

ANÁLISE EXERGÉTICA DA OPERAÇÃO DE UMA PLANTA DE COGERAÇÃO DE UM PÓLO PETROQUÍMICO

Resumo. Este trabalho faz uma análise exergética do sistema de cogeração do Polo Petroquímico do Nordeste. Após uma breve descrição do sistema, é apresentada a metodologia de simulação do sistema, bem como as definições de eficiência adotadas. A análise exergética de diversos casos é constituída pela determinação das irreversibilidades de cada sub-sistema e das eficiências exergéticas. Os resultados analisados indicam que a metodologia adotada pode indicar estratégias de operação do sistema, que não são claramente identificadas apenas por balanços de energia.

Palavras-chave: Energia, Análise Exergética, Cogeração industrial, Indústria Petroquímica, Processos Irreversíveis.

1. INTRODUÇÃO

O Pólo Petroquímico do Nordeste, em Camaçari, Bahia, é o maior complexo do gênero da América Latina. A empresa central é constituída pela seguintes unidades: matérias primas (UMP), termelétrica (UTE), tratamento de água (UTA) e gases industriais (UGI). O sistema de cogeração que compõe a UTE é o maior em operação no país, com capacidade instalada de geração elétrica de cerca 210 MW e 2.100 t/h de vapor de alta pressão. A energia elétrica é distribuída pela empresa central para todas as outras do Polo.

O objetivo deste trabalho é realizar uma análise exergética da operação planta de cogeração, calculando as eficiências exergéticas (racional e o grau de perfeição termodinâmico), as irreversibilidades, os percentuais de irreversibilidades de cada volume de controle e da planta global. Torres (1999) faz uma análise detalhada da unidade industrial.

2. SISTEMA TÉRMICO

A empresa além de produzir os derivados petroquímicos na UMP, gera na UTE vapor, energia elétrica, água tratada, ar comprimido e gases industriais.

Na Unidade Termoelétrica (UTE) estão em operação seis caldeiras do tipo aquatubular,

sendo cinco do tipo convencional com capacidade individual de 400 t/h e uma caldeira de recuperação de 100 t/h. Estas caldeiras produzem vapor a 120 bar e 530°C. As caldeiras queimam gases residuais de processo e outros combustíveis residuais líquidos provenientes da unidade de matérias-primas (UMP). Todavia, o sistema precisa utilizar óleo combustível tipo resíduo asfáltico (Rasf), que é o insumo mais importante, dado que os combustíveis residuais não são suficientes para atender a geração de vapor demandada.

Parte do vapor de 120 bar produzido é transferido para a UMP (cerca de 30%) e o restante é utilizado para a alimentação dos quatro turbogeradores de contrapressão de capacidade nominal de 45 MVA, onde existe uma extração de vapor a 42 bar e a contrapressão é de 15 bar. Esta duas correntes de vapor superaquecido são utilizadas em processos internos, bem como são exportadas para os clientes do Pólo (vendas). Há ainda um turbogerador de condensação com capacidade nominal de 45 MVA, que opera com recebendo vapor de 15 bar. A descarga deste turbogerador é um condensado que segue para a UTA.

A caldeira de recuperação opera em conjunto com a turbina a gás de capacidade nominal de 35 MVA (*base load*). A energia elétrica é gerada a 13,8 kV em todos os geradores, sendo transformada para 69 kV para distribuição. Para complementar a necessidade energética de todas as indústrias do Polo, existe a importação de energia elétrica da CHESF na tensão 230 kV, formando o *pool* de energia elétrica, a qual é utilizada na própria planta e distribuída para os clientes.

A planta em estudo tem 184 fluxos e 51 volumes de controle, que estão mostrados na Fig.1. Em função das estratégias de operação e de manutenção, alguns volumes de controle podem estar fora de operação, o que significa também que alguns fluxos podem estar temporariamente com vazão nula. A análise de uma planta equivalente, simplificada, pode ser encontrada no artigo de Torres e Gallo (1998). Para uma análise detalhada da estrutura da empresa base, vide Torres (1999).

