and  $M=41$ , taking about  $0.1$  CPU second.

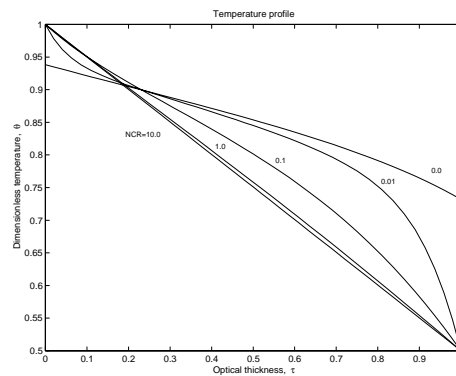


Figure 4. Dimensionless temperature profile as function of  $NCR$ .

Table 3. Dimensionless temperature at different locations for various values os  $NCR_1 = NCR_2$ .

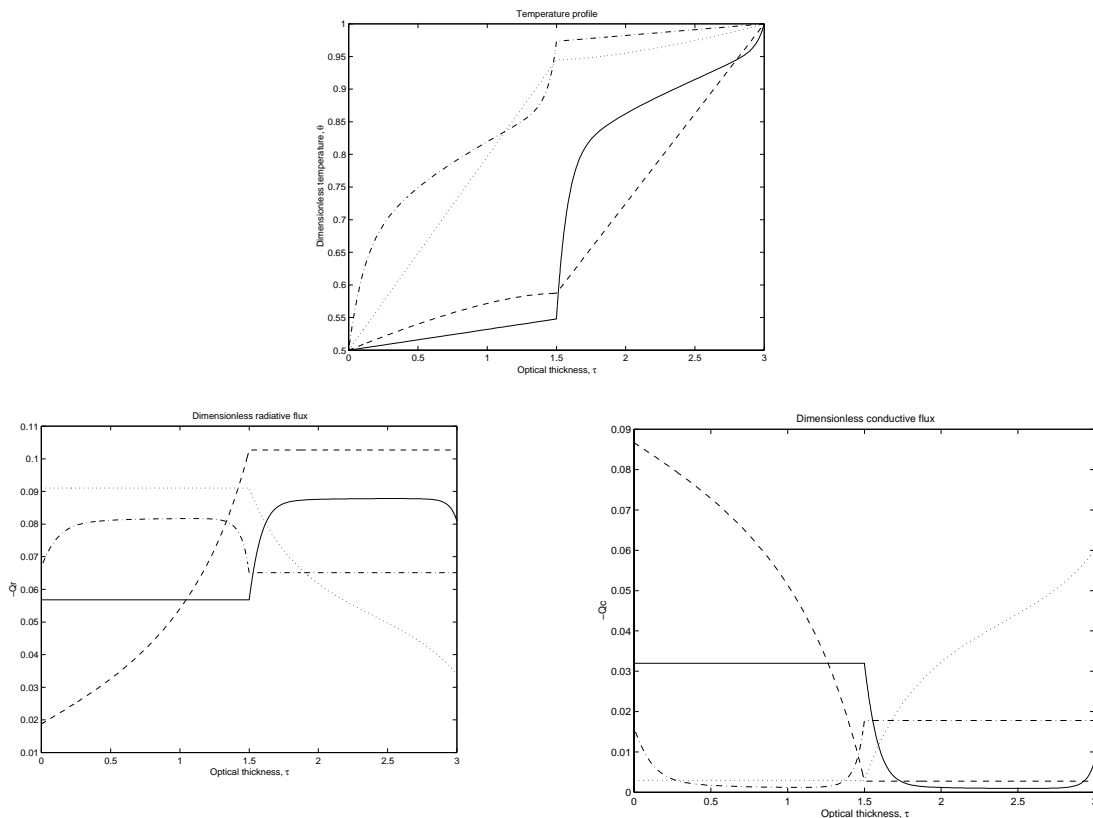
$NCR_1 = NCR_2$	Dimensionless temperature, $\theta$		
	$\tau = 0.25$	0.50	0.75
0	0.90 (0.90)	0.85 (0.86)	0.80 (0.80)
0.01	0.90 (0.89)	0.85 (0.85)	0.78 (0.78)
0.1	0.89 (0.89)	0.80 (0.81)	0.68 (0.68)
1.0	0.88 (0.88)	0.76 (0.76)	0.63 (0.64)
10.0	0.88 (0.88)	0.75 (0.75)	0.63 (0.62)

Some values of dimensionless temperature at different locations in the medium are shown in the Tab. (3). The approximated values obtained in this work are compared with the exact ones (in parenthesis), reported by Modest (1993).

We now present results for the dimensionless temperature and heat flux distributions along a medium formed by two different layers of materials. Different optical and physical properties are considered. As in the previous cases, the interface between materials is assumed transparent. For comparison purposes the total optical thickness of the medium is made equal to 3 ( $\tau_1 = \tau_2 = 1.5$ ). Two different values of  $NCR$  are considered, namely 0.03 and 3.0. The walls are black, isothermal and diffuse, maintained at temperatures of  $\theta_1 = 0.5$  and  $\theta_2 = 1.0$ . Two different values of scattering albedo were considered,  $\omega=0$  and  $\omega = 1.0$ . In all simulations  $N=2$ . For conduction dominant situations ( $NCR=3.0$ ), Fig. (5) shows that the temperature profile is not significantly affected by changes on  $\omega$ . Since the radiative and conductive heat transfer are uncoupled for  $\omega = 1$ , the temperature profiles within the medium is linear. In such cases, the heat flux by conduction and radiation are constant within the medium. For the other configurations shown in Fig. (5), the total heat flux,  $Q^T$ , is constant but  $Q^c$  and  $Q^r$  change within the medium. To allow comparison with the results presented by Ho and Özisik (1986),  $Q^r$  and  $Q^c$  are redefined as follows

$$Q^r(\tau) \equiv \frac{q^r(\tau)}{n^2 \sigma T_r^4} \quad \text{and} \quad Q^c(\tau) \equiv \frac{q^c(\tau)}{n^2 \sigma T_r^4}. \tag{22.a, b}$$

The results obtained in this work for the total heat flux are in very good agreement with those obtained by Ho and Özisik (1986), taking into account the reduced number of directions ( $N=2$ ) utilized in the discretization procedure of the integrals present in Eqs. (14).

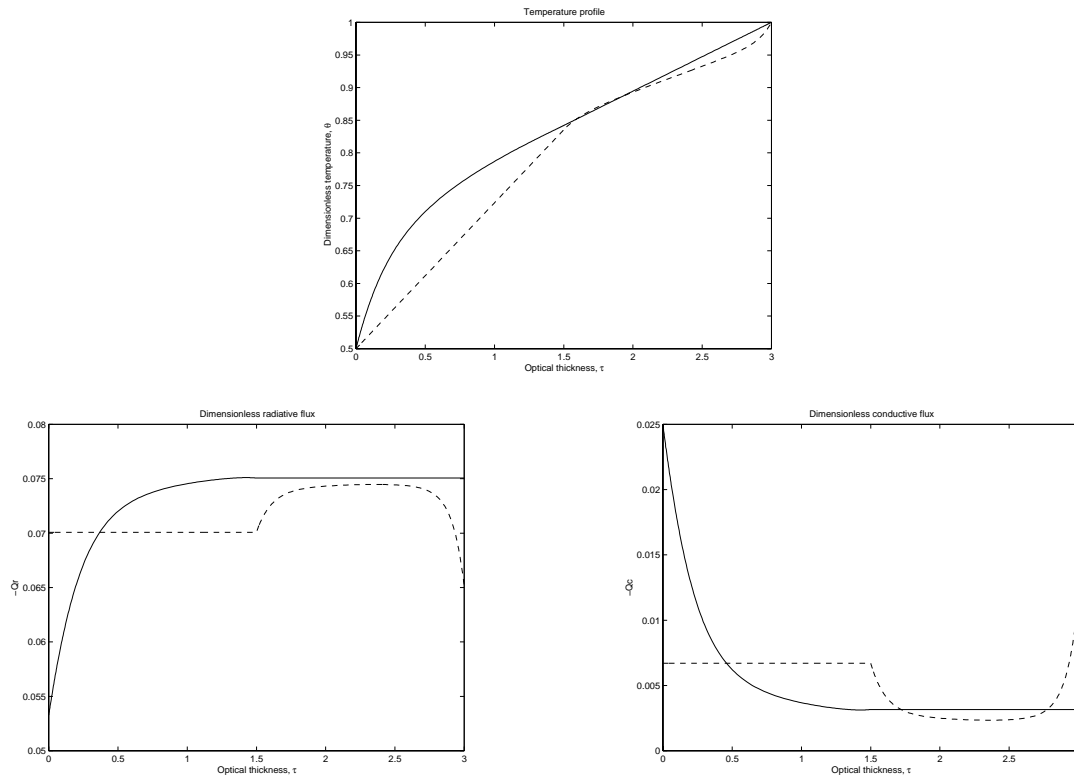


	NCR <sub>1</sub>	NCR <sub>2</sub>	ω <sub>1</sub>	ω <sub>2</sub>	Total Heat flux	
					Ho and Özisik (1986)	This work
—	3.00	0.03	1.0	0.0	0.1020	0.1023
- - - - -	3.00	0.03	0.0	1.0	0.1146	0.1148
.....	0.03	3.00	1.0	0.0	0.1078	0.1080
- . - . -	0.03	3.00	0.0	1.0	0.0938	0.0944

Figure 5. Effects of  $NCR$  and  $\omega$  upon the temperature and dimensionless total heat flux.



Figure (6) shows the effects of the single scattering albedo on the temperature, conductive and radiative heat transfer profiles. In these computations the walls are assumed to be black,  $NCR_1 = NCR_2 = 0.03$ ,  $\tau_1 = \tau_2 = 1.5$ ,  $\theta_1 = 0.5$ ,  $\theta_2 = 1.0$  and  $N=2$ . In such a radiative dominant medium, the albedo is the only parameter. According to the results shown in Fig. (6), the temperature distribution is more sensitive to changes in albedo close to the cold wall. The results obtained for the dimensionless total heat flux are very close of those presented by Ho and Özisik (1986).



	$\omega_1$	$\omega_2$	Total Heat flux	
			Ho and Özisik (1986)	This work
—	0.0	1.0	0.0783	0.0782
- - -	1.0	0.0	0.0768	0.0769

Figure 6. Effects of the scattering albedos  $\omega_1$  and  $\omega_2$ , upon the temperature distribution and the dimensionless total heat flux for  $\tau_1 = \tau_2 = 1.5$ ,  $\theta_1 = 0.5$ ,  $\theta_2 = 1.0$  and  $NCR_1 = NCR_2 = 0.03$ .

Table (4) shows a comparison between the results obtained by this work and those obtained by Ho and Özisik (1986) (in parenthesis) for the dimensionless conductive and radiative heat fluxes and temperature at different positions,  $\eta$  ( $\tau/\tau_0$ ), within the medium. The optical thickness were  $\tau_1 = \tau_2 = 1.5$ , and the walls temperature were  $\theta_1 = 0.5$  and  $\theta_2 = 1.0$ . The conduction-to-radiation parameter were the same for the two layers of materials:  $NCR_1 = NCR_2 = 3.0$ .

By using an AMD K6-II 500 MHz microcomputer, the CPU time required to perform the simulations shown in Fig. (5), Fig. (6) and Tab. (4) varied from about 5[s], for  $NCR=3.0$ , to 10[s], for  $NCR=0.03$ .

#### 4. Conclusion

A numerical procedure for solving steady state, coupled conduction-radiation heat transfer between two flat parallel walls, separated by semitransparent materials was presented in this work. To solve the second order ordinary differential equation resulting from the application of the overall energy conservation equation a second order finite difference method was used. The solution of the RTE was obtained by applying a novel solution method which is based on the basic idea of the discrete ordinate method differing from it in the sense that the discontinuous nature of the radiative intensity is properly treated. The obtained results were compared against results available in the literature showing a very good agreement. The next stage of the present study is to apply the developed procedure to more real and complex situations involving unsteady coupled radiative-conductive heat transfer between two flat parallel walls separated by several layers of semitransparent materials.

Table 4. Dimensionless temperature and radiative and conductive heat fluxes at differents positions in the medium.  $\tau_1 = \tau_2 = 1.5$ ,  $NCR_1 = NCR_2 = 3.0$ ,  $\theta_1 = 0.5$  and  $\theta_2 = 1.0$ .

$\omega_1$	$\omega_2$	$\theta$			$-Q^r$			$-Q^c$		
		$\eta=0.25$	0.5	0.75	$\eta=0.0025$	0.5	0.9975	$\eta=0.0025$	0.5	0.9975
0	0	0.6335 (0.6336)	0.7598 (0.7599)	0.8801 (0.8801)	0.0294 (0.0289)	0.0862 (0.0862)	0.0778 (0.0768)	0.5484 (0.5490)	0.4916 (0.4917)	0.5001 (0.5011)
0	0.95	0.6328 (0.6328)	0.7581 (0.7581)	0.8790 (0.8790)	0.0296 (0.0291)	0.0907 (0.0907)	0.0898 (0.0897)	0.5458 (0.5463)	0.4847 (0.4847)	0.4856 (0.4857)
0.95	0	0.6295 (0.6295)	0.7577 (0.7577)	0.8801 (0.8802)	0.0533 (0.0533)	0.0624 (0.0623)	0.0750 (0.0742)	0.5200 (0.5200)	0.5109 (0.5110)	0.4983 (0.4991)

5. References

Andre, S. and Degiovanni, A., 1998, "A New Way of Solving Transient Radiative-Conductive Heat Transfer Problems", Journal of Heat Transfer, Vol. 120, pp. 943-955.

Bergquam, J.B. and Seban, R.A., 1971, "Heat Transfer by Conduction and Radiation in Absorbing and Scattering Materials", Journal of Heat Transfer, pp. 236-239.

Cheney, W. and Kincaid, D., 1985, "Numerical Mathematics and Computing", 2<sup>nd</sup> edition, Brooks/Cole Publishing Company, Pacific Grove, California.

Crosbie, A.L. and Khalil, H.K., 1972, "Radiative Transfer in a Gray Isothermal Spherical Layer", Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer, Vol. 12, pp. 1465-1486.

Enoch, I.E., Ozil, E. and Birkeabak, R. C., 1982, "Polynomial Approximation Solution of Heat Transfer by Conduction and Radiation in a One-Dimensional Absorbing, Emitting, and Scattering Medium", Numerical Heat Transfer, Vol. 5, pp. 353-358.

Glass, D.E., Özisik, M.N. and McRae, D.S., 1987, "Combined Conduction and Radiation With Flux Boundary Condition for a Semi-Transparent Medium Covered by Thin Radiating Layers", J. Quant. Spectrosc. Radiat. Transfer, Vol. 38, N° 3, pp. 201-208.

Ho, C.-H. and Özisik M.N., 1986, "Simultaneous Conduction and Radiation in a Two-Layer Planar Medium", J. Thermophysics, Vol. 1, N° 2, pp. 154-161.

Ho, C.-H. and Özisik, M.N., 1987, "Combined Conduction and Radiation in a Two-Layer Planar Medium With Flux Boundary Conduction", Numerical Heat Transfer, Vol. 11, pp. 321-340.

Lick, W., 1965, "Transient Energy Transfer by Radiation and Conduction", Int. Journal Heat and Mass Transfer, Vol. 8, pp. 119-127.

Modest, M.F., 1993, "Radiative Heat Transfer", McGraw-Hill, New York.

Özisik, M.N., 1973, "Radiative Transfer", Wiley, New York.

Pessoa-Filho, J. B., Thynell, S. T., 1994, "Development of Approximate Solutions to Radiative Transfer in Slabs and Spheres," Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer, Vol. 52, No. 1, pp. 559-73.

Sutton, W.H., 1986, "A Short Time Solution for Coupled Conduction and Radiation in a Participating Slab Geometry", Journal of Heat Transfer, Vol. 108, pp. 465-466.

Tsai, C-F and Chan, S.H., 1982, "Numerical Solution of the Contact Interface Temperature With Internal Thermal Radiation and Conduction Effects", Numerical Heat Transfer, Vol. 5, pp. 359-365.

Tsai, C-F. and Nixon, G., 1986, "Transient Temperature Distribution of a Multilayer Composite Wall With Effects of Internal Thermal Radiation and Conduction", Numerical Heat Transfer, Vol. 10, pp. 95-101.

Viskanta, R. and Grosh, R.J., 1962, "Effect of Surface Emissivity on Heat Transfer by Simultaneous Conduction and Radiation", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 5, pp. 729-734.

Yuen, W.W., 1980, "Heat Transfer by Conduction and Radiation in a One-Dimensional Absorbing, Emitting and Anisotropically Scattering Medium", Journal of Heat Transfer, Vol. 102, pp. 303-307.

## GERAÇÃO DE ELETRICIDADE NA AMAZÔNIA ATRAVÉS DE FLORESTAS PLANTADAS: ANÁLISE TÉCNICO-ECONÔMICA DE GERAÇÃO DE BIOMASSA

### **Suani Teixeira Coelho**

CENBIO – Centro Nacional de Referência em Biomassa – Instituto de Eletrotécnica e Energia – Universidade de São Paulo  
Avenida Prof. Luciano Gualberto, 1289 - Cidade Universitária  
05508-010 - São Paulo/SP – Tel/Fax (11) 3818-4912 R - 425/418  
E-mail [suani@iee.usp.br](mailto:suani@iee.usp.br)

### **Carlos Eduardo Machado Paletta**

CENBIO – Centro Nacional de Referência em Biomassa – Instituto de Eletrotécnica e Energia – Universidade de São Paulo  
[paletta@iee.usp.br](mailto:paletta@iee.usp.br)

### **Américo Varkulya Jr.**

CENBIO – Centro Nacional de Referência em Biomassa – Instituto de Eletrotécnica e Energia – Universidade de São Paulo  
[americo@iee.usp.br](mailto:americo@iee.usp.br)

### **Patricia Guardabassi**

CENBIO – Centro Nacional de Referência em Biomassa – Instituto de Eletrotécnica e Energia – Universidade de São Paulo  
[patricia@iee.usp.br](mailto:patricia@iee.usp.br)

### **Oswaldo Soliano**

Winrock Foundation – Salvador – Bahia  
[osoliano@winrock.org.br](mailto:osoliano@winrock.org.br)

**Resumo:** A maior parte da geração de eletricidade no Brasil para o sistema interligado é de origem hidrelétrica. Porém há uma grave questão a ser resolvida quanto ao fornecimento de energia elétrica para comunidades rurais isoladas, principalmente na Amazônia. O fornecimento de energia nestas regiões é realizado através de antigos geradores diesel, que apresentam baixo rendimento de conversão e consideráveis emissões de gases poluentes, entre os quais os gases responsáveis pelo efeito estufa (GHG). Além disso, o grande consumo de diesel no país, faz com que este combustível seja importado, aumentando o débito externo, criando a necessidade de subsídios para sua distribuição. Considerando as oportunidades previstas no Protocolo de Quioto, é possível a utilização dos créditos de carbono, que incentivam economicamente os projetos de geração de eletricidade a partir da biomassa. Neste contexto, o presente trabalho avalia os aspectos técnicos, econômicos e ambientais referentes a geração de eletricidade a partir de florestas plantadas (reflorestamento de áreas degradadas no estado de Rondônia). O trabalho avalia duas plantas de geração, com capacidade de 4MW e 20MW, cuja a operação irá complementar as pequenas centrais hidrelétricas. A análise técnica considera diferentes tecnologias de conversão e a análise econômica inclui não só os subsídios da CCC (Conta Consumo de Combustíveis), recentemente expandida às energias renováveis, como também os créditos de carbono, conforme previsto pelo Protocolo de Quioto.

**Palavras chave:** biomassa, eletricidade, comunidades isoladas

## 1. Introdução

Apesar da maior parte da geração de eletricidade no Brasil ser de origem hidrelétrica, há a questão ainda não resolvida do adequado fornecimento de energia às comunidades isoladas, principalmente na região Amazônica. Como se sabe, o atendimento na região é efetuado através de geradores diesel. Estes geradores, antigos e ineficientes, são utilizados em larga escala, sendo responsáveis por elevadas emissões de poluentes, particularmente de gases de efeito estufa. Em 1997 foram consumidos quase 980 milhões de litros de diesel, emitindo quase 750 mil toneladas de carbono nos sistemas isolados da Amazônia (Carvalho, 1999).

Por outro lado, há o problema do elevado consumo de diesel no país que, além de ser subsidiado, é atualmente responsável pela importação de óleo diesel puro, sendo um gargalo de difícil solução na matriz energética. Somente em 1998 foram importados mais de 6 bilhões de litros de óleo diesel puro<sup>1</sup>, correspondendo a 630 milhões de dólares, segundo a ANP<sup>2</sup>. Desta forma, a possibilidade de utilização de outras fontes de energia aparece cada vez mais como uma opção de significativa importância para colaborar no atendimento à região e ao mesmo tempo para reduzir o consumo de diesel.

As recentes resoluções da ANEEL vêm colaborando para a viabilidade das fontes renováveis, por expandir a utilização da CCC para a geração de eletricidade utilizando estas fontes, bem como introduzindo valores normativos diferenciados para compra da eletricidade gerada. No caso da geração com biomassa, o valor normativo atual (limite máximo do preço pago pela concessionária ao gerador que pode ser repassado à tarifa final de eletricidade) corrigido para outubro de 2000, atinge R\$ 97,00/MWh, o que pode colaborar para viabilizar esta fonte de energia na região<sup>3</sup>.

Além disso, em consequência das oportunidades previstas pelo Protocolo de Quioto, através do Mecanismo de Desenvolvimento Limpo, há a opção de utilização dos créditos de carbono para a viabilização de projetos com biomassa e outras fontes renováveis.

Dentro deste contexto, o presente trabalho analisa técnica e economicamente a implantação de duas unidades termelétricas (4 e 20 MW) na região Amazônica utilizando como combustível madeira de reflorestamento a ser implantado em áreas desmatadas e/ou degradadas. Estas duas centrais termelétricas utilizam tecnologia comercialmente disponível no país e podem substituir com vantagem os atuais motores elétricos a diesel em operação na região.

A análise econômica considera duas opções fundamentais: a primeira, utilizando a CCC (com ou sem créditos de carbono adicionais) e a segunda considerando o valor normativo para a venda da eletricidade (com ou sem créditos de carbono). São necessárias estas duas opções porque a regulamentação atual da ANEEL impede sua utilização simultânea.

## 2. A Situação do Setor Elétrico

Em consequência do aumento da demanda de energia elétrica no país, a Eletrobrás vem sinalizando riscos de déficit elevados. Verifica-se que, para todas as regiões, o período até 2002 é bastante crítico, com elevados riscos de déficit (CENBIO, 1999<sup>a</sup>), com uma redução prevista a partir de 2002 considerando que as termelétricas do Programa Prioritário de Termelétricas entrem em operação (MME, 2000).

Em termos de tarifas do setor elétrico as perspectivas não são melhores. A Eletrobrás (Eletrobrás, 1999) sinaliza em seu planejamento (atualmente apenas indicativo) - Plano Decenal de Expansão 1999-2008 - que o custo marginal de expansão (para uma "cesta" de empreendimentos hidrelétricos e termelétricos) é de US\$ 34/MWh, correspondendo a R\$ 63/MWh (para uma taxa de câmbio de R\$ 1,85/US\$). Além disso, deve ser considerado que este valor foi obtido considerando tempos de amortização extremamente longos (50 anos para hidrelétricas e 25 anos para usinas termelétricas), o que dificilmente será realidade com a participação do setor privado nos empreendimentos. Por este motivo, a sinalização atual é de que as tarifas de energia elétrica deverão sofrer aumento significativo nos próximos anos.

O planejamento da Eletrobrás também prevê que a capacidade hidráulica instalada, mesmo considerando todos os aproveitamentos hidrelétricos viáveis economicamente, não terá condições de suprir as previsões de consumo, havendo a necessidade de construções de termelétricas a curto prazo, com a expectativa da participação de capital privado. Entretanto, como vem sendo noticiado, o Programa Prioritário de Termelétricas (19 GW) proposto pelo Ministério de Minas e Energia ainda encontra algumas dificuldades para sua viabilização junto aos investidores privados.

## 3. A Situação Energética da Amazônia

Como já mencionado há que se considerar a questão dos geradores diesel utilizados em larga escala na região Amazônica, e que são responsáveis por elevadas emissões de poluentes. Uma possibilidade ambientalmente mais adequada seria a utilização de biomassa (madeira de reflorestamento, resíduos agrícolas e de madeira, óleos vegetais) para a geração de eletricidade, com a vantagem de utilizar combustíveis disponíveis na própria região, com menores emissões e, em muitos casos, representando uma opção de receita extra para a comunidade (CENBIO, 1999<sup>a</sup>).

<sup>1</sup> Este valor corresponde a quase dez vezes a importação em 1990 (ANP).

<sup>2</sup> Homepage ANP: [www.anp.gov.br](http://www.anp.gov.br)

<sup>3</sup> Nascimento, G., ANEEL, Palestra no workshop "Fontes Alternativas de Energia", UFSC, Outubro de 2000.

No caso do setor madeireiro, a disponibilidade de resíduos é significativa, segundo estudos existentes. A quantidade de resíduos de madeira na Amazônia atinge 2.800.000 t/ano, conforme estudos desenvolvidos pelo CENBIO. É interessante notar que, da madeira produzida na Amazônia Legal, apenas 10% é consumida na própria região, uma vez que 14% vai para o mercado externo, 20% para São Paulo e 56 % para o restante do Brasil (Imaflora, 1999)

Uma estimativa preliminar do potencial teórico de energia gerada com estes resíduos indica valores da ordem de 160 MW, com tecnologias comerciais e 213 MW com tecnologias em desenvolvimento (gaseificador/motor) para a capacidade instalada, segundo estudos realizados (Coelho et al, 2000).

Entretanto, além da utilização de resíduos, há a possibilidade de se utilizar madeira de reflorestamento, o que poderia ser implantado em áreas desmatadas da região Amazônica. Além da vantagem de utilização de biomassa em substituição ao óleo diesel, há a vantagem adicional decorrente da absorção de carbono durante o crescimento da planta. A área da Amazônia Legal é de 5.035.958,9 km<sup>2</sup>, sendo sua área desmatada igual a 18,161% (914.580,49 km<sup>2</sup>) (Carvalho, 1999), oferecendo uma oportunidade significativa para estes projetos.

#### 4. A Legislação Atual do Setor Elétrico

Desde 1999, a ANEEL vem incentivando a auto-produção e a cogeração a partir de fontes renováveis, através de várias resoluções, das quais destacam-se as seguintes:

- Resolução 233, de 29 de Julho de 1999 - define os chamados Valores Normativos par diferentes formas de geração, correspondendo ao limite de repasse, para as tarifas de fornecimento, dos preços livremente negociados na aquisição de energia elétrica, por parte dos concessionários e permissionários. O Valor Normativo da biomassa foi estabelecido em R\$ 80,80/MWh e, em outubro de 2000 para a ser R\$ 97,00/MWh, em função das correções previstas na resolução<sup>4</sup>.
- Resolução 245, de 11 de Agosto de 1999 - estende os benefícios da CCC (conta consumo de combustível) às energias renováveis em sistemas elétricos isolados (até Maio de 2013), por um período de 8 anos para a geração com biomassa.

Neste contexto, o presente trabalho apresenta a análise econômica da geração com biomassa (madeira de reflorestamento), utilizando as opções previstas nas resoluções acima, com a utilização adicional dos créditos de carbono previstos no Protocolo de Quioto.

#### 5. Análise Técnico-econômica da Geração de Eletricidade com Madeira de Reflorestamento

O estudo prevê a instalação de duas usinas termelétricas de 4 MW e 20 MW, localizadas na Amazônia próximas a regiões adequadas para reflorestamento. Estas duas usinas deverão permitir firmar a energia de duas PCH's próximas (pequenas centrais hidrelétricas), garantindo que não haja interrupções no fornecimento de energia, independente das condições climáticas e em qualquer época do ano.

Para a unidade menor foi considerado um ciclo a vapor simplificado, com uma caldeira de 20 bar e uma turbina de condensação atmosférica. Para a unidade de 20 MW foram considerados um ciclo a vapor com pré-aquecimento da água da caldeira, caldeira de pressão 60 bar e turbina de extração-condensação a vácuo.

O consumo de biomassa em cada caso está indicado na Tabela 1 a seguir, em conjunto com os resultados da análise econômica (Tabelas 2 e 3).

Tabela 1: Estimativa da produção de biomassa para a área plantada

Tecnologia	Investimento	Quantidade de biomassa		Hectares por ano	Área plantada (6 anos)
	(US\$)	(t/h)	(t/ano)	ha/ano	hectares
4MW - 20 bar	800	7,64	33.483	1.395	8.371
4MW - 20 bar	1.100	7,64	33.483	1.395	8.371
20 MW - 45 bar	500	22,05	96.585	4.024	24.146
20 MW - 45 bar	800	22,05	96.585	4.024	24.146
20 MW - 60 bar	600	21,23	93.007	3.875	23.252
20 MW - 60 bar	900	21,23	93.007	3.875	23.252
20 MW - 85 bar	1.000	17,98	78.770	3.282	19.693

Fonte: CENBIO, 1999 a, b]

Notas: considerando 60 stm<sup>3</sup>/ha.ano e 0,40 t/stm<sup>3</sup>, 6 anos de crescimento (rotação)

<sup>4</sup> Idem.

**Tabela 2: Custo de geração de eletricidade com madeira de reflorestamento na Amazônia**

Tecnologia	Investimento (US\$)	Quantidade de biomassa (t/h)	Custo de Geração (US\$/MWh)					
			sem incentivo	com CCC	com CDM		com CCC/CDM	
			US\$10/tC	US\$50/tC	US\$10/tC	US\$50/tC	US\$10/tC	US\$50/tC
4MW - 20 bar	800	7,64	97,33	15,32	94,49	83,14	12,48	1,13
4MW - 20 bar	1.100	7,64	114,12	32,11	111,28	99,93	29,27	17,92
20 MW - 45 bar	500	22,05	58,30	-23,71	55,47	44,12	-26,55	-37,89
20 MW - 45 bar	800	22,05	75,09	-6,92	72,26	60,91	-9,76	-21,10
20 MW - 60 bar	600	21,23	62,78	-19,23	54,85	43,50	-27,16	-38,51
20 MW - 60 bar	900	21,23	79,57	-2,44	71,64	60,29	-10,37	-21,72
20 MW - 85 bar	1.000	17,98	80,70	-3,59	77,86	66,51	-6,43	-17,78

Fonte: Cálculo dos autores. Notas: Hipóteses: 15% aa, 8 anos. Taxa de câmbio: 1US\$ = 1,85 R\$. Custo da biomassa: US\$ 2/GJ (US\$ 25/t, PCI de 3000 kcal/kg). Valor da CCC calculada: 151,72 R\$/MWh = 82,01 US\$/MWh. Valor da TMO (tarifa marginal de operação, segundo Eletrobrás): 63 R\$/MWh = 34 US\$/MWh. Valor do VN (Valor normativo para biomassa): 97 R\$/MWh = 52,43 US\$/MWh. Fator de emissão total do diesel: 0,2837 tC/MWh. Fator de carga: 50%. Investimentos adotados a partir de consulta a fabricantes de equipamentos.

**Tabela 3: Taxa de interna de retorno para geração de eletricidade na Amazônia com madeira de reflorestamento**

Tecnologia	Investimento (US\$)	Quantidade de biomassa (t/h)	TIR (8 anos)			
			CCC/TMO	VN atualiz	VN+CDM	CCC/TMO+CDM
4MW - 20 bar	800	7,64	32%	impossível	impossível	41%
4MW - 20 bar	1.100	7,64	20%	impossível	impossível	27%
20 MW - 45 bar	500	22,05	76%	14%	30%	89%
20 MW - 45 bar	800	22,05	46%	2%	13%	54%
20 MW - 60 bar	600	21,23	64%	10%	24%	75%
20 MW - 60 bar	900	21,23	41%	0%	11%	48%
20 MW - 85 bar	1.000	17,92	39%	2%	12%	46%

Fonte: Cálculos dos autores.

Notas: Valor da CCC (Conta consumo combustível): 151,72 R\$/MWh = 82,01 US\$/MWh. Valor da TMO (Tarifa marginal de operação): 63 R\$/MWh = 34 US\$/MWh. Valor do VN (Valor normativo para biomassa): 97 R\$/MWh = 52,43 US\$/MWh. Taxa de câmbio: 1US\$ = 1,85 R\$. Fator de emissão total do diesel: 0,2837 tC/MWh. Fator de carga: 50%. Investimentos adotados a partir de consulta a fabricantes de equipamentos.

Para a análise econômica de ambas as unidades foram aplicadas duas metodologias da análise econômico-financeira:

(1) Cálculo do custo de geração em cada unidade:

Para esta avaliação foi calculado o custo de capital, utilizando-se o fator de recuperação de capital para 8 anos e 15% a.a. O custo da biomassa plantada foi adotado igual a (US\$2,00/GJ), ou US\$ 25,00/t (Carpentieri, 1999) e o custo de O&M foi estimado em 10% do total correspondente ao custo de capital mais custo do combustível.

Os resultados estão indicados na Tabela 2 e discussões correspondentes encontram-se a seguir.

(2) Cálculo da taxa interna de retorno do investimento:

Para esta avaliação, cujos resultados estão na Tabela 3, foram consideradas as mesmas premissas básicas anteriores, a saber:

- Amortização – 8 anos (para permitir o uso da CCC)
- Custo da biomassa (US\$2,00/GJ) – US\$ 25,00/t
- O&M – 10% do custo de geração
- Taxas de carbono: US\$ 10,00 e 50,00 a tonelada de carbono evitado

Em ambos os casos, foram adotadas também as seguintes hipóteses complementares:

- Fator de utilização - 50% (4.380horas)
- Valor da TMO (Tarifa marginal de operação, Eletrobrás, 1999): 63 R\$/MWh = 34 US\$/MWh
- Para o cálculo da CCC (CENBIO, 1999<sup>a</sup>):
  - Equivalente hidráulico – R\$ 23,12/MWh
  - Consumo de óleo diesel: 0,3 litros/kWh
  - Fator k = 0,9 (resolução 245/99 ANEEL)
  - Custo do óleo diesel na região considerada: R\$ 0,639/litro
  - PCI do óleo diesel: 10.180 kcal/kg
  - Densidade do óleo diesel: 851kg/m<sup>3</sup>
  - Crédito da CCC calculado pela metodologia indicada na Resolução 245/99 da ANEEL: **151,72 R\$/MWh** (outubro de 2000).
- Para o cálculo dos créditos de carbono, foi considerado o carbono evitado correspondente às emissões dos geradores diesel (CENBIO, 1999<sup>a</sup>):

- Fator de emissão de C (CO<sub>2</sub>) para óleo diesel: 21,81 tC/TJ
- Fator de emissão de CH<sub>4</sub> para óleo diesel: 0,22 tCH<sub>4</sub>/TJ
- Fator de conversão de CH<sub>4</sub> em CO<sub>2</sub> equivalente: 21
- Fator de emissão total para os geradores diesel existentes (calculado): 0,2837 tC/MWh

Nos resultados obtidos foram em seguida incluídos, respectivamente, os seguintes créditos:

- Créditos da CCC (calculados pelo valor acima)
- Créditos do CDM (créditos de carbono, avaliados para US\$ 10 e US\$ 50 a tonelada de carbono evitada)
- Créditos da CCC e também do CDM, para as mesmas taxas de carbono

## 6. Discussão dos resultados - Conclusão

A Tabela 1 apresenta o consumo de biomassa necessário para cada termelétrica e a área plantada correspondente, a partir das estimativas realizadas. Para esta avaliação foi adotado que cada hectare plantado produz 60 metros cúbicos estéreis de madeira (CENBIO, 1999b).

As Tabelas 2 e 3 apresentam os resultados da análise econômica. A partir da análise realizada observa-se que, em termos de custo de geração (Tabela 2), apenas com a inclusão da CCC, estimada em R\$ 151,72/MWh (estimativa realizada em outubro de 2000 para a região, onde o custo do diesel é R\$ 0,639 por litro), viabiliza-se o custo de geração em todos os casos.

Na inclusão dos créditos de carbono (MDL – Mecanismo de Desenvolvimento Limpo), a análise de sensibilidade foi efetuada para a taxa de carbono de US\$ 10/t de C e US\$ 50/t, considerando-se que a geração com biomassa desloque o óleo diesel utilizado. Nesta análise não foi computado o diesel necessário para transporte da biomassa, pois é sabido, de acordo com estudos existentes (CENBIO, 1999<sup>a</sup>), que sua parcela é pequena se comparada ao volume total de carbono substituído. Além disso, também não foi aqui incluído o diesel consumido no transporte da refinaria até o local de consumo, o que pode atingir valores significativos.

Analisando os resultados podemos verificar que a contribuição dos créditos de carbono, quando comparada com o incentivo da CCC, é reduzida. Sua contribuição para a viabilidade econômica do projeto é marginal.

A partir dos resultados da Tabela 3, que apresenta a TIR (taxa interna de retorno) para cada situação considerada, chega-se a resultados interessantes. Novamente, quando se considera apenas a CCC, com a venda da energia pela tarifa marginal de operação, obtém-se valores de TIR bastante mais elevados do que quando se considera o VN, devido ao valor elevado da CCC.

A inclusão de CDM neste caso altera significativamente a economicidade do projeto, no caso da UTE de 20 MW. Para a unidade de 4 MW a situação não é a mesma, uma vez que a mesma só se viabiliza com o uso da CCC.

Por outro lado, quando se utiliza o VN, a influência do CDM é observada de forma mais significativa, no caso da UTE de 20 MW,

Verifica-se, portanto, que com a utilização da CCC a viabilidade econômica do projeto efetivamente ocorre em qualquer situação. Porém deve ser lembrado que a CCC será, em princípio, extinta em 2013 e, portanto, os projetos futuros não teriam este incentivo para sua viabilidade.

Deve ser lembrado também que ainda está em vigência o uso da CCC para geração termelétrica no sistema interligado a partir de combustíveis fósseis, inclusive para geração a partir de carvão mineral, sem perspectivas de que a mesma seja ampliada para energias renováveis.

Há, portanto, necessidade que a CCC, ao menos para as energias renováveis, continue por um prazo maior, visando contribuir para o fornecimento de energia elétrica às comunidades isoladas de uma forma sustentável, dentro inclusive da proposta de universalização dos serviços ora apresentada pela ANEEL.

## 7. Referências

- BEN. “Balanço Energético Nacional”. Ministério de Minas e Energia, Brasília. Ano 2000 (ano base 1999).
- Carpentieri, E. “Sistema Integrado de Gaseificação de Madeira para Produção de Eletricidade – Sigame” – Relatório Final da Fase II, 1999.
- Carvalho, J.C. “The Issue of the Amazon Rainforest”. In Amazonia: Heaven of a New World. 1999.
- Coelho, S. T., Paletta C. E. M., Freitas, M. A V. (editores), “Medidas Mitigadoras para a Redução na Emissão de Gases Efeito Estufa na Geração Termelétrica”, ANEEL, Brasília, 2000, 222 p. Projeto realizado pelo CENBIO – Centro Nacional de Referência em Biomassa para a ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica. São Paulo, 2000.
- CENBIO “Technical Evaluation of Biomass Projects and Elaboration of a Co-Generation Business Plan”. Relatório final do Projeto realizado para a Winrock/USAID, Dezembro, 1999, São Paulo.
- CENBIO. “Estudo de Campo para Levantamento do Potencial de Geração de Eletricidade na Região Amazônica com Uso de Biomassa”. Projeto Winrock / USAID, Dezembro, 1999, São Paulo.
- Eletrobrás. “Plano Decenal de Expansão”-1999-2008. Brasília, 1999.
- Faaij, A. “Energy from Biomass and Waste”. Doctor Thesis. Utrecht University, Utrecht 1997.
- IMAFLORA, “Acertando o Alvo: Consumo de Madeira no Mercado Interno Brasileiro e Promoção da Certificação Florestal”/ Roberto Smeraldi, José Adalberto de Oliveira Veríssimo. Piracicaba, SP. Imaflora/Imazon; Belém, PA, 1999.

IPCC - Intergovernmental Panel on Climate Change – “Greenhouse Gas Inventory Reference Manual”. UNEP, OECD, IEA, IPCC. United Kingdom, 1995.  
MME. “Programa Prioritário de Termoeletricidade”. Brasília, 2000.

