

## ANALISE EXERGÉTICA DE UMA PLANTA DE TURBINA A GÁS COM RECUPERAÇÃO QUÍMICA.

**Mario G. Sánchez Prieto** - email: 192572rg@discovery.fem.unicamp.br

UNICAMP, Universidade Estadual de Campinas, Departamento de Energia, FEM, Faculdade de Engenharia Mecânica. Cidade Universitária Zeferino Vaz. CP 6122, Campinas SP 13083-970. Brasil. FAX 289-3722, Telef.: 788-8435.

**Silvia Azucena Nebra** – email: sanebra@fem.unicamp.br

Universidade Estadual de Campinas, Departamento de Energia, FEM, Faculdade de Engenharia Mecânica. Cidade Universitária Zeferino Vaz. CP 6122, Campinas SP 13083-970. Brasil.

**Waldir L. Ribeiro Gallo** – email: wgallo@fem.unicamp.br

Universidade Estadual de Campinas, Departamento de Energia, FEM, Faculdade de Engenharia Mecânica. Cidade Universitária Zeferino Vaz. CP 6122, Campinas SP 13083-970. Brasil.

**Resumo:** *Uma das propostas que tem sido analisadas nos últimos anos nos ciclos de Turbina a Gás, procurando ganhos na potência gerada e na eficiência térmica, são os ciclos de Turbina a Gás com Recuperação Química. Tais sistemas estão dotados de um reformador químico que empregando o calor dos gases de escape da turbina, converte a mistura metano – vapor de água em um combustível gasoso rico em hidrogênio. Um aspecto de interesse adicional destes sistemas explica-se devido aos muito baixos valores das emissões de  $\text{NO}_x$ , ainda inferiores àqueles que empregam sistemas de injeção com vapor. O presente trabalho, com ajuda dos conceitos emanados da Segunda Lei da Termodinâmica, apresenta a avaliação do desempenho exergético de uma instalação deste tipo. São avaliados os rendimentos exergéticos baseados na relação produto – fuel, considerando um volume de controle para cada equipamento que compõe o sistema.*

**Palavras-chave:** *exergia, recuperação química, combustível, turbina.*

### INTRODUÇÃO

Durante anos de operação das turbinas a gás, tem sido de muito interesse diminuir as emissões de  $\text{NO}_x$  na atmosfera, cuja produção vê-se favorecida pelas altas temperaturas que atingem os gases formados na câmara de combustão. Neste intuito destaca-se a Turbina a Gás com Recuperação Química, cujo potencial está avaliado pelo fato de gerar potência com altos valores de eficiência térmica, e muito reduzido nível de emissões de  $\text{NO}_x$ , (Kesser *et al.* 1994).

O conceito de recuperação química é um dos vários conceitos inovadores aplicáveis aos ciclos de turbina a gás para a geração de energia elétrica, que utilizam como combustível o gás natural, (Adelman *et al.* 1995).

Como objeto de estudo nos últimos anos, destacam as sugestões que emanam do trabalho de Souza Santos (1997), em relação à necessidade de incluir análises exergéticas e econômicas nestas instalações, mesmo como os aportes originados das simulações feitas nos trabalhos de Carcasci *et al.* (1998), e Harvey e Kane, (1997), a análise do ciclos de Turbina a Gás com Recuperação Química, baseados nas Turbinas LM6000 da General Electric, e GT26 da ABB, respectivamente. Segundo estes autores, este sistema deve ser entendido como uma extensão do sistema de turbina a gás com injeção a vapor, no qual o calor dos gases de exaustão é usado para gerar vapor que resulta posteriormente injetado diretamente no combustor da turbina a gás.

A figura 1 apresenta simplificada este conceito. O calor dos gases de escape é primeiro aproveitado no chamado reformador de vapor - gás metano, que assume o lugar do Gerador de Vapor Recuperador de Calor, normalmente empregado nos ciclos de Turbina a Gás com Injeção de Vapor, e os Ciclos Combinados.