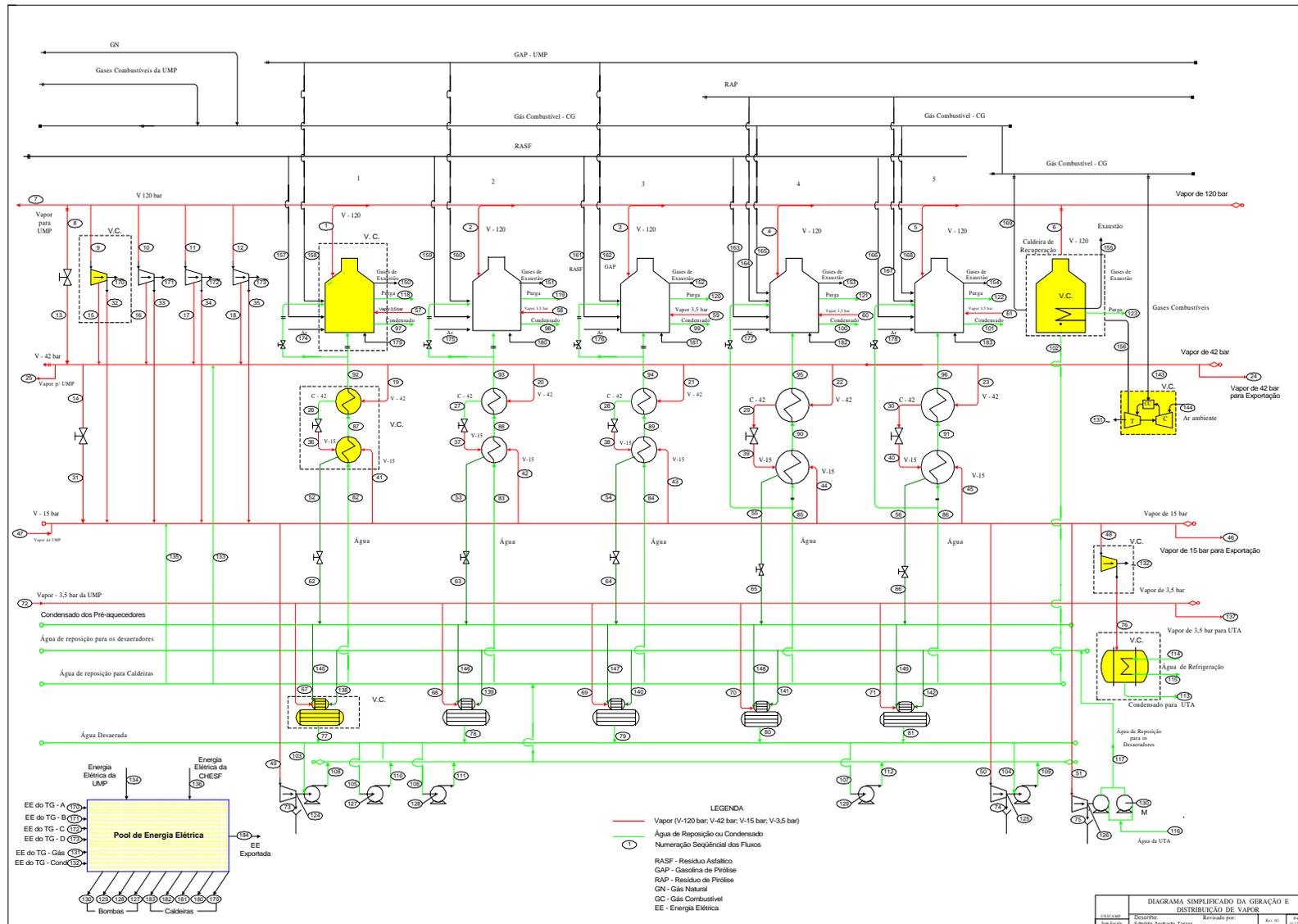
3. METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO

Foi desenvolvido um programa computacional no ambiente do *software Engineering Equation Solver*, programa comercial, que dispõe de linguagem estrutural própria e que possui algumas rotinas de propriedades termodinâmicas e funções matemáticas.