## ***Electricity generation in Amazon from planted wood: technical and economic analysis of a biomass-origin power plant***

### **Suani Teixeira Coelho**

CENBIO – Centro Nacional de Referência em Biomassa – Instituto de Eletrotécnica e Energia – Universidade de São Paulo  
Avenida Prof. Luciano Gualberto, 1289 - Cidade Universitária  
05508-010 - São Paulo/SP – Tel/Fax (11) 3818-4912 R - 425/418  
E-mail [suani@iee.usp.br](mailto:suani@iee.usp.br)

### **Américo Varkulya Jr.**

CENBIO – Centro Nacional de Referência em Biomassa – Instituto de Eletrotécnica e Energia – Universidade de São Paulo  
[americo@iee.usp.br](mailto:americo@iee.usp.br)

### **Carlos Eduardo Machado Paletta**

CENBIO – Centro Nacional de Referência em Biomassa – Instituto de Eletrotécnica e Energia – Universidade de São Paulo  
[paletta@iee.usp.br](mailto:paletta@iee.usp.br)

### **Patricia Guardabassi**

CENBIO – Centro Nacional de Referência em Biomassa – Instituto de Eletrotécnica e Energia – Universidade de São Paulo  
[patricia@iee.usp.br](mailto:patricia@iee.usp.br)

### **Oswaldo Stella Martins**

CENBIO – Centro Nacional de Referência em Biomassa – Instituto de Eletrotécnica e Energia – Universidade de São Paulo

**Abstract:** *Most of electricity generation in Brazil is from hydroelectric origin for the interlinked system, but there is the important question to be solved regarding the energy supply to the rural isolated communities, mainly in Amazon. Energy supply in this region is made through old and low-efficiency diesel generators, producing high pollutant emissions, including greenhouse gases (GHG). On the other hand there is the huge diesel consumption in the country, which is responsible for the import of pure diesel oil, rising the external debit of the country and whose distribution is based in strong subsidies. Considering the opportunities forecasted by the Kyoto Protocol, it appears to be the possibility of using carbon credits to collaborate to the economic feasibility of biomass-origin projects. In this context, this paper evaluates under technical, economic and environmental aspects the electricity generation from sustainable planted wood (reforestation in degraded lands in Rondonia State). The paper evaluates two plants of 4 MW and 20 MW, operating to complement electricity from small hydro plants. Technical evaluation considers different conversion technologies and economic analysis includes not only the subsidies of CCC (Conta Consumo de Combustível -Fuel Consumption Bill) , now expanded for renewable sources, but also carbon credits as forecasted by Kyoto Protocol.*

**Keywords:** *biomass, electricity, isolated communities*





## **UTILIZAÇÃO DOS CONCEITOS DE EXERGIA PARA ANÁLISE TÉCNICA E ECONÔMICA DA COGERAÇÃO: ESTUDO DE CASO EM INDÚSTRIAS DE MADEIRA DA AMAZÔNIA**

### **Suani Teixeira Coelho**

CENBIO – Centro Nacional de Referência em Biomassa – Instituto de Eletrotécnica e Energia – Universidade de São Paulo

Avenida Prof. Luciano Gualberto, 1289 - Cidade Universitária  
05508-010 - São Paulo/SP – Tel/Fax (11) 3818-4912 R - 425/418

E-mail [suani@iee.usp.br](mailto:suani@iee.usp.br)

### **Américo Varkulya Jr.**

CENBIO – Centro Nacional de Referência em Biomassa – Instituto de Eletrotécnica e Energia – Universidade de São Paulo

[americo@iee.usp.br](mailto:americo@iee.usp.br)

### **Carlos Eduardo Machado Paletta**

CENBIO – Centro Nacional de Referência em Biomassa – Instituto de Eletrotécnica e Energia – Universidade de São Paulo

[paletta@iee.usp.br](mailto:paletta@iee.usp.br)

### **Patricia Guardabassi**

CENBIO – Centro Nacional de Referência em Biomassa – Instituto de Eletrotécnica e Energia – Universidade de São Paulo

[patricia@iee.usp.br](mailto:patricia@iee.usp.br)

### **Oswaldo Soliano**

Winrock Foundation – Salvador – Bahia

[osoliano@winrock.org.br](mailto:osoliano@winrock.org.br)

**Resumo:** *O grande volume e resíduo de madeira gerados nas serrarias, permite que sejam empregados sistemas de cogeração de eletricidade/vapor, não só visando o atendimento das demandas industriais, como também gerando excedentes de eletricidade que podem ser comercializados com a concessionária local. Considerando que na região amazônica não há grande oferta de energia e que esta região depende de geradores obsoletos e com baixa eficiência para a obtenção de energia, esta proposta pode colaborar com a solução do problema. Este trabalho avalia, segundo conceitos de exergia, a geração de eletricidade em uma serraria na Amazônia, que processa madeira certificada por organizações não-governamentais internacionais. Inicialmente são apresentados os resultados obtidos a partir de um levantamento dos principais aspectos do consumo de eletricidade da indústria, bem como da atual tecnologia utilizada para a geração de vapor e eletricidade (não é empregado o sistema de cogeração atualmente). A análise técnica e econômica da situação atual é apresentada para estimar os custos do sistema de geração de energia. Em seguida, o trabalho propõe o emprego de um sistema de cogeração. A análise termoeconômica (com base exergética) do sistema proposto é desenvolvida e apresentada no presente trabalho. Esta análise inclui os incentivos da CCC (Conta Consumo de Combustíveis), recentemente estendida para fontes renováveis de energia na Amazônia e os créditos de carbono, de acordo com a quantidade de emissões evitada. Os resultados obtidos indicam a viabilidade do processo e a possibilidade deste ser estendido a outras serrarias na região, não agredindo o meio ambiente e criando um novo mercado local, relativo à eletricidade proveniente de biomassa.*

*Palavras chave:* biomassa, exergia, cogeração

## 1. Introdução

Garantir o fornecimento e o acesso à energia elétrica é atualmente um desafio a ser enfrentado pelo país. Esta necessidade se faz presente não só no atendimento às metas estabelecidas pelo Governo para o crescimento econômico, como também na diminuição dos contrastes socio-econômicos existentes. Estes fatores, entre outros, enfatizam a necessidade de expansão do parque de energia elétrica na Amazônia.

A dificuldade no abastecimento de energia elétrica na região Norte do país pode ser atribuída a dois fatores: o primeiro envolve as distâncias para que a energia elétrica gerada no sistema interligado seja transmitida até os consumidores; o segundo está ligado à baixa demanda de energia nas regiões mais isoladas. A combinação destes fatores torna os investimentos iniciais elevados, com baixas taxas de retorno e acabam por inviabilizar projetos de distribuição de energia elétrica. Assim sendo, grande parte do sistema de geração de eletricidade utiliza o óleo diesel como fonte de energia primária, mesmo considerando os custos associados à sua produção e distribuição, baixo rendimento de conversão e as emissões de gases efeito estufa a partir da queima deste combustível.

O acesso limitado à energia elétrica, as condições naturais como relevo, clima, entre outros e a falta de recursos econômicos e culturais, criam um cenário no qual o extrativismo, principalmente de madeira, devido à presença de florestas no norte do Brasil, é a base da economia nestas regiões. Porém, se esta exploração for realizada de forma sustentável, pode se apresentar como uma atividade bastante viável para a região, servindo como o ponto inicial para seu desenvolvimento.

Com objetivo de conciliar desenvolvimento, meio ambiente e otimização da matriz energética brasileira, o presente trabalho avalia o aproveitamento de resíduos de uma indústria de processamento de madeira para a produção de eletricidade, na região Amazônica.

Em estudo desenvolvido pelo CENBIO (Centro Nacional de Referência em Biomassa) *para Winrock Internacional/U.S. Agency for International Development (USAID)*, foi elaborada esta análise de viabilidade técnica e econômica para uma instalação de cogeração a ser implementada numa indústria de madeira compensada, utilizando resíduos do processo de fabricação de compensado. Trata-se de uma das empresas madeireiras brasileiras que possuem certificado florestal para esta atividade.

O presente estudo apresenta a análise técnica e econômica de um sistema de cogeração proposta para a empresa, nas seguintes condições:

- A empresa planeja expandir sua capacidade de produção em mais 2.000m<sup>3</sup>/mês de madeira serrada, sem comprar resíduos de terceiros.
- É objetivo da mesma utilizar todos os resíduos disponíveis (8.400 m<sup>3</sup>/mês) após a expansão para cogerar energia (eletricidade/vapor) para consumo do processo e também produzir excedente de eletricidade para venda à rede.
- As análises referentes à tecnologia a ser usada apontaram para o uso de caldeiras de 45 bar e turbinas de contrapressão como a mais adequada para a situação em questão, com a geração de 3,92 MW totais (1,92 MW excedente)

A configuração mencionada foi introduzida neste estudo, uma vez que, segundo a análise técnica, a vazão de vapor calculada como disponível para o condensador, por ser reduzida, não justifica o emprego deste equipamento. Daí o emprego da turbina de contrapressão.

A única restrição é que, por se utilizar turbina de contrapressão, obrigatoriamente a planta (processamento do compensado e madeira) deverá operar continuamente, para garantir a oferta de eletricidade à rede, conforme contrato de venda (PPA – “Power Purchase Agreement”) (8030 h/ano).

Após a análise técnica, este estudo apresenta a análise de viabilidade econômico-financeira, através do cálculo do custo de geração da eletricidade excedente.:

O cálculo dos custos específicos do vapor e da eletricidade foram realizados com base na Análise Termoeconômica (base exergética), considerada como adequadamente precisa para analisar processos de cogeração, em vista das diferenças da energia térmica e elétrica, de acordo com a Segunda Lei da Termodinâmica. Foi aqui usada a metodologia já aplicada por Coelho, 1999.

A título de permitir uma análise de sensibilidade, foram discutidas diferentes hipóteses:

- Custo da biomassa: nulo ou igual ao preço de compra de resíduos
- Custo do vapor/eletricidade: nulos ou iguais aos calculados para o sistema atual

É importante observar que, em todas as análises, foram incluídas as opções de uso da CCC (“Conta Consumo Combustível”, estendida para renováveis pela Resolução 245 da ANEEL, de 11 de Agosto de 1999 [2]) e de Créditos de Carbono (segundo as perspectivas de uso dos Mecanismos de Desenvolvimento Limpo - MDL, ou *Clean Development Mechanism* – CDM).

A partir dos cálculos efetuados, verificou-se que a maior influência na viabilidade econômica é, sem dúvida, a CCC (208,69 R\$/MWh). Os valores do CDM, mesmo para US\$ 50/tC, e a substituição do óleo diesel têm impacto reduzido quando comparados com a influência da CCC.

## 2. Metodologia

Num processo de cogeração, como o proposto para a indústria em questão, a combinação da análise exergética (combinação de análises envolvendo os balanços de energia e entropia de sistemas térmicos), em conjunto com os

métodos de participação de custos, permite avaliar rigorosamente os custos de produção da eletricidade e do vapor de processo, uma vez que o conceito de exergia quantifica de formas diferentes trabalho (exergia pura) e calor. Este conceito é particularmente importante, pois como se sabe, uma dada quantidade de calor não pode ser integralmente transformada em trabalho, enquanto o processo inverso sempre é possível.

Segundo Szargut, 1988, exergia é “a quantidade de trabalho obtido quando uma massa é trazida até o estado de equilíbrio termodinâmico com os componentes comuns do meio ambiente, através de processos reversíveis, envolvendo apenas a interação com componentes do meio ambiente”.

## 2.1 Hipótese Básica

Este estudo utiliza a análise termoeconômica para comparar os custos de eletricidade e vapor na serraria escolhida (referência). O custo de geração em base exergética é o produto do custo específico em base exergética pela exergia do fluxo em questão. Será aplicado o método do “trabalho como subproduto” (partição), a partir das seguintes hipóteses:

Este método é uma das propostas para a partição dos custos entre eletricidade e vapor num processo de cogeração (Bejan *et al.*, 1996; Vertiola e Oliveira Jr., 1996), onde é admitido um custo do vapor, a partir do qual é calculado o custo da eletricidade (“trabalho”). O caso base adotado para a realização deste estudo será detalhado adiante.

Este método foi adotado como o mais adequado para a análise da instalação pois, conforme já discutido em Coelho, (1999) e Coelho et al., (1997), através do mesmo se pode garantir que permaneçam constantes os custos para o vapor e a eletricidade vendidos à empresa (para consumo no processo). Assim, pode-se calcular o custo de geração dos excedentes, de forma rigorosa.

A indústria estudada apresenta uma demanda de 2 MW nas condições do projeto e as hipóteses adotadas para a avaliação dos custos exergéticos são as seguintes:

- ✓ Condições financeiras: 15% aa, 8 anos para o retorno do investimento, devido aos créditos da CCC, recentemente estendidos à geração com renováveis, que são válidos apenas durante este período, segundo a ANEEL.
- ✓ Horas de operação: por se utilizar turbina de contrapressão, obrigatoriamente a planta (processamento do compensado e madeira) deverá operar continuamente, para garantir a oferta de eletricidade à rede, conforme contrato de venda (PPA – “Power Purchase Agreement”) (8030 h/ano).

## 2.2. Situação Atual e Expansão

A empresa atualmente utiliza resíduos de processos produtivos para geração eletricidade. No entanto, isto não garante sua auto-suficiência energética, pois para atender a demanda de calor e eletricidade requerida pelo processo, se faz necessária a compra de resíduos de outra empresa, o que implica num aumento do custo de combustível. No processo de cogeração para o funcionamento da empresa após a expansão, foi considerado que a empresa não mais comprará resíduos de terceiros e utilizará apenas seus próprios subprodutos.

Na situação atual, o preço do combustível é ainda mais participativo nos custos, devido ao processo de conversão de biomassa atualmente empregado. A empresa conta com dois sistemas a vapor independentes, sendo um destinado exclusivamente à produção de eletricidade e outro responsável pela geração do vapor requerido pelo processo.

Neste contexto, a implementação de um sistema de cogeração torna-se atraente, pois permitirá que uma única unidade de geração de vapor possa atender às demandas térmica e elétrica da empresa, otimizando o consumo de biomassa..

Na expansão, a disponibilidade de resíduos é indicada na Tabela 1.

Tabela 1: Disponibilidade de resíduos após a expansão

Quantidade total de resíduos por mês	m <sup>3</sup> estéreo	m <sup>3</sup> métrico	t/mês
Produção própria	0	12000	8400
Quant. Comprada	0	0	0
<b>Total</b>			<b>8400</b>

Total de horas de operação por mês	720 h
Fator de operação	100%
<b>Total de resíduos</b>	<b>11,67 ton/h</b>

Tipos de resíduos	%	t/mês	t/h
Resíduo verde	60%	5040	7,00
Resíduo seco	40%	3360	4,67
<b>Total</b>			<b>11,67</b>

Umidade	%
Resíduo verde	22%
Resíduo seco	5%

PCS material seco (0 % umidade)	4700 kcal/kg
PCS resíduo verde	3353 kcal/kg
PCS resíduo seco	4394 kcal/kg

Fator de conversão de PCS para PCI (%) 76%

PCI material seco (0 % umidade)	3572 kcal/kg
PCI material verde	2549 kcal/kg
PCI material seco	3339 kcal/kg
<b>PCI médio</b>	<b>2865 kcal/kg</b>

Fonte: Levantamento de campo efetuado.

Notas: Densidade = 0,70 t/m<sup>3</sup>. Fator de conversão de m<sup>3</sup> estéreo para métrico = 0,85

### 2.3. Configuração Proposta

A proposta propõe a substituição dos equipamentos atualmente empregados por uma caldeira com maior capacidade operacional (35 t/h de vapor @43 bar, 400° C), juntamente com o emprego de uma turbina de contrapressão (com saída a 10 bar para o processo). Esta configuração foi adotada neste estudo, uma vez que, segundo a análise técnica, a vazão de vapor disponível para o condensador, por ser reduzida, não justifica o emprego deste equipamento, para as condições de disponibilidade de resíduos. Daí o emprego da turbina de contrapressão.

A única restrição é que, por se utilizar turbina de contrapressão, obrigatoriamente a planta (processamento do compensado e madeira) deverá operar continuamente, para garantir a oferta de eletricidade à rede, e permitir um contrato de venda (PPA – “Power Purchase Agreement”) (8030 h/ano).

O investimento necessário foi obtido junto a fabricantes de equipamentos. Os custos indicados correspondem aos custos totais, isto é, incluem o sistema de tratamento de água da caldeira, bombas de alimentação, etc.

Como no método do trabalho como subproduto o custo da eletricidade é calculado a partir de um valor pré-definido para o vapor de processo (em base exergetica), neste estudo é considerado o seguinte caso para avaliar este custo, através do método da igualdade:

✓ **Caso base:** os equipamentos (antigos) atualmente em uso, isto é, 02 (duas) caldeiras de 15 bar e uma turbina a vapor (pressão de saída de 1 bar), responsáveis pela geração do vapor de processo e eletricidade já estão amortizados. Assim, nesta avaliação para a situação atual dos custos de vapor e eletricidade são incluídos apenas o custo do resíduo e o custo da água de alimentação.

Tabela 2- Dados relativos ao investimento e potência excedente da configuração proposta

Configuração	Investimentos (US\$/kW)	Potência Excedente (MW)
Nova caldeira de 43 bar/400 °C, uma nova turbina de contrapressão	1000	1,92

Fonte: Cálculo dos autores, investimentos segundo informações de fabricantes de equipamentos.

## 2.4 Balanço de Custos em Base Exergética

A Análise Termoeconômica utilizada está baseada nas seguintes equações (1) e (2) de custos exergéticos (Bejan et al., 1996):

para sistema de caldeiras:  $C_{va}B_{va} = C_{res}B_{res} + C_{cald} + C_{ag}B_{ag}$  (1)

para turbinas a vapor:  $C_eW_e + C_{vb}B_{vb} = C_{vb}B_{vb} + C_{turb}$  (2),

onde

$C_{va}$  – custo do vapor de alta pressão da caldeira

$B_{va}$  – fluxo exergético do vapor de alta pressão

$C_{res}$  – custo de oportunidade do resíduo, em base exergética

$B_{res}$  – fluxo exergético do resíduo

$C_{cald}$  – custo de capital da caldeira

$C_{ag}$  – custo da água de alimentação (adotada igual ao custo da vapor de baixa)

$B_{ag}$  – fluxo exergético da água de alimentação

$C_e$  – custo de geração de eletricidade

$W_e$  – potência total gerada

$C_{vb}$  – custo do vapor de baixa pressão

$B_{vb}$  – fluxo exergético do vapor de baixa pressão

$C_{turb}$  – custo de capital do turbo gerador.

Aplicando-se as equações acima para a configuração adotada e introduzindo as hipóteses do método escolhido, obtêm-se os sistema de equações de equações que, resolvido, fornece os custos de base exergética do vapor de processo e de eletricidade gerada (situação atual):

A partir do custo específico (em base exergética) do vapor calculado para o caso base (atual), é calculado o custo da eletricidade gerada na nova configuração proposta. A partir deste valor, calculou-se o custo de geração da eletricidade excedente a ser vendida à rede.

## 2.5 Análise Economico-Financeira do Processo de Cogeração (CENBIO, 2000):

A análise economico-financeira foi desenvolvida através do cálculo do custo de geração dos excedentes, que foi avaliado através da Análise Termoeconômica, a partir das equações acima. Para esta análise foram adotadas as seguintes premissas:

- Taxa de retorno do capital: 15% ao ano
- Amortização do investimento: 8 anos (para permitir o uso da CCC)
- Investimento: US\$ 1.000/kW instalado
- Custo da biomassa: US\$ 2,00/t (US\$ 0,17/GJ) (Carpentieri, 1999)
- Custo de O&M (manutenção e operação): 10% do custo de geração
- Fator de operação: 92 % (para operação em 11 meses ao ano e reservando aproximadamente 1 mês para manutenção dos equipamentos).
- Valor da TME (Tarifa Marginal de Expansão): US\$ 34,00/MWh gerado (Eletrobrás, 1999)
- Valor do VN (Valor Normativo): R\$ 97,00/MWh gerado com biomassa, valor atualizado para Outubro de 2000 com  $X_1=1$ ,  $X_2=0$  e  $X_3=0$ , a partir da Resolução 233, de 29 de Julho de 1999 (CENBIO, 2000)
- Taxa de câmbio US\$ 1,00 = R\$ 1,85 (em Outubro/2000)

Para o cálculo do valor da CCC (Conta Consumo Combustível) foi considerado que a usina termelétrica terá direito ao ressarcimento do valor calculado abaixo de acordo com a Resolução ANEEL N° 245 de 11/06/1999 [2], conforme a fórmula:

$$V_i = E_{Ci} \times K \times (1000 \rho \times PC_i - TEH) \quad (3)$$

Sendo:

- $V_i$  = Valor do benefício a ser pago no mês  $i$ , através da sistemática do CCC, expresso em reais
- $EC_i$  = Energia considerada, no mês  $i$ , para efeito de cálculo do benefício, que será igual a Energia de referência  $ER$  ou a Energia Verificada -  $EV$ , a que for menor, expressa em MWh = 1 MWh
- $K = 0,9$ , fator fixado até 2007
- $\rho$  = consumo específico da geração substituída, sendo limitado a 0,30 l/kWh para centrais térmicas que utilizem óleo diesel
- $PC_i$  = preço CIF do combustível substituído no mês  $i$ , expresso em R\$/l ou R\$/kg = R\$ 0,85/l óleo diesel no estado do Amazonas, segundo Resolução 282, de 01 de Outubro de 1999, da ANEEL
- $TEH$  = tarifa de equivalente hidráulico, publicado pela ANEEL, em Outubro de 2000

Assim, para 1 MWh gerado:  $V_i = 1 \times 0,9 \times (1000 \times 0,3 \times 0,85 - 23,12) = 208,69 = R\$ 208,69/\text{MWh}$ .

Para cálculo dos créditos de carbono (visando o uso do “*Clean Development Mechanism*” - CDM) referentes à geração de eletricidade em substituição à geração de eletricidade proveniente de motores diesel utilizados atualmente na região Amazônica, foram adotadas as premissas: (CENBIO, 2000)

- Valor do CDM: US\$ 10,00 e US\$ 50,00/tC não emitida na atmosfera
- Consumo de óleo diesel nos motores: 0,3 l OD/kWh
- Densidade do óleo diesel: 851 kg OD/m<sup>3</sup>
- PCI do óleo diesel: 10.180 kcal/kg
- Fator de emissão de C para óleo diesel: 0,7907 tC/m<sup>3</sup> OD
- Fator de emissão de C para óleo diesel: 21,81 tC/TJ
- Fator de emissão de CH<sub>4</sub> para óleo diesel: 0,22 tCH<sub>4</sub>/TJ
- Fator de conversão de CH<sub>4</sub> em CO<sub>2</sub> equivalente: 21

A partir dos dados acima, foi calculado o carbono evitado com a substituição do óleo diesel: 0,2837 tC/MWh gerado com motores diesel.

### 3 - Resultados Obtidos

Antes de aplicar o método do trabalho como subproduto foram calculados os custos exergéticos de vapor de processo, obtidos através da hipótese  $C_e = C_v$ , para o caso base escolhido, que forneceram os resultados mostrados na Tabela 3 abaixo. Tal método foi adotado para a situação atual porque a empresa não gera excedente de eletricidade, apenas vapor e eletricidade para consumo próprio, daí a hipótese adotada de que os custos exergéticos específicos das duas :formas de energia.

A Tabela 4 ilustra os resultados finais para o custo da eletricidade excedente, através da inclusão tanto da CCC como dos créditos de carbono.

Tabela 3: Custo do vapor e da eletricidade para consumo próprio, na situação atual:

Custo do vapor (10 atm, 231°C)	0,73	US\$/t
Custo da eletricidade para consumo próprio	5,84	US\$/MWh

Fonte: CENBIO, 2000.

Nota: Cálculo pelo método da igualdade, na análise termoeconômica.

Tabela 4 - Resultados dos custos e custo de geração dos excedentes de eletricidade

Tecnologia	Investimento (US\$)	Custo de Geração (US\$/MWh)					
		sem incentivo	com CCC	com CDM		com CCC/CDM	
				US\$10/tC	US\$50/tC	US\$10/tC	US\$50/tC
Calde 43bar, TCP	1.000	37,07	-75,74	34,23	22,88	-78,58	-89,92

Fonte: Cálculos dos autores

### 4 – Considerações Finais

A partir da análise realizada observa-se que, em termos de custo de geração dos excedentes, apenas com a inclusão da CCC, estimada em R\$ 208,69/MWh, viabiliza-se o sistema. Quando se utiliza o VN, por outro lado, a CCC não pode incidir, segundo a regulamentação da ANEEL. Assim o impacto é muito menor no custo do excedente..

Na inclusão dos créditos de carbono (CDM), a análise de sensibilidade foi efetuada para a taxa de carbono de US\$ 10/t C e US\$ 50/tC, considerando-se que a geração com biomassa deslocará o óleo diesel utilizado nos motores diesel

da região quando o excedente for vendido à concessionária. Isto ocorre porque, como o sistema é isolado, mesmo as concessionárias da região utilizam a geração a diesel. Observe-se que nesta análise não foi computado o diesel necessário para transporte da biomassa na situação atual. Na expansão não há transporte de diesel pois a biomassa é subproduto do processo. Por outro lado, também não foi aqui incluído o diesel consumido no transporte do diesel da refinaria até o local de consumo por não haver dados disponíveis, o que pode atingir valores muito mais significativos (até 4 vezes, segundo especialistas).

## 5 – Referências

- Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M. “Thermal design and optimization”. John Wiley & Sons, Inc., New York., 1996.
- BEN. “Balanço Energético Nacional”. Ministério de Minas e Energia, Brasília. Vários anos.
- Carpentieri, E. “Sistema Integrado de Gaseificação de Madeira para Produção de Eletricidade – Projeto SIGAME” – Relatório Final da Fase II - CHESF, 1999.
- CENBIO – Centro Nacional de Referência em Biomassa, “Technical Evaluation of Biomass Projects and Elaboration of a Co-Generation Business Plan”. Projeto realizado para a Winrock/USAID, Dezembro, 1999, São Paulo.
- CENBIO – Centro Nacional de Referência em Biomassa,. “Estudo de Campo para Levantamento do Potencial de Geração de Eletricidade na Região Amazônica com Uso de Biomassa”. Projeto Winrock / USAID, Dezembro, 1999, São Paulo.
- Coelho, S. T., Oliveira Jr., S., Zylbersztajn, D. “Análise Termoeconômica da Cogeração de Eletricidade a partir do Bagaço de Cana. Estudo de Caso para uma Usina no Estado de São Paulo”, In: XIV COBEM-CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA. Anais. Bauru, Dezembro de 1997 (cd-rom)
- Coelho S. T. “Mecanismos para Implementação da Cogeração de Eletricidade a partir de Biomassa. Um Modelo para o Estado de São Paulo”. Tese de Doutorado. PIPGE/USP. Agosto de 1999.
- Coelho, S. T., Paletta C. E. M., Freitas, M. A. V. (editores), “Medidas Mitigadoras para a Redução na Emissão de Gases Efeito Estufa na Geração Termelétrica”, ANEEL, Brasília, 2000, 222 p. Projeto realizado pelo CENBIO – Centro Nacional de Referência em Biomassa para a ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica. São Paulo, 2000.
- Faaij, A. “Energy from Biomass and Waste”. Tese de Doutorado. Utrecht University, Utrecht 1997.
- IPCC - Intergovernmental Panel on Climate Change – “Greenhouse Gas Inventory Reference Manual”. UNEP, OECD, IEA, IPCC. United Kingdom, 1995.
- IMAFLORA, “Acertando o Alvo: Consumo de Madeira no Mercado Interno Brasileiro e Promoção da Certificação Florestal”/ Roberto Smeraldi, José Adalberto de Oliveira Verissimo. Piracicaba, SP. Imaflora/Imazon; Belém, PA, 1999.
- Szargut J., Morris D. R., Steward F.R., “Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes”, Hemisphere Pub. Co., N.Y., 1988.
- Vertiola, S. R. and Oliveira Junior, S. Thermoeconomic analysis of the steam cycle of a Brazilian medium-sized sugar and alcohol mill. In: XI INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON ALCOHOL FUELS. Anais. V.2, pp. 415-422, Sun City, South Africa, 1996

### *Use of Exergy Concepts for Technical and Economic Analysis of Cogeneration: Study Case in Wood Industries in Amazon*

#### **Suani Teixeira**

CENBIO – Centro Nacional de Referência em Biomassa – Instituto de Eletrotécnica e Energia – Universidade de São Paulo

Avenida Prof. Luciano Gualberto, 1289 - Cidade Universitária  
05508-010 - São Paulo/SP – Tel/Fax (11) 3818-4912 R - 425/418

E-mail [suani@iee.usp.br](mailto:suani@iee.usp.br)

#### **Américo Varkulya Jr.**

CENBIO – Centro Nacional de Referência em Biomassa – Instituto de Eletrotécnica e Energia – Universidade de São Paulo

[americo@iee.usp.br](mailto:americo@iee.usp.br)

#### **Carlos Eduardo Machado Paletta**

CENBIO – Centro Nacional de Referência em Biomassa – Instituto de Eletrotécnica e Energia – Universidade de São Paulo

[paletta@iee.usp.br](mailto:paletta@iee.usp.br)

#### **Patricia Guardabassi**

CENBIO – Centro Nacional de Referência em Biomassa – Instituto de Eletrotécnica e Energia – Universidade de São Paulo

[patricia@iee.usp.br](mailto:patricia@iee.usp.br)

**Oswaldo Soliano**

Winrock Foundation – Salvador – Bahia

[osoliano@winrock.org.br](mailto:osoliano@winrock.org.br)

**Abstract:** *The huge amount of wood residues generated in wood processing industries allows the cogeneration of electricity/process steam, not only to supply the process needs but also to generate an electricity surplus to be sold to the local grid. Considering that most regions in Amazon have no energy supply and depend upon old and low-efficiency diesel generators, this proposal appears to be an interesting option to collaborate with the solution of this problem. This paper evaluates, under exergy concepts, the electricity generation in a plywood producing plant, in Amazon, using wood certified by international non-governmental organizations. Initially it is presented the results obtained from an overall assessment of the main figures related to the energy consumption in the plant, as well as the current technology used for electricity and steam generation (cogeneration is not used in the plant nowadays). Technical and economic analyses of this current situation are presented to allow the process energy costs. Following this analysis, the paper proposes a conventional co-generation system. The thermoeconomic analysis (exergy based) of the proposed processes is developed and presented here. This analysis includes the incentives from the CCC (Conta Consumo de Combustível – Fuel Consumption Bill), now expanded to be used by renewable energy sources in Amazon and the carbon credits corresponding to the avoided carbon emissions. Obtained results indicate the feasibility of the process and the possibility of making this process attractive for other wood processing plants in the region, collaborating to increase environmental concerns, as well as to create a new local market for electricity from biomass-origin.*

*Keywords: biomass, exergy, cogeneration*



## CARACTERÍSTICAS DE DESEMPENHO DE UM MOTOR DIESEL FUNCIONANDO COM MISTURA TERNÁRIA DE COMBUSTÍVEIS DIESEL - ÁLCOOL - ÓLEO DE RÍCINO

**Eduardo Gagliuffi Peralta**

Centro Federal de Educação Tecnológica do Rio Grande do Norte – Unidade de Ensino de Mossoró – Rua Raimundo Firmino de Oliveira, 400 – Ulrick Graff – Mossoró/RN – CEP 59.628-330.

[egperalta@yahoo.com](mailto:egperalta@yahoo.com)

**Cleiton Rubens Formiga Barbosa**

Universidade Federal do Rio Grande do Norte – Centro de Tecnologia – Departamento de Engenharia Mecânica – Campus Universitário – Lagoa Nova – Natal/RN – CEP 59.076-400.

[cleiton@ufrnet.br](mailto:cleiton@ufrnet.br)

**Resumo.** Este trabalho tem como propósito avaliar o desempenho de um motor de ignição por compressão funcionando com uma mistura ternária de combustível (diesel-álcool anidro-óleo de rícino), onde este último é utilizado como ativador de fase à mistura e aditivo ao álcool. As misturas foram utilizadas sem a necessidade de processos específicos para adaptá-los ao motor e sem a realização de modificações nos seus parâmetros originais de injeção. As misturas foram obtidas por um processo simples, na qual quantidades conhecidas dos componentes foram misturados em um mesmo recipiente. Em uma primeira fase, foram preparadas soluções com variados teores de óleo de rícino no álcool, para determinação das características de viscosidade e poder calorífico da mistura. Numa segunda fase, para cada proporção de mistura óleo de rícino-álcool, adicionou-se uma quantidade de óleo diesel que proporcionasse completa solubilidade da mistura. As misturas ternárias foram caracterizadas quanto à viscosidade, poder calorífico, massa específica e tensão superficial, e comparadas ao óleo diesel padrão. A mistura ternária selecionada foi testada em um motor estacionário de dois cilindros, quatro tempos e injeção direta, e foram determinadas as suas características de desempenho através de um dinamômetro. Os resultados dos testes mostraram que várias características de desempenho são comparáveis àquelas utilizando o diesel convencional, com pequenas perdas na potência e rendimentos, o que demonstra que é tecnicamente viável a possibilidade de aplicação desta mistura como um combustível alternativo, sem a necessidade de modificações no motor original. Em relação aos efeitos ambientais, observou-se menor intensidade no nível de fuligem. A adoção comercial da mistura em todo território nacional, implicaria em economia na importação dos 15% de óleo diesel necessários para suprir a demanda nacional.

**Palavras chave.** Misturas ternárias, diesel, álcool, combustível renovável, combustível alternativo.

### 1. Introdução

A utilização do álcool, que produz energia renovável e isenta de fuligem, como combustível ou em mistura, cada vez mais é apontado como viável, principalmente pelas suas vantagens ambientais, sociais e econômicas.

Nas décadas de 70 e 80, no Brasil e em diversos países, foram realizadas várias pesquisas com misturas álcool-diesel, e foram avaliadas várias alternativas como soluções, emulsões, alimentação multicomcombustível, ignição através de aceleradores, ignição por vela incandescente, fumigação etc. Com a normalização do mercado do petróleo e redução dos preços de seus derivados, perdeu-se em grande parte o interesse pela mistura. Nos anos 90, em função das questões ambientais na produção de combustíveis “limpos”, ressurgiu o interesse por tais misturas.

A baixa solubilidade do álcool em óleo diesel, tem sido o grande desafio na aplicação da mistura como combustível, fato que impede sua utilização com teores acima de 5% (ANDRADE, 1986).

Os estudos que visem aumentar a capacidade de solubilização do álcool ao diesel, despertam interesse sob os seguintes aspectos (GJIRJA, 1998):

- os níveis de emissões atendem melhor ao estabelecido pelos órgãos de controle ambiental;
- consiste em uma solução para substituição de uma parcela do óleo diesel;
- se consolidaria em uma nova fonte consumidora para os excedentes de álcool etílico, podendo ser uma forma de adequar flutuações sazonais de sua oferta e demanda.  
Além disso, destacam-se os seguintes fatores:
  - existem no Brasil, além de uma pujante indústria instalada de motores e veículos a diesel, aproximadamente três milhões de motores do ciclo diesel;
  - praticamente todo o transporte coletivo e de carga no país é realizado por veículos do ciclo diesel;
  - portanto, pelo menos como solução de curto prazo, torna-se necessário adaptar o combustível aos motores existentes; e
  - assim, o óleo diesel tornou-se o item crítico e responsável pelo futuro crescimento do consumo de petróleo e alternativas para sua substituição tem sido o objetivo mais importante a se alcançar.

Uma das formas de aumentar a solubilidade do álcool no diesel é utilizando-se de uma terceira substância (misturas ternárias) que, agindo como cossolvente, possibilitasse teores de álcool mais elevados ao diesel. Estes cossolventes têm que apresentar propriedades que permitam solubilização no álcool e no diesel. Dentre algumas alternativas da utilização

de cossolventes, este trabalho apresenta o óleo de rícino, que além de exercer a função de ativador de fase e acelerador de ignição, tem disponibilidade local, é de origem vegetal, viável e sustentável em termos sócio-econômicos.

**1.1. Objetivos**

O objetivo geral deste trabalho é avaliar o desempenho de um motor AGRALE M 790, utilizando-se uma mistura ternária de diesel-álcool-rícino como combustível, sem modificações estruturais no motor, e compará-lo ao desempenho do mesmo motor funcionando com o diesel puro, através de curvas características.

Os objetivos específicos são:

- a) estabelecer a melhor proporção dos componentes da mistura para se obter as características e propriedades utilizáveis no motor;
- b) levantar os dados de desempenho do conjunto de propulsão com o combustível diesel puro e mistura ternária;
- c) avaliar o desempenho do motor em ambas as versões de combustível e compará-los;
- d) realizar análise de viabilidade econômica.

**2. Equipamentos e métodos**

Para os ensaios foram utilizados os equipamentos segundo a montagem representada na Fig. (1):

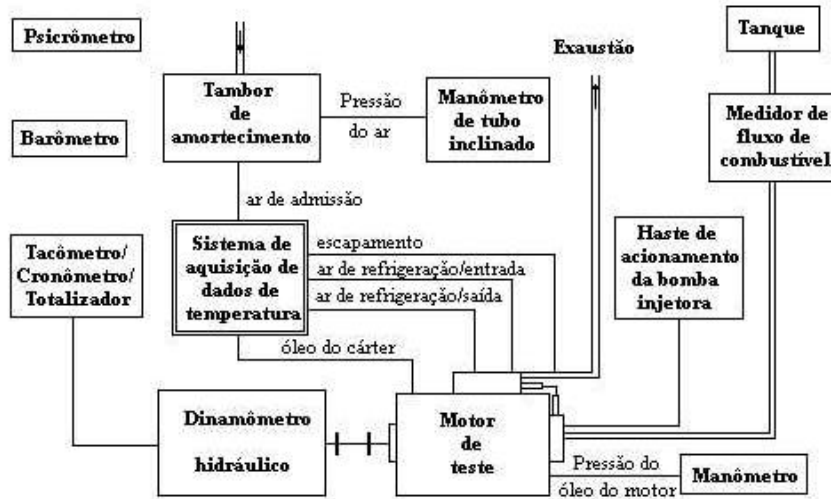


Figura 1. Esquema de montagem do banco de ensaios.

Foram utilizados para a caracterização dos combustíveis individuais e das misturas, os seguintes equipamentos: (a) viscosímetro padrão Saybolt Universal para ensaios de viscosidade, (b) densímetro para determinação da densidade, (c) bomba calorimétrica para ensaios de poder calorífico, (d) tensiômetro de superfície para medição de tensão superficial.

Os métodos utilizados seguiram o padrão NBR ABNT.

**3. Procedimento experimental**

**3.1. Propriedades dos combustíveis e misturas**

Foram utilizados os seguintes componentes e respectivas características fornecidas pelo fabricante:

- Óleo diesel: comercial, tipo D (classificação ANP);
- Álcool etílico anidro: comercial (classificação ANP);
- Óleo de rícino: comercial, na forma "in natura", classificação tipo 1.

Os componentes foram caracterizados a fim de confirmar os dados fornecidos pelos fabricantes, e se obteve as propriedades apresentadas na Tab. (1):

Tabela 1 - Caracterização individual dos componentes da mistura ternária.

Propriedades	Diesel	álcool	Óleo de rícino
Massa específica (g/cm <sup>3</sup> a 20°C)	0,880	0,790	0,967
Viscosidade (SSU a 37,7°C)	39	30	1430
Poder calorífico inferior (kcal/kg)	10.170	6.400	8.780

**3.1.1. Variação da viscosidade do álcool etílico com adição do óleo de rícino**

Foram realizados testes de viscosidade Saybolt Universal a 37,7°C do álcool anidro com vários percentuais de óleo de rícino, em volume, a fim de se obter os valores próximos ao diesel padrão. Observou-se os resultados apresentados na Tab. (2).

Tabela 2 – Variação da viscosidade da mistura álcool-óleo de rícino.

% de óleo de rícino no álcool (em volume)	Viscosidade (SSU a 37,7°C)
10%	39,0
20%	51,0
30%	62,0
40%	69,0
50%	74,0

Verificou-se que na proporção 10% de óleo de rícino e 90% de álcool, a viscosidade obtida (39 SSU) foi a mesma do óleo diesel padrão.