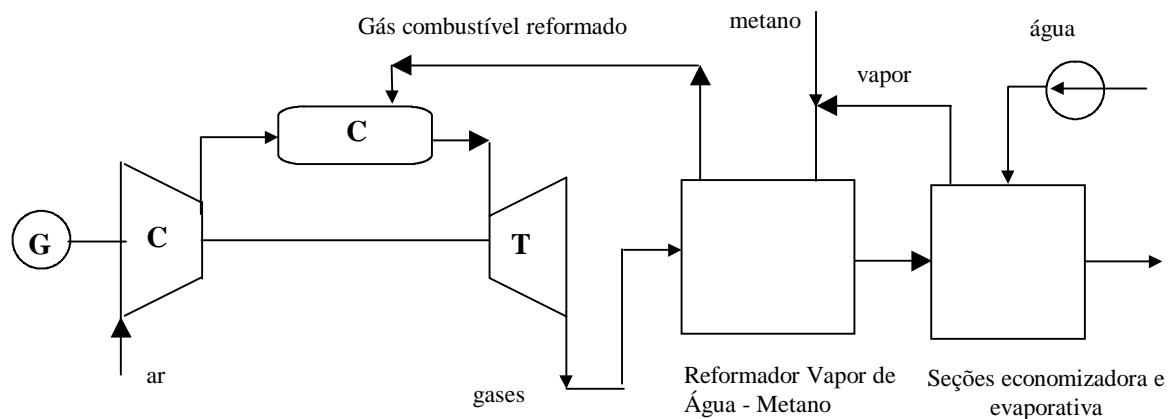


Figura 1. Diagrama conceitual Do Sistema de Turbina a Gás com Recuperação Química.

O reformador químico, contém uma seção economizadora destinada ao aquecimento da água até condições de saturação, uma seção evaporativa para a geração de vapor e a seção reformadora propriamente dita. Esta última seção segundo Kesser *et al.* (1994), está caracterizada pela presença de um elemento catalisador em base níquel, que pode ser suficientemente ativo acima de 600 °K, promovendo uma reação endotérmica entre o metano e o vapor de água. Assim, a mistura metano - vapor de água absorve calor termicamente, devido ao aquecimento, e quimicamente, devido às reações químicas. No critério de (Carcasci *et al.* 1998), zona de reação do reformador verificam-se as seguintes reações:



O gás obtido, produto da reação química e a troca de calor, contém CO, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>, excesso de vapor de água e restos de metano, sendo posteriormente levado ao combustor da turbina a gás, onde seu potencial energético é aproveitado com excelentes resultados.

Para avaliar os efeitos termodinâmicos do sistema de recuperação química vinculado à turbina a gás, o conceito de exergia que expressa a medida do valor termodinâmico de um

portador de energia, vai ser empregado como ferramenta na análise. É conhecido que este método permite efetuar uma avaliação mais racional das irreversibilidades associadas a cada equipamento componente deste processo, sendo este aspecto já destacado por Rosen (1991), em um das poucas avaliações exergéticas encontradas na literatura, aplicada unicamente à recuperação química com produção de hidrogênio.

Os detalhes do método de análise exergético podem ser encontrados em Szargut (1988).

