

04

São Paulo  
2000

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
FACULDADE DE ENGENHARIA

Orientador:  
Prof. Dr. Silvio de Oliveira Jr.

Area de Concentração:  
Engenharia Mecânica

Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de  
São Paulo para obtenção do  
Título de Mestre em Engenharia.

SISTEMA TRI E TETRA COMBINADO DE COGERAÇÃO  
E AVALIAÇÃO EXERGETICA E TERMOECONOMICA

DOMINGO WILSON GARAGATTI ARRIOLA

A minha mãe

## **Agradecimentos**

Ao meu orientador Sílvio de Oliveira Jr. por sua paciência, apoio e orientação.

Aos meus amigos que de uma forma ou de outra contribuíram para este trabalho,

especialmente aos meus amigos brasileiros.

Ao CNPq pelo suporte financeiro.

## LISTA DE SIMBOLOS

### SIMBOLOS LATINOS :

- B, b : Exergia (total, específica) [kW], [kJ/kg]  
C, c : Custo [US\$, US\$/h], Custo médio unitário [US\$/MWh, US\$/ton]  
Ca : Investimento inicial [US\$]  
Co, co : Custo operacional [US\$/h], Custo operacional unitário [US\$/MW]  
Ct : Custo total [US\$.]  
D : variação  
Ep : Eletricidade gerada [kW]  
H, h : Entalpia (total, específica) [kW], [kJ/kg]  
I : Irreversibilidade [kJ]  
M : Massa molecular [kg/kmol]  
m : Fluxo massico [kg/s]  
P, p : Pressão [kPa]  
Q : Calor [kJ]  
R : Constante do(s) gás(gases) [kJ/kmol.K]  
Rm : Relação ar/comb [kg de ar/kg de comb]  
S, s : Entropia (total, específica) [kJ/kg.K]  
T, t : temperatura [K], total  
W : Trabalho [kJ]  
W : Potência [kW]  
X : Concentração [%]  
x : Título de vapor [%]



## SÍMBOLOS GREGOS :

$\alpha$  : Relação de exergia consumida/energia consumida

$\beta$  : Relação de calor/trabalho

$\delta, \Delta$  : variação

$\eta$  : Rendimento, eficiência

$\theta$  : Fator de Carnot

$\mu_f$  : Potencial químico da espécie

$p$  : Massa específica

$\sigma$  : Geração de entropia

$\phi$  : Taxa de circulação

## ÍNDICES INFERIORES

a : absorção, absorvedor, alimentação

ab : absorvedor

ae : entrada do absorvedor

as : saída do absorvedor

b : bomba, exergia específica

c : condensador, combustível, concentrada

cald : caldeira

cd : condensador

ce : entrada do condensador

ch : sistema de refrigeração a absorção ("chiller" a absorção)

cs : saída do condensador

d : diluída

de : entrada do gerador/desorvedor

ds : saída do gerador/desorvedor

e : electricidade, entrada, energética, específico, evaporador

ee : entrada do evaporador

ev : evaporador

f : final

g : gás

gn : gás natural

ge : gerador

i : início

tg : turbina a gás

tv : turbina a vapor

va : vapor de alta pressão

vb : vapor de baixa pressão

## SUBCRITOS :

COP : Coeficiente de Eficácia ou Performance

PCI : Poder Calorífico Inferior

PCS : Poder Calorífico Superior

TR : Tonelada de Refrigeração

$\eta_{total}$  : Eficiência energética total

$\eta_{total}$  : Eficiência energética total

$\eta_{chiller}$  : Eficiência energética do sistema de refrigeração (chiller)