Foram escolhidos modos operacionais que representasse boa parte da sistemática operacional da unidade industrial. Dentre eles, encontram-se caldeiras com diferentes valores de produção de vapor, excesso de ar de combustão e períodos distintos do dia e do ano. Além dos casos reais, algumas simulações foram realizadas atendendo a possíveis cenários de acontecerem na prática.

Para o volume de controle caldeira, observa-se as entradas e as saídas que compõem o subsistema. Algumas hipóteses foram assumidas para que se pudesse simular o volume de controle. A eficiência energética da caldeira foi ajustada de acordo com os dados dos fabricantes e com os testes mensais realizados regularmente pela empresa em função da geração de vapor. Para cada grupo de fabricante de caldeira foi adotada uma curva, parametrizada pela vazão de vapor conforme está descrita nas Eq. (1) e (2). O valor das eficiências é em percentagem.

Na Fig. 1 estão destacados exemplos de sub-sistemas que merecem atenção. Note-se que os grupos de equipamentos semelhantes são ressaltados apenas uma vez. Para cada um deles, são mostradas as hipóteses adotadas no modelamento.



$$\eta_{Cal,i} = -0,0179 * \left(\left(\frac{m_i}{100} \right)^2 + 0,5485 * \frac{m_i}{100} + 86,174 \right) \quad (1)$$

$$\eta_{Cal,j} = -0,0175 * \left(\left(\frac{m_j}{100} \right)^2 + 0,5363 * \frac{m_j}{100} + 84,259 \right) \quad (2)$$

A vazão do vapor de 120 bar é registrada a cada 15 minutos. A purga da caldeira foi estimada em 2% da vazão de vapor. Portanto, a vazão de água de alimentação da caldeira é a soma dessas duas parcelas.

A vazão do Rasf é medida simultaneamente com a vazão do vapor de 120 bar, e as demais vazões dos combustíveis residuais são calculadas de acordo com a vazão de vapor de cada caldeira e sua respectiva eficiência, dado que não são medidas. O ar para a combustão é calculada a partir da composição elementar dos combustíveis (Tabela 1). O ar de combustão é inicialmente pré-aquecido num trocador de calor a vapor e em seguida num trocador de calor regenerativo rotativo estando os dois trocadores dentro do volume de controle caldeira.

O vapor de 3,5 bar que entra na caldeira é utilizado no pré-aquecedor a vapor (PV). Sua vazão é calculada em função da vazão do ar de combustão. A energia elétrica que entra nesse volume de controle é para acionar os ventiladores de ar de combustão como para o motor de pré-aquecedor rotativo.

Portanto, o ar entra no PV com temperatura ambiente e sai pré-aquecido, devido a troca de calor com o vapor de 3,5bar. Em seguida o ar é transferido para o trocador regenerativo saindo com temperatura especificada, para realizar a combustão.

Para as turbinas a vapor de contrapressão são medidas as vazões do vapor de 120 e 15 bar e as potências geradas. A vazão do vapor de 42 bar é calculada a partir desses dados. As eficiências dos turbos geradores a vapor, corpo de alta pressão (120 - 42 bar) e do corpo de baixa pressão (42 - 15 bar) foram estimadas de acordo com os dados históricos e as curvas dos fabricantes.

Para o volume de controle turbinas a gás, a potência elétrica é medida e as variáveis, vazão de combustível, ar de combustão gases de exaustão, a temperatura e eficiência são apresentadas nas Eq. (3) a (7)

$$m_{gases} = 5,5 * \left(\frac{C \text{ arg } a}{0,6} \right)^2 + 22,5 * \left(\frac{C \text{ arg } a}{0,6} \right) + 363 \quad (3)$$

$$T_{Gás} = -44 * \left(\frac{C \text{ arg } a}{0,6} \right)^2 + 207 * \left(\frac{C \text{ arg } a}{0,6} \right) + 324 \quad (4)$$

$$\eta_{TG} = \left(-0,33 * \left(\frac{C \text{ arg } a}{0,2} \right)^2 + 0,423 * \left(\frac{C \text{ arg } a}{0,2} \right) - 0,361 \right) * 0,3 \quad (5)$$

$$m_{comb} = \frac{\dot{W}_{TG}}{\eta \cdot PCI_{gás}} \quad (6)$$

$$m_{Ar} = m_{Gás} - m_{comb} \quad (7)$$

Estas variáveis foram parametrizadas em função da carga da turbina a gás, exceto para as Eq. (3) e (4). Os valores são válidos para carga da turbina superior a 0,6.