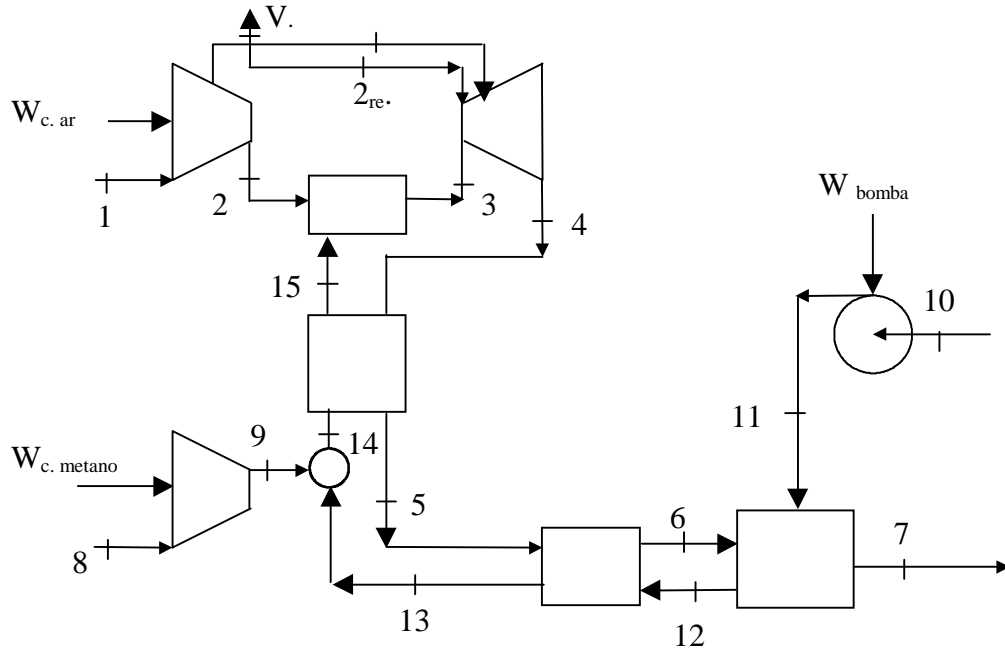


Figura 2 Diagrama básico do Sistema de Turbina a gás com recuperação química.

Os componentes do ciclo proposto para a análise, estão representados na Fig. 2, (Kesser, 1994). Os dados correspondentes a cada ponto aparecem na tabela 1. Nos anexos deste trabalho podem ser encontradas as composições e frações molares dos elementos químicos nos pontos analisados.

Tabela 1. Dados dos parâmetros termodinâmicos.

Denominação	Temperatura (°K)	Pressão (kPa)	F. Mássico (kg/s)
1 (ar)	288	98.7	1
2 (ar comprimido)	673	1467	0,771
3 (gases)	1581	1436	0,936
4 (gases)	869	104	1,155
5 (gases)	700	102	1,155
6 (gases)	506	101	1,155
7 (gases)	413	100	1,155
8 (metano)	288	493	0,021
9 (metano)	415	2105	0,021
10 (água)	288	197	0,144
11 (água)	288	2220	0,144
12 (água)	490	2210	0,144
13 (vapor saturado)	490	2110	0,144
14 (mistura)	481	2110	0,165
15 (gás reformado)	849	1895	0,165

## O MÉTODO EXERGÉTICO DE ANÁLISE.

Aplicar o método exergético, significa efetuar um balanço de exergia considerando cada portador energético envolvido em um determinado sistema. Com o intuito de identificar as fontes de maior irreversibilidade no caso tratado, o sistema todo foi dividido em oito volumes de controle que facilitam a abordagem de diferentes definições de eficiência, de acordo ao propósito específico de cada um.

Ao mesmo tempo, é de interesse a natureza das substâncias que constituem os fluxos físicos, tanto quanto as suas possibilidades de evolução através do processo. Estes aspectos serão avaliados conforme ao conceito de exergia, e eficiência exergética segundo as seguintes considerações:

- Estabelecimento de um ambiente de referencia para o cálculo das exergia físicas:  
 $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P_0 = 101,325 \text{ kPa}$ ., umidade do ar no ponto 1, 60%.
- Definição de cada volume de controle e determinação das eficiências dos subsistemas de acordo as definições de “Fuel”, Produto e Perdas, Kotas (1985), sendo definidos os seguintes volumes de controle:  
I- Bomba de alimentação de água.  
II- Compressor de Metano.  
III- Compressor de ar.  
IV- Economizador.  
V- Evaporador.  
VI- Reformador.  
VII- Câmara de combustão.  
VIII- Turbina.
- A exergia física fica, segundo Szargut, (1988) é expressada através de:

$$e_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3)$$

Onde:

$h, h_0$ : Correspondem aos valores das entalpias para as condições de operação em cada ponto, e para a referencia adotada neste trabalho respectivamente, (kJ/kg).

$s, s_0$ : Correspondem aos valores das entropias para as condições de operação em cada ponto, e para a referencia adotada neste trabalho respectivamente, (kJ/kg °).