**3.1.2. Variação do poder calorífico do álcool com adição do óleo de rícino**

Foram levantados o poder calorífico inferior das misturas álcool-óleo de rícino e comparou-se com as características do óleo diesel padrão. Tomou-se as seguintes proporções, em volume:

- Mistura A: 10% óleo de rícino + 90% álcool;
- Mistura B: 20% óleo de rícino + 80% álcool;
- Mistura C: 30% óleo de rícino + 70% álcool.

Os valores obtidos são apresentados na Fig. (2).

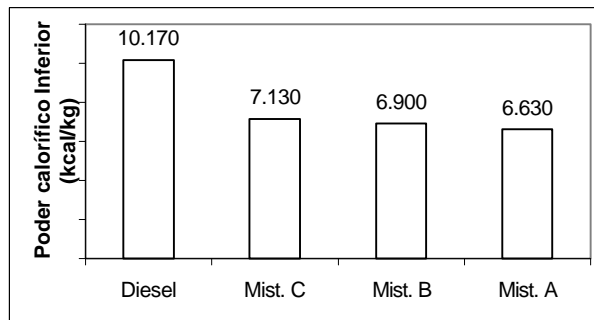


Figura 2. Poder calorífico das misturas álcool-óleo de rícino.

Verifica-se que, conforme esperado, a adição do óleo de rícino aumenta de forma gradativa o poder calorífico da mistura. Na análise das misturas óleo de rícino-álcool, não houve necessidade da determinação das características de solubilidade, uma vez que o óleo de rícino é totalmente solúvel no álcool.

**3.1.3. Determinação da solubilidade dos componentes da mistura ternária**

Para a verificação da solubilidade das misturas diesel-álcool-rícino, várias soluções foram preparadas, nas proporções descritas na Tab. (3), obedecendo a relação de viscosidade determinada no ensaio para a mistura álcool-rícino (90% - 10%, respectivamente).

Tabela 3 – Proporções das misturas ternárias (em volume).

Solução	Diesel	Álcool	Óleo de rícino
01	90%	9%	1%
02	80%	18%	2%
03	70%	27%	3%
04	60%	36%	4%
05	50%	45%	5%

Verificou-se que todas as amostras apresentaram melhor solubilidade com a adição do óleo de rícino, quando comparadas às mesmas proporções de soluções diesel-álcool. Apenas a solução 1 não apresentou separação de fase.

### 3.1.4. Determinação do poder calorífico, viscosidade, massa específica e tensão superficial das misturas ternárias

Uma vez determinados os testes de solubilidade, foram levantados o poder calorífico, a massa específica, viscosidade e tensão superficial das misturas ternárias 1 e 2, esta última apenas para efeito de comparação.

Tabela 4 – Viscosidade, massa específica e tensão superficial das misturas ternárias *versus* padrão diesel.

Soluções	Viscosidade (SSU a 37,7°C)	Massa específica (g/cm <sup>3</sup> a 20°C)	Tensão superficial (N/m a 27°C)
Diesel	39	0,880	0,0351
Solução 1 (90%D, 9%A, 1%R)	39	0,873	0,0336
Solução 2 (80%D, 18%A, 2%R)	39	0,866	0,0359

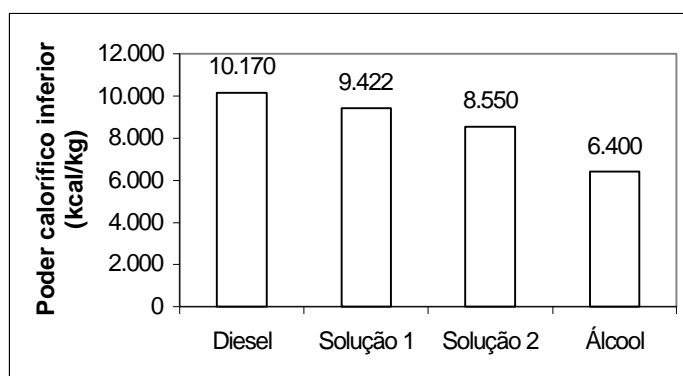


Figura 3. Poder calorífico das misturas ternárias selecionadas.

Pela Tab. (4) e Fig. (3), verifica-se que a solução 1 apresenta suas propriedades muito próximas ao combustível diesel, com poder calorífico 7,35%, massa específica 0,80% e tensão superficial 4,27% abaixo do diesel padrão.

### 3.2. Ensaio dinâmico

Os ensaios foram divididos em duas etapas: (a) utilizando-se o combustível diesel puro e (b) utilizando-se a mistura ternária de diesel-álcool-óleo de rícino, selecionada anteriormente (90% diesel, 9% álcool e 1% óleo de rícino).

Adotou-se o procedimento das normas ABNT NBR ISO 1585 e ABNT NBR ISO 3046-1 para execução dos ensaios.

Não foram realizadas alterações na regulagem do motor, ou seja, os parâmetros de injeção e taxa de compressão não foram modificados em ambas as etapas de ensaios.

O índice de fuligem foi determinado em regime de plena carga.

## 4. Resultados

Verificou-se que a quantidade de combustível alternativo injetado foi maior na faixa total de velocidades de ensaio do motor. A Figura (4) mostra que, em máxima potência, em 3000 rpm, o consumo específico foi aumentado em 4,8%. Este aumento se deve ao menor poder calorífico da mistura ternária (7,5% em relação ao diesel padrão). A diferença observada entre os consumos específicos tem sua origem no comportamento da combustão, conforme apresentado através dos rendimentos indicados.

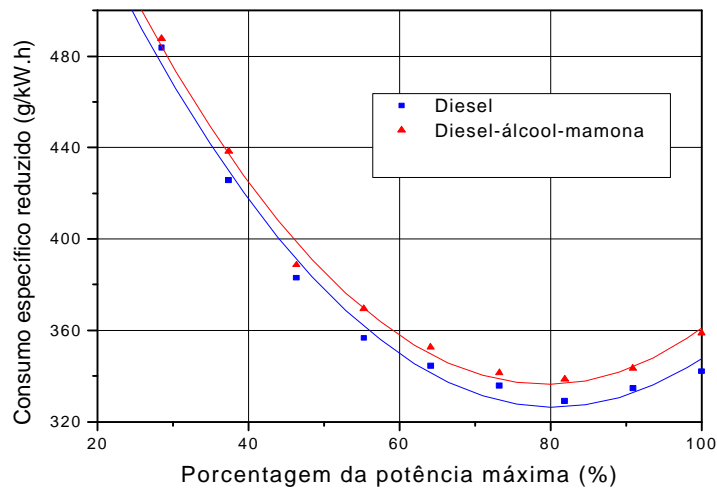


Figura 4. Consumo específico reduzido *versus* percentagem da potência máxima para ambas as versões em 3000 rpm.

A Figura (5) apresenta a curva de eficiência volumétrica *versus* percentagem da potência máxima, para os ensaios com diesel e mistura ternária em 3000 rpm. Verificaram-se níveis muito próximos de eficiência volumétrica, com uma queda média de 0,6% com o motor funcionando com combustível alternativo. Numa análise qualitativa não houve diferenças consideráveis neste parâmetro que pudesse ter influências no desempenho do motor.

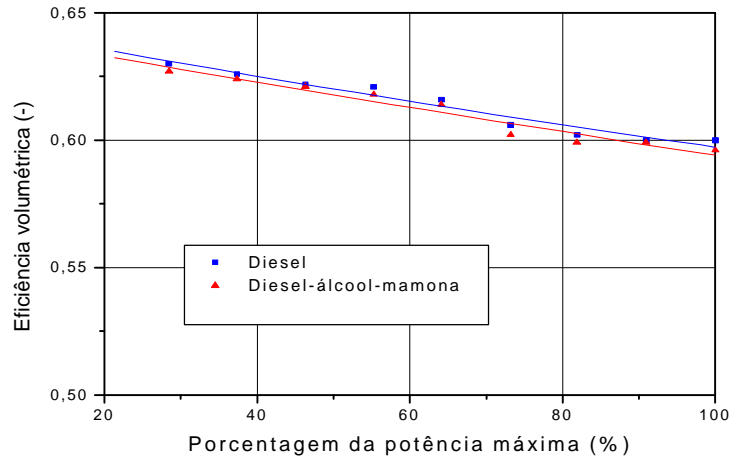


Figura 5. Eficiência volumétrica *versus* percentagem da potência máxima para as duas versões em 3000 rpm.

A Figura (6) apresenta a curva de rendimento mecânico *versus* percentagem da potência máxima para ambas as versões de combustível, em 3000 rpm. Observou-se que para ambos os casos, praticamente se obteve os mesmos valores de rendimento mecânico, não havendo variação superior a 0,05% em nenhum regime de ensaio. Desta forma há uma superposição das curvas, caracterizando a similaridade em todos os pontos de ensaios. Estes resultados justificam-se devido ao fato do motor não sofrer modificações na sua estrutura, que pudessem absorver potências de outros dispositivos ou órgãos móveis.

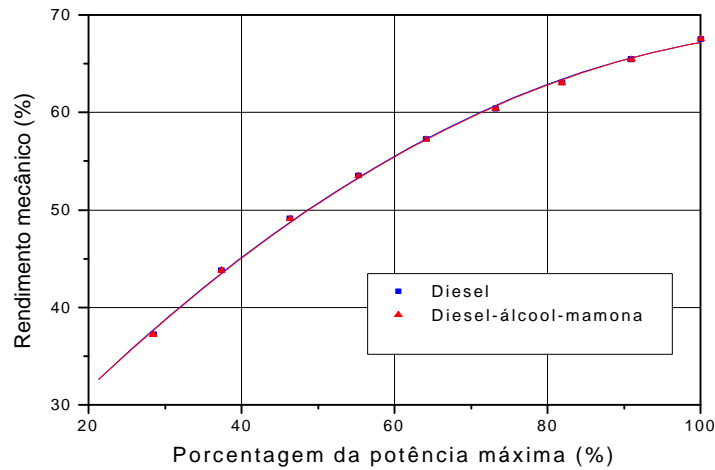


Figura 6. Rendimento mecânico *versus* porcentagem da potência máxima para as duas versões em 3000 rpm.

A Figura (7) apresenta o rendimento global do motor obtido com a mistura diesel-álcool-óleo de rícino, mostrando um valor inferior de 6,9% (em 3000 rpm, em potência máxima), em relação àquele alcançado pelo motor operando com o diesel convencional. O menor rendimento alcançado pelo combustível alternativo pode ser atribuído à diminuição do índice de cetano da mistura, causado pelo conteúdo de álcool.

Conclui-se que o melhor rendimento global do motor operando com combustível diesel, se deve às suas melhores propriedades, traduzidas em melhor rendimento térmico (6,2% superior, em potência máxima, para 3000 rpm).

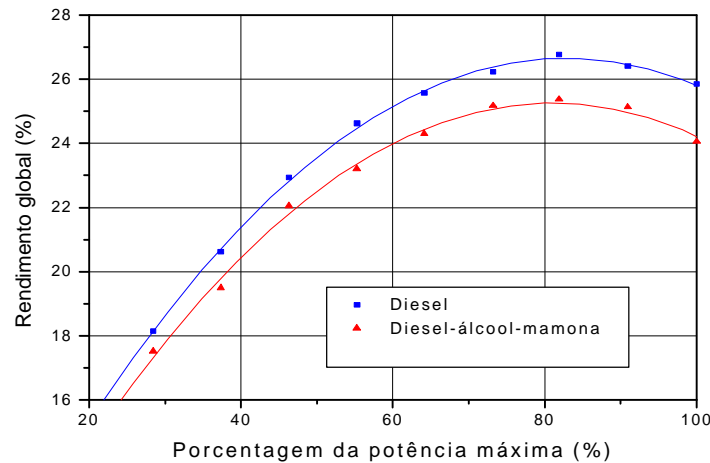


Figura 7. Rendimento global *versus* porcentagem da potência máxima para as duas versões em 3000 rpm.

Observou-se uma queda média na temperatura de exaustão dos gases de escape da ordem de 7,2 %, em 3000 rpm, conforme apresentado na Fig. (8). Pode-se atribuir este fato ao alto calor latente de vaporização do álcool, que causa a redução da temperatura da mistura ar-combustível.

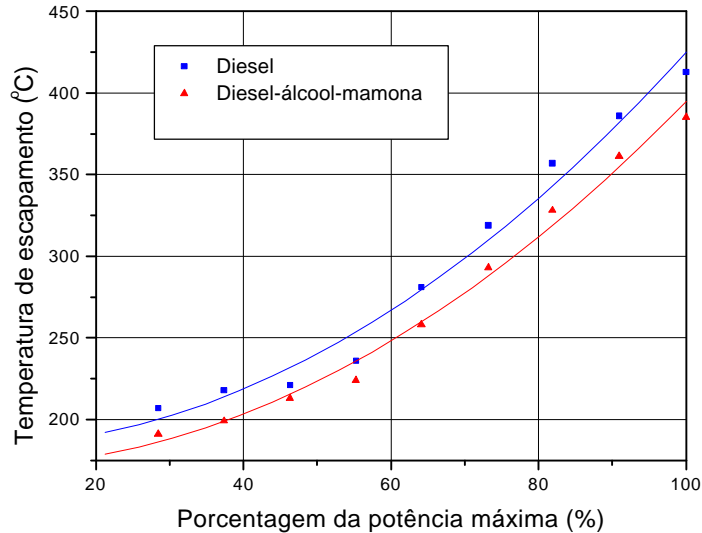


Figura 8 – Temperatura de escape *versus* porcentagem da potência máxima para as duas versões em 3000 rpm.

A Figura (9) mostra a curva de variação do índice de fuligem das versões de combustíveis ensaiadas, em função da velocidade angular média. Foram realizadas medidas de fuligem em plena carga, e observou-se um índice maior de fuligem para o combustível diesel. A redução no nível de fuligem da mistura ternária deu-se pela presença do álcool anidro. Comparado à operação com o combustível diesel, o nível de fuligem nas emissões de gases da mistura ternária foi reduzido em todas as faixas de operações. Uma redução no índice Bosch de fuligem indica menores emissões de particulados. Não foi notado odor do álcool nos gases de escape.

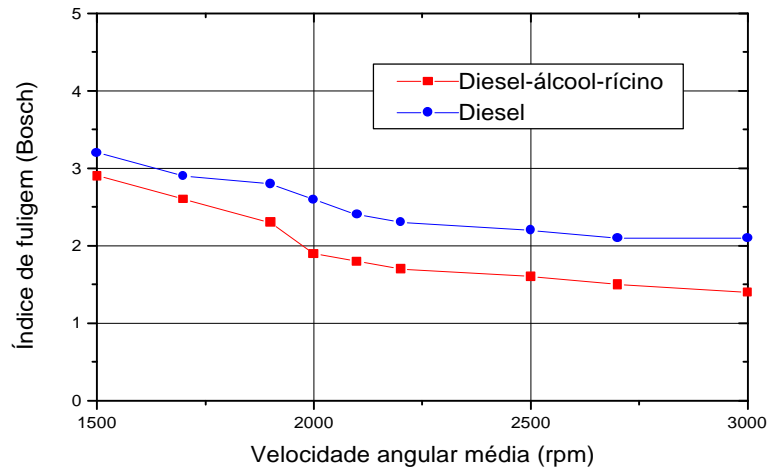


Figura 9. Índice de fuligem *versus* velocidade angular média para as duas versões em plena carga.

Não foram verificadas a ocorrência de detonação ou falhas durante o funcionamento do motor, apresentando esta operação suave, com manutenção constante de injeção e velocidade. O motor operou com avanço de injeção fixo de 20,5° APMS, de forma a melhor comparar as curvas de consumo específico. Foram totalizados 120 horas de ensaio.

A energia mínima para injeção de um combustível líquido é tanto menor quanto menor o diâmetro médio de Sauter (DMS). Sendo este, para combustíveis de baixa viscosidade, função principalmente da tensão superficial, e esta propriedade ter praticamente o mesmo valor para o combustível diesel e a mistura ternária, conclui-se que as características de injeção deu-se de maneira muito próxima para ambas as versões de combustível.

A adição de 1% de óleo de ricino elevou a viscosidade do álcool em 9,0 SSU. Isso garantiu atingir a mesma viscosidade do diesel padrão e desta forma evitar danos na lubrificação do sistema de alimentação do combustível.

Tomados os valores médios de preço ao consumidor dos componentes da mistura, verifica-se que o combustível alternativo teria um custo maior de 14,09% (mês base: 04/2001), em relação ao diesel puro. A solução tecnológica não é

suficiente para decidir sobre a introdução ou não de um novo combustível alternativo. O preço do álcool é um fator que oscila conforme política econômica nacional e o custo e disponibilidade do óleo de rícino são questões que dependem da sua tecnologia de produção.

A mistura diesel-álcool, se adotada para todo o território nacional, poderá significar um acréscimo na demanda de 3,5 bilhões de litros de álcool/ano (CABRAL, 1998), o que significaria o fim da importação do óleo diesel – custo de 900 milhões de dólares na importação dos 15% que consome – ainda hoje necessária para suprir a demanda nacional.

## 5. CONCLUSÕES

A partir dos resultados obtidos com os ensaios dinamométricos do motor AGRALE M 790 B, nas versões utilizando o combustível diesel puro e a mistura diesel-álcool-óleo de mamona, estabeleceu-se as seguintes conclusões:

- as propriedades do combustível (poder calorífico inferior, viscosidade, massa específica e tensão superficial) permitiram a obtenção de um desempenho do motor operando com a mistura ternária muito próximo ao motor funcionando com o óleo diesel padrão;
- a determinação da melhor proporção da mistura ternária (90% diesel + 9% álcool + 1% óleo de mamona) permitiu sua utilização no motor sem quaisquer modificações na sua versão original;
- a eficiência térmica e o rendimento global se mostraram equivalentes em ambas as versões de combustível, demonstrando operação satisfatória em todos os regimes de trabalho e não apresentando problemas de ignição e nem detonação ao longo do funcionamento;
- para o mesmo nível de potência, o aumento dos consumos específicos de combustível da mistura ternária foi da ordem de 5%, em relação ao diesel comum;
- A utilização do óleo de mamona “*in natura*” atuando como cossolvente, melhorou as propriedades da mistura e se constituiu como solução para suprir a deficiência de lubrificidade causada pelo conteúdo de álcool na mistura;
- A substituição de 9% de álcool anidro ao diesel, aumentaria o mercado nacional em aproximadamente 20%. Além disso, ambos os componentes álcool e óleo de mamona, se constituem em fontes de energia renováveis;
- A solução apontada não elimina nem inviabiliza nenhuma das outras soluções alternativas atualmente pesquisadas, pois não exige nenhuma mudança estrutural nos motores diesel e, desta forma, estes podem, a qualquer instante, voltar a utilizar o óleo diesel ou outro combustível alternativo.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Andrade, S.J., 1986, “Solubilidade de Álcool Etilico em Óleo Diesel”, III Simpósio de Engenharia Automotiva, Brasília, pg. 718-734.
- Ayyapath, S., 1999, “Castor Oil – Chemistry and Applications”, Paradigmas, Vol.14, No.4, pp. 51-57, dez.
- Cabral, P., 1998, “Energia, Dependência Externa e Auto-suficiência”, Workshop Agroindústria Canavieira e Ambiente, São Paulo.
- Dabague, R. et al., 2000, “Efeito da Mistura Álcool-diesel no Equipamento de Injeção Diesel e na Performance dos Motores e Veículos”, Seminário da Tecnologia da Mobilidade – IBP, Rio de Janeiro, pp. 17-24.
- Desantes, J. M. et al., 1998, “Influence of The Fuel Characteristics on The Injection Process in a D.I. Diesel Engine”, SAE paper 980802.
- Engine Manufacturers Association, 1982, “A Technical Assessment of Alcohol Fuels”, International Congress & Exposition, Detroit, Michigan, pp. 65-101.
- Gjirja, S., Olsson, E., and Karlström, A., 1998, “Considerations on Engine Design and Fuelling Technique Effects on Qualitative Combustion in Alcohol Diesel Engine”, SAE paper 982530.
- Murayama, T. et al., 1982, “A Method to Improve The Solubility and Combustion Characteristics of Alcohol-diesel Fuel Blends. SAE paper 821113.
- Nascimento, G. F., 1999, “Avaliação do Desempenho de Um Motor Diesel Funcionando Com Combustíveis Alternativos”, Natal, 154 p. Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande do Norte.

## PERFORMANCE CHARACTERISTICS OF A DIESEL ENGINE RUNNING ON DIESEL-ÁLCOOL-CASTOR OIL

### Eduardo Gagliuffi Peralta

Centro Federal de Educação Tecnológica do Rio Grande do Norte – Unidade de Ensino de Mossoró – Rua Raimundo Firmino de Oliveira, 400 – Ulrick Graff – Mossoró/RN – CEP 59.628-330.

[egperalta@yahoo.com](mailto:egperalta@yahoo.com)

### Cleiton Rubens Formiga Barbosa

Universidade Federal do Rio Grande do Norte – Centro de Tecnologia – Departamento de Engenharia Mecânica – Campus Universitário – Lagoa Nova – Natal/RN – CEP

[cleiton@ufmet.br](mailto:cleiton@ufmet.br)



**Abstract.** This work has the purpose to evaluate the performance of a compression ignition engine using tri-blend fuel (diesel-anhydrous alcohol-castor oil), in which the castor oil is used as an additive and ignition improver. The tri-blend fuels were used without the need to perform any specific process to adjust them to the engine and, also, without modification to the original engine. The blend fuels were obtained by a single process, in which a known amount of components were mixed in a same container. Firstly, several solutions were prepared to achieve different percentage of alcohol content in castor oil, and the blend characteristics were determined (viscosity and calorific value). Secondly, for each type of solution, it was added the necessary amount of diesel to achieve total blend solubility. The three-components blends were characterized (viscosity, calorific value, specific gravity and surface tension) in order to be compared to the properties of standard diesel fuel. The diesel-alcohol-castor oil blends fuel were tested in a two-cylinder, four-stroke, direct injection engine and it was determined the typical performance parameters in a chassis dynamometer. The results of engine tests indicated that various characteristics were well comparable to those for normal diesel engine. The smoke emissions levels also were evaluate and the results show emissions levels much lower as those of diesel fuel. The results obtained in the tests, show that is technically feasible the possibility of applying these blends as alternative fuels to run compression ignition engines, without the need to make structural modifications. The commercial use of the blend in Brazil, means a economy by about 15% of imported diesel fuel, necessary to supply the national demand.

**Keywords.** *Blend fuels, diesel, alcohol, renewable fuel, alternative fuel.*

# MODELAÇÃO NUMÉRICA DA ANÁLISE TERMODINÂMICA DE COMBUSTÃO NUM AQUECEDOR DE ÁGUA

**Borges, A. D. S.**

Universidade de Trás-os-Montes e Alto Douro – Departamento de Engenharias – 5001-911 Vila Real – Portugal  
amadeub@utad.pt

**Jorge Martins**

Universidade do Minho – Escola de Engenharia – 4800-058 Guimarães – Portugal  
Jmartins@eng.uminho.pt

**Resumo.** Desenvolveu-se um programa de computador para auxiliar a análise de termoacumuladores a gás. Este programa calcula as várias propriedades termodinâmicas em causa durante processos de combustão e transferência de calor. Com isso, o programa pode calcular a relação ar-combustível da mistura, a temperatura adiabática de chama (considerando ou não dissociação), o rendimento de equipamentos de queima e a análise de permutadores de calor. Aplicado a termoacumuladores a gás, permite o cálculo do rendimento pelo Método Directo e pelo Método das Perdas.

Este programa serve para ser usado por alunos universitários de Termodinâmica e de Combustão, além de poder ser usado por engenheiros durante o projecto e análise deste tipo de equipamento.

Faz-se uma descrição exhaustiva dos procedimentos de cálculo e apresentam-se exemplos.

**Palavras chave.** Combustão, Transferência de calor, Mistura ar-combustível

## 1. Introdução

Disciplinas como a Termodinâmica e a Combustão tornam a tarefa de um aluno de Engenharia Mecânica bastante fastidiosa devido aos inúmeros cálculos a realizar durante a resolução de um problema. Estes morosos cálculos podem limitar o avanço da compreensão das diferentes matérias por serem excessivamente lentos, levando a que as referidas disciplinas se tornem fastidiosas, quer para o professor, quer para os alunos. Este conjunto de cálculos, que na maior parte das vezes são repetitivos, extremamente morosos e complexos (consulta de tabelas termodinâmicas e respectivas interpolações, processos iterativos, etc), e que não contribuem de forma significativa para a compreensão da matéria, podem ser automatizados, através de simples programas informáticos.

Com a ajuda destes programas informáticos, os alunos podem obter soluções de uma forma rápida, deixando tempo para uma melhor compreensão dos diferentes fenómenos e análise comparativa de resultados, pois é possível a realização de muitos exemplos de cálculo em tempo reduzido.

Foi com base no supra mencionado, que se pensou na realização de um programa informático, capaz de responder a algumas das necessidades no estudo da combustão e transferência de calor: Borges, A. D. S. (2000). No programa foi incluído uma análise à combustão de hidrocarbonetos, bem como uma análise a permutadores de calor, com o intuito de servir, por um lado à obtenção de resultados rápidos (ensino), e por outro a possibilidade de permitir um dimensionamento ou verificação de equipamentos de produção de água quente, tendo como fonte de energia a combustão de hidrocarbonetos.

## 2. O programa

Com o programa informático, ao qual se chamou de THERMUS, pretende-se acima de tudo facilitar a obtenção de resultados de uma forma rápida e com a minimização do erro de cálculo. Pretende-se, também, que seja uma ferramenta de uso fácil para a verificação do funcionamento de equipamentos de produção de água quente, bem como, para o projecto de novos equipamentos.

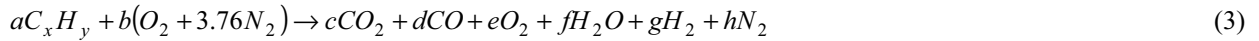
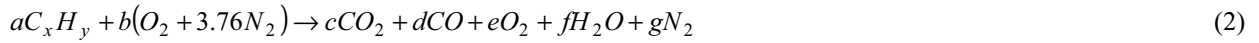
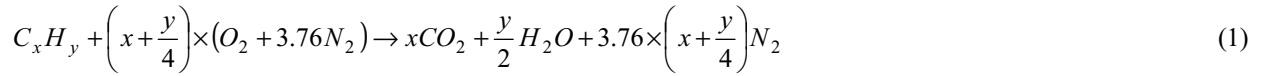
O programa THERMUS, foi concebido por forma a responder a questões colocadas no estudo da combustão e da transferência de calor, nomeadamente na determinação da temperatura adiabática de chama, cálculo de riquezas de mistura ar/combustível, tendo em conta a existência ou não do fenómeno da dissociação, rendimentos de funcionamento e uma análise ao funcionamento dos permutadores de calor de tubos de fumo.

### 2.1. Métodos de cálculo

#### 2.1.1. Combustão de hidrocarbonetos

Para a descrição dum processo de combustão temos que conhecer a equação química geral que rege o processo, a qual nos indica como os átomos dos reagentes se associam para formarem os produtos da reacção. Atendendo a que o número de átomos de cada elemento se mantém constante antes e após a reacção, pode-se facilmente obter o número de moléculas dos reagentes e dos produtos. Assim, a equação química exprime o princípio da conservação de massa.

No entanto, e tendo em conta que a maior parte dos combustíveis são hidrocarbonetos simples ou misturas de hidrocarbonetos simples, podem ser escritas expressões gerais para a combustão de um hidrocarboneto genérico  $C_xH_y$ , com o ar. O processo de combustão completa (queima estequiométrica) é descrito pela Eq. (1). A Eq. (2) descreve o processo de combustão incompleta e finalmente a Eq. (3) descreve o processo de combustão de um hidrocarboneto genérico onde ocorre o fenómeno de dissociação do dióxido de carbono e da água.



Apesar de tudo, para o acerto da equação que rege a reacção da combustão no caso de existir o fenómeno de dissociação, cai-se num processo iterativo envolvendo a primeira lei da termodinâmica (aplicada à combustão). No entanto, com este procedimento obtém-se, além do acerto da equação, a temperatura adiabática de chama.

Os fenómenos de dissociação originam a diminuição da temperatura adiabática de chama, porque normalmente as novas substâncias oriundas das reacções de dissociação têm entalpias de formação superiores às iniciais.

A quantidade mínima de ar que fornece o oxigénio suficiente para queimar todo o combustível tem a designação de ar teórico. Diz-se, nestas condições, que a mistura (combustível + comburente) é estequiométrica. Quando tal se verifica, os produtos da combustão não contêm oxigénio. Contudo, na prática sabe-se que a combustão completa do combustível só se verifica quando existe uma quantidade de ar (ou comburente) superior ao valor teórico. Tal facto deve-se à grande dificuldade em concretizar uma mistura perfeitamente homogénea em qualquer queimador, fornalha ou câmara de combustão.

A quantidade de ar realmente fornecida é sempre expressa relativamente ao valor teórico (estequiométrico). Designando  $AC$  (razão ar combustível) à razão entre as massas de ar e combustível, e  $CA$  (razão combustível ar) à razão entre as massas de combustível e ar, define-se riqueza de uma mistura,  $r$ , como:

$$r = \frac{(AC)_{esteq}}{AC} \quad \text{ou} \quad r = \frac{CA}{(CA)_{esteq}} \quad (4)$$

Do conhecimento da razão ar/combustível expressa em *kg de ar/kg de combustível*, é possível conhecer o caudal de gases,  $\dot{m}_{gases}$ , originado pela combustão de um hidrocarboneto, desde que se conheça o caudal de combustível,  $\dot{m}_{comb}$ , consumido durante a queima, como se representa na Eq. (5).

$$\dot{m}_{gases} = \dot{m}_{comb} \times (1 + AC) \quad (5)$$

### 2.1.2. Temperatura adiabática de chama

Se a reacção de combustão se desenrola sem transferência de calor para o exterior, a energia libertada no processo serve única e exclusivamente para aquecer os produtos de combustão. Esta temperatura máxima que os produtos podem atingir, é um valor característico da reacção em causa e tem a designação de temperatura adiabática de chama.

A determinação da temperatura adiabática de chama consiste na aplicação da primeira lei da termodinâmica aplicada à combustão, considerando os reagentes e os produtos misturas de gases perfeitos (aproximação considerada na maioria dos casos práticos). A primeira lei da termodinâmica aplicada à combustão vem então escrita:

$$\sum (n_{pi} \times c_{p_{pi}}) \times (T_2 - T_0) + n_{comb} \times \Delta h_0 + (n_{comb} \times c_{p_{comb}}) \times (T_0 - T_{1Comb}) + (n_{ar} \times c_{p_{ar}}) \times (T_0 - T_{1Ar}) = 0 \quad (6)$$

onde:  $T_{1comb}$  - temperatura de entrada do combustível;  $T_{1Ar}$  - temperatura de entrada do ar;  $T_0$  - temperatura de referência (normalmente 25°C);  $T_2$  - temperatura adiabática de chama;  $c_{p_{pi}}$  - valor médio na gama de temperaturas ( $T_0 - T_2$ ), do calor específico molar a pressão constante do produto  $i$ ;  $c_{p_{ar}}$  - valor médio na gama de temperaturas ( $T_0 - T_{1Ar}$ ), do calor específico molar a pressão constante do ar;  $c_{p_{comb}}$  - valor médio na gama de temperaturas ( $T_0 - T_{1Comb}$ ), do calor específico molar a pressão constante do combustível;  $n_{pi}$  - número de moles do produto  $i$ ;  $n_{ar}$  - número de moles de ar;  $n_{comb}$  - número de moles do combustível;  $\Delta h_0$  - entalpia de combustão a  $T_0$ ,  $P_0$ , do combustível.

Como o objectivo é o cálculo de  $T_2$ , e como este valor é necessário para o cálculo dos vários  $c_{p_{pi}}$ , este tipo de problemas será imperativamente um problema iterativo. Deve arbitrar-se um valor inicial para  $T_2$ , calculando-se em

seguida todos os  $cp_{pi}$ , que serão introduzidos na Eq. (8), da qual resultará um novo valor de  $T_2$ , que terá de ser comparado com o inicial. O processo será repetido até à obtenção do valor correcto de  $T_2$ , como é mostrado na Fig. (1).

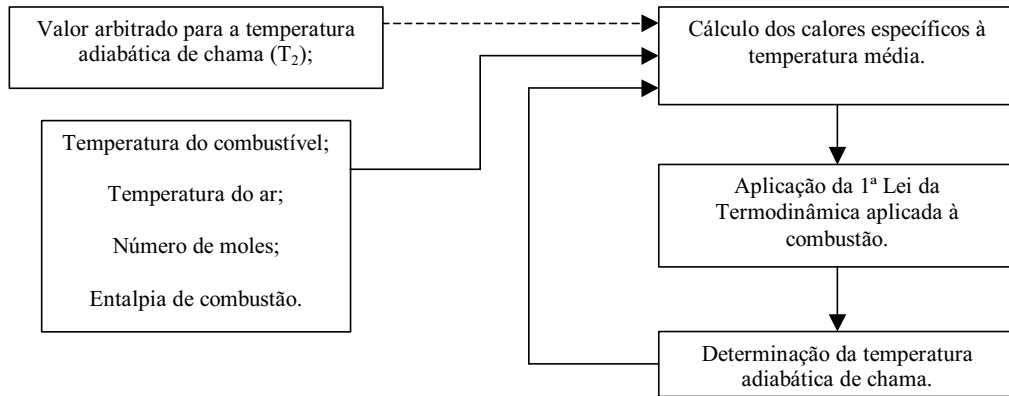


Figura 1. Processo de cálculo da temperatura adiabática de chama

**2.1.3. Rendimento – Método directo**

Por rendimento térmico de um equipamento de produção de água quente entende-se a relação entre a energia recebida pela água e a cedida pelo combustível.

$$\eta = \frac{\text{entalpia total fornecida ao fluido}}{\text{poder calorífico total do combustível queimado}} = \frac{\dot{m}_s \times (h_s - h_e)}{\dot{m}_{comb} \times PCI} \tag{7}$$

onde:  $\dot{m}_s$  - caudal de água à saída do equipamento;  $\dot{m}_{Comb}$  - caudal de combustível;  $PCI$  - poder calorífico do combustível;  $h_s$  - entalpia da água à saída do equipamento e  $h_i$  - entalpia da água à entrada do equipamento.

podendo ser explicitada pela Fig. (2), em que por electricidade, se entende a ligação do queimador à rede eléctrica e que pode ser ignorada na definição do rendimento global do equipamento.

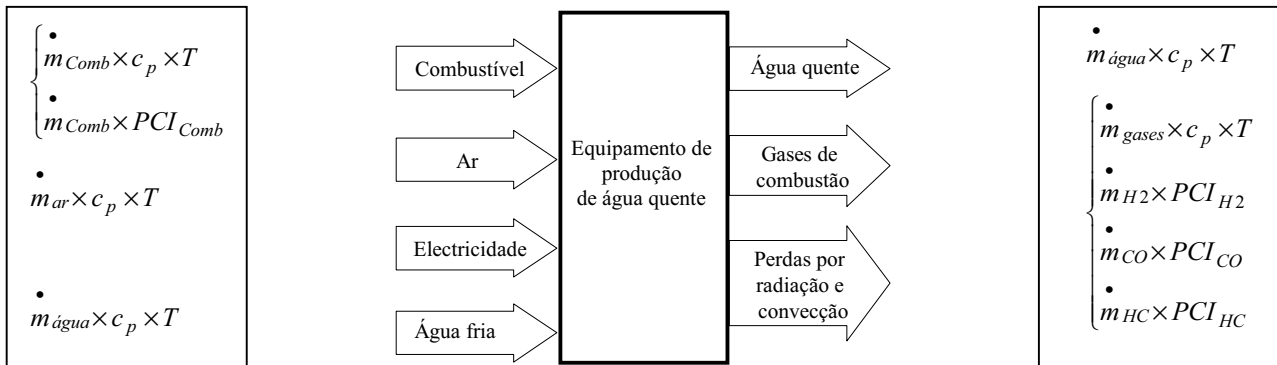


Figura 2. Esquema energético de um equipamento de produção de água quente

**2.1.4. Rendimento – Método das perdas**

Uma outra maneira de calcular o rendimento deste tipo de equipamentos consiste em avaliar a importância das perdas. O método das perdas e respectivas equações são aplicáveis a todos os tipos de geradores de calor (por combustão) e de combustíveis e baseia-se no Poder Calorífico Inferior. O método das perdas é aqui descrito tendo em vista a sua exclusiva aplicação a processos resultantes da queima de combustíveis gasosos.

Como a definição de rendimento térmico é a relação entre a energia que se fornece e a energia que se utiliza, a diferença entre estes dois valores será quantificada pelas diferentes perdas que ocorrem num equipamento de produção de água quente, pelo que podemos exprimir o rendimento de uma outra forma:

$$\eta = 100 - \sum \text{perdas} [\%] \tag{8}$$

O calor produzido e as perdas que se verificam na queima de um combustível devem ser determinados e analisados pelos cálculos da combustão, com o fim de se estabelecer o rendimento da permuta de calor. O conhecimento dos valores de cada uma das várias perdas é particularmente útil no estudo do aumento do rendimento, através da redução dessas perdas.

- Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão, CCE (1997)

$$P_{gc} = \frac{K \times (T_g - T_a)}{CO_2} \quad (9)$$

em que:  $P_{gc}$  – perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão [%];  $T_g$  – temperatura dos gases de combustão à saída do equipamento (°C);  $T_a$  – temperatura do ar de combustão à entrada do equipamento (°C);  $CO_2$  – % em volume de  $CO_2$  presente nos gases de combustão;  $K$  – constante que depende do combustível utilizado.

- Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão, CCE (1997)

$$P_{H_2O} = \frac{(m_{H_2O} + 9H) \times (210 + 4.2 \times T_g + 2.1 \times T_a)}{PCI} \quad (10)$$

onde:  $P_{H_2O}$  – perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão [%];  $M_{H_2O}$  – % em massa da humidade no combustível nas condições de queima;  $H$  – % em massa de hidrogénio no combustível nas condições de queima;  $T_a$  – temperatura do ar de combustão (°C);  $T_g$  – temperatura dos gases de combustão à saída do equipamento (°C);  $PCI$  – Poder Calorífico Inferior do combustível nas condições de queima (kJ/kg).

- Perdas associadas a inqueimados nos gases de combustão

Desde que os componentes combustíveis elementares ( $C$ ,  $H_2$ ) não se consigam queimar totalmente, vão aparecer nos gases resultantes da combustão, produtos ainda combustíveis, logo parte da energia que se poderia obter, com a queima completa, perde-se pela chaminé. A redução do excesso de ar ( $e$ ) diminui a perda pela chaminé, contudo pode conduzir ao aparecimento de gases não queimados, como por exemplo  $CO$ , o que se traduz em perdas apreciáveis. A quantificação desta perda pode ser efectuada pela expressão, CCE (1997):

$$P_{CO} = \frac{K_i \times (CO)}{(CO) + (CO_2)} \quad (11)$$

onde:  $P_{CO}$  – perdas associadas a inqueimados nos gases de combustão [%];  $CO$  – monóxido de carbono nos gases de combustão (% em vol.);  $CO_2$  – dióxido de carbono nos gases de combustão (% em vol.);  $K$  – constante que depende do combustível utilizado.

- Perdas por radiação, convecção e outras perdas não contabilizáveis ( $P_{outras}$ )

Estas perdas, são de difícil contabilização, no entanto existem valores práticos para estas perdas. Para este caso em concreto, o de uma baixa potência, essas perdas não deverão ser superiores a 2%, CCE (1997).

No caso do funcionamento se encontrar abaixo do regime máximo de operação, pode considerar-se que esta perda varia na proporção inversa da razão entre o consumo actual de combustível e o consumo que se verifica à capacidade máxima.

### 2.1.5. Transferência de calor

O calor da reacção de combustão será transferido, parte para a atmosfera e o restante para a água. A quantidade perdida através da chaminé é proporcional à temperatura e ao caudal dos produtos de combustão (que nesta zona são, normalmente, já designadas por gases de combustão ou gases de fumo). A fim de se reduzir esta perda de calor, é de toda a conveniência controlar cuidadosamente, tanto a quantidade de combustível introduzido, como a de ar utilizado.

Além da condução do calor através das paredes dos equipamentos de produção de água quente, há que considerar também a convecção forçada dos gases de combustão no interior dos tubos e a convecção natural no lado da água. O procedimento descrito de seguida, não é mais que um estudo do funcionamento do permutador de calor.