A caldeira de recuperação tem seu desempenho determinado pela condição de operação da turbina a gás. Os fluxos energéticos são: o gás combustível e os gases de exaustão da turbina a gás. Nessa simulação não houve queima suplementar e portanto a vazão do gás combustível foi nula.

Conhecendo a eficiência, a vazão dos gases, a temperatura de entrada dos gases e a temperatura de saída dos gases da caldeira de recuperação, pode ser calculada a vazão de vapor de 120 bar. Ressalta-se que a temperatura dos gases na saída da chaminé foi fixada (em 230°C). A eficiência da caldeira de recuperação está sempre entre 0,9 e 0,95.

Para a turbina de condensação é medida a potência gerada. A sua eficiência de primeira lei foi estimada de acordo com os dados históricos e de projeto. Vapor de 15 bar é expandido até à pressão de 0,1575 bar, e em seguida, vai para o condensador. O condensado é enviado para a UTA. A variação da temperatura da água de refrigeração do condensador ficou em torno de 5°C. A sua vazão foi calculada por balanço de massa e energia.

O pré-aquecedor de alta recebe vapor de 42 bar e elimina condensado de 42 bar através do purgador. As temperaturas de entrada e saída da água foram fixadas de acordo com o projeto original, e correspondem à condição nominal. O consumo de vapor de 42 bar é obtido por balanço de energia.

O pré-aquecedor de baixa recebe vapor superaquecido a 15, vapor de *flash* a 15 bar expandido do purgador de alta (mistura líquido/vapor) e pré-aquece a água de alimentação das caldeiras. As temperaturas de entrada e saída da água no aquecedor são conhecidas e o consumo de vapor superaquecido de 15 bar é obtido por balanço de massa e energia.

Os desaeradores recebem uma mistura vapor/líquido (*flash* de 3,5 bar) proveniente dos pré-aquecedores de baixa, vapor superaquecido a 3,5 bar e água de reposição. A saída é a água desaerada com temperatura especificada de acordo com o projeto. Pelos balanços de massa e energia se determina a vazão de vapor superaquecido 3,5 bar necessária.

Além desses subsistemas nomeados existem as válvulas redutoras de pressão, bombas e os *headers* de vapor e de água. Esses últimos volumes de controle são úteis pois funcionam como distribuidores dos fluxos.

Para cada volume de controle em operação aplicam-se balanços de massa, energia e exergia dados pelas Eq. (8) a (9) definidas para regime permanente, com variação da energia potencial e cinética desprezíveis.

$$\sum_{entra} \dot{m}_{entra} = \sum_{sai} \dot{m}_{sai} \quad (9)$$

$$\sum_{entra} \left(\dot{m} \cdot e \right) + \sum_i \dot{E}_x \frac{Q}{T_i} = \sum_{sai} \left(\dot{m} \cdot e \right) + \sum_i \dot{W}_i + \dot{I} \quad (10)$$

Sendo I a irreversibilidade ou a taxa de exergia destruída no volume de controle e $\dot{E}_x \frac{Q}{T_i}$ é a exergia associada ao fluxo de calor na temperatura T_i .

Para todos os fluxos, utilizou-se a exergia total específica dada pela Eq. (11).

$$e = (h - h_o) - T_o(s - s_o) + e^{ch} \quad (11)$$

Para a água e outras substâncias puras utilizou-se os dados de exergia química de Szargut (1988). Para misturas gasosas, a Eq. (12) foi adotada. No caso de combustíveis complexos, a

exergia química foi determinada pelas correlações de Szargut (1988).

$$e^{ch} = \sum_k \chi_k \cdot e_k^{ch} + RT_o \sum_i (\chi_i \cdot \ln \chi_i) \quad (12)$$

Na Tabela 1 são apresentados as características dos combustíveis utilizados.