- Para avaliar o componente químico da exergia em cada ponto, serão adotados os dados reportados por Szargut, 1988, que aparecem no anexo, sendo considerado para cada ponto o valor da exergia, como resultado de:

$$e_x = e_{ph} + e_{ch} \quad (4)$$

- Segundo as propostas de Kesser *et al.* (1994), serão considerados os seguintes dados:  
1- Potência líquida da instalação,  $W_1 = 415,743 \text{ kW}$ .  
2- Consumo de potência da bomba.  $W_b = 0,324 \text{ kW}$ .  
3- Consumo de potência do compressor de metano,  $W_{cm} = 7,46 \text{ kW}$ .  
4- Consumo de potência do compressor de ar,  $W_{ca} = 391,077 \text{ kW}$ .
- As composições dos gases nos pontos 3 e 4, foram determinadas com ajuda de equações de balanço de massa, levando em conta a composição dos gases no ponto 15, reportado em Kesser *et al.* (1994), e considerando combustão completa.
- O fluxo de ar para resfriamento da turbina,  $M_{re} = 0.219 \text{ kg/s}$ , e o vazamento de ar,  $M_v = 0.01$ , ambos expressados em (kg/s)

- Os valores de eficiência exergética e as irreversibilidades serão expressadas segundo:

$$\eta = \frac{P}{F} \quad (5)$$

$$I = F - P \quad (6)$$

Onde:

P: Produto do volume de controle analisado.

F: "Fuel", no volume de controle analisado.

I: Irreversibilidade no volume de controle analisado.

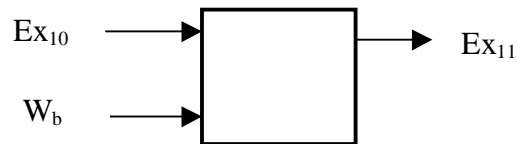
A mistura de gases será tratado como fluido ideal, nos pontos 14, 15, 3 e nos gases de exaustão, sendo necessária a determinação do calor específico levando em conta a variação de temperatura.

Aplicando as considerações anteriores a cada volume de controle:

I. Bomba de impulsão de água:

$$F = W_b$$

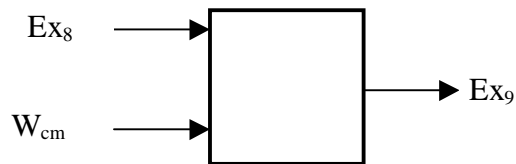
$$P = (Ex_{11} - Ex_{10})$$



II. Compressor de Metano:

$$P = (Ex_9 - Ex_8)$$

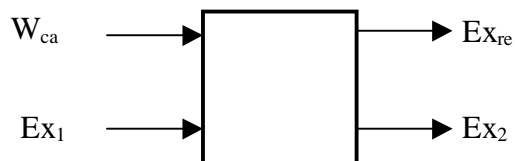
$$F = W_{cm}$$



III. Compressor de ar:

$$P = (Ex_2 + Ex_{re} - Ex_1)$$

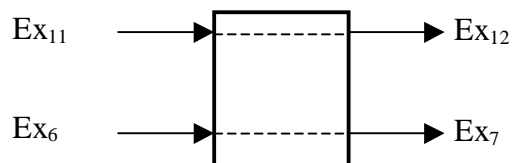
$$F = W_{ca}$$



IV. Economizador.

$$F = (Ex_6 - Ex_7)$$

$$P = (Ex_{12} - Ex_{11})$$

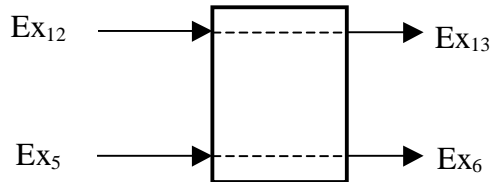


Ainda quando o ponto 7 corresponde aos gases de escape, que não tem utilidade posterior, será calculado o valor da exergia destes, procurando não penalizar somente o economizador pelas perdas exérgicas associadas a rejeitos do processo.