É evidente, que a diferença de temperatura  $\Delta T$ , entre o fluido frio e o fluido quente, não é em geral constante e varia ao longo do permutador, quer se esteja a falar da água quer dos gases de combustão. Uma vez conhecidas as temperaturas de entrada e saída quer para a água quer para os gases de combustão, é possível fazer a determinação da diferença de temperatura média logarítmica,  $\Delta T_{ml}$ , de acordo com a Eq. (12).

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln\left(\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i}\right)} \tag{12}$$

em que:  $\Delta T_o = T_{q1} - T_{f1}$ ;  $\Delta T_i = T_{q2} - T_{f2}$ ;  $T_{q1}$  – temperatura dos gases de combustão à entrada do permutador de calor;  $T_{q2}$  – temperatura dos gases de combustão à saída do permutador de calor;  $T_{f1}$  – temperatura da água à saída;  $T_{f2}$  – temperatura da água à entrada.

A diferença média logarítmica de temperaturas carece de um factor  $F$  de correcção. Para estimar este valor, pode recorrer-se às cartas  $F-\theta-NTU-P$  publicadas na literatura relevante. Para o caso de um permutador ar/líquido, Hewitt et al, (1994) mostra que calculando os valores de  $R$  e  $P$  pode retirar-se o valor de  $F$  que se verifica ser próximo da unidade. Este valor é assumido em todos os cálculos. Isto significa que os permutadores utilizados têm um comportamento semelhante a um permutador em contra-corrente.

Conhecendo as dimensões características dos tubos que constituem o permutador, facilmente se pode determinar as áreas de transferência de calor e áreas que dizem respeito ao escoamento dos gases de combustão. A partir do número de tubos do permutador  $N$ , do seu diâmetro interior  $d_i$ , e espessura  $e$ , pode-se calcular a área exterior  $A_{ext}$ , a área interior  $A_{int}$ , a área transversal  $A_t$ , e a área média logarítmica. A área média logarítmica,  $A_{ml}$ , pode ser calculada recorrendo à Eq. (13):

$$A_{ml} = \frac{A_{ext} - A_{int}}{\ln\left(\frac{A_{ext}}{A_{int}}\right)} \tag{13}$$

No caso presente, e em termos de convecção, esta é forçada no interior dos tubos e natural no seu exterior (lado da água). Para se iniciar todo o processo de cálculo, são necessárias as propriedades físicas dos gases de combustão e da água, calculadas às temperaturas médias correspondentes.

Antes da determinação propriamente dita do coeficiente de convecção no interior dos tubos é necessário conhecer as propriedades termodinâmicas à temperatura média dos gases de combustão. Como estas propriedades, não se encontram tabeladas, tem que se recorrer às tabelas dos elementos correspondentes e que fazem parte dos gases,  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $O_2$ ,  $H_2$ ,  $N_2$  e  $H_2O$  e posteriormente efectuar um cálculo ponderado com o fim de determinar as mesmas propriedades, mas agora para os gases de combustão.

O procedimento de determinação do coeficiente de convecção pode ser visto na Fig. (3),

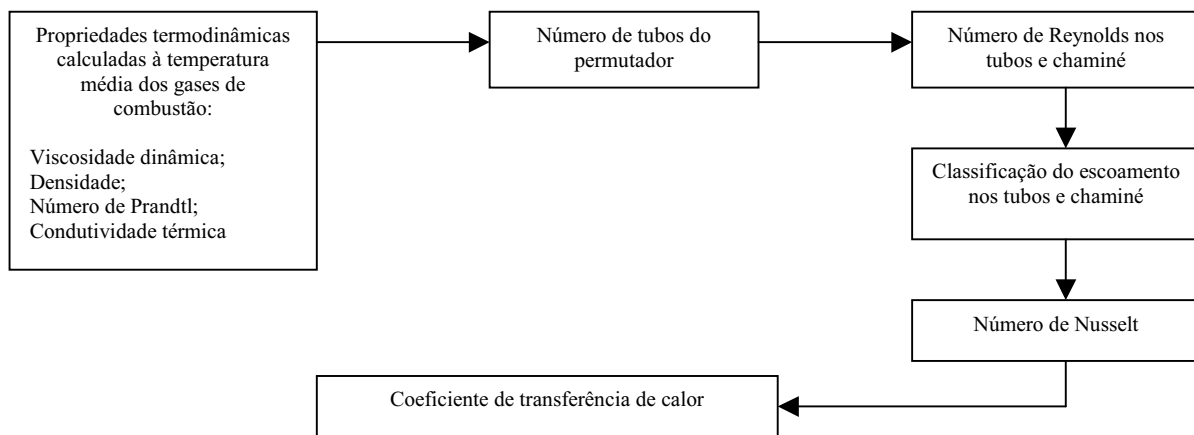


Figura 3. Procedimento de cálculo do coeficiente de transferência de calor no interior dos tubos do permutador

O Número de Reynolds é dado pela Eq. (14), onde  $\dot{m}_{gases}$  é o caudal de gases de combustão,  $N$  é o número de tubos do permutador,  $d_i$  é o diâmetro interno dos tubos e  $\mu$  é a viscosidade dinâmica dos gases de combustão à temperatura média dos gases de combustão:

$$Re = \frac{4 \times \dot{m}_{gases}}{\pi \times d_i \times \mu \times N} \tag{14}$$

O Número de Nusselt é dado, para Regime Laminar pela equação de Stephen, Eq. (15) e para Regime Turbulento pela equação de Gnielinski, Eq. (16), descritas em J. P. Holman (1997);

$$Nu = 3.657 + \frac{0.0677 \times \left( Re \times Pr \frac{d_i}{L} \right)^{1.33}}{1 + 0.1 Pr \times \left( Re \frac{d_i}{L} \right)^{0.3}} \tag{15}$$

$$Nu = \frac{\left( \frac{f}{8} \right) \times (Re - 1000) \times Pr}{1 + 12.7 \times \left( \frac{f}{8} \right)^{1/2} \times (Pr^{2/3} - 1)} \tag{16}$$

onde  $L$  é o comprimento do tubo,  $Re$  é o número de Reynolds,  $Pr$  é o Número de Prandtl e o parâmetro  $f$  é calculado a partir de J. P. Holman (1997):

$$f = (0.79 \times \ln(Re) - 1.64)^{-2} \tag{17}$$

O coeficiente de transferência de calor  $h$ , é então determinado pela definição do Número de Nusselt, Eq. (18), onde  $K$  é a condutividade térmica dos gases de combustão calculada à temperatura média e  $d_i$  é o diâmetro interno dos tubos:

$$h = \frac{Nu \times K}{d_i} \tag{18}$$

O cálculo do coeficiente de convecção natural é um processo bastante mais complexo e moroso, quando comparado com o cálculo anterior. Resulta num processo iterativo, devido ao não conhecimento da temperatura de parede, necessária para a determinação das propriedades termodinâmicas da água. Ao contrário da convecção forçada, as propriedades termodinâmicas da água não são calculadas à temperatura média do fluido, mas sim à temperatura média do filme, calculada entre a temperatura média da água e a temperatura de parede. Para melhor se compreender este processo, descreve-se na Fig. (4) o esquema de cálculo deste coeficiente.

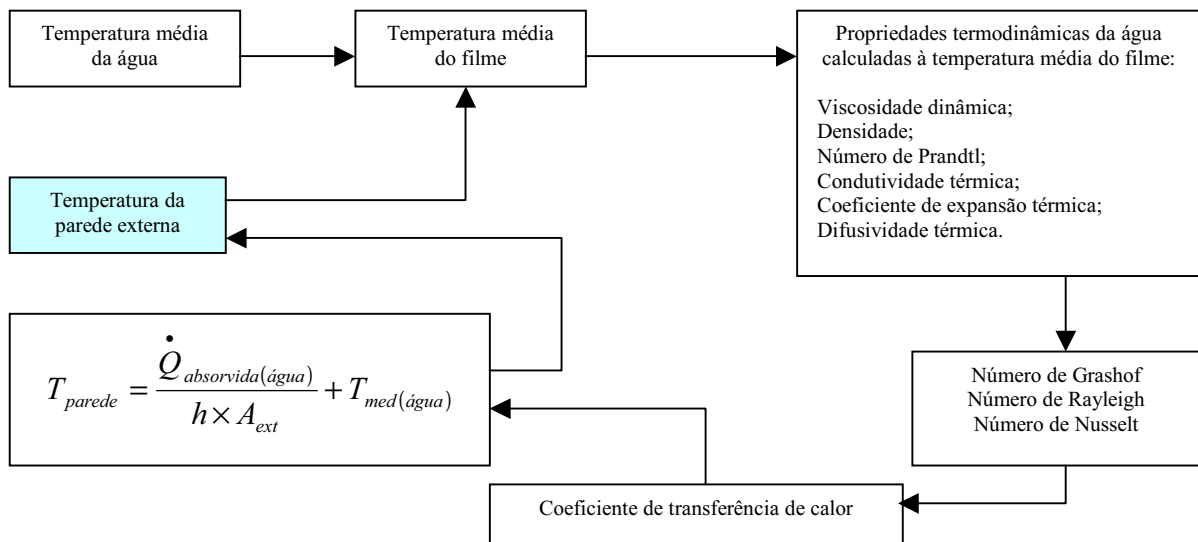


Figura 4. Esquema de cálculo do coeficiente de transferência de calor no exterior dos tubos.

Para utilizar o esquema descrito na Fig. (4), começa-se por arbitrar um valor para a temperatura de parede. Após a aplicação do procedimento chega-se a um novo valor para esta temperatura. Caso esta seja diferente, deverá ser iniciada uma nova iteração, agora começando com o valor determinado. O processo termina quando o valor da temperatura for idêntico em duas ou três iterações consecutivas.

O Número de Grashof  $Gr$ , é obtido a partir da aplicação da Eq. (19), onde  $g$  é aceleração da gravidade,  $\beta$  é o coeficiente de expansão térmica da água,  $\nu$  é a viscosidade cinemática da água,  $L$  é o comprimento dos tubos,  $T_{parede}$  é temperatura da parede externa e  $T_{filme}$  é a temperatura média do filme.

$$Gr = \frac{g \times \beta \times (T_{parede} - T_{filme}) \times L^3}{\nu^2} \tag{19}$$

Considerando que  $Pr$  designa o Número de Prandtl e  $\alpha$  a difusividade térmica, o Número de Rayleigh vem dado por

$$Ra = Gr \times Pr = \frac{g \times \beta \times (T_{parede} - T_{filme}) \times L^3}{\nu \times \alpha} \tag{20}$$

Então, pode-se escrever a expressão de Churchill e Chu, em J. P. Holman (1997), que permite a determinação do Número de Nusselt para todo o domínio do Número de Rayleigh:

$$Nu = \left[ 0.825 + \frac{0.387 \times Ra^{1/6}}{\left( 1 + \left( \frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right]^2 \tag{21}$$

Podendo, finalmente ser calculado o coeficiente de transferência de calor  $h$ , recorrendo à Eq. (22), onde  $L$  é o comprimento dos tubos e  $K$  é a condutividade térmica à temperatura média do filme da água:

$$h = \frac{Nu \times K}{L} \tag{22}$$

Um aspecto importante no dimensionamento e análise de um permutador de calor é o conhecimento da potência térmica transferida pelos tubos. Este parâmetro depende da resistência total que o tubo oferece à transferência de calor, que neste caso é constituída pela convecção forçada no interior do tubo, incrustações no lado interior do tubo, condução no material do tubo, incrustações no lado exterior do tubo e a convecção natural no lado da água.

No que diz respeito às incrustações quer no lado interior quer exterior do tubo, podem afectar de uma forma bastante negativa o funcionamento do permutador, pois funcionam como uma resistência adicional. Estas são devidas, no lado da água a deposições de elementos arrastados pela água e provocados pela própria acção da água no metal, no lado dos gases de combustão (no interior do tubo), estas são devidas aos elementos provenientes da combustão, principalmente na presença de uma queima incompleta, que se depositam no metal.

A resistência total pode-se ser descrita pela Fig. (5) e traduzida pela Eq. (23).

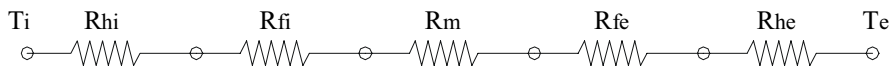


Figura 5. Esquema de resistências à transferência de calor num tubo do permutador.

$T_i$  e  $T_e$  – temperatura no interior e no exterior do tubo respectivamente,  $R_{hi}$  e  $R_{he}$  – resistências devidas à convecção interior e exterior respectivamente,  $R_m$  – Resistência devida à condução,  $R_{fi}$  e  $R_{fe}$  – resistências devidas às incrustações interiores e exteriores respectivamente.

$$R_t = \sum R_i = R_{hi} + R_{fi} + R_m + R_{fe} + R_{he} \tag{23}$$

Então, a potência térmica transferida (calor transferido) vem dada por

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T_{ml}}{R_t} \tag{24}$$

O valor obtido pela Eq. (24) deverá ser superior ou igual à potência absorvida pela água calculada pela Eq. (7).

Um dos aspectos que pode influenciar o arranque do equipamento é a perda de carga nos tubos, pois esta tem de ser inferior à pressão mantida pelo queimador durante a queima. Caso contrário o queimador pode não iniciar a combustão,



ou pode eventualmente parar durante a queima do combustível. A perda de carga pode ser calculada recorrendo à seguinte equação:

$$\Delta P = f \times \frac{\rho \times U^2}{2d_i} \times L \tag{25}$$

onde  $L$  é o comprimento do tubo,  $Re$  é o número de Reynolds e  $f$  é o factor de atrito que pode ser calculado para regime laminar pela Eq. (26) e para regime turbulento pela Eq. (27),

$$f = \frac{64}{Re} \tag{26}$$

$$f = (0.79 \times \ln(Re) - 1.64)^{-2} \tag{27}$$

**2.2. Estrutura do programa**

O software THERMUS foi elaborado em VISUAL BASIC 6.0 para WINDOWS e encontra-se disponível para instalação em CD. Na Fig. (6) mostra-se um dos painéis possíveis do software.

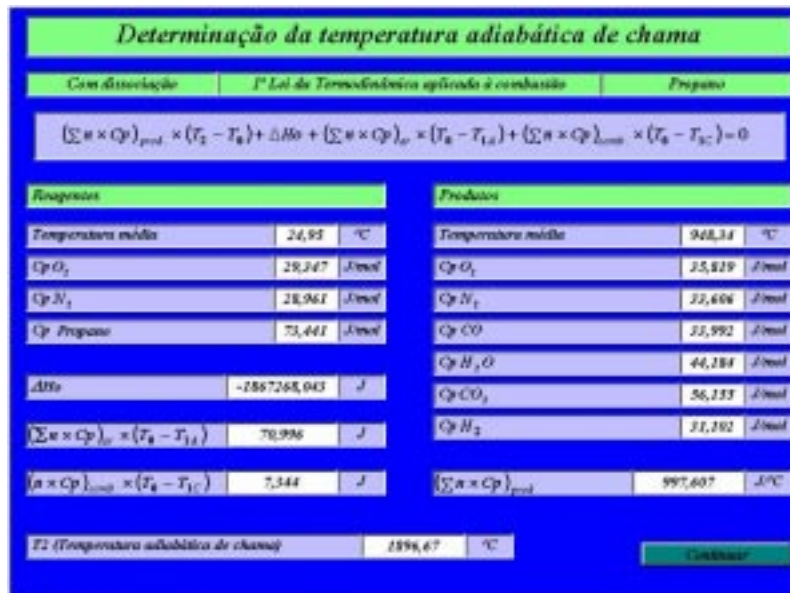


Figura 6. Aspecto do software THERMUS (painel de determinação da temperatura adiabática de chama numa queima de propano com dissociação)

De modo a poder-se perceber a orgânica do software apresenta-se na Fig. (7) os fluxogramas de informação e de entradas e saídas que, em grosso modo, representam a estrutura de cálculo apresentada anteriormente, Borges, A.D.S. (2000).

O software THERMUS funciona com duas bases de dados, uma relacionada com as propriedades termodinâmicas dos combustíveis (gasosos) e outra relacionada com as propriedades dos materiais de construção.

**2.3. Limitações e requisitos**

O software THERMUS tem a sua utilização limitada à combustão de combustíveis gasosos e a permutadores de calor do tipo ar/água (tubos de fumo), de tubos verticais cilíndricos e sem alhetas. Está ainda limitado ao estudo de equipamentos de produção de água quente com potências inferiores a 2 MW.

**3. Resultados**

Para se exemplificar o uso do software, muitos resultados poderiam ser apresentados, no entanto apresentam-se os mais significativos de cinco ensaios realizados a um termoacumulador a gás (propano). Na Tab. (1) apresentam-se os dados de entrada no software e na Tab. (2) e Tab. (3) os resultados de saída do software THERMUS. Estes valores foram comparados, com resultados obtidos de forma manual, mostrando a existência de um erro sempre inferior a 1%.

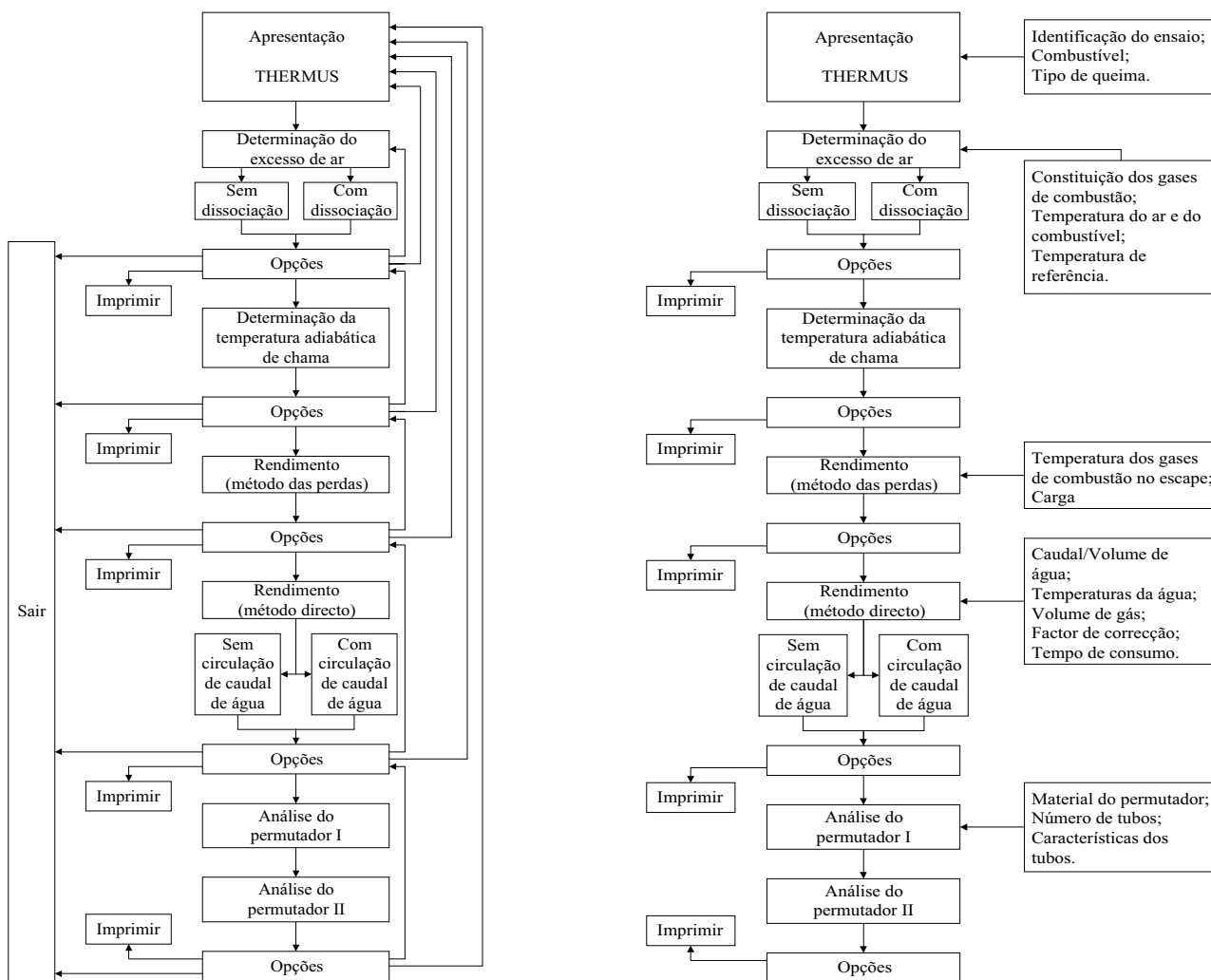


Figura 7. Fluxograma de informação e fluxograma de entradas e saídas do software THERMUS

Tabela 1. Dados de entrada de cinco ensaios distintos a um termoacumulador a gás.

Ensaio	Data	Hora	T <sub>a</sub> (°C)	H.R. (%)	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	ΔT (T <sub>2</sub> -T <sub>1</sub> )	T <sub>g</sub> (°C)	Análise volúmica seca dos gases					Tempo para 0,01 m <sup>3</sup> de gás (s)
									CO (%)	COcorr (%)	O <sub>2</sub> (%)	CO <sub>2</sub> (%)	HC (ppm)	
5F1	20-06-00	14:00	24.9	38	21.6	49.9	28.3	187.3	1.86	2.17	2.00	10.90	44	39.24
5F2	20-06-00	15:00	25.1	36	21.7	50.6	28.9	207.8	0.83	1.07	3.28	10.70	19	40.40
5F3	20-06-00	16:00	24.0	43	22.1	51.7	29.6	213.0	0.15	0.21	4.45	10.40	8	41.12
5F4	20-06-00	17:00	24.7	43	21.9	51.2	29.3	215.8	0.03	0.04	5.61	9.70	7	41.35
5F5	20-06-00	18:00	24.0	44	21.4	50.5	29.1	218.7	0.01	0.01	6.78	9.00	6	42.06
5F6	20-06-00	19:00	23.0	45	21.3	50.1	28.7	223.6	0.00	0.00	8.20	8.00	4	42.40

T<sub>a</sub> - temperatura ambiente; T<sub>1</sub> - temperatura da água à entrada; T<sub>2</sub> - temperatura da água à saída; T<sub>g</sub> - temperatura dos gases de escape

Tabela 2. Dados de saída de cinco ensaios distintos realizados a um termoacumulador a gás (parte 1)

Ensaio	Excesso de ar (%)	Razão ar/comb. (kg/kg)	T <sub>ad</sub> (°C)	Método das perdas					Método directo			Perdas (método directo)			
				P <sub>gc</sub> (%)	P <sub>H2O</sub> (%)	P <sub>CO</sub> (%)	P <sub>rad</sub> (%)	Rend (%)	Q <sub>comb</sub> (kg/s)	P <sub>ced</sub> (kW)	P <sub>útil</sub> (kW)	Rend (%)	Calor sensível (kW)	Inqueim CO (kW)	Inqueim H <sub>2</sub> (kW)
5F1	2.72	16.02	1896.7	6.70	1.76	7.97	2.00	81.57	6.881E-04	31.88	25.07	78.64	2.180	2.200	0.570
5F2	13.2	17.66	1833.0	7.68	1.91	4.36	2.00	84.05	6.683E-04	30.96	25.60	82.69	2.590	1.170	0.290
5F3	24.4	19.41	1765.8	8.18	1.97	0.95	2.00	86.90	6.566E-04	30.42	26.22	86.19	2.860	0.250	0.060
5F4	34.4	20.97	1679.3	8.87	1.98	0.20	2.00	86.95	6.530E-04	30.25	25.96	85.82	3.081	0.052	0.013
5F5	45.1	22.64	1586.6	9.74	2.01	0.05	2.00	86.20	6.419E-04	29.74	25.78	86.68	3.304	0.014	0.004
5F6	61.5	25.19	1461.4	11.28	2.06	0.00	2.00	84.66	6.368E-04	29.50	25.51	86.47	3.719	0.000	0.000

Tabela 3. Dados de saída de cinco ensaios distintos realizados a um termoacumulador a gás (parte 2)

Ensaio	Tlog	Coeficiente de convecção no interior dos tubos					Coeficiente de convecção no exterior dos tubos				Velocidade dos gases (m/s)
		$Q_{\text{gases}}$ (kg/s)	Re tubos	Re chaminé	Nu	$h_i$ (W/(m <sup>2</sup> .K))	Gr	Ra	Nu	$h_e$ (W/(m <sup>2</sup> .K))	
5F1	697.2	1.171E-02	530	2315	4.486	24.066	1.110E+13	1.509E+13	2924.889	2228.765	5.48
5F2	706.5	1.247E-02	569	2486	4.562	24.031	1.157E+13	1.556E+13	2950.824	2248.528	5.73
5F3	694.0	1.340E-02	620	2709	4.667	23.997	1.220E+13	1.617E+13	2983.200	2272.535	6.02
5F4	674.0	1.434E-02	678	2959	4.785	23.848	1.192E+13	1.590E+13	2968.906	2261.976	6.25
5F5	652.3	1.517E-02	733	3203	4.902	23.612	1.169E+13	1.568E+13	2957.482	2253.273	6.39
5F6	622.4	1.668E-02	833	3638	5.117	23.514	1.143E+13	1.543E+13	2944.018	2243.342	6.71

#### 4. Conclusões

Desenvolveu-se um programa de cálculo que permite analisar equipamento de queima que pode ajudar quem afina este tipo de equipamentos e visa essencialmente o aumento do rendimento.

O software THERMUS, foi também desenvolvido a pensar no ensino da combustão, gestão da energia e da transferência de calor, uma vez que os autores leccionam estas disciplinas na Licenciatura em Engenharia Mecânica. É de referir que o software THERMUS tem sido utilizado pelos alunos com bastante sucesso.

O software THERMUS foi testado em dois equipamentos distintos e de uma forma bastante exaustiva. Os resultados obtidos foram comparados com soluções obtidas de forma manual, o que permitiu que os erros de funcionamento e de cálculo do programa fossem totalmente minimizados e/ou eliminados.

O programa de cálculo apresentado neste trabalho, vem facilitar de uma forma muito significativa o trabalho de cálculo que tem de ser aplicado na análise do funcionamento de equipamentos de produção de água quente.

Por estas razões, pode-se dizer que o software THERMUS poderá ser uma óptima ferramenta de trabalho para quem afina e concebe equipamentos análogos. Pode ainda ser utilizado no ensino da combustão e gestão de energia, já que uma parte considerável de exercícios, normalmente apresentados nessas disciplinas, podem ser resolvidos pelo THERMUS.

#### 5. Referências

Hewitt et al, 1994

J. P. Holman, 1997, "Heat Transfer", Mc Graw Hill, 8th Edition

Borges, A. D. S., 2000, "Análise Energética de Termoacumuladores a gás", U.M. – Guimarães

CCE, 1997, "Manual do Gestor de Energia", Centro para a conservação de Energia, Lisboa

### MODEL FOR THE THERMODYNAMIC ANALYSIS OF COMBUSTION IN A HEAT BOILER

**Borges, A. D. S.**

Universidade de Trás-os-Montes e Alto Douro – Departamento de Engenharias – 5000 Vila Real – Portugal  
amadeub@utad.pt

**Jorge Martins**

Universidade do Minho – Escola de Engenharia – 4800-058 Guimarães – Portugal  
Jmartins@eng.uminho.pt

**Abstract.** A computer program calculating various thermodynamic properties is presented. The model was created to help the analysis of domestic/industrial gas boilers.

The program can calculate air-fuel ratio, flame adiabatic temperature, efficiency of equipment and analyses of heat exchangers. For a gas boiler, it calculates the efficiencies by the Direct Method and by the Method of Losses.

This program is to be used as a help to students studying Thermodynamics, Advanced Thermodynamics and Combustion as well as by diplomed engineers during design or operation (analysis of efficiency) of such equipment.

**Keywords.** Combustion, Heat-Transfer, air-fuel ratio

## Viabilidade Técnico-Econômica da Utilização de Biodiesel em Motores Diesel

**Silvio Carlos Anibal de Almeida**

Departamento de Engenharia Mecânica - Universidade Federal do Rio de Janeiro  
Ilha do Fundão, CT - sala G-204, Rio de Janeiro, RJ, Brasil 21945-970.  
Telefax: 55-21-2906626; Tel.: 55-21-562-8388  
silvio@serv.com.ufrj.br.

**Resumo.** *O presente trabalho tem como objetivo analisar a viabilidade técnico-econômica da utilização de biodiesel, obtido a partir de resíduos de óleo de fritura, em motores Diesel convencionais. Dados relativos à redução das emissões decorrentes da substituição do óleo diesel convencional por biodiesel também são apresentados.*

**Palavras chave:** *biodiesel, óleo vegetal, transesterificação, emissões, biocombustível.*

### 1. Introdução

Desde 1994 o Programa de Engenharia Mecânica da COPPE/UFRJ desenvolve pesquisas relacionadas a utilização de óleos vegetais em motores Diesel. Em 1999 foram feitos testes bem sucedidos de adaptação de grupos geradores para utilização de óleo vegetal *in natura* no CEPEL/ELETROBRAS, tendo por objetivo a geração de eletricidade em localidades isoladas na região Norte do país.

No início de 2000, o Laboratório de Máquinas Térmicas, o Instituto Virtual de Mudanças Globais e a Escola de Química iniciaram um projeto de pesquisa interdisciplinar para estudar a viabilidade técnico-econômica da utilização de biodiesel em motores Diesel convencionais. A motivação para esse projeto partiu da necessidade resolver um problema ambiental: a melhoria da qualidade do ar nos grandes centros urbanos e a reciclagem do óleo de fritura usado em restaurantes e cadeias de *fast food*.

O óleo de fritura, depois de usado, torna-se um resíduo que, na maior parte das vezes, é eliminado através da rede de esgoto doméstico e, como o conseqüência, agravando o problema ambiental nos grandes centros urbanos. Seu aproveitamento como combustível permite retirar um poluente do meio ambiente e, ao mesmo tempo, produzir um combustível de baixo custo e que diminui a emissão de poluentes e particulados.

O óleo de fritura usado sofreu um processo de transesterificação, o que permite a sua utilização – puro ou em mistura com diesel convencional – em motores Diesel automotivos sem necessidade de adaptação dos mesmos, ao contrário da estratégia adotada no projeto anterior, em que se adaptava o motor ao combustível, tendo em vista as precárias condições locais onde o projeto seria instalado.

O custo do processo de transesterificação é baixo e o preço final do óleo vegetal transesterificado é competitivo com o óleo diesel comercializado nos postos.

### 2. Importância do Projeto

O Brasil consome anualmente 36 bilhões de litros de óleo diesel, 37% dele importado, e lança 70 milhões de toneladas de gás carbônico na atmosfera. Tendo em vista a dificuldade do país em suprir a demanda crescente de diesel, a transesterificação de óleos vegetais reciclados pode ser uma alternativa viável além de contribuir para a diminuição das emissões atmosféricas.

O biodiesel é obtido a partir da gordura hidrogenada usada para fritar batatas nas lojas da rede McDonalds sediadas na cidade do Rio de Janeiro. O potencial de fornecimento de óleo, somente dessa empresa no estado do Rio de Janeiro, é de 80 toneladas mês, o que seria suficiente para a produção de uma quantidade equivalente de biodiesel. Estima-se que o potencial brasileiro de produção de biodiesel através da utilização de resíduo de óleo de fritura seja cerca de 10% do consumo de óleo diesel do país.

A Secretaria de Meio Ambiente do Estado do Rio de Janeiro, que também participa do projeto através do Rio Desenvolvimento Limpo, já mapeou os restaurantes de órgãos vinculados ao governo que também fornecerão o óleo e identificou a frota que utilizará o combustível.

Outras empresas também se interessaram em participar do projeto, uma vez que a utilização do biodiesel possibilitará ganhos financeiros, ambientais e sociais

### 3. Biodiesel

Biodiesel é o nome genérico dado aos combustíveis obtidos através da transesterificação de óleos vegetais ou gorduras. Ele pode ser usado em motores Diesel convencionais sem necessidade de adaptação.

As vantagens de utilização desse combustível alternativo, além do fato de ser renovável, são a menor quantidade de emissões, principalmente enxofre, sua biodegradabilidade e, por ser originário da biomassa, não contribuir para a elevação do nível de carbono na atmosfera e, conseqüentemente, para a intensificação do efeito estufa.

O Biodiesel pode ser misturado com diesel automotivo em qualquer proporção. As misturas costumam ser denominadas por uma sigla que indica a porcentagem em volume do éster. Desta forma, B-20 significa 20% do volume total da mistura corresponde a biodiesel.

Já há algum tempo a União Européia utiliza biodiesel misturado ao diesel automotivo como forma de diminuir as emissões de enxofre. Espera-se que, até o ano 2005, a quantidade de biodiesel seja 5% do consumo de diesel automotivo (CEC, 1993). O Departamento de Energia dos EUA também estão interessados na utilização de biodiesel e estimam que cerca de 50 % do consumo de óleo diesel pode ser substituído por biodiesel (NREL, 1993).

Mais de 100 testes de veículos rodando com biodiesel puro ou em misturas já foram realizados nos EUA, totalizando mais de 16 milhões de quilômetros (NBB, s/d).

#### 4. Processo de Transesterificação

O termo óleos vegetais é amplo e engloba um número muito grande de constituintes químicos com enorme variedade de composição. Os triglicídios, ésteres do glicerol com ácidos graxos saturados ou insaturados, constituem a classe de óleos vegetais mais abundante e a de maior importância devido ao uso alimentar e industrial.

A diferença de propriedades entre o diesel e os óleos vegetais é devido principalmente à diversidade molecular entre esses dois grupos de substâncias. O diesel é constituído de hidrocarbonetos com número médio de carbonos em torno de quatorze. Os óleos vegetais são triésteres da glicerina, ou seja, produtos naturais da condensação da glicerina com ácidos graxos, cujas cadeias laterais de ácidos graxos têm números de carbonos variando entre dez e dezoito, com valor médio de quatorze a dezoito para os tipos de óleos mais abundantes. Além da presença do grupamento funcional do tipo de éster, os óleos vegetais possuem peso molecular cerca de três vezes maior que o diesel.

A transesterificação de um óleo com monoálcoois (álcoolise), especificamente metanol ou etanol, promove a quebra da molécula dos triglicídios, gerando mistura de ésteres metílicos ou etílicos dos ácidos graxos correspondentes, liberando glicerina como subproduto. O peso molecular desses monoésteres é próximo ao do diesel.

A fabricação do éster metílico é mais simples do que a do éster etílico e menos dispendiosa e, por esse motivo, foi escolhida para este trabalho.

A transesterificação tem como subproduto a glicerina, produto de grande valor na indústria química, podendo vir a ser usado na fabricação de explosivos ou servir de base para a ceroquímica.

A transesterificação dos óleos vegetais resulta em:

- redução da densidade em relação ao respectivo óleo vegetal;
- redução da viscosidade, enquadrando-se dentro da especificação do óleo diesel;
- diminuição do ponto de fulgor;
- diminuição do ponto de névoa;
- redução do resíduo de carbono, resultando em um valor menor do que o do óleo diesel;
- produtos com menor peso molecular, embora seja mantida a estrutura original dos ácidos graxos;
- aumento do número de cetano, que se torna maior ou igual ao do óleo diesel.

#### 5. Processamento da Matéria Prima

A gordura hidrogenada usada nas lanchonetes é recolhida em recipientes plásticos de 50 l. Uma caminhonete circula semanalmente pelas lojas do McDonalds na cidade do Rio de Janeiro e coleta os recipientes levando-os para o Laboratório da Escola de Química da UFRJ. Depois de feita uma filtragem a matéria prima é colocada num tanque metálico onde será transesterificada, conforme mostrado na Fig (1). O tanque tem capacidade de 2000 l e é mais que suficiente para o consumo de biodiesel nessa fase do projeto



Figura 1 - Tanque de Transesterificação.

Na etapa de purificação da mistura obtida, o metanol é retirado da mistura por destilação à pressão atmosférica. A separação da glicerina e dos subprodutos da fração do éster é feita por decantação.

## 6. Propriedades Físico-químicas do Biodiesel obtido a partir de Gordura Hidrogenada

A composição química dos esteres de óleos vegetais depende do tamanho da cadeia e do grau de insaturação da matéria prima. Uma característica própria do biodiesel em relação ao diesel automotivo é a presença de oxigênio na molécula. Biodiesel contém cerca de 10 a 12 % de oxigênio em peso, provocando uma diminuição da densidade e uma diminuição da emissão de particulados.

O diesel proveniente de petróleo também contém compostos aromáticos (cerca de 20 a 40% em volume). Estes compostos são responsáveis por um aumento das emissões de particulados e alguns estudos indicam que são carcinogênicos. O biodiesel não contém compostos aromáticos.

A Tabela (1) apresenta os resultados da análise do biodiesel feito a partir de gordura hidrogenada no CENPES/PETROBRAS.

Tabela 1 - Caracterização da amostra de biodiesel

Propriedades	Método	Portaria DNC N°32/97 Óleo Diesel Automotivo		Óleo Vegetal Transesterificado
		Tipo B	Tipo D	
Poder Calorífico Superior (KJ/Kg)	ASTM D4809			39.149
Poder Calorífico Inferior (KJ/Kg)	Correlação	10.100– 10.370		36.608
Densidade @ 20/4° C	ASTM D4052	0,82-0,88	0,82-0,87	0,8771
Número de Cetano	ASTM D613	40 mín	42 mín	51
Viscosidade Cinemática @ 40° C, mm <sup>2</sup> /s	ASTM D445	1,600-6,000		4,719
Enxofre, mg/kg	ASTM D2622	0,50 max	0,20 max	<0,0005
Ponto de Fluidez, ° C	ASTM D97			0
Ponto de Fulgor, ° C	ASTM D93			74
Ponto de Névoa, ° C	ASTM D2500			3
Ponto de Entupimento, ° C	IP 309			-3
Cinza, % m/m	ASTM D482	0,020 máx		0,018
Lubricidade, @ 60oC, µm	ASTM D6090	450		131
Acidez, mg KOH/g	ASTM D6640			Forte - ND Fraca < 0,05

Foram analisadas duas amostras da gordura vegetal hidrogenada até o presente momento. A seguir, serão comentados os resultados obtidos ressaltando sua importância para o uso automotivo.

### 6.1. Número de Cetano

O número de cetano de um combustível indica a qualidade de ignição de um combustível. O valor dessa propriedade condiciona o desempenho global do motor, influenciando a partida a frio, o nível de ruído e o gradiente de pressão.

O número de cetano do biodiesel depende da matéria prima utilizada na sua produção, mas, em geral, é mais elevado que o do diesel automotivo. A título de exemplo, a Tab. (2) ilustra a variação do número de cetano em função do insumo utilizado.

O efeito da mistura do biodiesel em diesel automotivo será um aumento do número de cetano praticamente linear em função da porcentagem da mistura, conforme pode ser observado na Fig. (2).

O número de cetano cresce com o aumento do tamanho da cadeia e decresce com o número de duplas ligações. A utilização de álcoois com cadeia longa, como etanol ou butanol, tem um efeito desprezível no aumento do número de cetano. Ensaio de emissões mostraram que quando o número de cetano está na faixa de 55-60, o aumento dessa propriedade praticamente não afeta as emissões (Heywood, 1988).

No entanto, o aumento do número de cetano mostrou-se eficaz na redução das emissões dos óxidos de nitrogênio

(NOx) (Ullman et all., 1990), emissões essas que costumam ter níveis mais elevados tanto nas misturas como quando se utiliza biodiesel puro, conforme se discutirá mais adiante.

Tabela 2- Número de Cetano para diferentes tipos de biodiesel

Combustível	Número de Cetano
Diesel	40
Éster metílico de Soja	51
Éster metílico de Colza	53
Éster metílico de algodão	52
Éster metílico de dendê	50

O biodiesel obtido a partir da gordura hidrogenada tem número de cetano superior ao diesel mas dentro de uma faixa esperada. A mistura desse produto com o diesel convencional melhorará a qualidade de ignição do combustível.