Tabela 1. Composição Elementar dos Combustíveis

COMBUSTÍVEIS				
Elementos	RASF	GAP	RAP	GÁS COMBUSTÍVEL
C (%m)	88,05	86,8	89,4	71,3
H (%m)	8,85	13,1	10,5	28,7
S (%m)	2,92	0,1	0,04	-
Cinzas (%m)	0,172	0,001	0,001	-
T (°C)	210 a 220	25	110	25
P (bar)	8 a 9	3,5	8 a 9	0,8 a 1
PCI (kJ/kg)	40.076	42.186	39.745	57.127
Exergia kJ/kg	42.520	44.042	41.454	57.127

Fonte: COPENE, exceto as exergias

RASF - resíduo asfáltico (óleo combustível 6 A); GAP - resíduo líquido de processo (leve)

RAP - resíduo líquido de processo (pesado); GC - gás combustível - mistura de resíduo de processo e gás natural

Para cada volume de controle foi definida a eficiência racional e o grau de perfeição termodinâmica, dadas pelas Eq. (13) e (14).

$$\varepsilon = \frac{Ex_{produto}}{Ex_{insumo}} \quad (13)$$

$$\xi = \frac{\sum_s Ex_{saida}}{\sum_e Ex_{saida}} \quad (14)$$

A irreversibilidade de cada volume de controle foi normalizada pela irreversibilidade total.

A vantagem do parâmetro expresso pela Eq. (15) é que se pode comparar as irreversibilidades dos diversos volumes de controle com a total da planta.

$$\delta_j = \frac{I_j}{\sum I_j} \quad (15)$$

As propriedades termodinâmicas foram determinadas para os casos simulados não sendo possível apresenta-las pois são 184 fluxos.

4. ANÁLISE DOS VOLUMES DE CONTROLE

A identificação dos volumes de controle é feita pela simbologia VC_i. A Tabela 3 exemplifica para o caso A o conjunto completo dos parâmetros calculados (eficiências exérgica $\varepsilon[i]$, grau de perfeição termodinâmica $\xi[i]$, irreversibilidades $I[i]$ e o percentual de irreversibilidade de cada volume de controle $\delta[i]$). Os volumes de controle que não constam na tabela 2 estavam desativados.

Ressalta-se que as caldeiras tem eficiência exergética da ordem de 44%. Isto implica que as caldeiras representam 82,12% das irreversibilidades do sistema térmico. A irreversibilidade da caldeira de recuperação é pequena devido a seu porte reduzido e sua melhor eficiência. A turbina a gás responde por 9,42 da irreversibilidade total. As turbinas a vapor tem eficiência exergética entre 75 a 80% e irreversibilidades da ordem de 1,5%, Os demais equipamentos possuem irreversibilidades percentuais ainda menores.