V. Evaporador.

$$P = (Ex_{13} - Ex_{12})$$

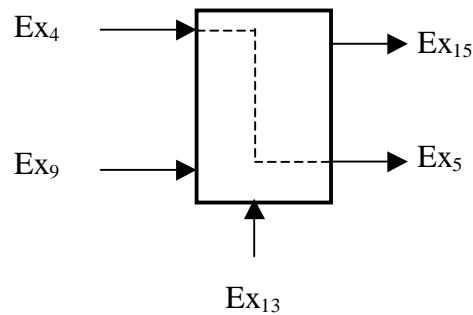
$$F = (Ex_5 - Ex_6)$$



VI. Reformador químico, (incluindo o ponto de mistura).

$$P = Ex_{15} - (Ex_9 + Ex_{13})$$

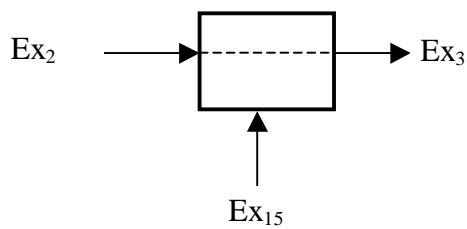
$$F = Ex_4 - Ex_5$$



Volume de controle VII. Câmara de combustão.

$$P = Ex_3 - Ex_2$$

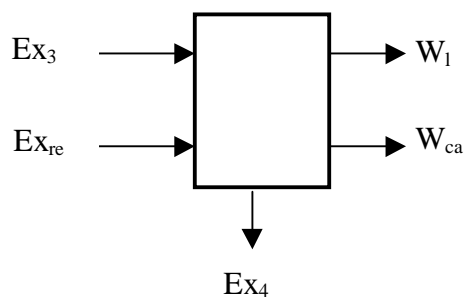
$$F = Ex_{15}$$



Volume de controle VIII. Turbina a gás.

$$P = W_l + W_{ca}$$

$$F = (Ex_3 + Ex_{re} - Ex_4)$$



## DISCUSÃO DOS RESULTADOS.

A tabela 2 apresenta os resultados dos cálculos das exergias de cada fluxo, refletindo tanto os valores dos componentes físicos e químicos, quanto os totais. Em tanto a tabela 3, apresenta os resultados da análise exérgica mostrando em valores absolutos a irreversibilidade e a eficiência de Segunda Lei para cada volume de controle. Os valores que aparecem na tabela 3 referidos ao economizador, levam em conta o valor da exergia dos gases de escape, ainda quando estes não aportam utilidade posterior, visando não carregar o valor da irreversibilidade ligada aos rejeitos do processo somente neste componente, que alias, como pode ser observado, apresenta um significativo valor da componente física, considerando o valor da temperatura dos gases no ponto 7. A exergia química deste fluxo, por sua vez, reflete o quanto sua composição se afasta das condições de equilíbrio com o ambiente.

Tabela 2. Resultado do cálculo da exergia de cada fluxo.

Denominação	Ex. física (kW)	Ex. química (kW)	Ex.Total (kW)
1 (ar)	-2,989	0	-2,989
2 (ar comprimido)	292,6	0	292,6
3 (gases)	1163,226	44,02	1207,246
4 (gases)	359,579	40,04	399,619
5 (gases)	203,89	40,04	243,93
6 (gases)	68,357	40,04	108,397
7 (gases)	23,94	40,04	63,98
8 (metano)	5,1366	1088,7	1093,84
9 (metano)	10,753	1088,7	1099,45
10 (água)	0,1033	7,1924	7,297
11 (água)	0,4087	7,1924	7,6029
12 (água)	27,86	7,1924	35,054
13 (vapor saturado)	132,75	7,1924	139,94
14 (mistura)	77,931	1151,1033	1229,034
15 (gás reformado)	164,345	1211,9	1376

Como era esperado, a maior fonte de perdas exérgicas foi aportada pela câmara de combustão, devido fundamentalmente à degradação de energia pelas elevadas diferenças de temperatura na troca térmica e as próprias reações químicas no processo de combustão. Tais resultados concordam com os reportados por Harvey e Kane (1997), que obtiveram resultados qualitativamente similares ao avaliar uma instalação de turbina a gás com recuperação química e reaquecimento, apoiados nos parâmetros de desenho da turbina GT 26 da ABB. Estes pesquisadores sugeriram que a queda de pressão do combustível na entrada do combustor, usualmente alta em turbinas a gás, é outra das razões que limita o bom desempenho termodinâmico da câmara de combustão.