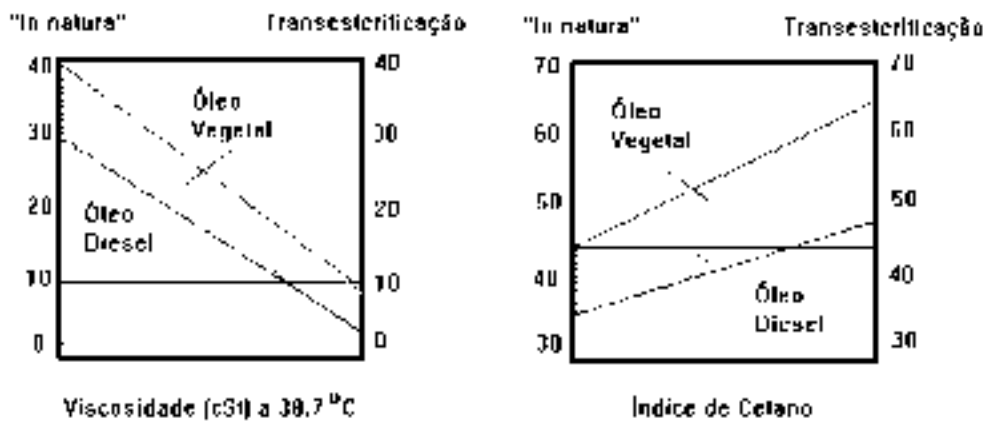


Figura 2 – Efeito da Transesterificação na Viscosidade e no Índice de Cetano

**6.2. Ponto de Fulgor**

O ponto de fulgor (ASTM D-93) indica uma temperatura mínima na qual o óleo forma uma mistura inflamável com o ar. O ponto de fulgor é limitado por questões de segurança e prevenção de incêndios durante o manuseio e estocagem do combustível. No Brasil não é fixado o ponto de fulgor para óleos diesel de uso terrestre, porém, devido a problemas de tamponamento (*vapor lock*) na região Nordeste do país, a Petrobras passou a adotar o limite de 100°C para o ponto inicial de ebulição (PIE) da destilação (ASTM D86), o que indiretamente limita o ponto de fulgor.

O valor do ponto de fulgor do biodiesel medido no ensaio (Tab. 1) está abaixo do mínimo especificado pela norma. Esse baixo valor do ponto de fulgor não era esperado e não está de acordo com os ensaios laboratoriais efetuados na UFRJ. No entanto, alguns procedimentos do processo de transesterificação e de separação da glicerina estão sendo revistos para se tentar corrigir o problema.

O baixo valor do ponto de fulgor pode ser devido a presença de metanol residual no biodiesel. No entanto, a literatura especializada confirma que os valores do ponto de fulgor de uma grande variedade de ésteres de óleos vegetais são, em geral, superiores ao do óleo diesel automotivo, conforme se observa na Tab. (3).

Tabela 3 - Ponto de Fulgor de diversos óleos transesterificados

Combustível	Ponto de Fulgor, °C
Diesel	100
Éster metílico de Soja	131
Éster metílico de Colza	170
Éster metílico de algodão	110
Éster metílico de dendê	174

Os valores da Tab. (3) são valores médios uma vez que na literatura especializada encontra-se uma grande variação nessas temperaturas. Essa faixa ampla de temperaturas pode ser explicada pelas impurezas presentes no combustível decorrentes do próprio processo de transesterificação.

### 6.3. Ponto de Névoa

O ponto de névoa é a temperatura na qual se inicia a passagem do estado líquido para o estado sólido, ou separação das n-parafinas, evidenciada pelo aparecimento de uma névoa ou turvação no combustível. Em baixas temperaturas, os hidrocarbonetos contidos no óleo diesel podem cristalizar, bloqueando filtros e tubulações de suprimento de combustível.

Não houve problemas relacionados a essa propriedade.

### 6.4. Densidade

A densidade do biodiesel é ligeiramente superior a do óleo diesel convencional. Conforme observado na Tab. (1), esse valor se mostrou cerca de 4% maior que o valor médio. Como o sistema de injeção de combustível em motores Diesel é volumétrico, a massa de combustível injetada no motor quando se utiliza biodiesel é ligeiramente superior o que contribui para compensar a diminuição da potência do motor devido ao mais baixo valor do poder calorífico do combustível.

### 6.5. Poder Calorífico

O poder calorífico do biodiesel obtido de óleo de fritura obtido nesse trabalho é cerca de 15% menor que o do diesel automotivo. Este valor está de acordo com os dados encontrados na literatura conforme pode ser observado na Tab. (4).

### 6.6. Propriedades Relacionadas ao Escoamento

Três propriedades estão diretamente relacionadas ao escoamento do combustível: a viscosidade, o ponto de névoa e o ponto de entupimento.

**Viscosidade:** a viscosidade é a medida da resistência interna ao escoamento de um líquido, constitui uma propriedade importante do combustível, de considerável influência no mecanismo de atomização do jato de combustível, afetando por isso o funcionamento do sistema de injeção e refletindo-se no processo de combustão, de cuja eficiência dependerá a potência máxima desenvolvida. Em relação ao diesel, embora os ésteres de óleos vegetais apresentem valores médios de viscosidade ligeiramente mais elevados, eles estão dentro da faixa especificada, conforme se observa na Tab. (4).

Tabela 4 - Viscosidade e Poder calorífico de diversos óleos transesterificados

Combustível	Viscosidade (mm <sup>2</sup> /s @ 40 °C)	PCI kJ/kg
Diesel	1,6 – 6,00	43.413
Éster metílico de Soja	4,08	37.088
Éster metílico de Colza	4,83	37.380
Éster metílico de algodão	4,80	38.976
Éster metílico de dendê	4,6	

**Ponto de névoa:** o ponto de névoa é a temperatura na qual se inicia a passagem do estado líquido para o estado sólido, ou separação das n-parafinas, evidenciada pelo aparecimento de uma névoa ou turvação no combustível. Em baixas temperaturas, os hidrocarbonetos contidos no óleo diesel podem cristalizar, bloqueando filtros e tubulações de suprimento de combustível.

**Ponto de entupimento:** o ponto de entupimento corresponde à temperatura mais baixa na qual é possível operar com o óleo diesel sem que ocorram problemas operacionais de escoamento.

Tanto o ponto de névoa como o ponto de entupimento estão dentro da faixa especificada para o diesel automotivo.

A redução do tamanho da molécula e/ou o aumento da ramificação melhoram as propriedades de escoamento do combustível.

### 6.7. Enxofre

A presença de enxofre não é verificada no biodiesel. O enxofre ao ser queimado produz óxido enxofre, que, ao reagir com a água, produz ácido sulfúrico. Conforme já esperado, ao estudar a literatura técnica disponível, o teor de enxofre presente no biodiesel obtido no presente trabalho é extremamente baixo (<0,0005 mg/kg), o que representa uma grande vantagem em relação ao diesel automotivo.



### 6.8. Outras Características do Biodiesel

Com relação a presença de contaminantes, especificamente quanto ao teor de água e sedimentos, a amostra apresentou comportamento distinto do diesel automotivo. No caso do biodiesel, ocorreu separação de uma fase líquida não solúvel em tolueno após a etapa de centrifugação. O resultado obtido foi 0,5% v/v superior ao limite máximo especificado para óleo diesel.

Com relação à lubrificidade, o biodiesel apresentou desgaste, quando analisado pelo método ASTM D6090 @ 60°C, bem abaixo do recomendado para o óleo diesel automotivo (450 µm max.)

Praticamente não se detectou acidez, o que seria indesejável no que diz respeito a estabilidade do biodiesel.

### 7. Estabilidade do Biodiesel

A estabilidade do produto envolve a estabilidade térmica, resistência à oxidação, polimerização, absorção de água e atividade bacteriana. A principal fonte de instabilidade no biodiesel são as insaturações na cadeia e muitos óleos vegetais transesterificados tem alto grau de insaturação.

Os produtos formados na oxidação do biodiesel afetam o tempo de estocagem e contribuem para aumentar a formação de depósitos nos tanques, no sistema de injeção e nos filtros. A formação de gomas é mais elevada em ligas metálicas que contenham cobre.

Muitos dos problemas encontrados durante os testes de durabilidade do biodiesel são devidos a incompatibilidade do biodiesel com elastômeros. A ação solvente do biodiesel pode dissolver tanto os elastômeros quanto os depósitos no tanque de combustível causando entupimento dos filtros e dos bicos injetores. Existe um consenso entre os pesquisadores que os elastômeros fluoretados podem ter contato com biodiesel sem apresentar problemas. Tubos feitos de Teflon ou Viton podem ser usados para trabalhar com biodiesel (Graboski and McCormic, 1998).

Finalmente, deve-se ter presente que a utilização de biodiesel em motores provoca a diluição do óleo lubrificante sendo necessário a utilização de aditivos ou uma troca mais freqüente desse óleo.

### 8. Testes e Emissões

Até o presente momento poucos testes em motores foram feitos. O projeto aguarda autorização da ANP para os testes de bancada e de campo.

A Secretaria de Meio Ambiente do Estado também disponibilizou algumas viaturas da polícia que utilizarão o combustível nos testes de campo. Até o presente momento só foram feitos alguns testes de dirigibilidade e consumo.



Figura 4 – Veículo cedido para testes com biodiesel

Graboski e McCormic (1998) apresentam uma série de resultados de emissões em diferentes tipos de motores Diesel: 2 ou 4 tempos, Diesel automotivo e estacionário, testes em motor CFR. A Tab. (5), extraída dessa referência, ilustra resultados interessantes para diversas concentrações de biodiesel em mistura com óleo diesel.

Tabela 5 – Emissões de biodiesel obtidas em ensaio de motor Navistar 7,3 l; valores relativos às emissões do motor utilizando óleo diesel.

% de biodiesel	10	20	30	50	100
NO	3,5	5,3	6,9	15,8	28,2
PM	-33,9	-24,1	-37,5	-26,8	-33,9
HC	-28	-32	-53	-50,7	-75,5
CO	-10,6	-8,1	-18,8	-6,9	-13,8

Fonte: (Graboski and McCormic, 1998).

Conforme se observa na Tab. (5) as emissões de NO<sub>x</sub> sempre aumentam quando se usa biodiesel puro ou em mistura em qualquer proporção com diesel. Isso se deve à presença de oxigênio na molécula do éster. A recirculação dos gases de escape pode reduzir as emissões de NO<sub>x</sub> em até 10% sem aumentar as emissões de particulados.

Com relação as demais emissões, a utilização de biodiesel faz com que haja uma diminuição em todas as rotações e cargas, conforme observado na Tab. (5). Em alguns casos a redução foi de 75%, que corresponde a redução de hidrocarbonetos usando B-100.

## 9. Custos

O custo de produção piloto do biodiesel está na faixa de R\$ 0,50 o litro. Deve-se ter em conta que toda a matéria prima é doada. Estima-se que se for levado em conta o custo da matéria prima, esse custo pode ficar próximo do valor R\$ 0,70/l, já incluídos os impostos.

Nesse custo não está incluído o valor referente a comercialização da glicerina, que tem uma boa aceitação comercial, o reaproveitamento do metanol, e a produção em escala. Todos esses fatores podem contribuir para a diminuição do custo final do produto.

## 10. Conclusões

A análise das características físico-químicas do biodiesel obtido através do processo de transesterificação indicam que produto apresenta uma alternativa interessante para substituição do óleo diesel obtido do petróleo.

Além do biodiesel ser um produto renovável e as emissões desse combustível serem menores que a do óleo diesel quando utilizado em motores de combustão interna, a sua produção a partir de óleo de fritura reciclado contribui ainda mais para a melhoria das condições ambientais nos grandes centros urbanos.

## 11. Referências

- CEC, "Proposal for a concil directive concerning the specifications for vegetable oil methyl esters (biodiesel as a motor fuel". Commission of the European Communities (DG XII), Brussels, May, 1993.
- DOE, "Biofuels for transportation", U.S. Department of Energy (National Renewable Energy Laboratory), Washington DC, NREL/SP-420-5439, August 1993.
- Heywood, J.B., "Internal Combustion Engines Fundamentals", McGraw-Hill, New York, 1988.
- NBB, "Biodiesel Fuel Facts", National Biodiesel Board, <http://www.ag.uiuc.edu/~nbb/fuefacts>.
- Ullman, T., Mason, R. and Montalvo, D., "Study of cetane number and aromatic content effects on regulated emissions from a heavy-duty engine", Southwest Research Institute Report No. 08-2940, CRC Contract VE-1, Setember, 1990.
- Graboski, M.S. e McCormic, R.L., "Combustion of fat and vegetable oil derived fuels in Diesel engines", Prog. Energy Combustion Science, vol 24, pg 125-164, 1998.

### Technical and Economic Viability of the Use of Biodiesel in Diesel Engines

**Silvio Carlos Anibal de Almeida**

Department of Mechanical Engineering, Federal University of Rio de Janeiro  
Ilha do Fundão, CT – sala G-204. Rio de Janeiro, RJ, Brazil. Postal Code 21.945-970  
Telefax 55(21)290-6626; Telephone 55(21)280-8832,  
[silvio@serv.com.ufrj.br](mailto:silvio@serv.com.ufrj.br)

**Abstract.** *In this article the fuel properties, engine performance and emissions of biodiesel is discussed. The biodiesel is obtained by transesterification process from vegetable oils. Emissions of particulate material can be reduced dramatically through the use o biodiesel in net or blended form*

**Keywords.** *Biodiesel, transesterification, vegetable oil, emissions, biofuel.*

## METODOLOGIA PARA A DETERMINAÇÃO DOS NÍVEIS DE RADIAÇÃO DIRETA PARA USO EM CONCENTRADORES SOLARES

### Alexandre Heringer Lisboa

Companhia Energética de Minas Gerais  
Av. Barbacena, 1200 - SA/17/A2 - 30190-131 Belo Horizonte, MG  
e-mail: [ahlisboa@cemig.com.br](mailto:ahlisboa@cemig.com.br)

### Marco Antonio Wanderley Cavalcanti

UFPB / Laboratório de Energia Solar - CPGEM - DTM  
Cx.Postal 5115 - 58091-970 - João Pessoa, PB  
e-mail: [cavalcanti@les.ufpb.br](mailto:cavalcanti@les.ufpb.br)

### Rogério Pinheiro Klüppel

UFPB / CT / CPGEM  
Cidade Universitária - João Pessoa, PB  
e-mail: [kluppel@terra.com.br](mailto:kluppel@terra.com.br)

**Resumo.** Este trabalho mostra o desenvolvimento e avaliação de uma metodologia para a determinação dos níveis de radiação solar direta, a partir de dados de radiação solar global. O conhecimento dos níveis de radiação solar direta é condição fundamental para a avaliação do potencial energético - termelétrico - do uso de concentradores solares, com aplicação também, na conversão fotovoltaica. Entretanto, devido às enormes dificuldades envolvidas na medição da radiação direta, existe ainda grande escassez desses dados. Assim, foi elaborada uma rotina de cálculo, disposta em planilhas digitais (Excel), utilizando as equações de Liu e Jordan e de Collares-Pereira e Rabl, que calcula o valor da radiação solar direta, bem como o potencial de conversão da energia solar para energia térmica e elétrica para diversos tipos de concentradores solares e onde as principais variáveis utilizadas são a radiação global e latitude do local. São apresentados testes de consistência da metodologia, comparando os seus resultados com os de uma outra metodologia utilizada pelo National Renewable Energy Laboratory - NREL, dos EUA, os quais demonstraram grande consistência e convergência. São apresentados, também, estudos de casos para as localidades de Janaúba e Januária, em Minas Gerais e João Pessoa, na Paraíba.

**Palavras chave:** energia solar, concentrador solar, radiação solar, conversão termossolar

### 1. Introdução

Após um período de relativa estagnação, o uso das chamadas fontes alternativas de energia tem experimentado um novo impulso no mundo. Dentre essas fontes de energia, a geração térmica solar com o uso de concentradores, tem recebido atenção especial, principalmente devido às melhorias tecnológicas que aumentaram o rendimento de conversão e reduziram o preço da energia gerado.

Entretanto, os projetos de geração com concentradores requerem, para o dimensionamento dos equipamentos e para a estimativa de energia produzida, o conhecimento prévio dos níveis de radiação solar direta disponíveis, que é a componente da radiação que é realmente aproveitada pelos coletores concentradores solares.

Os dados de radiação direta são, contudo, bastante escassos, pois são de difícil obtenção. Isso é debitado não só ao alto custo do pireliômetro, que é o instrumento de medição da radiação direta, como também às grandes dificuldades operacionais inerentes à própria medição, que exige ajustes e verificações constantes.

A radiação solar direta é a componente proveniente diretamente do disco solar e que não sofreu nenhuma mudança em sua direção original de propagação, além da refração atmosférica. A radiação direta é uma das componentes da radiação global a qual pode ser medida com precisão por métodos baratos e confiáveis. Consequentemente existe uma disponibilidade de dados muito maior para radiação global. Assim, para contornar os problemas de obtenção de dados específicos de radiação direta, recorre-se a métodos matemáticos para isolar a fração da radiação direta contida na radiação global.

O segundo passo do projeto é a estimativa da radiação direta que efetivamente contribui para a conversão de energia nos concentradores solares, tendo em vista que a maioria desses equipamentos tem um sistema de orientação e rastreamento, que acompanha o movimento aparente do Sol e por isso muda continuamente de posição, ou o ângulo de incidência dos raios solares varia continuamente.

Neste trabalho é descrita uma metodologia para o cálculo do potencial de conversão de energia solar em energia térmica e elétrica, através de concentradores solares, onde para calcular a radiação direta foram utilizadas as equações de Collares-Pereira e Rabl e de Liu e Jordan. Para testar a consistência e precisão dos resultados obtidos com a metodologia empregada, esses foram comparados com os valores de radiação direta e radiação no plano de abertura de alguns tipos de concentradores solares, medidos e calculados pelo NREL - National Renewable Energy Laboratory, para algumas localidades nos Estados Unidos. Em seguida é mostrado um estudo de caso, para a cidade de Belo Horizonte, Minas Gerais, com os dados de radiação solar global disponíveis.

## 1.1. Concentração da radiação solar

Para inúmeras aplicações térmicas da energia solar são requeridas temperaturas de trabalho mais elevadas que aquelas normalmente obtidas com coletores solares planos. Aquelas temperaturas somente são conseguidas nos chamados concentradores solares. Concentradores solares são equipamentos que possuem basicamente uma superfície de captação e reflexão da radiação solar, denominada superfície ou área de abertura ( $A_a$ ), de onde é refletida a radiação direta para uma superfície absorvedora, ou absorvedor, de área  $A_r$ . Nesse absorvedor a radiação solar concentrada é convertida em calor e transferida para um fluido de trabalho, que realizará um ciclo termodinâmico para conversão da energia seja nas diversas aplicações térmicas seja em energia elétrica. A relação entre a área da superfície absorvedora e a área de abertura é denominada fator de concentração e limita o máximo valor da temperatura que o concentrador pode alcançar, por força da Segunda Lei da Termodinâmica.

### 1.1.1. A Radiação Solar Recebida na Terra

O espectro da radiação solar que chega até a atmosfera da Terra, ou radiação solar extraterrestre, é semelhante ao espectro emitido por um corpo negro, a uma temperatura de 5.762 K. Dessa forma, para esse trabalho será adotado esse valor como sendo a temperatura equivalente da “superfície” do Sol  $T_s$  (Duffie & Beckman, 1980).

Cerca de 97 % da radiação solar que chega à Terra está contida num intervalo de comprimentos de onda entre 0,3 e 3,0  $\mu\text{m}$ , o que a caracteriza como uma radiação de ondas curtas. A distribuição dessa radiação, antes de atravessar a atmosfera é a seguinte:

- radiação infravermelha ( $\lambda > 0,78 \mu\text{m}$ ) = 46 %
- luz visível ( $0,38 \mu\text{m} < \lambda < 0,78 \mu\text{m}$ ) = 47 %
- radiação ultravioleta ( $\lambda < 0,38 \mu\text{m}$ ) = 7 %

A radiação solar, que incide na superfície terrestre é influenciada pela variação anual da radiação solar extraterrestre, pelo desvio da direção da radiação direta pelas partículas em suspensão na atmosfera, tais como vapor, fumaça e poeira, num efeito conhecido por espalhamento, que é responsável pela cor azul do céu, e pela absorção atmosférica causada principalmente pelas moléculas triatômicas como  $\text{O}_3$ ,  $\text{H}_2\text{O}$  e  $\text{CO}_2$ . Praticamente tudo o que chega com comprimentos de onda superiores a 2  $\mu\text{m}$  é absorvido pelo gás carbônico e vapor de água contidos na atmosfera.

À medida que a Terra gira, causando um movimento aparente do Sol, há uma ligeira mudança na distribuição espectral, devido à variação da espessura de atmosfera atravessada pela radiação. A um ângulo zenital  $\theta_z$  de  $75^\circ$ , por exemplo, a porção visível participa com 40 % do espectro e as radiações infravermelha e ultravioleta com 59 % e 1 %, respectivamente. Para entender melhor essa característica, é conveniente definir o parâmetro massa de ar ( $m$ ), que é a relação entre a espessura ótica da atmosfera atravessada pela radiação solar e a espessura que seria atravessada com o Sol no zênite.

A energia radiante proveniente do Sol, que atinge uma superfície unitária fora da atmosfera terrestre e perpendicular à direção dessa propagação, em todos os comprimentos de onda, a cada segundo, considerando uma distância média anual Terra-Sol é definida como Constante solar ( $G_{sc}$ ). O valor medido varia com a atividade solar e com a distância Terra-Sol. Neste trabalho é adotado o valor de  $G_{sc} = 1.353 \text{ W/m}^2$ , aceito pela National Aeronautics and Space Administration – NASA (EUA) e pela ASTM (American Standart for Testing and Materials), no início da década de Setenta (Duffie e Beckman, 1980).

A radiação recebida por uma superfície ao nível do solo possui duas componentes principais: radiação direta e radiação difusa e é medida por um aparelho chamado piranômetro. Se o piranômetro estiver disposto na horizontal, a radiação medida é a variável meteorológica definida como radiação global.

Radiação direta é a componente da radiação solar cuja direção original, vindo em linha reta do disco solar até a superfície em questão, não sofreu nenhuma outra modificação, além da provocada pela refração atmosférica. Para efeito de medição na superfície terrestre, considera-se radiação direta aquela proveniente diretamente do disco solar e de um pequeno anel circunsolar adjacente, devido ao instrumento aceitar um ângulo sólido um pouco maior que o disco solar. A medição da radiação direta é feita com o pireliômetro.

Radiação difusa é aquela componente que incide numa superfície, após sua direção original ter sido modificada por reflexão ou espalhamento atmosférico. Ela vem de toda a abóbada celeste vista pela superfície. Quando o instrumento de medição for equipado com um disco ou anel que oculte o disco solar (chamado anel ou disco de sombreamento), e impeça a incidência da radiação direta, registrará apenas a radiação difusa. Se uma determinada superfície é inclinada, do modo a “enxergar” o solo, receberá daí uma radiação refletida que dependerá da refletância  $\tau$  do mesmo (albedo). Um terreno gramado ou de terra, que tem grande predominância no Brasil, possui um albedo entre 0,15 e 0,20.

Devido ao fato da radiação solar difusa não possuir uma direção definida, o que dificulta sua concentração, essa radiação não tem contribuição significativa nos coletores solares concentradores. A componente direta da radiação solar é, portanto, a que mais interessa nas análises de desempenho dos concentradores solares, com a devida ressalva no caso dos coletores parabólicos compostos (CPCs), de baixo fator de concentração.

Para uma melhor compreensão do modo como os raios solares incidem sobre uma superfície na Terra, bem como dos parâmetros envolvidos nos cálculos matemáticos que serão feitos, adiante são mostradas, na Fig. (1), as relações geométricas entre os ângulos necessários para descrever matematicamente o movimento aparente do Sol.

Os ângulos pertinentes à radiação solar, usados neste trabalho, são definidos adiante, conforme convenção adotada por Duffie e Beckman (1980):

Latitude local,  $\phi$  - ângulo formado entre o plano do equador terrestre e uma reta que passe pelo ponto e o centro da Terra. Variação:  $+90^\circ < \phi < -90^\circ$  (hemisfério sul : sinal negativo; hemisfério norte : sinal positivo);

Declinação solar,  $\delta$  - ângulo formado pela reta que une os centros da Terra e do Sol com o plano do equador terrestre. Variação:  $23,45^\circ < \delta < -23,45^\circ$  (hemisfério sul : sinal negativo; hemisfério norte : sinal positivo);

Ângulo horário,  $\omega$  - posição angular do Sol durante seu deslocamento na direção leste-oeste. Cada hora corresponde um ângulo de  $15^\circ$ . Também pode ser entendido como o ângulo formado entre a direção da radiação solar a um ponto e esse ponto ao zenite. Ao meio-dia solar o ângulo é zero, durante a manhã, o sinal é negativo e à tarde o sinal é positivo);

Azimute solar,  $\gamma_s$  - ângulo formado pela projeção no plano horizontal da direção da radiação com a linha norte-sul. Variação:  $+180^\circ < \gamma_s < -180^\circ$  (leste: sinal negativo, oeste: sinal positivo);

Azimute da superfície,  $\gamma$  - ângulo formado pela projeção no plano horizontal da normal à superfície com a linha norte-sul. Variação:  $+180^\circ < \gamma < -180^\circ$  (leste: sinal negativo, oeste: sinal positivo);

Inclinação da superfície,  $\beta$  - ângulo formado entre o plano da superfície e o plano horizontal. Variação:  $0^\circ < \beta < 180^\circ$  (se  $\beta > 90^\circ$  a superfície está voltada para o solo);

Ângulo de incidência,  $\theta$  - ângulo formado pela direção da radiação direta e a normal à superfície. Quando a superfície é horizontal o ângulo de incidência se confunde com o ângulo zenital ( $\theta_z$ );

Altura do Sol,  $h$  - ângulo formado pela direção da radiação solar com sua projeção no plano horizontal. É o complemento de  $\theta_z$ , ou seja,  $h = 90^\circ - \theta_z$ .

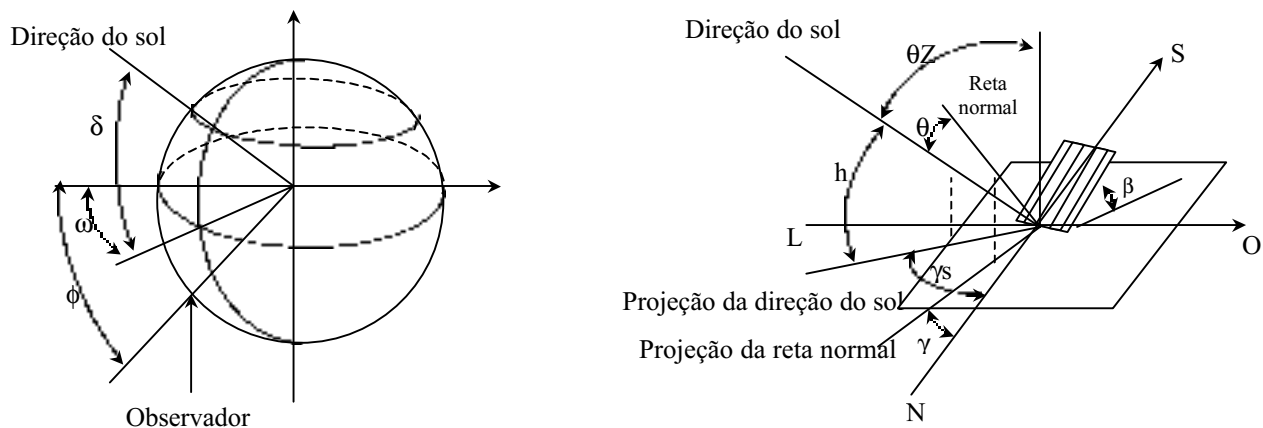


Figura 1. Relações geométricas entre os ângulos solares (ref ABNT, 1988)

## 2. Cálculo da Radiação Solar Direta

Como já comentado anteriormente, a instalação e a manutenção de uma rede de piriômetros é tarefa onerosa e complicada, não só devido ao alto custo dos equipamentos, como pela necessidade de aferições constantes e de pessoal treinado, durante um período de medições de, no mínimo, cinco anos. Porém, através de modelos matemáticos, é possível estimar a fração da radiação direta contida na radiação global.

Os diversos modelos matemáticos que existem foram baseados em medições e correlacionados com diversos parâmetros, que vários autores consideraram mais apropriados. Essas diferentes metodologias permitem estimar a fração da radiação difusa e, por diferença, a radiação direta contida na radiação global. A maioria utiliza o índice de claridade atmosférica  $K_t$ , que é a relação entre a radiação solar global e a radiação extraterrestre incidente sobre um mesmo plano horizontal (Erbs et al., 1982).

Com relação à base de tempo, tais metodologias podem ser classificadas em base horária, base diária ou base média diária mensal. A diferença entre os valores da radiação direta, calculados pelas diversas metodologias de uma mesma base de tempo, pode atingir mais de 10 % (Erbs et al. 1982), o que pode representar um desvio considerável para subsidiar, por exemplo, projetos de viabilidade de concentradores solares, que requeiram altos fatores de concentração.

Essas diferenças têm origem no modo como a radiação difusa é avaliada (tipos de variáveis atmosféricas consideradas), na influência do fator geográfico e na qualidade e quantidade dos dados que originaram a correlação. Deve-se considerar o fato de que a própria medição da radiação global já embute erros característicos, devidos à inexactidão do próprio piranômetro, a problemas com sua manutenção e erros do próprio leitorista. A utilização de cada correlação vai depender da base de tempo desejada e dos dados de radiação global disponíveis.

Alguns dados de radiação solar global são obtidos através das informações sobre as horas de brilho solar ( $n$ ), que são medidas por heliógrafos, disponíveis em grande número de estações meteorológicas. A relação entre as horas de brilho

solar medidas e o número de horas de brilho solar calculadas para aquele local (relação n/N), é uma variável que alimenta diversos modelos de regressão matemática que objetivam a determinação da radiação solar global.

**2.1. Metodologia Utilizada**

Foi escolhido para esse trabalho o modelo de base média diária mensal de Collares-Pereira e Rabl (Duffie&Beckman, 1980), que utiliza como variáveis o índice de claridade médio mensal  $K_t$  e o ângulo horário do pôr-do-sol do dia médio do mês ( $\omega_s$ ) que, por sua vez, leva em consideração a dependência sazonal do movimento solar e permite a utilização de base de dados média diária mensal, que é a mais disponível localmente. Na Figura (2) é mostrado um fluxograma com a seqüência dos cálculos efetuados para a determinação dos valores da radiação direta média diária mensal incidente numa superfície normal à direção dessa radiação, de acordo com a presente metodologia.

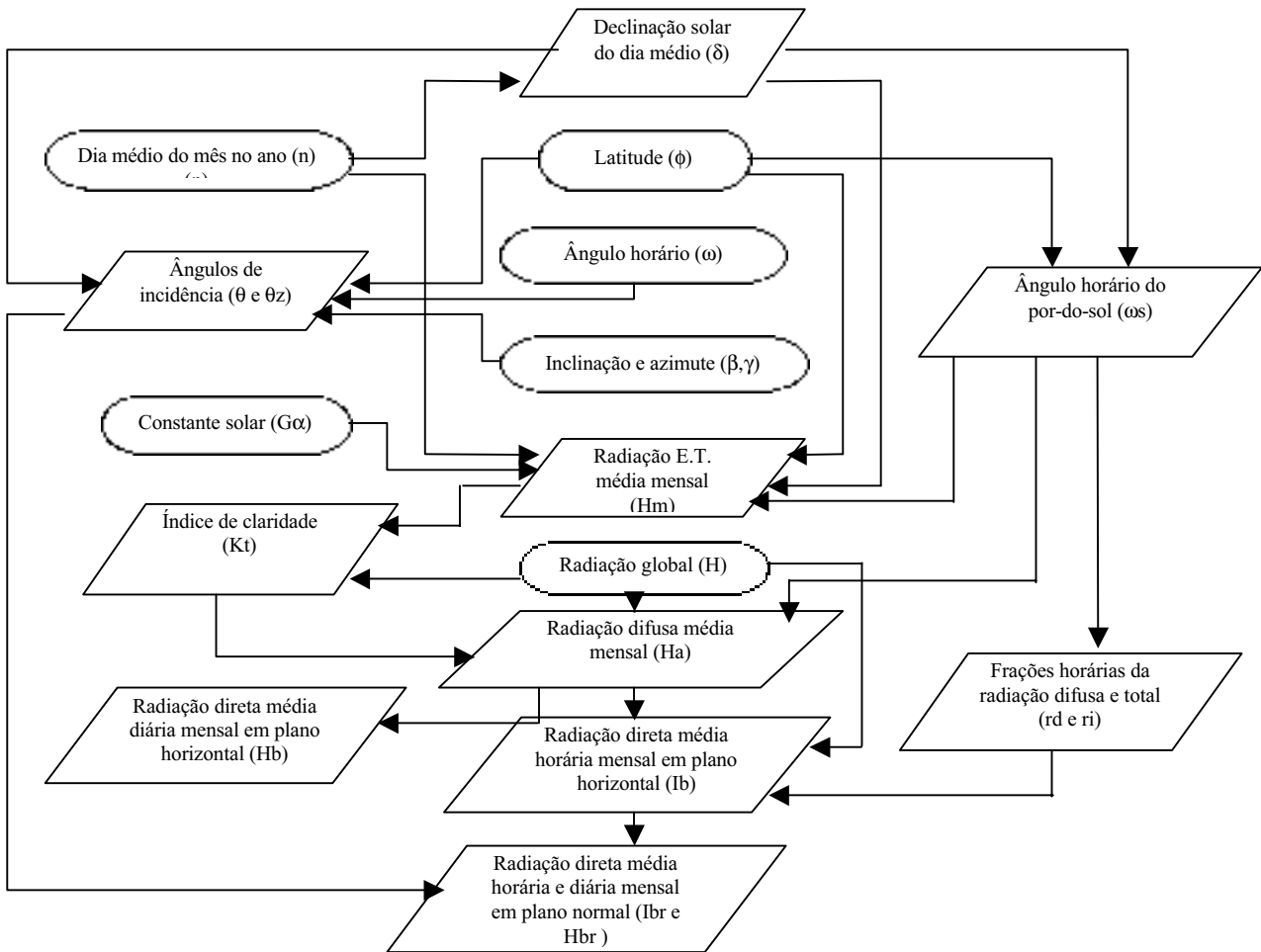


Figura 2. Fluxograma dos Cálculos

As expressões matemáticas utilizadas no fluxograma são apresentadas a seguir:

- Declinação Solar do Dia Médio ( $\delta$ )

$$\delta = 23,45 \text{ sen } [360 (284 + n)/365] \tag{1}$$

sendo n = dia médio do mês no ano, definido como o dia do mês no qual a radiação solar extraterrestre diária mais se aproxima da radiação solar extraterrestre média do mês.

- Ângulo de incidência da radiação ( $\varphi$ )

O ângulo de incidência da radiação direta tem valores diferentes para cada tipo e orientação da área de abertura dos concentradores. O fator  $R_b = \cos \theta / \cos \theta_z$ , indica a relação entre a radiação direta num plano qualquer e a mesma radiação num plano horizontal. A equação que relaciona o ângulo de incidência com os demais ângulos é:

$$\cos \varphi = \sin \delta \cdot \sin \phi \cdot \cos \beta - \sin \delta \cdot \cos \phi \cdot \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \quad (2)$$

Como citado anteriormente, quando a superfície se encontra em posição horizontal ( $b = 0$ ), o ângulo de incidência se confunde com o ângulo zenital, ou seja:

$$\cos \varphi = \cos \varphi_z = \sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega \quad (3)$$

• Ângulo horário do pôr-do-sol do dia médio do mês ( $\omega_s$ )

Para  $\varphi_z = 90^\circ$  o ângulo horário do pôr-do-sol  $\omega_s$ , corresponde ao ângulo horário em que o Sol se põe no horizonte, ou seja,  $\cos \theta_z = 0$ , ou:

$$\omega_s = \cos^{-1}(-\sin \delta \sin \phi / \cos \delta \cos \phi) = \cos^{-1}(-\tan \delta \tan \phi) \quad (4)$$

• Período de insolação (N)

Cada 15 graus varridos pela trajetória do Sol equivalem a 1 hora solar. O período de insolação, ou seja o número de horas de brilho solar teórico será, então:

$$N = (2/15)\omega_s \quad (5)$$

• Radiação Solar Extraterrestre Média Mensal, em Plano Horizontal ( $H_0$ )

Quando a constante solar  $G_{sc}$  é dada em  $W/m^2$  (nesse caso será igual a  $1.353 W/m^2$ , conforme justificado na seção 1.2),  $H_0$  é calculado em  $J/m^2$ . Seu valor é calculado assim (Duffie e Beckmann, 1980 e Erbs et al., 1982) :

$$H_0 = 24.3600 \cdot G_{sc} [1 + 0,033 \cos(360 n/365)] [\cos \epsilon \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega_s + 2 \pi \sin \epsilon \sin \delta] \quad (6)$$

• Índice de Claridade Médio Mensal ( $K_T$ )

É a relação entre a radiação solar global média mensal em plano horizontal e a radiação solar extraterrestre sobre o mesmo plano (Duffie e Beckmann, 1980 e Erbs et al., 1982), ou seja:

$$K_T = H/H_0 \quad (7)$$

• Radiação Solar Difusa Média Mensal ( $H_d$ )

A correlação de “Collares-Pereira e Rabl” é formulada da seguinte maneira:

$$H_d/H = 0,775 + 0,00653(\omega_s - 90) - [0,505 + 0,00455(\omega_s - 90) \cos(115K_t - 103)] \quad (8)$$

• Fração Horária das Radiações Difusa e Global ( $r_d$  e  $r_t$ )

Para estimar a radiação direta sobre um plano normal, é necessário conhecer o valor da radiação direta horária, pois o deslocamento diário do Sol interfere no ângulo de incidência da radiação direta e, portanto, no seu valor em plano normal. Para isso utilizou-se a equação de Liu e Jordan (Duffie e Beckmann, 1980), que estima o percentual horário da radiação difusa em relação ao total diário, pela seguinte relação:

$$r_d = \pi/24 (\cos \omega - \cos \omega_s) / (\sin \omega_s - \pi \omega_s / 180 \cos \omega_s) \quad (9)$$

A relação acima é, também, igual à razão entre a radiação extraterrestre horária e diária ( $I_0/H_0$ ) e mostra a distribuição da radiação solar sem a presença da atmosfera. Para levar em consideração a atenuação atmosférica devida à massa do ar, é introduzido um fator de correção, fazendo com que a relação acima se transforme na razão entre as radiações global horária e diária, conforme a seguinte expressão de Collares-Pereira e Rabl (Duffie e Beckman, 1980) :

$$r_t = \pi/24 (a + b \cos \omega) (\cos \omega - \cos \omega_s) / (\sin \omega_s - \pi \omega_s / 180 \cos \omega_s) \quad (10)$$

sendo,

$$\begin{aligned} a &= 0,409 + 0,5016 \sin (\omega_s - 60) \\ b &= 0,6609 - 0,4767 \sin (\omega_s - 60) \end{aligned} \quad (11)$$

O ângulo horário ( $\omega$ ) corresponde à hora média do intervalo horário considerado. Por exemplo, para o intervalo horário de 10 às 11 horas, considerar o horário de 10h30 como hora média ( $\omega = 22,5^\circ$ ).

• Radiação Direta Média Horária em Plano Horizontal ( $I_b$ )

É determinada através da diferença entre as radiações global e difusa média horária em plano horizontal, ou seja:

$$I_b = H r_t - H_d r_d \tag{12}$$

Uma vez determinado o nível de radiação direta incidente sobre uma superfície horizontal, é necessário calcular, hora a hora, o fator  $R_b$  que representa a relação entre os valores de radiação direta sobre os planos normal e horizontal, conforme a seguinte expressão:

$$R_b = I_b \cos \alpha / I_b \cos \theta_z = \cos \alpha / \cos \theta_z \tag{13}$$

• Radiação Direta Média Horária e Diária em Plano Normal ( $I_{bn}, H_{bn}$ )

A radiação direta média diária  $H_{bn}$  é a soma dos valores de  $I_{bn}$  do dia.

$$I_{bn} = I_b \cdot R_b \tag{14}$$

Foi considerado que a radiação média horária é simétrica em relação ao meio dia solar, ou seja, a radiação média horária incidente entre 9 e 10 horas, por exemplo, é igual à radiação incidente entre 14 e 15 horas, embora a radiação solar possa ao longo do dia, provocar o aumento da temperatura ambiente e mudanças na fração difusa no período da tarde.