Tabela 2. Eficiências e Irreversibilidades para os Volumes de Controle - Caso A

	Nomes	$\epsilon[i]$	$\xi[i]$	$I[i]$ [kW]	$\delta[i]$ [%]
VC_2	Caldeira B	0,4411	0,5844	122.013,00	20,01
VC_3	Caldeira C	0,4406	0,5827	111.098,00	18,22
VC_4	Caldeira D	0,4359	0,5788	148.137,00	24,29
VC_5	Caldeira E	0,4304	0,5697	114.593,00	18,79
VC_6	Caldeira de Recuperação	0,7684	0,8428	4.951,00	0,81
VC_7	Turbina a Gás	0,3576	0,5180	57.410,00	9,42
VC_9	Turbina a Vapor A	0,8259	0,9536	8.090,00	1,33
VC_11	Turbina a Vapor C	0,7259	0,9284	11.730,00	1,92
VC_14	Pré-Aquecedor Alta B	0,8979	0,9703	888,00	0,15
VC_15	Pré-Aquecedor Alta C	0,8978	0,9703	808,00	0,13
VC_16	Pré-Aquecedor Alta D	0,8983	0,9704	1.052,00	0,17
VC_17	Pré-Aquecedor Alta E	0,8970	0,9700	806,00	0,13
VC_20	Pré-Aquecedor Baixa B	0,8753	0,9589	942,00	0,15
VC_21	Pré-Aquecedor Baixa C	0,8758	0,9591	852,00	0,14
VC_22	Pré-Aquecedor Baixa D	0,8758	0,9590	1.115,00	0,18
VC_22	Pré-Aquecedor Baixa E	0,8762	0,9592	841,00	0,14
VC_24	Purgador 42/15 Pré B	0,0	0,9654	102,00	0,02
VC_25	Purgador 42/15 Pré C	0,0	0,9657	92,00	0,02
VC_26	Purgador 42/15 Pré D	0,0	0,9655	121,00	0,02
VC_27	Purgador 42/15 Pré E	0,0	0,9657	91,00	0,01
VC_29	Purgador 15/3,5 Pré B	0,0	0,9367	234,00	0,04
VC_30	Purgador 15/3,5 Pré C	0,0	0,9366	233,00	0,05
VC_31	Purgador 15/3,5 Pré D	0,0	0,9365	279,00	0,05
VC_32	Purgador 15/3,5 Pré E	0,0	0,9365	211,00	0,03
VC_33	Turbina Condensante	0,7580	0,8195	8.330,00	1,37
VC_34	Condensador do TG	0,2609	0,9640	6.800,00	1,12
VC_35	Desaerador A	0,7090	0,8659	1.323,00	0,22
VC_36	Desaerador B	0,7090	0,8659	1.323,00	0,22
VC_37	Desaerador C	0,7090	0,8659	1.323,00	0,22
VC_38	Desaerador D	0,7090	0,8659	1.323,00	0,22
VC_39	Desaerador E	0,7090	0,8659	1.323,00	0,22
VC_48	Bomba de Alimentação II	0,7839	0,9987	19,30	0,00
VC_49	Bomba C	0,7846	0,9688	519,00	0,09
VC_50	Bomba D	0,7846	0,9688	519,00	0,09
VC_51	Bomba E	0,7846	0,9688	519,00	0,09

5 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Na Tabela 3 são apresentados os valores das vazões de vapor de 120 bar gerado nas caldeiras para os casos, assim como também as potências geradas nos turbogeradores.

Tabela 3. Vazão total de vapor de 120 bar e potência elétrica para cada caso

Casos	A	B	C	D	E	F
Vapor 120 bar (t/h)	1159	1159	1218	1106	1252	980
Potência (MW)	109,3	109,3	127,5	67,0	101,2	51,4

Na Tabela 4 são apresentados os parâmetros de desempenho do sistema para três condições operacionais similares. O caso B é uma simulação correspondente à condição do caso A, sem a operação de uma das caldeiras. Comparando o caso A com o B, verifica um aumento na eficiência exergética (ϵ) das caldeiras para o caso B, dado que, cada uma delas opera mais próximo de sua condição nominal. O Caso C pode ser comparado com o caso A: ambos possuem quatro caldeiras convencionais em operação, como a potência requerida na “ponta” é maior, as caldeiras geram um pouco mais de vapor, aumentando as eficiências. O percentual da irreversibilidade associada às caldeiras, portanto, decresce (81,36% no caso A e 81,31% no caso C para 80,82% para o caso B). Por falta de espaço apenas foram apresentados apenas 3 casos de um total de 14.

Tabela 3. Parâmetros Operacionais Simulados

	CASO - A			CASO - B			CASO - C		
	ϵ	ξ	δ	ϵ	ξ	δ	ϵ	ξ	δ
CAL_B	43,93	59,18	18,96	44,63	59,66	26,71	44,11	59,24	20,01
CAL_C	43,98	58,12	17,79	44,68	59,25	26,66	44,06	58,27	18,22
CAL_D	43,56	57,83	25,22	-	-	-	43,59	57,88	24,29
CAL_E	43,05	56,97	19,39	43,96	58,56	27,45	43,04	56,97	18,79
CAL_REC	77,13	84,62	0,80	77,13	84,62	0,83	76,84	84,28	0,81
TG_Gás	33,87	49,90	10,47	33,87	49,90	10,47	35,76	51,80	9,42
TG_A	82,82	95,40	1,32	82,82	95,40	1,35	82,59	95,36	1,33
TG_C	71,28	92,88	1,79	71,28	92,88	1,84	72,59	92,94	1,92
TG_D									
TG-cond.	71,99	79,18	1,05	71,99	79,18	1,06	75,80	81,95	1,37