Deve ser destacada alias, que a presença de elementos combustíveis representa uma fração relativamente pequena na corrente de combustível, na qual, uma parte significativa é vapor de água, sendo então que o ciclo de Turbina a Gás com Recuperação Química sofre o mesmo problema da Turbina a Gás com Injeção a Vapor, o seja, alta irreversibilidade associada à mistura de vapor no ciclo de gás.

Tabela 3. Resultado da irreversibilidade e eficiência de Segunda Lei em cada volume de controle.

Volume de controle	Irreversibilidade, (kW)	Eficiência de 2 <sup>da</sup> Lei (%)	Irreversibilidade percentual (%)
Bomba de água	0,0196	94	0,003
Compressor de metano	1,85	75,2	0,29
Compressor de ar	21,45	94	3,4
Economizador.	16,96	61,8	2,7
Evaporador	30,647	77,4	4,9
Reformador	19,08	87,7	3,05
Câmara de combustão	461,35	66,4	73,67
Turbina	74,85	91	11,95
Total	626,207	38	-

Deve ser destacada alias, que a presença de elementos combustíveis representa uma fração relativamente pequena na corrente de combustível, na qual, uma parte significativa é vapor de água, sendo então que o ciclo de Turbina a Gás com Recuperação Química sofre o mesmo problema da Turbina a Gás com Injeção a Vapor, o seja, alta irreversibilidade associada à mistura de vapor no ciclo de gás.

Ao mesmo tempo pode observar-se na parte do sistema de recuperação química, que o elemento que maior irreversibilidade aporta é o gerador de vapor, maior que a perda exérgica que aporta o reformador químico, aspecto que também coincide com a avaliação feita por Harvey & Kane (1997). Uma parte da irreversibilidade no reformador acontece devido ao efeito de mistura, (54% do total), sendo que a outra é devida as reações químicas.

O relativamente alto valor da perda de exergia na turbina é devido ao efeito de mistura das correntes de ar de resfriamento com a corrente de gases durante a expansão na máquina. O valor do fluxo do ar de resfriamento, um pouco acima do 20% da quantidade de ar na entrada ao compressor, contribui a tal efeito.

Deve ser ressaltada a simplicidade dos elementos que compõem o sistema de recuperação de calor para a reforma química, (um só nível de pressão sem reaquecimento), aspectos que segundo Harvey & Kane (1997), influem num valor de eficiência de Segunda lei relativamente baixo, em comparação com o ciclo combinado convencional. Porém pode ser concluído o bom desempenho do sistema analisado, especificamente a recuperação química, avaliado pelo relativamente baixo valor da irreversibilidade, 68,56 kW, valor que foi verificado em cada componente desse subsistema.

## CONCLUSÕES.

O trabalho feito até aqui, pode servir como referencia para futuras análises baseadas na Segunda Lei, onde podam ser avaliadas diversas propostas operacionais que levem a um melhor desempenho das instalações de geração de potência apoiadas no principio de reforma química. Entre estas propostas pode ser considerada a posição de abertura total na válvula de combustível, trasladando assim o problema de controle aos mecanismos de injeção de combustível na câmara de combustão.

O desenvolvimento das propostas deve-se concentrar naqueles subsistemas que aportem as maiores perdas de exergia, destacando-se a câmara de combustão, como elemento enfocando a atenção por exemplo, em estudar e otimizar a relação entre a pressão da reforma e



a fração de metano - vapor de água, e a influencia desse termo na temperatura do gás combustível.

Um análise de Segunda Lei, pode ser também a ferramenta idônea para futuras avaliações de desempenho do ciclo tratado, trabalhando em carga parcial, considerando também a incorporação de equipamento para a geração de vapor a vários níveis de pressão.