**2.2. Influência da Orientação e do Rastreamento dos Concentradores sobre a Direção da Radiação**

O fator  $R_b$  varia com os ângulos zenital e de incidência da radiação direta que atingem a área de abertura do concentrador. Os sistemas de rastreamento, por sua vez, modificam os valores dos ângulos de incidência pois sua função é exatamente reduzir, contínua ou intermitentemente, o ângulo que a radiação direta faz com a normal à abertura do concentrador.

Para determinar, então, o fator  $R_b$  associado a cada tipo de concentrador é preciso calcular os ângulos de incidência e zenital da radiação direta a cada intervalo de tempo. Os ângulos zenitais são calculados pela Eq. (3). Os ângulos de incidência, para cada sistema do rastreamento analisado, são calculados através das seguintes expressões:

Eixo Duplo e Ajuste Contínuo (EDC):

$$\cos \alpha = 1 \tag{15}$$

Eixo Norte—Sul Horizontal e Ajuste Contínuo (NSC):

$$\cos \alpha = [(\sin \delta \sin \phi - \cos \delta \cos \phi \cos \beta)^2 + \cos^2 \delta \sin^2 \omega]^{1/2} \tag{16}$$

Coletores Solares Planos (CSPs):

Normalmente os coletores planos permanecem numa posição fixa durante o ano. Esses coletores recebem tanto a radiação difusa, quanta a direta e a parcela refletida pelo solo. Para seu cálculo, recorre-se a um método delineado por Liu e Jordan (Duffie e Beckmann, 1980) e estendido por (Klein, 1977), que se baseiam num fator  $R_b$  médio mensal, supondo que tanto a radiação difusa quanto a refletida sejam isotrópicas, expresso da seguinte maneira:

$$R = H_t/H = (1-H_d/H) R_b + H_d/H ((1+\cos \beta)/2) + \rho ((1-\cos \beta)/2) \tag{17}$$

O valor de  $R_b$  médio mensal, para o hemisfério sul, pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$R_b = \frac{\cos(\phi + \beta) \cos \delta \sin \omega_1 + (\pi/180) \omega'_s \sin(\phi - \beta) \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta \sin \omega_1 + (\pi/180) \omega'_s \sin \phi \sin \delta} \tag{18}$$

sendo,  $\omega'_s$  igual ao menor valor entre os ângulos abaixo :

$$\omega_s = \cos^{-1} (-\text{tg} \phi \text{tg} \delta) \text{ ou } \cos^{-1} (-\text{tg}(\phi + \beta) \text{tg} \delta) \tag{19}$$

Esses valores de radiação total são os que atingem a cobertura dos coletores fixos. A radiação solar efetivamente absorvida está sujeita às perdas óticas na cobertura e na placa absorvedora, expressas principalmente pelo produto transmitância-absortância. Existem, no caso dos coletores planos, várias rotinas para determinar o desempenho térmico dos mesmos. O modelo aqui empregado admite qualquer tipo de rastreamento. Caso se tenha um concentrador ou coletor que tenha sistema de rastreamento diferente dos aqui analisados, basta aplicar as equações do ângulo de incidência que regem seu movimento, tais como:

Eixo horizontal leste-oeste e ajuste contínuo:



$$\cos \varphi = (1 - \cos^2 \delta \sin^2 \omega)^{1/2} \tag{20}$$

Eixo norte-sul paralelo ao eixo da Terra com ajuste contínuo:

$$\cos \varphi = \cos d \tag{21}$$

Eixo horizontal leste-oeste com um único ajuste diário (ao meio-dia solar de cada dia):

$$\cos \varphi = \sin^2 \delta + \cos^2 \delta \cos \omega \tag{22}$$

### 2.3. Consistência dos resultados obtidos

Para verificar a consistência e precisão do presente modelo, foram utilizados os dados do National Solar Radiation Data Base (NSRDB), dos EUA, cuja base continha dados de radiação global, difusa e direta, medidos ou modelados durante o período de 1961 a 1990, em 239 estações dentro dos EUA. Essa base de dados foi posteriormente utilizada pelo NREL para estimar a radiação direta incidente nos concentradores solares com diversos tipos de rastreamento, nessas mesmas localidades. Assim, foi feita uma comparação de resultados entre os níveis de radiação direta calculados pela metodologia proposta e os resultados obtidos pelo NREL em 4 dessas localidades que apresentam condições latitudinais mais próximas das do Brasil:

Localidade	Latitude (°N)	Longitude (°O)	Altitude (m)
Lubbock, TX	101,82	33,65	988
Honolulu, HI	157,92	21,33	5
Albuquerque, NM	106,62	35,05	1619
Phoenix, AZ	112,02	33,43	339

Na Tabela 1 é mostrado o resultado do teste de consistência do modelo para a cidade de Lubbock, TX, a título de exemplo. As Fig. (3), (4) e (5) mostram os gráficos correlacionando os valores de radiação direta sobre a superfície de vários tipos de concentradores calculados pelo NREL e pelo presente modelo, para a localidade comparada. Os desvios padrão médios entre os valores calculados pela presente metodologia e pelo NREL, para todas essas 4 localidades e todos os meses foram, 1,5 %, 5,1% e 5,4% para os sistemas fixos, EDC e NSC, respectivamente.

Tabela 1. Teste de validação do modelo ( valores em MJ/m<sup>2</sup> ) para Lubbock, TX.

Local: Lubbock, TX		Longitude: 101,82°O			Latitude : 33,65°N			Altitude : 988 m		
Mês	H(MJ/m <sup>2</sup> )	FIXO ( β = φ )			EDC			NSC		
		Modelo	NREL	desvio (%)	Modelo	NREL	desvio (%)	Modelo	NREL	desvio (%)
Jan	11,2	17,4	17,6	-1,4	18,3	17,3	6,0	12,8	11,9	7,4
Fev	14,0	18,9	19,8	-4,6	18,0	18,7	-3,6	14,1	14,8	-4,3
Mar	18,4	21,2	22,0	-3,4	21,1	20,5	2,7	18,7	18,4	2,0
Abr	22,3	22,3	23,4	-4,8	21,3	23,0	-7,6	20,4	22,0	-7,3
Mai	24,1	21,8	22,7	-3,8	22,0	23,0	-4,5	21,6	22,3	-3,3
Jun	25,6	22,2	22,7	-2,3	22,7	24,5	-7,2	22,3	24,1	-7,5
Jul	25,2	22,2	22,7	-1,9	22,9	24,1	-5,1	22,5	23,8	-5,4
Ago	22,7	21,7	22,7	-4,5	22,0	22,3	-1,5	21,3	22,0	-2,8
Set	18,7	20,3	21,2	-4,5	19,2	19,4	-1,2	17,7	18,0	-1,9
Out	15,8	20,3	21,2	-4,2	21,3	20,9	1,8	17,7	17,3	2,3
Nov	11,9	17,8	18,4	-3,1	18,3	18,0	1,5	13,1	13,0	1,4
Dez	10,1	16,4	16,6	-1,2	17,6	16,6	6,6	11,9	11,2	6,3
Ano	18,3	20,2	20,9	-3,4	20,4	20,7	-1,0	17,8	18,2	-1,1

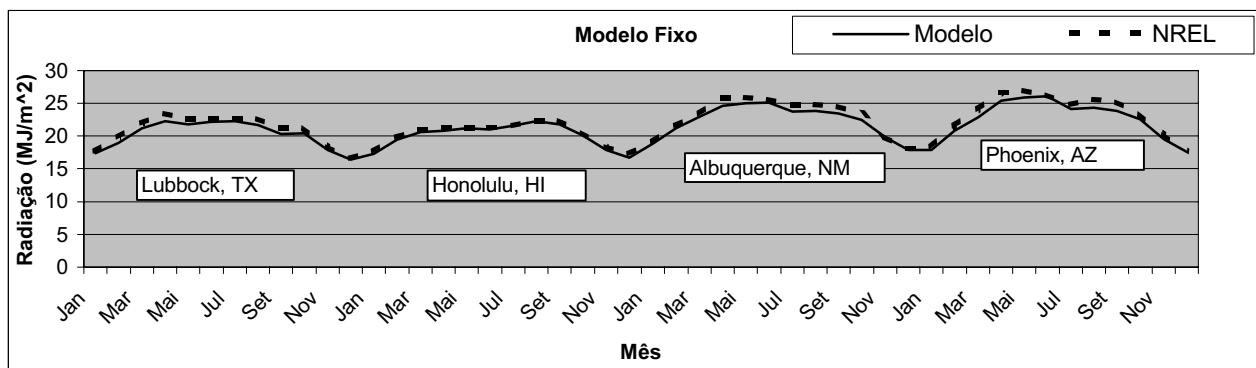


Figura 3. Comparação entre os resultados calculados pelo modelo e pelo NREL para concentradores fixos

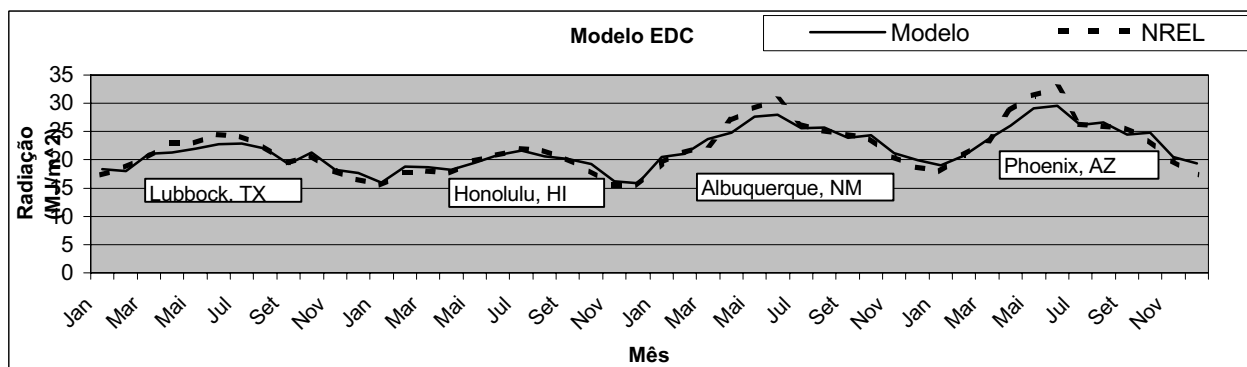


Figura 4. Comparação entre os resultados calculados pelo modelo e pelo NREL para concentradores tipo EDC

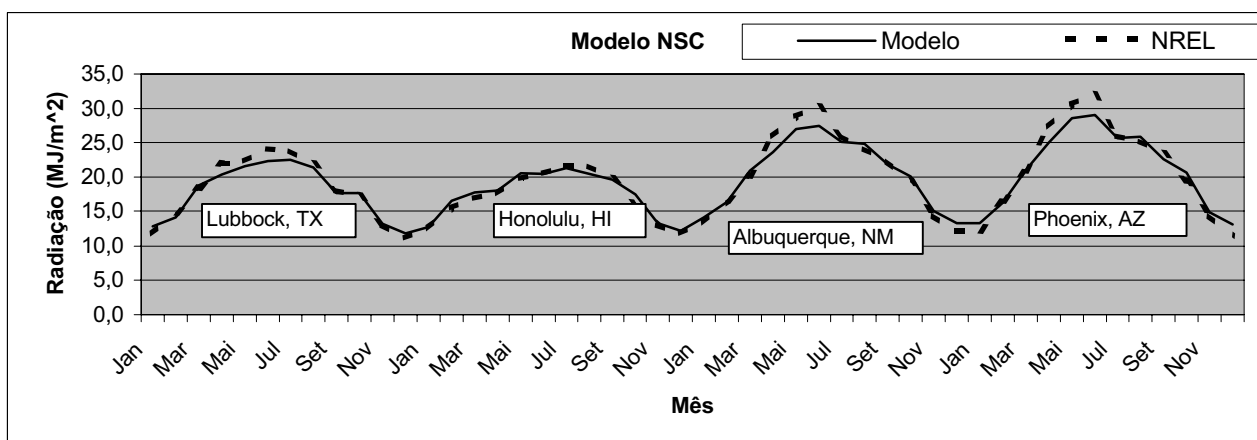


Figura 5. Comparação entre os resultados calculados pelo modelo e pelo NREL para concentradores tipo NSC

### 3. Aplicação do modelo para Januária e Janaúba (MG) e João Pessoa (PB)

Para ilustrar a utilidade dessa metodologia, vamos aplicá-la para calcular a radiação direta para as localidades de Januária e Janaúba, em Minas Gerais e João Pessoa, na Paraíba, a partir dos dados de radiação solar global médio medidos nesses locais. Assim, obtêm-se os valores, apresentados nas Tabelas 5 a 7, para as superfícies de concentradores solares do tipo FIX, EDC e NSC. A radiação nos concentradores FIX se refere à radiação total ( direta + difusa + refletida ) e não somente à direta, estando esses inclinados com o mesmo ângulo da latitude local ( $\beta = \phi$ ).

Tabela 5. Cálculos ( valores em MJ/m<sup>2</sup> ) para Janaúba, MG

Local : Janaúba, MG      Longitude: 44,3° O      Latitude : 15,82° N      Altitude : 516 m

Mês	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez	Ano
H	21,4	22,6	21,0	20,1	18,2	16,6	17,4	19,4	19,7	20,2	18,4	18,7	233,8
FIXO ( $\beta = \phi$ )	21,7	22,2	19,5	17,4	14,5	12,7	13,5	16,2	17,9	19,5	18,5	19,1	212,7
EDC	16,8	19,2	18,7	20,9	21,9	20,9	21,7	21,4	18,1	16,4	13,0	13,2	222,2
NSC	16,5	19,1	18,5	19,6	19,0	17,5	18,3	19,4	17,6	16,4	12,9	12,9	207,5

Tabela 6. Cálculos ( valores em MJ/m<sup>2</sup> ) para Januária, MG

Local : Januária, MG      Longitude: 44,37° O      Latitude : 15,44° S      Altitude : 476 m

Mês	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez	Ano
H	20,4	21,8	19,6	19,2	16,9	15,8	16,8	18,3	19,4	20,0	19,4	18,6	226,4
FIXO ( $\beta = \phi$ )	20,7	21,4	18,4	16,7	13,7	12,3	13,3	15,5	17,7	19,4	19,5	18,9	207,6
EDC	15,4	18,0	16,7	19,3	19,4	19,5	20,5	19,5	17,6	16,2	14,4	13,0	209,5
NSC	15,2	17,9	16,5	18,1	16,8	16,2	17,3	17,8	17,1	16,1	14,2	12,7	195,9

Tabela 7. Cálculos ( valores em MJ/m<sup>2</sup> ) para João Pessoa, PB

Local : João Pessoa, PB      Longitude: 34,7°O      Latitude : 7,10° S      Altitude : 36 m

Mês	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez	Ano
H	22,8	22,9	21,8	19,1	17,2	15,7	16,3	19,2	21,4	23,8	23,6	22,5	246,3
FIXO ( $\beta = \phi$ )	23,3	23,0	21,4	18,3	16,1	14,5	15,2	18,2	20,8	23,8	24,1	23,1	241,9
EDC	20,5	20,3	19,3	17,1	16,5	15,4	15,8	18,3	19,4	21,8	21,6	20,3	226,2
NSC	19,7	20,1	19,2	16,6	15,1	13,6	14,2	17,3	19,2	21,7	21,0	19,3	216,9

#### 4. Conclusões

Para efeito de uma primeira avaliação de potencial termelétrico solar de determinado local, a metodologia aqui descrita pode ser uma ferramenta bastante útil, prática, barata e precisa. A consistência mostrada com relação aos resultados obtidos pelo NREL mostrou um grande grau de precisão relativa do modelo. Ele pode ser aplicado, teoricamente, em qualquer ponto do planeta, embora em altas latitudes o resultado possa ser comprometido devido principalmente à grande variação do ângulo horário do pôr-do-sol ( $\omega_s$ ). A consistência mostrada com relação aos resultados obtidos pelo NREL sinaliza com o grande grau de precisão relativa do modelo.

Entretanto para aplicação em projetos de grande envergadura, que envolvem grandes investimentos, o modelo em questão deve ser utilizado junto com outros modelos existentes ou de preferência ter seus resultados comparados com as medições feitas localmente com pireliômetro.

#### 5. Referências

- Erbs, D. G., Klein, S. A., e Duffie, J. A., 1982, Estimation of the Diffuse Radiation Fraction for Hourly, Daily and Monthly-Average Global Radiation, *Solar Energy*, 28, n° 4, pp. 293-302.
- Duffie, J. A. & Beckman, 1980, *Solar Engineering of Thermal Processes*, Wiley-Interscience
- Rabl, A., 1976, Comparison of Solar Concentrators, *Solar Energy*, 18, pp. 93-111
- Klein, S. A, 1977, Calculation of Montly Average Insolation on Tilted Surfaces, *Solar Energy*, **19**, pp. 325-329
- National Renewable Energy Laboratory - NREL, 1994, *Solar Radiation Data Manual for Flat-Plate and Concentrating Collectors*
- Cetec (Fundação Centro Tecnológico de Minas Gerais) / Cemig (Companhia Energética de Minas Gerais), 1991, *Avaliação dos Níveis de Radiação Solar Direta na Região de Januária - MG, 1600-PE/TE-044*
- Cemig (Companhia Energética de Minas Gerais), 1987, *Estudos sobre Aproveitamento de Energias Solar e Eólica em Minas Gerais, Fase 2, 01.000-TN/TE-093, Cemig*
- Lisboa, Alexandre H., 2000, *Radiação Solar Direta a Partir da Global para Uso Potencial de Concentradores Solares. Estudo de Casos: Minas Gerais e Paraíba, dissertação de mestrado apresentada ao CPGEM/UFPB.*

## 6. Direitos autorais

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

### METHODOLOGY OF DIRECT BEAM SOLAR RADIATION EVALUATION FOR USE IN SOLAR CONCENTRATORS

#### Alexandre Heringer Lisboa

Companhia Energética de Minas Gerais - Cemig  
Av. Barbacena, 1200 - S/17/A2 - 30191-131 Belo Horizonte, MG, Brasil  
e-mail: [ahlisboa@cemig.com.br](mailto:ahlisboa@cemig.com.br)

#### Marco Antonio Wanderley Cavalcanti

UFPB / Laboratório de Energia Solar – CPGEM - DTM  
Cx. Postal 5115 – 58091-970 - João Pessoa, PB  
e-mail: [cavalcanti@les.ufpb.br](mailto:cavalcanti@les.ufpb.br)

#### Rogério Pinheiro Klüppel

CPGEM/CT/UFPB  
Cidade Universitária - João Pessoa, PB  
e-mail: [kluppel@terra.com.br](mailto:kluppel@terra.com.br)

**Abstract.** *This paper describes the development and evaluation of a methodology to calculate the direct beam component from the global radiation data. The knowledge of the levels of direct radiation is essential in solar concentrators and solar thermal projects. However, due mainly to the tremendous difficulties involved in the measurement of the direct radiation, there is a lack of such data. It is shown here the development of a worksheet (Excel) methodology based on the equations of Collares-Pereira & Rabl and Liu & Jordan, to calculate the value of the direct component and its potential for conversion to thermal and electrical energy, using different types of concentrators. The working variables are global radiation and local latitude. Comparing its results to the ones obtained by the National Renewable Laboratory of US, tested the methodology. The comparison has shown great consistency and accuracy. Case studies for the sites of Januaria and Januaba in Minas Gerais and João Pessoa in Paraíba are also presented.*

**Keywords.** *solar energy, solar concentrator, solar radiation*

## DYNAMIC EVALUATION OF A SOLAR WATER HEATING SYSTEM

### Alcir de Faro Orlando

Mechanical Engineering Department, PUC-Rio, R. Marquês S. Vicente 225, CEP 22453-900, Rio de Janeiro  
e-mail [afo@mec.puc-rio.br](mailto:afo@mec.puc-rio.br)

### Aloisio Monteiro Tavares

Mechanical Engineering Department, PUC-Rio, R. Marquês S. Vicente 225, CEP 22453-900, Rio de Janeiro

### Rodrigo Costa Santiago

Mechanical Engineering Department, PUC-Rio, R. Marquês S. Vicente 225, CEP 22453-900, Rio de Janeiro

### Ruberval Baldini

BR Solar. Rua Major Rubens Vaz 702/701. CEP 22470-070. Rio de Janeiro  
e-mail [brsolar@openlink.com.br](mailto:brsolar@openlink.com.br)

**Abstract.** Standard tests for the metrological qualification of solar collectors are available from different institutions, which are accredited by the Brazilian Calibration Network (RBS), INMETRO. The performance of solar collectors depends on parameters like liquid flow rate and storage reservoir volume. The available theory presents an expression for its performance, which can be obtained on a test stand under static conditions. Certificates have been issued for different manufacturers. However, the performance of a solar water system depends not only on a single collector output, but on the system thermal inertia and on the way the collectors are interconnected in the fluid circuit. This paper describes a methodology used to test the system in a continuously varying incident solar radiation, which corresponds to a one complete day operation under sunshine condition. This method allows the determination of the real performance of the solar water heating system, rather than relying on the performance of just on collector on a test stand. A 24 m<sup>2</sup> area collector system, with a 1500 l storage tank, under forced water circulation condition, located in Hospital Herculano Pinheiro (Rio de Janeiro), was used for this test, resulting in performance curves and its uncertainty, together with the comparison with the certificated performance.

**Keywords.** Solar water heating. Solar system performance. System performance curve.

## 1. Introduction

The theory of flat plate collectors is described by several authors. Duffie & Beckman (1980) present the methodology for estimating the performance of those collectors. It takes into account the tube and plate materials and dimensions, tube spacing and welding method, glazing properties, bottom and side isolation. When in operation, the liquid flow rate can influence the efficiency of the collector, which can be expressed as a function of the incident solar radiation and temperature difference between collector inlet and ambient.

Because of imperfections in collector performance modelling, a test procedure has been developed and used for representing the output from the collectors under different operating conditions. The ASHRAE (1977) procedure is adopted by the accredited laboratories, with the objective of certifying manufacturer collector.

Using collector efficiency curve, Beckman et alii (1977) developed a procedure, called F-Chart, for estimating the output from a solar water heating system, considering hourly variation of incident solar radiation, ambient temperature and water consumption. It can be expressed as a function of the monthly average values of the mentioned variables, besides the collector efficiency parameters. In other words, the procedure calculates the fraction of the incident solar radiation on the collector that is used for heating the water that circulates through it. Duffie & Beckman (1980) and Collares-Pereira & Rabl (1978) describe other methods to be used, depending on operating condition of collectors.

There is no fundamental reason why a collector would not operate as well installed in an application as it does on a test stand. However, there are some practical considerations that can influence measure performance on site. Differences between predicted and measured performance may arise from several sources.

- Flow of fluid through the collector may not be uniform through all parts of the collector array.
- Flow rates may not be those at which collectors were tested.
- Edge and back losses may be different in tests and applications.
- Flow in storage reservoir and along water lines may have some unpredicted losses.
- Transient performance of the system, under rapidly varying conditions.

Because of the above considerations, an *in situ* performance test of a solar water heating system can represent a real operating condition and may eventually be used for detecting problems and optimizing its performance.

This paper describes the methodology and the results for determining the real performance of the system, called dynamic, as opposed to the static one on a test stand. A clear sky day was chosen so that the thermal inertia of the system could be neglected. The results are then compared to the certificated ones and conclusions are drawn from .

## 2. Theoretical considerations

Duffie & Beckman (1980) describes the methodology for estimating the collector efficiency curve. The following typical specifications are used :

- Tube spacing : 150 mm
- Tube inside diameter : 10 mm
- Plate thickness (copper) : 0.5 mm
- Bond resistance : 0
- Plate thermal conductivity : 384 W/m.°C
- Heat transfer coefficient inside tubes: 300 W/m<sup>2</sup>.°C
- Overall loss coefficient, (U<sub>L</sub>) : 8.0 W/m<sup>2</sup>.°C
- Collector area, A<sub>c</sub> : 1.6 m<sup>2</sup>
- Collector flowrate per unit area : 60 kg/h.m<sup>2</sup>
- Cover transmissivity (τ) : 0.88
- Plate solar absorptance (α) : 0.94

The collector efficiency factor F' is defined as the ratio of the actual useful energy gain to the useful energy gain that would result if the collector absorbing surface had been at local fluid temperature. The collector heat removal factor F<sub>R</sub> relates the actual useful energy gain of a collector to the useful gain if the whole collector surface were at the fluid inlet temperature. Thus, the following results are obtained :

$$F' = 0.841 \tag{1}$$

$$F_R = 0.802 \tag{2}$$

The useful heat from collector (Q<sub>u</sub>) can be written, according to (Duffie & Beckman, 1980), as :

$$Q_u = A_c \cdot F_R \cdot [\tau \cdot \alpha \cdot I - U_L (T_{in} - T_{amb})] \tag{3}$$

where,

- Q<sub>u</sub> , useful heat from collector, W
- A<sub>c</sub> , collector area, m<sup>2</sup>
- I, incident solar energy on collector, W/m<sup>2</sup>
- U<sub>L</sub> , overall loss coefficient, W/m<sup>2</sup>.°C
- T<sub>in</sub> , inlet water temperature to collector, °C
- T<sub>amb</sub> , ambient temperature, °C

The collector efficiency curve (η) can be written, according to the same literature, as :

$$\eta = Q_u / I \cdot A_c \tag{4}$$

$$\eta = F_R \cdot [\tau \cdot \alpha - U_L \cdot X] \tag{5}$$

$$X = (T_{in} - T_{amb}) / I \tag{6}$$

Finally, the useful heat from the collector (Q<sub>u</sub>) can also be expressed in terms of the inlet (T<sub>in</sub>) and outlet (T<sub>out</sub>) collector temperatures, mass flow rate (W) and specific heat (c<sub>p</sub>) :

$$Q_u = W \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \tag{7}$$

Therefore, substituting (1) and (2) into (5), a typical collector efficiency curve is :

$$\eta = 0.66 - 6.4 \cdot X \tag{8}$$

## 3. Experimental facility

The performance of a solar water heating system, located in Herculano Pinheiro Hospital, Rio de Janeiro, was measured in this test. The system is composed of 4 (four) independent groups of one 1500 l storage tank and a 24 m<sup>2</sup>

array of solar collectors . Only one array was tested, and considered as representative of the whole system for estimating useful thermal energy from the solar water heating system, as shown in Fig. 1.

Fifteen (15) 0.80 x 2.0 m collectors (1,6 m<sup>2</sup>) were specified for each independent array. The water from the 1500 l storage tank is pumped to five (5) modules of three (3) collectors each, which are connected in parallel. The output from each module is directed to a common header, which connects the collector array to the storage tank, as shown in Fig. 2.

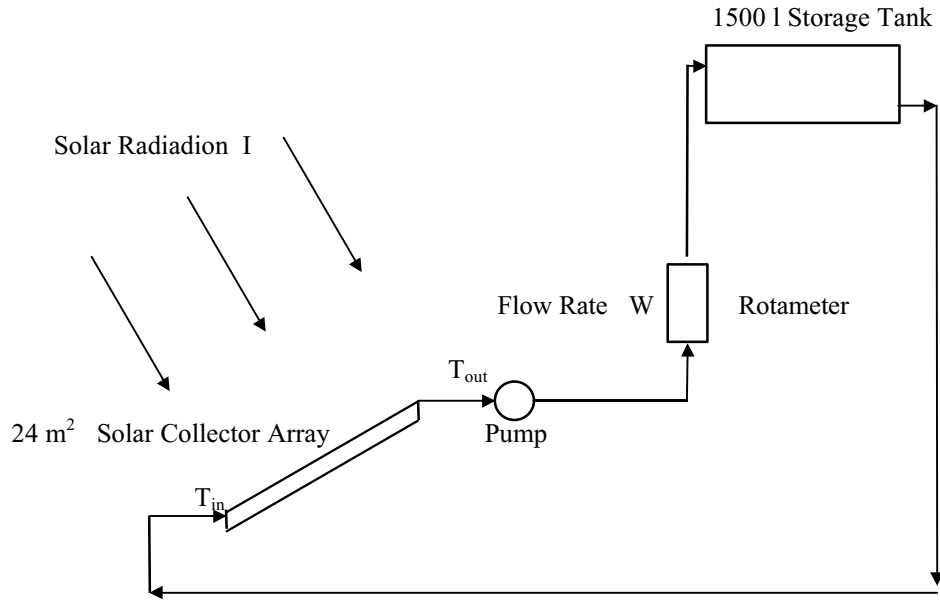


Figure 1 : Schematics of the Solar Water Heating System

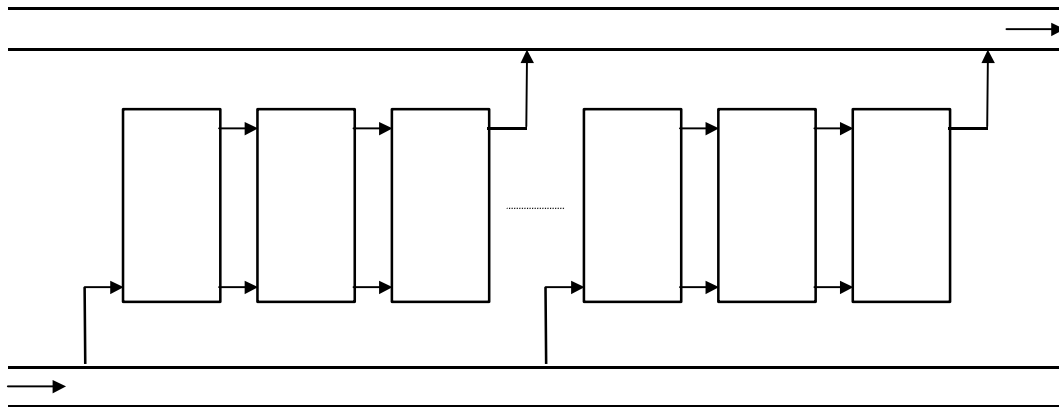


Figure 2 : Collector Array Connections

A 1/8 hp pump was used for circulating the water between storage tank and collector array.

An Eppley Precision Spectral Pyronameter was used to measure solar radiation to within ( $U_I / I = \pm 2 \%$ ), as recently calibrated by Green Solar Laboratory (PUC-MG).

A rotameter, designed and manufactured in PUC-Rio machine shops, was used to measured flow rate to within ( $U_W / W = \pm 2 \%$ ). The flow rate was controlled in approximately 24 l/min.

Calibrated type T thermocouples were used to measure output temperature from collector array to within ( $U_{out} = \pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ), and directly temperature difference between collector entance and exit, to within ( $U_{\Delta t} = \pm 0.3 \text{ }^\circ\text{C}$ ). All emf from thermocouples and pyronameter were read by a HP 34401 multimeter.

### 3. Results and Analysis

In order to reduce the effects of the thermal inertia of the collector array, and to increase the sensitivity of heat flux measurement, thus reducing the uncertainty of results, data were taken from 10:00 h to 15:00 h, in a clear sky condition. Table 1 presents the results of a typical run.

Table 1 : Heat input and collector array efficiency

Hour	T <sub>amb</sub>	I	T <sub>out</sub>	ΔT=T <sub>out</sub> - T <sub>in</sub>	Q <sub>u</sub>	X	η
	°C	W/m <sup>2</sup>	°C	°C	kW	°C.m <sup>2</sup> /W	
10:00	29.0	701	49.34	6.05	10.02	0.0204	0.596
10:15	30.0	709	48.43	6.68	11.06	0.0166	0.650
10:30	31.0	715	48.78	5.79	9.60	0.0168	0.560
10:45	30.0	677	49.18	5.10	8.45	0.0208	0.520
11:00	30.0	782	50.79	5.68	9.40	0.0193	0.501
11:15	30.0	781	51.37	5.55	9.19	0.0203	0.490
11:30	31.0	772	51.70	5.60	9.26	0.0196	0.500
11:45	31.0	766	52.98	5.53	9.15	0.0215	0.498
12:00	30.0	761	53.60	5.83	9.64	0.0233	0.528
12:15	31.0	756	54.35	5.96	9.86	0.0230	0.543
12:30	33.0	733	55.69	5.48	9.06	0.0235	0.515
12:45	32.0	712	56.75	5.33	8.80	0.0273	0.515
13:00	33.0	699	56.84	4.82	7.95	0.0272	0.474
13:15	32.0	674	56.91	4.35	7.19	0.0305	0.444
13:30	31.0	654	57.07	4.21	6.95	0.0334	0.443
13:45	30.0	608	57.32	3.60	5.95	0.0390	0.408
14:00	31.0	583	57.42	3.12	5.15	0.0400	0.368
14:15	32.0	543	57.16	2.40	3.96	0.0419	0.304
14:30	32.0	485	56.38	2.27	3.74	0.0456	0.322
14:45	31.0	449	54.99	2.06	3.41	0.0488	0.316
15:00	31.0	406	54.44	1.62	2.68	0.0537	0.275

A least square procedure can be used to fit a straight line to the experimental data.

$$\eta = 0.71 - 8.32 \cdot X \tag{9}$$

The root mean square deviation is

$$u_{fit} = 0.036 \tag{10}$$

Comparing Eq. (9) to Eq. (5) and Eq. (6),

$$F_R \cdot \tau \cdot \alpha = 0.701 \tag{11}$$

$$F_R \cdot U_L = 8.32 \tag{12}$$

For a 3mm glass cover and a regular absorbing surface,  $\tau = 0.94$ ,  $\alpha = 0.88$  and  $\tau \cdot \alpha = 0.83$ . Thus,

$$F_R = 0.85 \tag{13}$$

$$U_L = 10.1 \text{ W/m}^2 \tag{14}$$

The uncertainty of the collector efficiency can be calculated, following (ISO Guide, 1995).

$$u_{amb} = U_{amb} / 3^{1/2} = 0.5 / 3^{1/2} = 0.29 \text{ } ^\circ\text{C} \tag{15}$$



$$u_{\Delta t} = U_{\Delta t} / 3^{1/2} = 0.3 / 3^{1/2} = 0.17 \text{ }^\circ\text{C} \tag{16}$$

$$(u_{in}) = ((u_{out})^2 + (u_{\Delta t})^2)^{1/2} = 0.34 \text{ }^\circ\text{C} \tag{17}$$

$$u_I / I = (U_I / I) / 2 = 0.01 \tag{18}$$

$$u_W / W = (U_W / W) / 2 = 0.01 \tag{19}$$

$$u_{cp} / c_p = (U_{cp} / c_p) / 2 = 0.0025 \tag{20}$$

$$u_{Ac} / A_c = (U_{Ac} / A_c) / 2 = 0.005 \tag{21}$$

Thus, one can calculate the combined uncertainties. From Eq. (6)

$$(u_X)^2 = (u_{in} / I)^2 + (u_{amb} / I)^2 + (X \cdot u_I / I)^2 \tag{22}$$

From Eq. (7),

$$u_{Qu} = Q_u \cdot ((u_W / W)^2 + (u_{cp} / c_p)^2 + (u_{\Delta t} / \Delta t)^2)^{1/2} \tag{23}$$

From Eq. (4),

$$u_\eta = \eta \cdot ((u_{Qu} / Q_u)^2 + (u_I / I)^2 + (u_{Ac} / A_c)^2)^{1/2} \tag{24}$$

Table 2 presents the calculate expanded uncertainty of measurement of efficiency for each time of the day :

Table 2 : Expanded uncertainty of measurement of efficiency, using Eq. (9)

Hour	$\eta$ measured	$\eta$ fitted	X $^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2 / \text{W}$	$u_\eta$	$u_{fit}$	$c_X \cdot u_X$	U
10:00	0.596	0.538	0.0204	0.018	0.036	0.0055	0.081
10:15	0.650	0.570	0.0166	0.018	0.036	0.0054	0.081
10:30	0.560	0.568	0.0168	0.018	0.036	0.0053	0.080
10:45	0.520	0.535	0.0208	0.019	0.036	0.0057	0.081
11:00	0.501	0.547	0.0193	0.016	0.036	0.0050	0.079
11:15	0.490	0.539	0.0203	0.016	0.036	0.0050	0.079
11:30	0.500	0.545	0.0196	0.016	0.036	0.0051	0.079
11:45	0.498	0.529	0.0215	0.017	0.036	0.0051	0.079
12:00	0.528	0.514	0.0233	0.017	0.036	0.0052	0.079
12:15	0.543	0.517	0.0230	0.017	0.036	0.0052	0.080
12:30	0.515	0.512	0.0235	0.017	0.036	0.0054	0.080
12:45	0.515	0.481	0.0273	0.018	0.036	0.0057	0.080
13:00	0.474	0.482	0.0272	0.018	0.036	0.0057	0.081
13:15	0.444	0.454	0.0305	0.018	0.036	0.0060	0.081
13:30	0.443	0.430	0.0334	0.019	0.036	0.0063	0.082
13:45	0.408	0.383	0.0390	0.020	0.036	0.0069	0.083
14:00	0.368	0.375	0.0400	0.021	0.036	0.0072	0.084
14:15	0.304	0.359	0.0419	0.022	0.036	0.0076	0.085
14:30	0.322	0.329	0.0456	0.025	0.036	0.0085	0.089
14:45	0.316	0.301	0.0488	0.027	0.036	0.0092	0.091
15:00	0.275	0.261	0.0537	0.029	0.036	0.0101	0.095

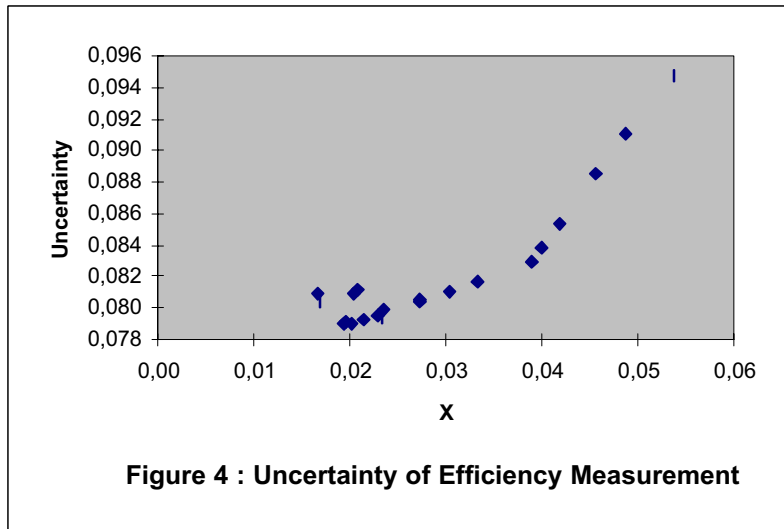
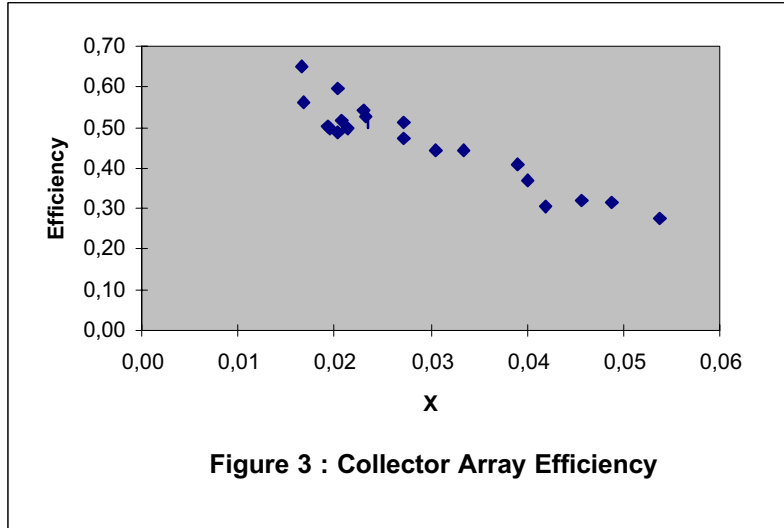
When calculating the uncertainty of measurement of the efficiency (u), using Eq. (9), the combined uncertainty can be expressed as :

$$c_x = d \eta / d X = - 8.32 \tag{25}$$

$$u = ((u_\eta)^2 + (c_x \cdot u_x)^2 + (u_{fit})^2)^{1/2} \tag{26}$$

Finally, the expanded uncertainty U (for k=2) can be expressed as :

$$U = 2.u \tag{27}$$



It can be seen that the largest contribution to the overall uncertainty of measurement of efficiency is the fitting. The literature indicates that a higher degree polynomial could eventually fit the experimental data better because the overall heat transfer coefficient can be a function of temperature. It was decided to fit the data with several polynomials, with the degree varying from 1 to 4. Although the difference is small (from 0.0356 to 0.0375), the linear fit resulted in the minimum root mean square deviation.