Caso A: Operando “fora da ponta”, dia 05/01/99 com 4 Caldeiras

Caso B: Operando “fora da ponta”, dia 05/01/99 com 3 Caldeiras

Caso C: Operando “na ponta”, dia 05/01/99 com 4 Caldeiras

Tabela 3. Parâmetros Operacionais Simulados (continuação)

	CASO D			CASO E			CASO F		
	ϵ	ξ	δ	ϵ	ξ	δ	ϵ	ξ	δ
CAL_B	44,17	58,44	23,13	44,36	58,78	23,00	43,96	58,09	21,41
CAL_C	44,16	58,39	22,16	44,35	58,71	22,06	44,03	58,18	22,27
CAL_D	43,16	57,17	22,67	43,36	57,54	23,37	43,09	57,03	22,78
CAL_E	43,32	57,36	23,29	43,36	57,47	22,34	42,95	56,86	22,07
CAL_REC	-	-	-	-	-	-	-	-	-
TG_Gás	-	-	-	-	-	-	-	-	-
TG_A	69,49	92,4	2,285	79,74	94,59	1,54	45,90	86,78	2,78
TG_C	71,51	92,87	2,306	77,43	93,39	1,82	44,10	86,85	2,38
TG_D	-	-	-	-	-	-	68,41	91,81	2,42
TG-cond	76,74	82,63	0,62	76,74	82,63	1,56	70,05	77,78	0,60

Caso D: Operando na “fora da ponta” dia 12/08/99 sem Caldeira de recuperação

Caso E: Operando na “ponta” dia 12/08/99 sem Caldeira de recuperação

Caso F: Operando na “fora da ponta” dia 24/03/99 sem Caldeira de recuperação e com uma turbina a vapor D operando

Além disso, o aumento de carga dos geradores (a gás, a vapor de contrapressão e de condensação) também reduz a participação percentual na irreversibilidade (14,63 no caso A para 14,04 no caso C).

Os casos A, B e C operam com turbina a gás e caldeira de recuperação. Para a potência elétrica no caso C, verifica-se uma maior eficiência com o uso da turbina a gás do que empregando-se exclusivamente turbogeradores a vapor.

Os casos A e B são similares, mas no último foi realizada uma simulação de operação com só três caldeiras e o aumento de eficiência global do sistema. O caso C (ponta) possui menor eficiência global da planta que o caso A ou B, pois há um excesso de vapor, necessário para a geração elétrica e que não pode ser vendido (aumenta a condensação).

Para os equipamentos puramente dissipativos, como os purgadores, válvulas redutoras de pressão a eficiência exergética racional é zero. A importância de avaliar o grau de perfeição termodinâmica, portanto, se justifica nestes casos. O condensador foi considerado como um produtor de água quente.

As Figuras 2 apresentam os resultados globais de potência elétrica e eficiência exergética das caldeiras por caso analisado. A Figura 3 apresentam o vapor gerado nas caldeiras e a potência produzida nos turbogeradores.