### ***Agradecimentos:***

Os autores deste trabalho agradecem o apoio da FAPESP e CNPq.

### **REFERÊNCIAS.**

- Adelman, S., T., Hoffman M., A., and Baughn, J., W., 1995, "A Methane – Steam Reformer for a Basic Chemically Recuperated Gas Turbine". *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power Plant*. January, Vol. 117, pp. 16-23.
- Bathie, W., W., 1996, "Fundamentals of Gas Turbines". John Wiley and Sons, Second Edition.
- Carcasci, C., Facchini, B., and Harvey, S., 1998, "Modular Approach to Analysis of Chemically Recuperated Gas Turbine Cycles". *Energy Conversion and Management*, Vol. 39, No 16-18, pp1693-1703.
- Harvey, S., and Kane, N., 1997, "Analysis of a Reheat Gas Turbine Cycle with Chemical Recuperation using ASPEN". *Energy Conversion and Management*, Vol. 38, No 15-17, pp1671-1679.
- Kesser, K., F., Hoffman, M., A., and Baughn, J., W., 1994, "Analysis of a Basic Chemically Recuperated Gas Turbine Power Plant". *Journal of Engineering for gas Turbines and Power Plant*. April, Vol. 116, pp. 277-284.
- Kotas, T., J., 1985, "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis". Anchor Brandon LTD, Tiptree, Essex. Great Britain.
- Rosen, M., A., 1991, "Thermodynamic Investigation of Hydrogen Production by Steam – Methane Reforming". *Int. J. Hydrogen Energy*. Vol. 16. No 3, pp. 207-217.
- Souza Santos M., L., 1997, "A Study of Thermochemically Recuperative Power Generation Systems Using Natural Gas". *Fuel* Volume 76, Number 7, pp. 593-601.
- Szargut J., Morris, D., R., and Stewart F., R., 1988, "Exergy Analysis of Thermal Chemical and Metallurgical Processes". Hemisphere Publishing Corporation.

### **ANEXOS.**

Tabela A.1 Fração molar dos componentes da mistura de gases nos pontos analisados.

Elemento	Ponto 15	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 14
CH <sub>4</sub>	0,08	-	-	0,1404
CO <sub>2</sub>	0,044	0,022078	0,0176	-
CO	0,004	-	-	-
H <sub>2</sub> O	0,682	0,2543	0,2052	0,85958
H <sub>2</sub>	0,19	-	-	-
N <sub>2</sub>	-	0,5937	0,608	-
O <sub>2</sub>	-	0,123	0,1695	-

Tabela A.2 Fração em massa dos componentes da mistura de gases nos pontos analisados.

Elemento	Ponto 15	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 14
CH <sub>4</sub>	0,0818	-	-	0,127
CO <sub>2</sub>	0,121	0,0367	0,02974	-
CO	0,007	-	-	-
H <sub>2</sub> O	0,7678	0,173	0,142	0,873
H <sub>2</sub>	0,024	-	-	-
N <sub>2</sub>	-	0,628	0,6535	-
O <sub>2</sub>	-	0,157	0,2083	-

### **EXERGETIC ANALYSIS OF A GAS TURBINE PLANT WITH CHEMICAL RECUPERATION.**

**Abstract:** *One of the proposals that has been more recently analyzed with growing interest in Gas Turbine cycles, with the purpose of obtaining gains in the power output and thermal efficiency, is the Chemically Recuperated Gas Turbine Cycle, (CRGT). Such systems are equipped of chemical heat recovery components in which the waste heat in the turbine exhaust is used to convert a methane-steam mixture into a hydrogen-rich fuel in a methane steam reformer. One additional aspect of these cycles that represents a potential benefit is explained by the ultra-low NO<sub>x</sub> emission levels, even less than those system which use steam injection This paper, with the aid of the concepts emanated from the Second Thermodynamic Law, is presenting an evaluation of the exergetic performance of one installation of this type. Exergetic efficiencies are evaluated according to the relation fuel-product, considering one control volume for each component of the system.*

**Key-words:** *exergy, chemical recuperation, fuel, turbine.*