The contribution of the parameter X to the overall uncertainty of efficiency measurement was not high. Therefore it was concluded that the second contribution was the efficiency measurement, mainly the heat input to collectors (0.29 kW), where the temperature difference between input and output is small.

Fig. 3 and 4 presents the collector efficiency curve and its efficiency as a function of parameter X, respectively.

It was then concluded that in order to reduce the uncertainty, a larger temperature difference should be used, basically by reducing the flow rate by a factor of two ( 12 l/min), approximately the same that should result in a thermosyphon loop.

Using the F-Chart method, as described by Beckman et alii (1970) for estimating the solar fraction of the heating system, one can find an yearly average of 74.2% for the typical collector (approximately equal in performance to the used collector), and 70.6% for the installed system. Thus, the installed system has a worse performance than the ideal one. supposing there is no loss in performance when connecting the collectors. This can also be seen by the fact that the overall heat transfer coefficient for the installed system ( $10.1 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ ) is higher than the one obtained by a single collector ( $8.0 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ ).

#### 4. Conclusions

A solar water heating system has been tested under real operating conditions and its performance compared to the one that should be expected from the performance curve of a single collector testing. It was shown that a straight line better fits the experimental data, with the smallest root mean square deviation among other polynomials, as expected from theory. A methodology was also used to determine the uncertainty of measurement of the efficiency and suggestions were made to improve it. It was shown that the real system performance is worse than the one obtained by considering uniform flow rate distribution in the collector array. Finally, the F-Chart method was used to simulate the long term performance of the system, showing that it can differ from the ideal one by 3.6 points in the percent scale of efficiency.

#### 5. References

- ASHRAE, 1977, "Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors", ASHRAE Standard 93-97, New York, USA.
- Beckman, W.A., Klein, S.A. and Duffie, J.A., 1977, "Solar Heating Design by the F-Chart Method", John Wiley & Sons, New York, USA.
- Collares Pereira, M., 1978, "Derivation of Method for Predicting Long Term Average Energy Delivery of Solar Collectors", The Enrico Fermi Institute Report EFI-78-48, University of Chicago, USA.
- Duffie, J.A. & Beckman, W.A., 1980, "Solar Engineering of thermal Processes", John Wiley & Sons, New York, USA.
- ISO Guide, 1995, "Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement", International Organization for Standardization, Switzerland.

#### 6. Acknowledgement

The authors are indebted to the staff of Hospital Herculano Pinheiro, represented by its Administrative Director Jussara Azamor, for having provided all the needed technical assistance for completion of this research.

# ANÁLISE TERMOECONÔMICA COMPARATIVA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR MOVIDO COM ENERGIA SOLAR PARA OS FLUIDOS R114 e R134a

**Gabriel I. Medina Tapia**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica.  
Cx. P. 476-88040-900 – Florianópolis –SC, Brasil.  
[gabriel@emc.ufsc.br](mailto:gabriel@emc.ufsc.br)

**Sergio Colle**

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica.  
Cx. P. 476-88040-900 – Florianópolis –SC, Brasil.  
[colle@emc.ufsc.br](mailto:colle@emc.ufsc.br)

**Resumo.** O presente trabalho apresenta uma análise de otimização termodinâmica e econômica do ciclo de refrigeração com ejetor assistido por coletor solar, para ar-condicionado. O acoplamento ótimo entre a energia solar e energia convencional é estudada. Foram encontradas condições ótimas de operação para o sistema para temperaturas de condensação de 40 °C, temperatura de evaporação de 4 °C, temperatura de estagnação do coletor de 140 °C e uma capacidade de refrigeração de 3516 W (12000 Btu/h). Procedimentos de otimização do ejetor são também apresentados. A análise termoeconômica é realizada através do método  $P_1 - P_2$ , onde se encontrou uma relação matemática entre a fração solar e a área do coletor através do ajuste de dados pelo método dos mínimos quadrados. Para a modelação do sistema são consideradas as equações da conservação de energia, quantidade de movimento linear, equação da continuidade, equação de estado e as equações de acoplamento do sistema solar e o mecânico. São apresentados resultados de otimização termoeconômica para o R114 e R134a. Uma análise da sensibilidade dos parâmetros sobre o desempenho e o retorno dos investimentos é também realizada, procurando-se ressaltar as vantagens do ciclo.

*Palavras chave:* Sistema de refrigeração, Ejetor, Energia Solar, Análise termoeconômica. Simulação.

## 1. Introdução

Nos últimos anos o estudo do ciclo de refrigeração por compressão com ejetor tem aumentado substancialmente. O aumento de este tipo particular de ciclo decorre de vários fatores favoráveis ao ciclo dentro os quais destaca-se o aumento de custo e demanda de energia elétrica, a necessidade de reduzir o consumo de energia nobre gerada às custas de combustível fóssil (carvão, óleo e gás natural) ou equivalentes, a emissão de CO<sub>2</sub>, a substituição dos CFCs e a procura de alternativas para uso da energia solar na refrigeração.

Em comparação a os ciclos de refrigeração por compressão mecânica de vapores, os ciclos de refrigeração por compressão com ejetor são menos eficientes do ponto de vista termodinâmico, especialmente na área de ar condicionado. Para comparar a eficiência entre diferentes sistemas de refrigeração, um dos parâmetros utilizados normalmente é o COP, coeficiente de desempenho (coeficiente de performance), que é a razão entre o efeito refrigerante e a energia fornecida ao sistema de refrigeração. Os valores do COP para os sistemas de compressão mecânica de vapores oscilam entre 1 e 3 na maioria dos sistemas utilizados. Apesar dessa eficiência em relação aos outros sistemas, o consumo de energia elétrica principalmente pelos sistemas de refrigeração de ar condicionado doméstico representa uma porcentagem respeitável no total da energia elétrica consumida, que pode atingir até o 30% do consumo residencial, Hammer (1980). Com as alternativas do ciclo ejetor ou o ciclo de absorção essa participação no consumo total de energia elétrica pode ser diminuída, se houver disponibilidade de utilização de fontes térmicas alternativas, a um custo inferior ao da energia elétrica. Essa fonte pode ser de origem solar, geotérmica ou residual dos processos industriais.

O ciclo de refrigeração com ejetor funciona continuamente por mais de vinte anos (Hammer, 1978; Sun, 1997, Guktun, 1999 e outros). Contudo, apesar dessa vantagem, devida entre outros fatores ao pequeno número de peças móveis no sistema, havia uma restrição severa com relação ao tamanho necessário da instalação, o que tornou o sistema utilizável somente nas fábricas e instalações comerciais. Estudos realizados no sentido de escolher os refrigerantes mais adequados para o ciclo de refrigeração com ejetor são reportados por Huang et. al. (1985), Borde, et.al. (1995), Chen and Sun (1997), Sun (1997), Al-Khalidy (1998), Sun (1999), Medina and Colle (2000). Esses estudos permitiram uma redução substancial no tamanho das instalações, até o ponto de ser considerado um sistema alternativo para ar condicionado. A extensão desses estudos para sistemas utilizando energia solar como fonte disponível de energia, foi realizada gradualmente, por Zeren et al (1979), Chat (1980), Waly (1980), Zhadan (1980), Murthy, et. al. (1991), Sokolov (1993), Medina (1997), Sun (1997), Dorantes et. al. (1996) e outros.

Novas tecnologias de coletores solares planos integrados a edificações estão sendo desenvolvidas. Tais coletores têm a função dupla de trocador de calor e cobertura e, portanto, podem desempenhar a função não menos importante de isolamento térmico, reduzindo, por conseguinte a carga térmica na edificação e também o custo do capital da cobertura da edificação.

Os aspectos mencionados sinalizam para novas oportunidades de pesquisa aplicada na direção de desenvolvimento de ciclos de refrigeração de ejetor e de absorção, movidos a energia solar integrados a edificação.

## 2. Descrição do Sistema

O sistema e sua correspondente representação termodinâmica é esquematizado na Fig. 1. O sistema foi experimentalmente testada por Sokolov and Hershgal (1991), onde a fonte de geração não foi à energia solar.

Calor é levado pelo fluido térmico (geralmente água) do coletor solar para o gerador de vapor no ponto (11) com uma temperatura  $T_o > T_g$ . O calor trocado com o refrigerante no gerador baixa a temperatura até  $T_i$  na saída do gerador (12). O fluido retorna ao coletor para recuperar o calor cedido. O vapor a alta pressão do refrigerante na saída do gerador (2) expande-se no ejetor em um bocal convergente-divergente, e provoca a sucção do vapor secundário que vem do intercooler (3). A mistura de vapor resultante sofre uma compressão no difusor do ejetor e segue para o condensador (4). O refrigerante condensado sai do condensador em (5) e divide-se em duas partes: uma é bombeada até a entrada do gerador (1) onde é evaporada a outra parte vai para o intercooler (6), após sofrer uma expansão na válvula de expansão 1. Isto completa o sub-ciclo ejetor .

O líquido refrigerante sai do intercooler em (10) e expande-se antes de entrar no evaporador (7) na válvula de expansão 2. Vapor refrigerante produzido pela absorção de calor no evaporador (8) é comprimido pelo booster até o intercooler (9), onde o vapor vai para o sub-ciclo ejetor e o líquido recircula no sub-ciclo de compressão.

O sistema é composto basicamente pelos dois sub-ciclos, o sub-ciclo ejetor e o sub-ciclo de compressão, sendo a interface entre eles o intercooler. O intercooler é um trocador de calor e massa através do qual os dois sub-ciclos interagem. O booster substitui o compressor na refrigeração convencional, operando entre o evaporador e o intercooler. O mesmo intercooler substitui ao evaporador no sub-ciclo ejetor. O calor absorvido pelo evaporador é bombeado até alcançar a temperatura e pressão adequada no intercooler para a compressão do ciclo. A pressão maior conseguida pelo intercooler resulta em uma maior relação de fluxo de massa no ejetor, a qual é desejada para propiciar o funcionamento ótimo do sistema.

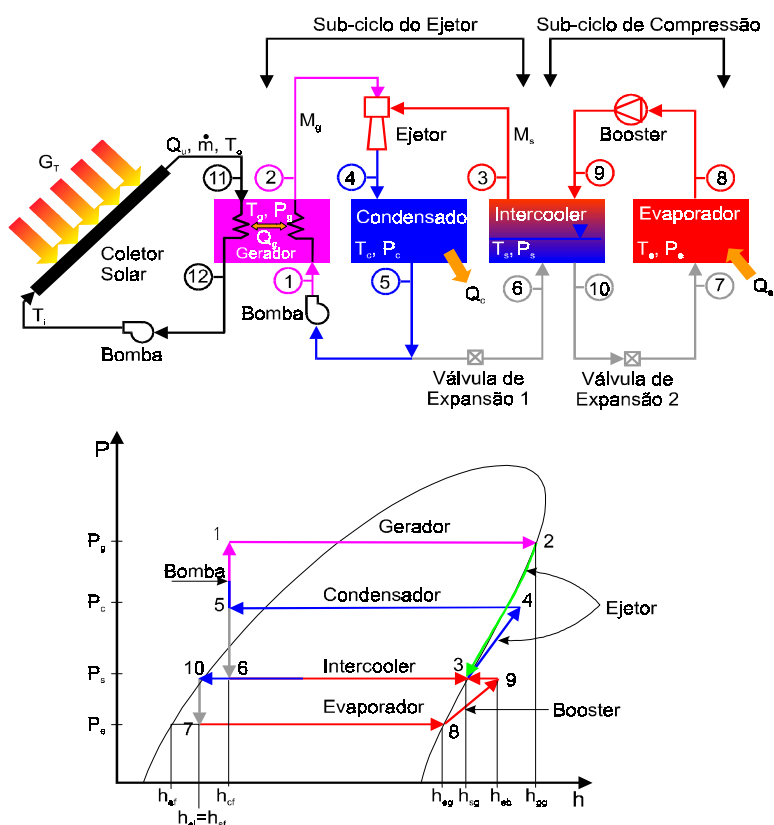


Figura 1. Esquema do sistema híbrido e sua representação em um diagrama pressão entalpia.

Para simplificar a análise admite-se que,

i) Na saída do condensador (5) e na saída do intercooler para a válvula de expansão 2 antes do evaporador (10), o refrigerante encontra-se no estado de líquido saturado ( $x = 0$ ) na pressão correspondente.

ii) Na descarga do intercooler para a entrada do fluxo de massa secundário no ejetor (3), do gerador(2) e na saída do evaporador (8), o refrigerante é admitido como vapor saturado seco ( $x=1$ ).

iii) As quedas de pressão devidas ao atrito são desprezadas. Variações de pressão ocorrem somente através do ejetor, das válvulas de expansão, da bomba e do booster.

Com estas suposições, as quatro pressões características  $P_g$ ,  $P_c$ ,  $P_s$ , e  $P_e$  e suas correspondentes temperaturas de saturação definem todos os estados termodinâmicos do sistema do ciclo de refrigeração em análise.

O funcionamento do ejetor depende fundamentalmente da pressão do fluxo secundário  $P_s$ . Se os outros parâmetros não variarem, um aumento de  $P_s$  acarreta um aumento de  $P_x$  ou da razão de fluxo de massa  $\omega$ . Também para este ciclo a energia motriz é provida por coletores solares de desempenho conhecidos.

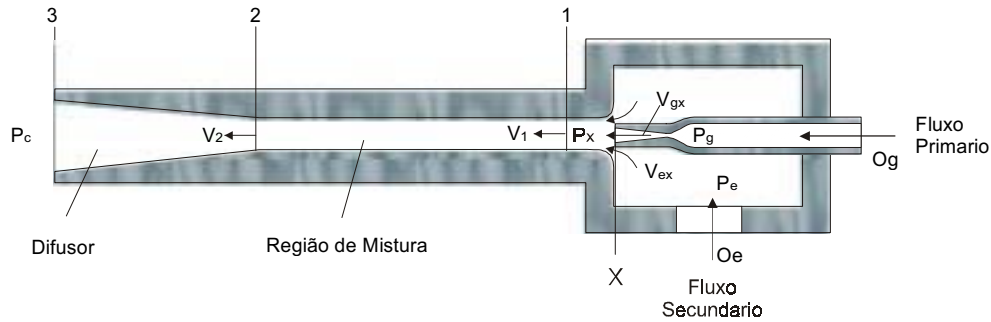


Figura 2. Esquema do ejetor.

### 3. Análise do sistema

As equações governantes requeridas para a análise do sistema são obtidas pela aplicação das equações da energia, continuidade, quantidade de movimento linear, relações para gas real e balanços de energia através dos respectivos volumes de controle.

As hipóteses simplificativas admitidas para o desenvolvimento da análise do ejetor são as seguintes:

- i) O escoamento do fluido é unidimensional.
- ii) Efeitos de atrito são desprezados.
- iii) O processo é admitido isentrópico, exceto na onda de choque.
- iv) Os escoamentos de massa (primário e secundário) partem da condição de estagnação.
- v) O fluxo resultante na saída do ejetor se encontra nas condições de estagnação.

O procedimento inicia-se pela estimativa de um valor para  $P_x$  (veja Figura 2), admitindo-se também que o processo de expansão dos dois escoamentos até a seção x ocorra isentrópicamente. Com estas hipóteses tem-se,

$$s_{go} = s_{gx} \tag{1}$$

$$s_{eo} = s_{ex} \tag{2}$$

Como a pressão  $P_x$  na seção x é conhecida (valor inicial arbitrado), os estados de ambos escoamentos ficam determinados. Aplicando a equação de energia entre os pontos anteriores, pode-se calcular as velocidades como segue,

$$V_{gx} = \sqrt{2(h_{go} - h_{gx})} \tag{3}$$

$$V_{ex} = \sqrt{2(h_{eo} - h_{ex})} \tag{4}$$

Conhecendo-se as áreas e as velocidades pode-se calcular os fluxos de massas como segue

$$M_g = A_{gx} \rho_{gx} V_{gx} \tag{5}$$

$$M_e = A_{ex} \rho_{ex} V_{ex} \tag{6}$$

As equações da continuidade, quantidade de movimento e energia correspondente ao volume de controle limitado pela seção da mistura e a seção x resultam em:

$$M = M_g + M_e \tag{7}$$

$$M_g V_{gx} + M_e V_{ex} = M V_1 \tag{8}$$

$$M_g \left( h_{gx} + \frac{V_{gx}^2}{2} \right) + M_e \left( h_{ex} + \frac{V_{ex}^2}{2} \right) = M \left( h_1 + \frac{V_1^2}{2} \right) \quad (9)$$

A solução destas equações fornece o estado termodinâmico em **1**. Uma onda de choque entre as seções **1** e **2** torna o escoamento de supersônico em **1** para subsônico em **2**. As equações na seção **2** são determinadas aplicando-se as equações da continuidade, quantidade de movimento, e energia expressas nas formas,

$$\rho_1 V_1 = \rho_2 V_2 \quad (10)$$

$$P_1 + \rho_1 V_1^2 = P_2 + \rho_2 V_2^2 \quad (11)$$

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad (12)$$

As perdas devido ao choque podem ser minimizadas se o número de Mach antes do choque permanece próximo a unidade. Da seção **2** até a saída do difusor o processo é isentrópico e a velocidade é considerada nula na saída.

$$P_c = P_{co} = P_3 \quad (13)$$

Resumindo, se  $P_g$  e  $P_s$  são conhecidos e  $P_x$  estimado, conhecendo-se as áreas  $A_{gx}$  e  $A_{ex}$ ,  $\omega$  e  $P_c$  podem ser calculados seguindo a rotina de cálculo descrita anteriormente. Para um gás perfeito, estas equações podem ser resolvidas analiticamente, pela introdução da equação de estado na forma apropriada. Para gás real a solução destas equações só pode ser obtida por métodos numéricos, já que as equações de estado são complexas, o que impossibilita sua resolução explícita. A análise é feita independentemente das propriedades do refrigerante a ser utilizado. Existem cinco parâmetros fundamentais que especificam as condições de operação do sistema quais sejam, a temperatura de evaporação  $T_e$ , a temperatura de condensação  $T_c$ , a temperatura de geração  $T_g$ , a temperatura no intercooler  $T_s$  e a carga de refrigeração  $Q_c$ .

No sistema onde os fluxos de vapor primário e secundário que entram no ejetor são considerados no estado de vapor saturado seco, as equações da continuidade, quantidade de movimento linear e energia, resultam genericamente numa função do tipo:

$$\omega = F_{ej}(P_g, P_s, P_c) \quad (14)$$

Onde  $\omega$  é a relação dos fluxos de massa secundário e primário e  $F_{ej}$  é uma função computada passo a passo, para encontrar o funcionamento ótimo do sistema. O valor de  $P_x$  situa-se no intervalo  $0 < P_x < P_s$ , onde  $P_s$  é a pressão do fluxo de massa secundário que entra no ejetor, conforme a Fig. 1. (Medina T. G., 1997)

Dois tipos de energia são requeridos para o sistema híbrido; uma que é a térmica  $Q_g$ , que provem da energia solar e a outra a energia mecânica (elétrica)  $W_{mec}$  para o funcionamento da bomba e do booster. Estas energias definem dois diferentes coeficientes de desempenho (Sokolov and Herchgal, 1993), a saber,

$$COP_{termico} = Q_c / Q_g \quad (15)$$

$$COP_{mec} = Q_c / W_{mec} \quad (16)$$

$$W_{mec} = W_{bst} + W_{pmp} \approx W_{bst} \quad (17)$$

Uma vez que  $W_{bst} \gg W_{pmp}$ .

Como o sistema depende da energia solar para seu funcionamento, é conveniente definir a eficiência total do sistema na forma,

$$\eta_s = \frac{Q_c}{G_T A_c} = \frac{Q_g}{G_T A_c} \cdot \frac{Q_c}{Q_g} = \eta_c COP_{termico} \quad (18)$$

onde  $\eta_c$  é o rendimento do coletor.

Como no sistema anterior, admite-se uma troca de calor ideal no gerador, ou seja,  $T_o = T_g$ . Por conseguinte, o rendimento do sistema se reduz as equações seguintes,

$$\eta_s = \frac{Q_e}{A_c G_T} = \eta_c \text{COP}_{\text{termico}} = B \cdot (T_{st} - T_g) \text{COP}_{\text{termico}}(T_e, T_c, T_g, T_s) \tag{19}$$

onde  $T_{st}$  é a temperatura de estagnação expressa como:

$$T_{st} = T_a + A/B \tag{20}$$

note-se que:

$$\text{COP}_{\text{termico}} = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{Q_s}{Q_g} \cdot \frac{Q_e}{Q_s} = \text{COP}_{\text{ejc}}(T_s, T_c, T_g) \cdot \text{COP}_{\text{cmp}}(T_e, T_s) \tag{21}$$

Onde A e B são os coeficientes do coletor ( Sokolov, 1993),  $T_a$  a temperatura ambiente,  $\text{COP}_{\text{ejc}}$  o coeficiente de desempenho para o sub-ciclo ejetor e  $\text{COP}_{\text{cmp}}$  o coeficiente de desempenho do ciclo de compressão (veja Fig. 1).

#### 4. Procedimento Computacional

Os dados de entrada são a temperatura de evaporação, temperatura de condensação, temperatura de estagnação do coletor, carga de refrigeração, radiação global e o coeficiente mecânico  $\text{COP}_{\text{mec}}$ . O último parâmetro representa a quantidade de energia mecânica (elétrica) que o sistema consome, um  $\text{COP}_{\text{mec}}$  alto corresponde a baixo consumo de energia elétrica pelo sistema. Deve-se encontrar valores de  $T_g$  e  $P_x$  que maximizem  $\eta_s$  e  $\omega$ , procedimento conforme a fluxograma a seguir,

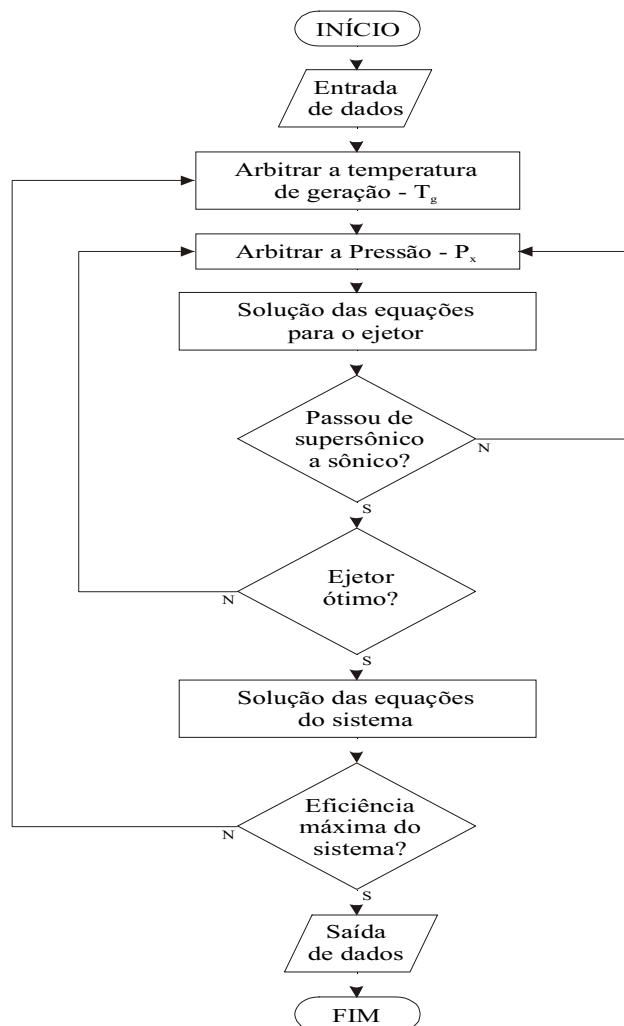


Figura 3. Fluxograma para o procedimento computacional do sistema.



### 5. Otimização termoeconômica

O objetivo da análise termoeconômica é a determinação da área de coletor solar que deve proporcionar o maior ganho na combinação da energia solar e convencional. Neste trabalho se utilizo o método P<sub>1</sub>-P<sub>2</sub>. Os custos no período de vida, referentes ao seguro, manutenção, energia parasita, imposto patrimonial, juros de hipoteca e da energia elétrica são determinados com os valores presentes apropriados. No método P<sub>1</sub>-P<sub>2</sub> dois fatores são considerados; o primeiro é o termo que é diretamente proporcional ao valor monetário da energia elétrica no primeiro ano e o segundo, correspondente à soma dos termos relacionados diretamente ao investimento inicial no sistema. Fazendo uso destes fatores, Brandemuehl and Beckman (1979) propõem uma formulação simples para o ganho durante a vida útil que é traduzida pela equação seguinte,

$$LCS = P_1 C_{ELT} L F - P_2 (C_A A_c + C_E) \tag{22}$$

Onde P<sub>1</sub> é a relação entre o ganho decorrente da redução de consumo de energia elétrica no período de vida do empreendimento, referente ao primeiro ano e o investimento inicial e P<sub>2</sub>, é a relação entre os custos devidos ao investimento no período de vida e o investimento inicial.

Pela teoria econômica P<sub>1</sub> é expresso por:

$$P_1 = (1 - C \bar{t}) PWF(N_e, i_{ELT}, d) \tag{23}$$

Enquanto que P<sub>2</sub> é dado pela expressão,

$$P_2 = D + (1 - D) \frac{PWF(N_{min}, 0, d)}{PWF(N_L, 0, m)} - \bar{t} (1 - D) \left[ PWF(N_{min}, m, d) \left( m - \frac{1}{PWF(N_L, 0, m)} \right) + \frac{PWF(N_{min}, 0, d)}{PWF(N_L, 0, m)} \right] \tag{24}$$

$$+ M_s (1 - C \bar{t}) PWF(N_e, i_{ELT}, d) + t V (1 - \bar{t}) PWF(N_e, i_{ELT}, d) - \frac{C \bar{t}}{N_D} PWF(N'_{min}, 0, d) - \frac{R_v}{(1 + d)^{N_e}} (1 - C \bar{t})$$

onde:

- C = indicador (se comercial C = 1 e não comercial C = 0)
- $\bar{t}$  = imposto de renda efetiva.
- N<sub>e</sub> = período de análise econômica na vida útil do sistema
- i<sub>ELT</sub> = taxa de inflação da eletricidade ou energia auxiliar
- d = taxa de desconto anual do mercado
- D = razão da contrapartida e do investimento inicial
- N<sub>min</sub> = período durante o qual o pagamento de amortização contribui para o análise (usualmente o mínimo de N<sub>e</sub> e N<sub>L</sub>)
- N<sub>L</sub> = período de empréstimo
- m = taxa de juros
- M<sub>s</sub> = razão dos custos variados (energia auxiliar, seguro, manutenção) e do investimento inicial.
- t = imposto patrimonial baseado no valor de avaliação
- V = razão do valor patrimonial do sistema solar avaliado no primeiro ano e do investimento inicial
- N<sub>D</sub> = período de depreciação
- N'\_{min} = período durante o qual o pagamento de amortização contribui para o análise (usualmente o mínimo de N<sub>e</sub> e N<sub>D</sub>)
- R<sub>v</sub> = razão do valor de revenda no final da vida útil e do investimento inicial
- C<sub>A</sub> = custo unitário de área de coletor por m<sup>2</sup>
- C<sub>E</sub> = custo independente da área de coletor (controles, bomba) de circulação, tubos, etc.)
- C<sub>ELT</sub> = custo de a energia auxiliar (booster) por kWh
- L = demanda anual de energia elétrica, kWh.
- F = fração anual de energia economizada com energia solar.

$$F = 1 - 0,5 \left( e^{-\frac{A_c}{K_1}} + e^{-\frac{A_c}{K_2}} \right) \tag{25}$$

As constantes K<sub>1</sub> e K<sub>2</sub> dependem das diferentes condições de operação do sistema. As equações de P<sub>1</sub> e P<sub>2</sub> incluem somente o valor presente e a relação dos pagamentos do investimento inicial no sistema e não dependem da área do coletor e da fração solar o que permite otimizar a área do coletor a partir da equação (21) onde a principal variável é A<sub>c</sub>,

uma vez definidos a configuração e tipo de coletor. Derivando a equação (21) com respeito a  $A_c$  e igualando o resultado a zero tem-se,

$$\frac{\partial LCS}{\partial A_c} = P_1 C_{ELT} L \frac{\partial F}{\partial A_c} - P_2 C_A = 0 \tag{26}$$

A máxima economia é alcançada quando a derivada da fração solar  $F$  no ponto de máximo satisfaz a equação seguinte:

$$\frac{\partial F}{\partial A_c} = \frac{P_2 C_A}{P_1 C_{ELT} L} \tag{27}$$

Desta equação pode-se concluir que a demanda de  $F$  diminui com o aumento do custo da energia auxiliar  $C_{ELT}$ , o que significa que  $A_c$  ótima aumenta, pois o comportamento de  $F$  é exponencial assintótico com  $A_c$ . Em outras palavras aumenta a viabilidade de investimento em capital de coletor solar na circunstancia de  $C_{ELT}$  aumentar.

**6. Resultados**

Foram realizadas simulações para o R114 e R134a com temperaturas de condensação  $T_c = 40$  °C; temperatura de estagnação  $T_{st}=140$ °C; custo de energia elétrica para uma residencial (consumo acima de 150 kW) de  $C_{ELT} = R\$ 0,22025 / kWh$ , para uma residencial rural (consumo até 500 kW) de  $C_{ELT} = R\$ 0,11153 / kWh$ ; e custo de área do coletor de  $R\$ 180 / m^2$ .

Observou-se que a fração solar depende da área do coletor. Esta dependência pode ser aproximada exponencialmente. Os valores de  $K_1$  e  $K_2$  dessa função variam para as diferentes condições de operação como é apresentado em Medina Tapia, G. (1997).

Para o cálculo de  $P_1$  e  $P_2$  foram escolhidos  $C = 0$ ,  $\bar{t} = 0,45$ ,  $N_c = 20$  anos,  $i_{ELT} = 0,1$ ,  $d = 0,08$ ,  $D = 0,1$ ,  $N_{min} = 20$  anos,  $N_L = 20$  anos,  $m = 0,09$ ,  $M_s = 0,01$ ,  $t = 0,02$ ,  $V = 1$ ,  $N_D = 20$ ,  $N_{min}'' = 20$  anos,  $R_v = 0$ ,  $C_E = R\$ 500$  e  $L = 1.406 W \times 8 h/dia \times 365$  dias/ano (considerando que o sistema funciona somente durante o período diurno de 8 horas), que correspondem a valores típicos de sistemas solares, Duffie and Bekman (1991).

Figura 4 e Fig. 5 ilustram a área ótima do coletor para diferentes condições de operação. Observe-se nos casos apresentados que a tendência é a mesma para os dois fluidos simulados. Para um determinado coletor (custo fixo), o aumento no custo da eletricidade resulta em um benefício para o sistema solar. Observe-se ainda, que para  $C_{ELT} = R\$ 0,11153 / kWh$ , a área ótima quando o sistema trabalha com o fluido R114 é de  $11,29 m^2$ , que corresponde a um  $COP_{mec} = 7,33$ ; no caso do R134a a área ótima para o sistema é de  $11,79 m^2$ , correspondente a um  $COP_{mec} = 7,76$ . Quando o custo da eletricidade é maior por exemplo,  $C_{ELT} = R\$ 0,22025 / kWh$ , temos para o R114 uma área ótima de  $19,89 m^2$  e um  $COP_{mec} = 10,98$ ; resultados aproximados são encontrados para o R134a, área ótima de  $20,23 m^2$  e  $COP_{mec} = 11,96$ . Outros valores de interesse são apresentados nas Tabelas 1 e 2.

Se o sistema for movido integralmente com energia solar, as áreas necessárias de coletor seriam  $76,72 m^2$  e  $64,15 m^2$  para os fluidos R114 e R134a respectivamente, esta diferença de  $12,5 m^2$ , pode ser favorável para o R134a, principalmente do ponto de vista econômico.

Tabela 1. Parâmetros de operação do sistema de refrigeração para o R114

<b>Especificações do sistema</b>							
Refrigerante R114							
Temperatura de evaporação $T_e = 4$ °C							
Temperatura de condensação $T_c = 40$ °C							
Temperatura de estagnação $T_{st} = 140$ °C							
Coeficiente de eficiência do coletor $B = 0,0053$ °C <sup>-1</sup> .							
Radiação solar na superfície do coletor $G_T = 700$ W/m <sup>2</sup> .							
Energia necessária para ar condicionado convencional 1,4 kW/ Ton de refrigeração							
Capacidade = 1 Ton. de refrigeração, $Q_c = 3516$ W							
<b>Condições de operação</b>							
Temperatura de geração $T_g = 81,8$ °C							
$COP_{mec}$	6	8	10	15	20	30	35
Temp. no intercooler, $T_s$ (°C)	32,2	25,4	21,9	16,22	13,3	10,3	9,4
Energia mecânica, $W_{mec}$ (W)	586	439	352	234	176	118	100
Área de coletor, $A$ (m <sup>2</sup> )	7,708	15,480	21,503	32,362	39,48	48,452	51,57
Relação de pressões, $r_p$	0,629	0,681	0,740	0,814	0,839	0,876	0,886
Relação de fluxos de massas, $w$	3,08	1,53	1,10	0,73	0,60	0,49	0,46
Fração solar	0,5832	0,6878	0,7496	0,8336	0,8748	0,9161	0,9289

Tabela 2. Parâmetros de operação do sistema de refrigeração para o R134a

<b>Especificações do sistema</b>							
Refrigerante R134a							
Temperatura de evaporação $T_e = 4\text{ }^\circ\text{C}$							
Temperatura de condensação $T_c = 40\text{ }^\circ\text{C}$							
Temperatura de estagnação $T_{st} = 140\text{ }^\circ\text{C}$							
Coeficiente de eficiência do coletor $B = 0,0053\text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ .							
Radiação solar na superfície do coletor $G_T = 700\text{ W/m}^2$ .							
Energia necessária para ar condicionado convencional $1,4\text{ kW/Ton}$ de refrigeração							
Capacidade = $1\text{ Ton.}$ de refrigeração, $Q_e = 3516\text{ W}$							
<b>Condições de operação</b>							
Temperatura de geração $T_g = 84,2\text{ }^\circ\text{C}$							
$COP_{mec}$	6	8	11	15	20	30	35
Temp. no intercooler, $T_s\text{ (}^\circ\text{C)}$	31,8	25,6	20,25	16,14	13,2	10,22	9,36
Energia mecânica, $W_{mec}\text{ (W)}$	583	437	320	234	175	117	101
Área de coletor, $A\text{ (m}^2\text{)}$	7,591	14,574	22,138	29,044	35,096	42,437	44,845
Relação de pressões, $r_p$	0,613	0,693	0,709	0,793	0,826	0,856	0,868
Relação de fluxos de massas, $w$	2,82	1,44	0,94	0,71	0,59	0,48	0,45
Fração solar	0,5855	0,6893	0,7725	0,8336	0,8756	0,9168	0,9282

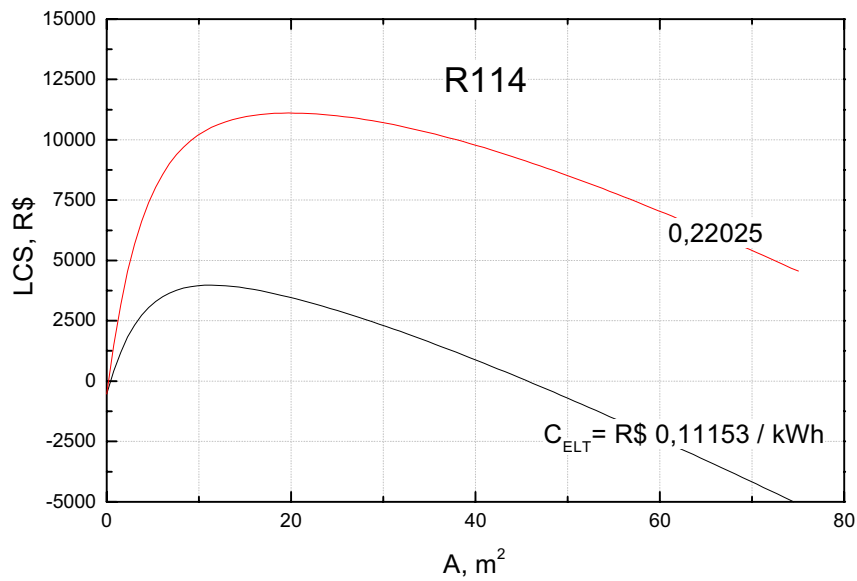


Figura 4. Área ótima de coletor para o R114 com temperaturas de  $T_c = 40\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_e = 4\text{ }^\circ\text{C}$  e  $T_{st} = 40\text{ }^\circ\text{C}$

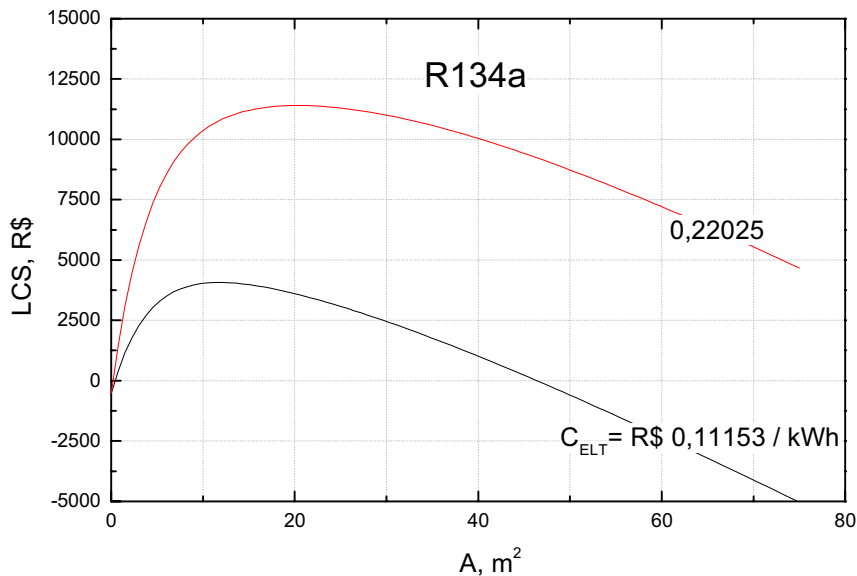


Figura 5. Área ótima de coletor para o R134a com temperaturas de  $T_c = 40\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_e = 4\text{ }^\circ\text{C}$  e  $T_{st} = 40\text{ }^\circ\text{C}$

## 7. Considerações Finais

O ciclo de refrigeração com ejetor é viável para produzir ar-condicionado pela utilização de coletores solares como fonte de calor e é um candidato natural para competir com o sistema refrigeração convencional.

Determinaram-se as condições termodinâmicas ótimas para operar o ciclo e que estas podem ser otimizadas também economicamente. Para esta análise utilizou-se o método  $P_1 - P_2$ , onde foi necessário encontrar uma relação entre fração de ganho solar e a área de coletor, a qual foi obtida através do ajuste dos dados obtidos da simulação termodinâmica, pelo método dos mínimos quadrados.

O efeito da qualidade do coletor solar sobre o desempenho do é importante. Coletores com temperaturas de estagnação baixas ( $T_{st} < 130\text{ }^\circ\text{C}$ ) e altas ( $T_{st} > 160\text{ }^\circ\text{C}$ ) devido ao alto custo total não são favoráveis ao sistema. Por conseguinte existe uma temperatura de estagnação ideal que permita otimizar o sistema do ponto de vista teórico. Isto implicaria na continuação da presente análise enfocando pesquisas no projeto do coletor solar direcionado para esta única finalidade. Em relação ao refrigerante, verificou-se que o R134a é mais atraente do ponto de vista termodinâmico, econômico e principalmente ambiental. Contudo, é oportuno observar que a diferença não é significativa, como se pode observar nas Tabelas 1 e 2.