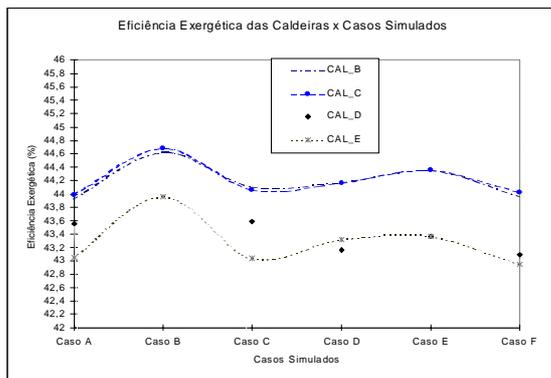


Figura 2 – Eficiência exergética

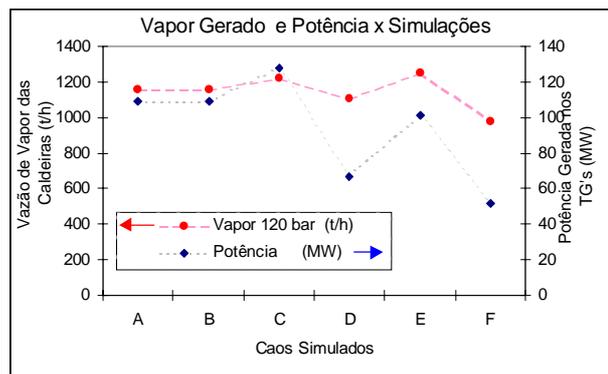


Figura 3 – Vapor e Potência gerada

Uma comparação entre os casos C e E (ambos na ponta, mas o C em período seco e o outro no úmido) mostra que a redução na eficiência exergética do caso C para o E não é grande, apesar da maior produção de vapor, pois no caso C a turbina a gás operava.

6. CONCLUSÃO

A análise exergética do sistema de cogeração permitiu que se pudesse identificar as condições de operação mais favoráveis para a UTE. A eficiência energética do sistema, sempre alta, mascara as conclusões sobre o real desempenho termodinâmico de um dado ponto de operação do sistema.

O uso da turbina a gás com sua caldeira de recuperação (sem queima suplementar), apresenta vantagens para o desempenho da instalação, dado que, para uma mesma potência elétrica a suprir, ocorre menor geração de vapor de alta pressão. Isto é particularmente relevante quando o sistema opera na ponta, pois menor quantidade de vapor deverá ser condensada.

Agradecimentos

Os autores agradecem a contribuição da Universidade Federal da Bahia, a UNICAP – Universidade Estadual de Campinas, a COPENE - Petroquímica do Nordeste e da CAPES.

REFERÊNCIAS

- Espírito Santo, D.B. and Gallo, W.L.R., 1998, Energetic, economic and thermoeconomic analysis in a hospital cogeneration system. Proc. ECOS'98. Nancy, France, p.275-282
- Leveika, R.; Sauer, H.J.; Anderson, M.D., 1998, Cogeneration alternatives for a university campus, Proceedings of the ECOS'98, Nancy, France, v.2, p.789-797.
- Silveira, J. L.; Leite, N.G.C.; Ribeiro, J.F, 1997, Análise do potencial de produção de água quente com motores diesel: a cogeração, Proceedings of the III Latin American Congress: Electricity Generation and Transmission, Campos de Jordão, Brasil, v.1, p.220-224
- Szargut, J.; Morris, D. R.; and Steward, F. R., 1988, Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes. Hemisphere Publishing Co., New York, USA.
- Torres, E. A., Gallo, W. L. R., 1998, Exergetic Evaluation of a Cogeneration System in a Petrochemical Complex. Energy Convers. Mgmt., V.39,n.16-18, p.1845-1852.
- Torres, E. A. 1999, Avaliação exergetica e termoeconômica de um sistema de cogeração de um pólo petroquímico, FEM, UNICAMP, Tese (Doutorado), Campinas.
- Vertiola, R.S. and Oliveira Jr, S., 1995, Exergetic and thermoeconomic analysis of the steam cycle of a medium sugar and alcohol mill, Proc. of the Ecos95, Stockholm, Sweden.
- Williams, A and Hessami, M.A, 1993, Case study: two case studies of cogeneration systems and economic feasibility, Heat Recovery Systems & CHP, v.13, n.2, p.167-186.

Title: Exergetic analysis of the operation of a petrochemical pole cogeneration system.

Key words: *Energy, Exergetic Analysis, petrochemical, cogeneration, Irreversible processes.*

Abstract. *This work presents an exergy analysis for a petrochemical cogeneration system (the greater operating in Brazil). The system is described, the method employed to simulate the system is presented, and the exergy efficiencies are defined. The analysis presents the exergy efficiencies and irreversibility for each sub-system. The results obtained from real data were used to compare operation strategies which are not clear from energy balances.*