Note-se que a energia solar tem sua oferta provavelmente aumentada durante as épocas de secas prolongadas, que por sua vez tem impacto negativo sobre a produção de energia elétrica. Por outro lado, a necessidade é tanto maior quanto maior for a carga térmica sobre a edificação. Adicionalmente, é possível que os coletores solares desempenhem função também como telhado de residência, o que viria contribuir para a diminuição da carga térmica da edificação. O desconforto térmico é resultado principalmente do clima decorrente de alta intensidade de insolação. As observações acima e também o despropósito termodinâmico de converter energia de alta qualidade (alta exergia) em calor, como é o caso de ar condicionado, constituem-se em fortes argumentos para considerar o ciclo ejetor assistido por energia solar como uma concepção candidata natural para produzir ar-condicionado e refrigeração. A modificação destes ciclos, no sentido de produzir paralelamente o gelo no ponto triplíce, poderá ser uma nova alternativa para produção de ar condicionado plenamente movido à energia solar para aplicações residenciais e comercial.

## 8. Referências

- Al-Khalidy, Nehad, 1998, Experimental Study of an Ejector Cycle Refrigeration Machine Operating on R113, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 21, No. 8, pp. 617-625
- Borde, I., Jelinek, M. and Daltrophe, N. C., 1995, Absorption system Based on the Refrigerant R134a, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 18, No. 6, pp. 387-394.
- Brandemuehl, M. J., and Beckman, W., 1979, Economic Evaluation and Optimization of Solar Heating Systems, *Solar Energy*, Vol.23, pp.1-10.
- Chen, Yau-Ming, Chung-Yung, 1997, Experimental Study of the Performance Characteristics of a Steam-Ejector Refrigeration Steam; *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 15, No. 4, pp. 384-394.
- Dorantes, R. and Estrada, C. A., 1996, Mathematical Simulation of a Solar Ejector-Compression Refrigeration System; *Applied Thermal Engineering*, Vol. 16, No. 8-9, pp. 669-675.
- Duffie, J. A. and Beckman, W. A., 1991, *Solar Engineering of Thermal Process*, 2 ed., New York, John Wiley & Sons.
- Guktun, S., 1999, Optimal Performance of a Combined Absorption and Ejector Refrigerator, *Energy Conversion & Management*, Vol. 40, pp. 51-58.
- Hammer, R. M., 1980, An Alternative Source of Cooling: The Ejector-Compression Heat Pump, *Ashrae Journal*, pp. 62-66, July.
- Huang, B. J., Jiang, C. B. and Hu, F. L., 1985, Ejector Performance Characteristics and Design Analysis of Jet Refrigeration System, *J. Eng. Gas Turb. Power, Transaction of the ASME*, Vol. 107, pp. 792-802.
- Medina Tapia, G. I., 1997, Otimização Termoeconômica de Ciclo de Refrigeração por Compressão com Ejetor Auxiliado por Energia Solar, Dissertação, Universidade Federal de Santa Catarina.
- Medina Tapia, G. I. and Colle, S., 2000, Otimização Termoeconômica de Ciclo de Refrigeração por Compressão com Ejetor Auxiliado por Energia Solar, *Encit 2000*, Porto Alegre-Brazil, October 3-6.
- Medina Tapia, G. I. and Colle, S., 2000, Otimización Termoeconómica del Ciclo de Refrigeración por Compresión por Ejetor Auxiliado con Energia Solar, *COCIN-CONAE 2000*, Valparaíso-Chile, October 10-13.
- Murthy, S. S., Balasubramanian, R. and Murthy, M. V. K., 1991, Experimental on Vapor Jet Refrigeration System Suitable for Solar Energy Applications, *Renewable Energy*, Vol. 1, No. 56, pp. 757-768.
- Sokolov, M. and Hershgal, D., 1991, Operational Envelope and Performance Curves for a Compression-Enhanced Ejector Refrigeration System, *ASHRAE Trans.*, Vol. 97, No. 2, pp. 394-402.
- Sokolov, M. and Hershgal, D., 1993, Solar-Powered Compression-Enhanced Ejector Air Conditioner, *Solar Energy*, Vol. 51, No. 3, pp. 183-194.
- Sun, Da-Wen, 1997, Solar Powered Combined Ejector-Vapour Compression Cycle for Air Conditioning and Refrigeration, *Energy Conversion & Management*, Vol. 38, No. 5, pp. 479-491.
- Sun, Da-Wen, 1999, Comparative Study of the Performance of an Ejector Refrigeration Cycle Operating with Various Refrigerants, *Energy Conversion and Management*, Vol. 4, No. 8, pp. 873-884, May 1999.

- Waly, E., 1980, Optimum Working Fluids for Solar Powered Ranking Cycle Cooling of Buildings, *Solar Energy*, Vol. 25, pp. 235-241.
- Zeren, F., Holmes, R. E. and Jenkins, P. E., 1979, Design of Freon Jet Pump for Use in a Solar Cooling System, *ASME*, No. 78 WA/SOL-15.
- Zhadan, S. Z. and Shchetinina, N. A., 1980, Selection of Cycle Designs Parameters for Solar Ejector Freon Refrigeration Machine, *Gelioteknika*, Vol. 6, No. 1, pp. 44-47.

### **Economic Evaluation and Optimization of Solar-Powered Compression-Enhanced Ejector for Air Conditioner Using Refrigerant R114 and R134a.**

#### **Gabriel I. Medina Tapia**

LABSOLAR-Department of Mechanical Engineering, Federal University of Santa Catarina  
P.O. Box 476, 88040-900, Florianópolis, SC, Brazil  
[gabriel@emc.ufsc.br](mailto:gabriel@emc.ufsc.br)

#### **Sergio Colle**

LABSOLAR-Department of Mechanical Engineering, Federal University of Santa Catarina  
P.O. Box 476, 88040-900, Florianópolis, SC, Brazil  
[colle@emc.ufsc.br](mailto:colle@emc.ufsc.br)

***Abstract.** The present work deals with the analysis of the jet nozzle cooling cycle assisted by solar energy. Both, a thermodynamic and economic optimization are carried out, for R114 and R134 as working fluids. The optimization of the ejector is also focussed, for different values of the relevant design parameters. The design conditions were condenser temperature  $T_c = 40\text{ }^\circ\text{C}$ , evaporator temperature  $T_e = 4\text{ }^\circ\text{C}$ , stagnation temperature  $T_{st} = 140\text{ }^\circ\text{C}$  and requirements for 1 ton air-conditioning capacity ( $Q_e = 3516\text{ W}$ ). The method  $P_1 - P_2$  for economical optimization of solar energy systems is used in order to find out the optimum collector area, which corresponds to the maximum value of the life time cost saving. The numerical results are presented in terms of the specific costs of the auxiliary energy, as well as the collector area.*

*Keywords.* Air conditioning, Ejector, Solar energy, Thermoeconomic analysis, Simulation.

## Um Modelo para Simulação Numérica de Trocadores de Calor Casco e Tubos

**Dutra, J. C. C.**

Universidade Federal de Pernambuco - Departamento de Engenharia Mecânica - UFPE  
[charamba@npd.ufpe.br](mailto:charamba@npd.ufpe.br)

**Brum, N. de C.**

Universidade Federal do Rio de Janeiro Pernambuco- PEM-COPPE  
[nisio@serv.com.ufrj.br](mailto:nisio@serv.com.ufrj.br)

**Abstract.** In this work, is presented a program to simulate a shell-and-tube heat exchanger, using a mathematical model to calculate the velocity and temperature fields in the interior of the shell. The model to calculate the velocity field, was presented in the author's D.Sc. thesis. To get the velocity field, the approach used was to consider the interior side of the heat exchanger shell as a porous medium. The numerical method used to solve the nonlinear partial differential equations, was the finite volume technique, with the power-law scheme for the velocity profile interpolation. The algorithm SIMPLEC was used to deal with the coupling of the pressure and velocity field. To get the temperature field the energy equation was introduced in the model. After the convergence of the velocity field, the energy equation is solved. At this moment, it has been used, the energy one-dimensional equation. With the velocity and temperature data, it is possible to get the local Nusselts and the local overall heat coefficient. So, it compares the results generated by this program and those generated by the others methods.

**Palavras chave:** Numerical Simulation, heat exchanger, Finite Volume, Porous Media

### 1. Introdução

Num projeto de um trocador de calor casco e tubos, deseja-se saber qual as condições para que o equipamento projetado, quando em funcionamento, garanta a troca de calor esperada e não ultrapasse os limites de perda de pressão recomendados. Além disso, dependendo dos tipos de fluidos em escoamento, das velocidades e do tipo de feixe de tubos, há que se querer saber sobre as regiões de recirculação dentro do casco, e das condições de estagnação ou mesmo, da possibilidade de vibrações no feixe de tubos.

Este trabalho faz parte de um esforço em desenvolver um modelo capaz de responder todas essas questões. Para tal, acoplou-se ao programa que calcula as velocidades no interior do casco, um algoritmo que busca o cálculo da variação das temperaturas no interior do casco e dos tubos, e dos coeficientes de convecção, partindo das equações da energia e da equação de troca de calor de um trocador, que será apresentado a seguir. Inicialmente, colocou-se uma forma simplificada da equação da energia, mas o objetivo é tentar colocá-la de tal forma que possibilite a visualização no campo de temperatura de todos obstáculos ao escoamento existentes na geometria do casco. Desta forma, no presente trabalho, apresentam-se os dois algoritmos, com maiores detalhes para o segundo.

Além desse programa, os autores vem desenvolvendo um outro, em linguagem orientada ao Objeto (DELPHI), que faz o cálculo completo do trocador segundo os métodos de Kern (1950), Bell (1963), Tinker (1951), e, segundo Ribeiro (1984).

A idéia, é futuramente acoplar os dois programas aproveitando as possibilidades da linguagem orientada ao objeto. A principal delas, segundo nosso interesse, é a possibilidade de compilar o código computacional e rodar apenas parte dele. Pode-se optar pelo estudo do campo de velocidade, zonas de recirculação, ou verificação quanto à problemas de vibração do feixe de tubos. Ou simplesmente, deseja-se apenas o cálculo da área de troca de calor e as perdas de cargas.

No estágio atual ainda não foi possível evoluir nesse sentido, devido ao fato de que se está trabalhando melhorar o desempenho do primeiro programa, no que diz respeito à velocidade de processamento, uma vez que o programa calcula o campo de velocidades em 3D, o que consome muito espaço de memória e tempo de processamento, mesmo para uma malha de pontos grosseira.

Como resultados obtidos, apresentam-se dados da simulação de um caso contendo o campo de velocidades, a variação da pressão ao longo do trocador, e o cálculo dos coeficientes de convecção do casco e dos tubos e ainda do coeficiente global ao longo do trocador. Os resultados de velocidades e pressão obtidos foram comparados em Dutra (1997), e os dados de convecção pelos dados de Bell (1963).

### 2. Modelo de simulação hidrodinâmica

Equação da Continuidade,

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(\beta \rho u)}{\partial \phi} + \frac{\partial(\beta \rho v)}{\partial r} + \frac{\partial(\beta \rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

**2.1 Equação da Conservação da Quantidade de Movimento,**

**Direção angular**

$$\beta \rho \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \bar{v} \bar{u}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \phi} (\bar{u} \bar{u}) + \frac{\partial}{\partial z} (\bar{w} \bar{u}) = F_\phi - \frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \phi} + \mu \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial \bar{u}}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \phi} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) \right) + \left( \frac{2\mu}{r^2} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \phi} - \frac{\mu \bar{u}}{r^2} - \frac{\rho \bar{u} \bar{v}}{r} \right) + \frac{1}{2} H_x \rho |\bar{v}| \bar{u} \tag{2}$$

**Direção radial**

$$\beta \rho \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \bar{v} \bar{v}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \phi} (\bar{u} \bar{v}) + \frac{\partial}{\partial z} (\bar{w} \bar{v}) = F_r - \frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial \bar{v}}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \phi} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) \right) + \left( -\frac{2\mu}{r^2} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \phi} - \frac{\mu \bar{v}}{r^2} + \frac{\rho \bar{u}^2}{r} \right) + \frac{1}{2} \rho H_y |\bar{v}| \bar{v} \tag{3}$$

**Direção axial**

$$\beta \rho \frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \bar{v} \bar{w}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \phi} (\bar{u} \bar{w}) + \frac{\partial}{\partial z} (\bar{w} \bar{w}) = F_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial \bar{w}}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \phi} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{w}}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) \right) + \frac{1}{2} \rho H_z |\bar{w}| \bar{w} \tag{4}$$

Onde os termos  $\bar{u}$ ,  $\bar{v}$  e  $\bar{w}$  são as velocidades médias locais,  $\beta$  é a porosidade e  $H_x$ ,  $H_y$  e  $H_z$  são equações constitutivas para cálculo da força de atrito do escoamento contra o feixe de tubos. Os termos não lineares das equações acima, assim como os termos que representam a força de fricção dos tubos no fluido escoando no casco, foram colocados num termo fonte, para garantir a convergência da solução numérica, Dutra (1998).

**2.2 Condições de Contorno**

As Tabelas (1), (2) e (3) mostrados abaixo, especificam as velocidades no contorno e os termos fontes, que aparecem com a linearização de alguns termos das equações da conservação da quantidade de movimento.

Tabela 1. Condições de contorno para as superfícies laterais

$\bar{u} = \bar{v} = \bar{w} = 0$	Para $r = R_0$ , ( $0 \leq x \leq \text{PI}$ e $0 \leq z \leq Z_0$ )
$\bar{u} = \bar{v} = \bar{w} = 0$	Para $z=0$ , ( $0 \leq x \leq \text{PI}$ e $0 \leq y \leq R_0$ )
$\bar{u} = \bar{v} = \bar{w} = 0$	Para $z=L$ , ( $0 \leq x \leq \text{PI}$ e $0 \leq y \leq R_0$ )

Tabela2. Condições de contorno na entrada e saída

Bocal de entrada	Bocal de Saída
$\bar{v} = v_{\text{ent}}$	$\bar{v}_{i,j,k} = \bar{v}_{i,j-1,k}$
$\bar{u} = 0$	$\bar{u} = 0$
$\bar{w} = 0$	$\bar{w} = 0$

**2.3 Algoritmo de solução numérica**

A solução do campo de velocidade no interior de um trocador de calor passa pela resolução de um sistema de equações diferenciais parciais, que são as equações da conservação da quantidade do movimento. Na impossibilidade de uma solução analítica para essas equações e por conseguinte para esse sistema, busca-se uma solução numérica.

Para se obter uma solução numérica é preciso aplicar uma transformação linear no sistema de equações parciais transformando-o num sistema de equações algébricas. A solução apresentada em Dutra (1997) usou o método dos volumes finitos, e como algoritmo de solução, o SIMPLEC, apresentado abaixo.

A escolha deste algoritmo, se deveu aos fatos que, além de levar em conta a os efeitos convectivos e difusivos dos pontos vizinhos do ponto P no processo de correção, importante na solução do campo de velocidade no casco do trocador devido a sua geometria, ainda mostrou-se mais rápido quanto a convergência

**2.4 Algoritmo SIMPLEC**

- 1) Estimar os valores de P\*
- 2) Resolver as equações da conservação da quantidade de movimento para obter u\* , v\* e w\*
- 3) Resolver a equação da correção da pressão para cálculo de P'
- 4) Calcular P, conhecido P'
- 5) Calcular u, v e w através das equações de correção de velocidade
- 6) Resolver as equações para outros φ's que sofram influência do escoamento. Se não sofrer influência, só calcular depois da convergência.
- 7) Tratar as pressões P como as novas P\* e retornar ao primeiro passo, repetindo este procedimento até que se obtenha uma convergência na solução.

**3. Modelo de simulação Térmica do Trocador**

O modelo de simulação térmica de um trocador é bastante simples. Basicamente, é composto da equação da energia para o fluido quente, eq (5), e para o fluido frio, eq. (6), e da equação que dá o fluxo de calor através do equipamento, eq(7), que se seguem.

$$\delta q = \dot{m}_f c_f (t_{i+1} - t_i) \tag{5}$$

$$\delta q = -\dot{m}_q c_q (T_{i+1} - T_i) \tag{6}$$

$$\delta q = U_i dA_i (T_i - t_i) \tag{7}$$

onde  $T_i$  é a temperatura do fluido quente e  $t_i$  é a temperatura do fluido frio;  $dA_i$  é a área lateral;  $\dot{m}_f$  e  $c_f$  são a vazão e o calor específico do fluido frio,  $\dot{m}_q$  e  $c_q$  são a vazão e o calor específico do fluido quente, e  $U_i$  é o coeficiente global.

No projeto de um trocador, busca-se principalmente, dimensionar um equipamento que seja capaz de efetuar a troca de calor pretendida entre os dois fluidos. Basicamente trata-se de integrar a eq. (7) ao longo do trocador. Como o procedimento de cálculo de um trocador de calor casco e tubos foi desenvolvido de modo análogo ao desenvolvido para o duplotubo, Na ordem cronológica do desenvolvimento dos métodos de cálculo do duplotubo, um dos primeiros métodos manuais de projeto, o de Kern (1950), considerou inicialmente o coeficiente global U constante nessa integração. No resultado dessa integração apareceu uma diferença de temperatura média logarítmica, como se vê na eq. (8).

$$q = UA \left( \frac{\Delta T_q - \Delta T_f}{\ln \left( \frac{\Delta T_q}{\Delta T_f} \right)} \right) \tag{8}$$

Onde  $\Delta T_q$  e  $\Delta T_f$  são as diferenças de temperatura no terminal quente e no frio.

O passo seguinte no processo desse desenvolvimento, foi considerar o coeficiente global variável, sendo uma função linear da temperatura. Com essa modificação apareceu o conceito de temperatura média calórica. Segundo Kern (1950), o coeficiente global obtido para as temperaturas calóricas para os dois fluidos, é um coeficiente médio, de tal natureza, que possibilita um projeto mais acurado, mesmo usando a eq. (8).



Para o trocador casco e tubos, a natureza da variação de a temperatura do fluido que escoo no casco para trocadores com dois ou mais passes no casco, a solução da eq (7) foi obtida através de uma formulação diferencial, Kern (1950).

$$q = F_T UA \left( \frac{\Delta T_q - \Delta T_f}{\ln \left( \frac{\Delta T_q}{\Delta T_f} \right)} \right) \tag{9}$$

Dessa formulação chegou-se a uma equação diferencial de terceira ordem, cuja solução resultou num fator de correção para a média logarítmica para que fosse possível usar a eq (8) para o cálculo do casco e tubos, como mostra a eq (9).

Métodos mais novos de projeto como o de Bell-Delaware e Tinker, que se encontram na literatura aberta, melhoraram o projeto dos casco e tubos, por levantarem parâmetros experimentais que quantificaram, no cálculo do coeficiente de convecção e da perda de carga no casco, a influência do espaçamento das chicanas, do corte destas, das folgas entre o casco e as chicanas, as folgas entre os tubos e a chicana. Entretanto, em termos da solução da eq (7), conservaram o mesmo modelo clássico apresentado por Kern (1950).

Esse trabalho apresenta o projeto do trocador casco e tubos através de um algoritmo que utiliza a integração numérica das equações do modelo, considerando o efeito da variação das temperaturas no cálculo do coeficiente global, como será mostrado adiante.

**3.1 Procedimentos para utilização do método**

Subtraindo a eq (5). da eq (6) obtém-se

$$d(T_i - t_i) = \delta q \left( \frac{1}{\dot{m}_q c_{q_i}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{f_i}} \right) \tag{10}$$

substituindo-se a eq (7) na eq (10) obtém-se,

$$\frac{d(T_i - t_i)}{(T_i - t_i)} = U_i dA_i \left( \frac{1}{\dot{m}_q c_{q_i}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{f_i}} \right) \tag{11}$$

discretizando a equação acima em diferenças finitas tem-se:

$$(T_i - t_i)_{i+1} = (T_i - t_i)_I + (T_i - t_i)_I U_i dA_i \left( \frac{1}{\dot{m}_q c_{q_i}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{f_i}} \right) \tag{12}$$

No modelo, como se pode ver nas equações de números (5) a (6), as propriedades termofísicas e os coeficientes de variam localmente. Essa variação é função da temperatura. Desta forma, os coeficientes de convecção no casco e nos tubos, são também calculados localmente conforme as equações abaixo:

**3.2 Propriedades Termofísicas**

As propriedades termofísicas para os fluidos quente e frio foram obtidas de subrotinas obtidas de dados publicados na literatura. Os fluidos quente e frio usados na simulação experimental dos trocadores usados neste trabalho para validação, foram um óleo e a água, respectivamente. O programa calcula, em subrotinas, os valores de calor específico, viscosidade dinâmica, e condutividade térmica.

**3.3 Coeficiente de Convecção para o Casco**

O coeficiente de convecção para o Casco é calculado pela eq.(13) que se segue,

$$hcasc = [(Jcasc \cdot ks(i) \cdot Prs(i)^{0.3333}) / deq] \cdot (visc(i) / visfw)^{0.14} \quad (13)$$

onde,  $deq$ , é o diâmetro equivalente,  $ks(i)$  é a condutividade térmica,  $Prs$  é o número de Prandtl,  $Jcasc$  é um parâmetro correlacionado em função do número de Reynolds, ajustada de dados extraídos de Kern (1950), mostrada abaixo pela eq. (14), e o termo no parêntesis é uma correção devido à variação da viscosidade.

$$Jcasc = \text{Exp}(\text{Re}^{0.505378} + 2.718281828459^{-0.649025}) \quad (14)$$

### 3.4 Coeficiente de Convecção para os Tubos

O coeficiente de convecção para os Tubos é calculado pelas correlações experimentais, apresentadas abaixo, obtidas em Ribeiro (1984), que se seguem

Para o regime laminar,

$$htub(i) = 1.86 \cdot (\text{Ret} \cdot \text{Prt} \cdot dti / L)^{0.3333} \cdot (vist(i) / vist_w)^{0.14} \quad (15)$$

Para o regime turbulento

$$hifi = (kt(i) / dti) \cdot 0.027 \cdot (\text{Ret})^{0.8} \cdot \text{Prt}^{0.333} \quad (16)$$

onde,  $kt(i)$  é a condutividade térmica,  $\text{Prt}$  é o número de Prandtl, e  $dti$  é o diâmetro interno e  $dte$  o externo, dos tubos.

### 3.5 Coeficiente Global

O coeficiente global  $U$  é calculado localmente pela eq. (17), em função das resistências térmicas à passagem de calor, condutiva e convectivas, onde as segundas são obtidas em função da temperatura, para cada incremento de comprimento ao longo do trocador, pelas equações abaixo:

$$U(i) = \frac{1}{\text{area}(\text{Rcasc} + \text{Rint} + \text{Re xt})} \quad (17)$$

Onde,

$$\text{Rcasc} = \frac{\log\left(\frac{dte}{dti}\right)}{2k\pi L} \quad (18)$$

onde,  $dte$  e  $dti$  são os diâmetros externo e interno, respectivamente, dos tubos

$$\text{Rint} = \frac{1}{htub(\pi dti \cdot L)} \quad (19)$$

$$\text{Re xt} = \frac{1}{hcasc(\pi dte \cdot L)} \quad (20)$$

area é a área lateral dada por,

$$\text{area} = \pi \cdot dte \cdot L \quad (21)$$

onde  $L$  é o comprimento do trocador

### 3.6 Algoritmo de simulação

1. Cálculo do calor trocado

$$q = \dot{m}_q c_q (T_c - T_s) \quad \text{ou} \quad q = \dot{m}_f c_f (t_s - t_c) \quad (22)$$

2. Com os valores de  $T_1$  e  $t_1$  calcular os valores das propriedades termofísicas, do coeficiente global, e do  $\delta q$
2. Utilizando (5) e (6) obtém-se os valores de  $T_{i+1}$  e  $t_{i+1}$
3. Com os valores obtidos no item anterior, obtém-se  $(T_i - t_i)_{i+1}$  da eq. (12)
4. Calcular  $q_{tot}$  que é dado por

$$q_{tot} = q_{tot} + \delta q \tag{23}$$

5. Comparar  $q_{tot}$  com  $q$ 
  - se  $q_{tot} < q$  voltar para 1.
  - se  $q_{tot} \geq q$  ter min ar

**4. Resultados Obtidos**

Os resultados apresentados neste trabalho foram para o trocador cujos dados estão na tab. (3), mostrada abaixo, para as condições de processo apresentados na tab. (4), tirados de Bell (1963). Como parte deste trabalho, Dutra (1998), apresentou a validação qualitativa para os resultados obtidos do campo de velocidades em três dimensões, conforme exemplo apresentado na fig. (1), e quantitativa para as perdas de pressão para o caso correspondente à linha (1) da tab. (4). Completando a simulação numérica do trocador apresentado, os autores incorporaram ao modelo anteriormente desenvolvido, o algoritmo acima descrito, cujos resultados obtidos serão agora apresentados.

Tabela 3. Geometria do trocador simulado

Porosidade média = 0.65	Número de tubos = 370
Diâmetro no casco = 0.232m	Comprimento L = 0.409m
Malha de pontos = (20,7,60),	Corte das chicanas = 26%
Número das Chicanas = 5	

Tabela 4. Dados de escoamentos para o trocador no Projeto Delaware - Bell(1963)

Fluido frio – óleo NAVAC			Fluido quente – água		
Vazão Kg/h	$t_e$ °C	$t_s$ °C	Vazão Kg/h	$T_e$ °C	$T_s$ °C
6350.3	59.4	71.7	51346.6	79.9	79.1
34001.3	62.6	69.0	50938.4	68.3	62.6
40102.1	62.6	68.4	52435.2	80.1	78.0
21495.7	61.4	69.5	51845.6	80.1	78.7
13263.0	60.8	70.4	52027.0	80.2	79.1
17145.8	61.2	69.7	51210.5	79.9	78.6
34010.3	62.4	69.2	51437.3	80.7	78.7

**4.1 Campo de velocidades**

A figura (1), abaixo, foi obtida com os dados de escoamento da primeira linha da tab. (4), que juntamente com os dados geométricos contidos na tab. (3) permitiram que fosse rodado um caso cujos dados de velocidade e pressão se pode ver

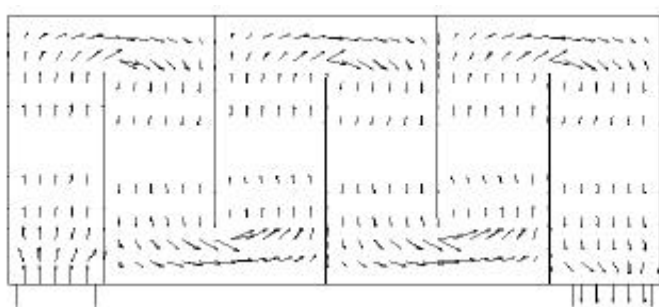


Figura 1. Campo de velocidades no plano central yz

nas figs. (1), (2) e (3). O gráfico mostrado na fig. (1), acima, permite observar que esta ferramenta computacional incorporada a um modelo tradicional de simulação de um trocador, permite calcular o escoamento principal e secundários, identificar as regiões de recirculação, e visualizar os efeitos de entrada e saída no bocais do trocador. Poderá ser acrescentado ainda um algoritmo que permita calcular o aparecimento de vibrações no feixe de tubos.

**4.2 Perda de Carga**

A perda de carga obtida pelo programa foi comparada com dados apresentados por Andrews (1996), e mostrar o comportamento da variação da pressão ao longo do trocador. Esta precisão no cálculo da perda de pressão foi devido ao modelo conter correlações experimentais que simulam os efeitos de todos os obstáculos existentes, ao escoamento do fluido no casco. Na figura (2) a pressão foi plotada em Kpa, e o comprimento em metros. Os dados em azul foram gerados pelo este modelo, e os apresentado em preto, foram obtidos experimentalmente e apresentados por Bell (1963).

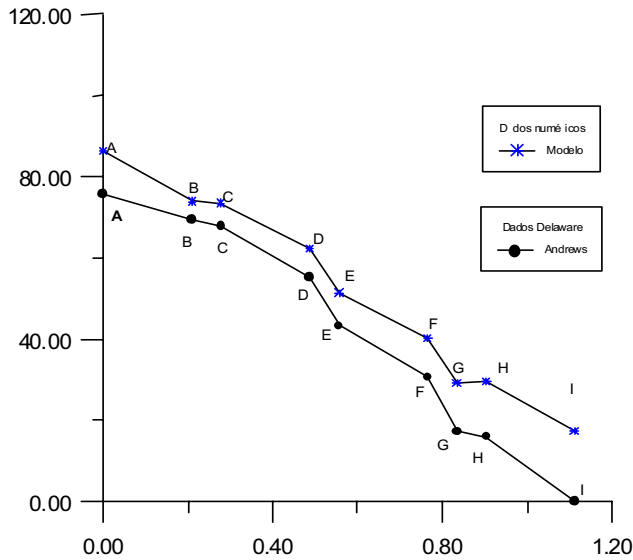


Figura 2. Variação da pressão ao longo do Trocador

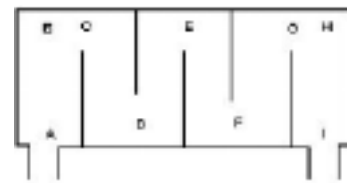


Figura3.Locais das medições da pressão

**4.3 Coeficientes de Convecção e Coeficientes Global obtidos**

A tabela (5), apresenta resultados do modelo deste trabalho, calculados com os dados da tab. (4) e da tab. (3). Os dados gerados nesse trabalhos foram comparados com os dados experimentais apresentados por Bell (1963), originalmente obtidos no sistema Inglês, e convertidos para o sistema SI.

Tabela 5 Resultados Comparados

Modelo	Bell (1963)	Fluido Frio - Óleo (Navac)			Erro $\frac{(U_M - U_B)}{U_B}$
		Vazão Kg/h	Temp(°C) Entrada	Temp (°C) Saída	
1142.5	965.3	6350.3	59.4	71.7	0.18
2305.9	2532.5	34001.3	62.6	69.0	-0.09
2469.5	2788.0	40102.1	62.6	68.4	-0.11
1930.0	1987.4	21495.7	61.4	69.5	-0.03
1580.3	1487.7	13263.0	60.8	70.4	0.06
1755.2	2066.9	17145.8	61.2	69.7	-0.15
2311.6	2555.2	34010.3	62.4	69.2	-0.10

As figuras (4), (5) e (6) mostram gráficos para os coeficientes de convecção no casco e nos tubos e o coeficiente global, obtidos com os dados da primeira linha da tab. (4), dos coeficientes de convecção e global para a simulação da parte térmica de um trocador casco e tubos em função da variação das temperaturas ao longo do trocador.

**Coefficiente de Convecção no Casco-Caso1**

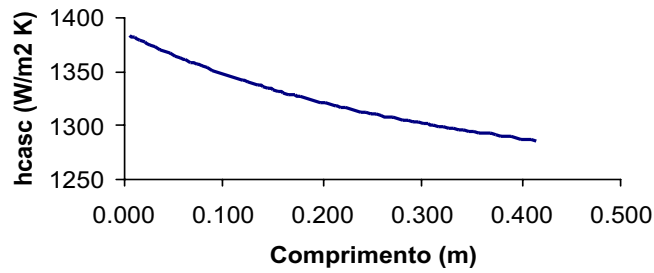


Figura 4. Coeficiente de convecção no casco

**Coefficiente de Convecção nos Tubos-Caso1**

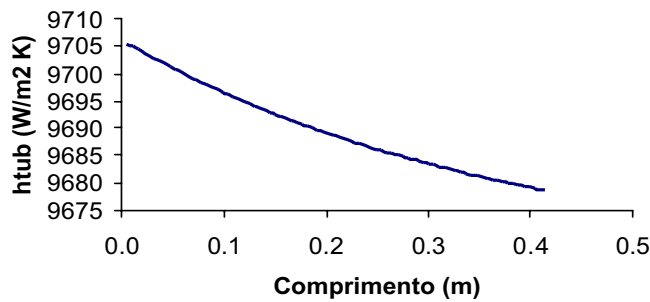


Figura 5. Coeficiente de convecção nos tubos

**Coefficiente Global - Caso1**

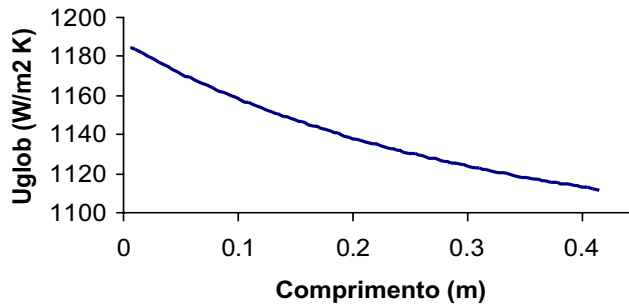


Figura 6. Coeficiente Global

**5. Análise dos Resultados**

Avaliando-se os resultados gerados pelo modelo apresentado neste trabalho, tem-se que o campo de velocidade obtido, como o exemplo apresentado na fig. (1), mostra, embora que qualitativamente, que é possível se identificar as regiões de recirculação, o efeito entrada e saída.. Da fig. (2), vê-se que o modelo também é mostrado bom no cálculo da variação da pressão do escoamento no casco, segundo Dutra (1997).

Para avaliação dos dados gerados na parte térmica, apresentou-se na tab. (5) os valores do coeficiente global calculado pelo modelo proposto neste trabalho e pelo método de Bell (1963), as vazões e as temperaturas de entrada e saída do fluido frio (óleo NAVAC), e o erro relativo. O motivo deste procedimento deveu-se ao fato que as vazões e as faixas de temperatura do fluido quente permaneceram quase que constante, como se pode ver na tab. (4).

Avaliando-se os dados da tab. (5), observa-se que há alguma diferença entre os valores obtidos pelos dois métodos pois o erro relativo varia numa faixa de 18 % a -15%. Observa-se que o erro entre os dois modelos, começa a cair a medida que a vazão aumenta, passa por uma faixa em que os dois valores coincidem, e volta a crescer, negativamente.

Uma vez que o coeficiente de convecção na convecção forçada é função dos números de Reynolds e de Prandtl, sabe-se que esta variação está relacionada também com a variação das diferenças de temperaturas.

Apesar da influência da última ser pequena, no modelo deste trabalho, este fator de erro no cálculo do coeficiente de convecção no casco foi eliminado em parte, pela introdução do cálculo das propriedades termo-físicas ponto a ponto, pela inclusão no programa das subrotinas citadas anteriormente.

Em relação ao efeito da vazão no erro entre os dois modelos, vale salientar que o escoamento local conforme Tinker (1951), é composto de um escoamento principal e vários secundários, em função de aspectos da geometria do casco como as folgas existentes entre as chicanas e o casco, e entre os tubos e as chicanas, espaçamento e altura das chicanas, etc. No método de simulação de Trocadores Casco e Tubos apresentado por Bell (1963), o coeficiente de convecção no casco foi calculado por uma correlação obtida para banco de tubos e corrigida por correlações empíricas, que levaram em conta aspectos da geometria do casco anteriormente citados.

Neste trabalho, por se ter usado inicialmente, uma formulação simplificada da equação da energia, eqs. (5) e (6), não foi possível, se calcular os efeitos desses escoamentos secundários nos cálculos do coeficiente de convecção. No modelo numérico para simulação de Trocadores de Calor Casco e Tubos, que está se desenvolvendo, pretende-se introduzir tais correções, usando a equação da energia bi ou tridimensional, cuja solução estará acoplada com a solução do campo de velocidades.

Um outro fator responsável pela diferença entre os dois coeficientes está no fato de que o coeficiente global apresentado por Bell (1963), foi calculado sem levar em conta a resistência a condução da parede do tubo.

## 6. Conclusão

Os resultados apresentados neste trabalho mostraram que a ferramenta computacional em desenvolvimento, para simulação de um Trocador de Calor Casco e Tubos, é bastante promissora, e importante, uma vez que nesse nível de desenvolvimento esta tecnologia não mais se encontra na literatura aberta (Dutra 1997).

Apesar de simular todo o trocador de calor, sua principal contribuição é nos cálculos do interior do casco, onde ainda cabe desenvolvimento tecnológico na simulação de trocadores de calor do tipo em estudo.

No atual estágio de desenvolvimento, os resultados apresentados já se mostram bastante interessante, por tornar possível na parte hidrodinâmica, o estudo do campo de velocidade no interior do casco, a verificação de problemas de vibração no feixe de tubos, e o cálculo da perda de pressão de uma forma mais precisa, em função dos diversos tipos de escoamento existentes no casco, através das mais recentes correlações empíricas publicadas. No estudo e simulação da parte térmica, o modelo mostrou também que em relação ao cálculo do coeficiente global, pode se tornar uma ferramenta bastante útil, e já apresenta resultados satisfatórios, mesmo quando comparada com um método mais preciso como o de Bell (1963), cujos dados foram todos gerados experimentalmente.

Pode-se dizer ainda, que seguramente, esta mesmo incompleta, já é uma ferramenta mais precisa e mais prática que o método de Kern (1950), pelo fato de possibilitar o cálculo do coeficiente global levando em conta as variações locais dos coeficientes de convecção em função do escoamento, e da variação das propriedades termo-físicas, pela variação das temperaturas, sem precisar usar o modelo da temperatura calórica, por exemplo.

## 7. Referências

- Bell, K.J., 1963, "Final Report of Cooperative Research Program on Shell-and-Tube Heat Exchangers", Engineering Experimental Station Bulletin No 5. University of Delaware, Newark, Delaware.
- Dutra, JCC, Brum, N de C., 1997, " Simulação Numérica do Campo de Velocidade Num Trocador Casco e Tubo", Tese de Doutorado, UFRJ,
- Dutra, JCC, Brum, N de C., 1998, " Simulação Numérica Do Campo De Velocidades De Um Trocador De Calor Tipo Casco-e-Tubos", Anais do VII ENCIT, Vol. 1, pg 560,a562, Rio de Janeiro, RJ.
- Kern, D.Q., 1950, "Process Heat Transfer", Chapter 7, McGraw-Hill Book Company, Inc.
- Kumar, H. 1984 "The plate heat exchanger: construction and design", presented at 1<sup>st</sup> UK National Conference on Heat Transfer, University of Leeds, 3-5 July, Inst. Chem. Eng. Symp., Series No. 86, p. 1275.
- Perry, R. H., Chilton, C. H., 1973, "Chemical Engineers' Handbook", Fifth Edition, McGraw-Hill, Sec. 20, pp 44-45
- Prithviraj, M. and Andrews, 1996, "A Numerical Investigation of The 3-D Flows in Shell and Tube Heat Exchangers", ASME, WAM, Atlanta, USA.
- Prithviraj, M. And Andrews, 1995, " Tree Dimensional Simulation of Shell and Tube Heat Exchangers", HTD, Vol 318, Heat Transfer in Turbulent Flows, ASME
- Ribeiro, C M C, Júnior, L G, 1984, " Comparação de métodos de Cálculo Termo-Hidráulico para Trocadores de Calor de Casco e Tubos sem Mudança de Fase, Dissertação de Mestrado, Unicamp, São Paulo, SP.
- Singh, K. P. and Soler, A. I., 1984, "Mechanical design of heat exchangers", First Edition, Arcturus Publishers
- TEMA, 1968, "Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association", Fourth Edition, Tubular Exchanger Manufacturers Association.

Tinker, T., 1951, "Shell Side Characteristics Of Shell-And-Tube Heat Exchangers", General Discussion On Heat Transfer, Institution Of Mechanical Engineers, London, Pp 97-116

## 7. Nomenclatura

$H_u, H_v, H_w$	função escalar que representa o fator de fricção da força de arraste contra os tubos
$L$	Comprimento do trocador
$p$	pressão
$r$	coordenada da geometria cilíndrica
$S_C$	parte constante da linearização do termo fonte
$S_P$	coeficiente da variável dependente, na linearização do termo fonte
$u, v, e w$	componentes da velocidade
$V$	velocidade resultante
$H_{casc}$	Coefficiente de convecção no casco
$H_{tub}$	Coefficiente de convecção nos tubos
$\dot{m}_q$	Vazão de massa do fluido quente
$\dot{m}_f$	Vazão de massa do fluido frio
$c_q$	Calor específico do fluido quente
$c_f$	Calor específico do fluido frio
$visc(i)$	Viscosidade dinâmica local do fluido no casco
$Visc_w$	Viscosidade dinâmica local na parede do tubo, do fluido no casco
$visc(i)$	Viscosidade dinâmica local do fluido nos tubos
$Visc_w$	Viscosidade dinâmica local na parede do tubo, do fluido nos tubos
$T_i$	Temperatura local do fluido quente
$t_i$	Temperatura local do fluido frio
$U$	Coefficiente global de transferência de calor
$r, \phi, z$	coordenadas
$\beta$	porosidade
$\mu$	viscosidade absoluta
$\rho$	densidade

### Superescritos

- usado para representa um valor médio local