$\eta_{total-ga}$  : Eficiência energética total com queima adicional

## Referências Bibliográficas Complementares

- Baehr, N. D. *Thermodynamik*. Springer-Verlag, Berlin 1962.
- Benedict, M.; Gyftopoulos, E. P. Economic Selection of the Components of Air Separation Process. ACS Symposium Series, Nº 122, pp. 195-202. 1980.
- Bergmann, E.; Schmidt, K. R. Zur Kostenwirtschaftlichen Optimierung der Warmeaustauscher für die Regenerative Speisewasserverwärmung im dampfkraterwerk ein störungsversfahren mit der Exergie. En energi und Exergie, VDI-Verlag, Dusseldorf, pp. 63-89. 1965.
- Beyer, J. Zur Aufteilung der Primärenergiekosten in Koppelprozessen auf Grunellage der Strukturanalyse. Energianwendung, Vol. 21, pp. 179-183. 1972.
- Birnie, C.; Obert, E. F. Evaluation and Location of Losses in a 60 MW Power station. Proc. Midwest Power conf., vol. 11, pp. 187-193. 1949
- Bonsjakovic, F. Bezugszustand der Exergie eines reagierenden Systems. Forsc. Ingenieurw, Vol. 32, pp. 439-445. 1963.
- Carnot, S. (1824) Reflexiones sobre la potencia motriz del fuego y sobre las máquinas adecuadas para desarrollar esta potencia. Alianza Universidad, Madrid, 1988.
- COMGAS. [www.comgas.com.br](http://www.comgas.com.br)
- Darrius, G. The Rational Definition of Steam Turbine Efficiencies. Engineering, Vol. 130, pp. 283-285. 1930.
- El Sayed, Y. M.; Evans, R. B. Thermoconomics and the Design of Heat Systems. Trans. A. S. M. E., J. Eng. Power, Vol. 92, pp. 27-34. 1970.
- Evans, R.; Tribus, M. A Contribution to the Theory of Thermoconomics. UCLA, Dept. of Engn., Report Nº 62-63, Los angeles. 1962.
- Fratzscher, W.; Kloditz, D. Zum Problem der Thermodynamischen und Thermoökonomischen Bewertung in der Verfahrenstechnik, gezeigt am Beispiel eines Regenerativ arbeitenden Wärmeübertragers. Chem. Techn., Vol. 29, pp. 654-657. 1968.
- Gaggioli, R. A. Thermodynamics and the Nonequilibrium Systems. Ph. D. Thesis, Univ. of Wisconsin. 1961.
- Gibbs, S. W. (1873) The Collectd Works of J. Williard Gibbs, Vol. I. Longmans Green, London, 1931.

- Haywood, R. W. A Critical Review of the Theorems of Thermodynamic Availability, with Concise Formulations (Appendix 4). J. Mech. Eng. Sci., Vol. 16, No 4, pp. 265-267, 1964.
- Hortlock, J. H.; Young, J. B.; Manfrida, G. Combined Power Plants- Past, Present and Future. Transaction of the ASME Vol. 117, pp. 608-616. October 1995.
- Keenan, J. H. A Steam Chart for Second Law Analysis. Mech. Eng., Vol. 54, pp. 195-204, 1932.
- Kestin, J. Availability: The Concept and Associated Terminology. Energy, vol. 5, pp 679-692, 1980.
- Obert, E. F. Thermodynamics. Wiley, New York, 1948
- Oliveira Junior, S. et al. e Huang. New Structures and New Types of Heat Transformers. Proceedings of the 3<sup>rd</sup> Brazilian Thermal Science Meeting, vol. II, pp. 883-888, Itapema Brazil 1990.
- Oliveira Junior, S. Revalorisation des Effluents Thermiques Industriels – Analyse Exergétique, Entropique et Economique. These de doctorat de L'Institut National Polytechnique de Lorraine, France, 1991.
- Oliveira Junior, S. Analise Entropica e Exergética dos Processos de Transferência de Calor e Massa. FPU SP -Notas de Aula- PMC-860, 1994
- Oliveira Junior, S Exergy Analysis of Cogeneration and Combined Cycle Plants, Proceeding of the Int. Conference: Efficiency, Cost, Optimisation, Simulation and Environmental Aspect of energy systems (ECOS'98), Nancy, France.
- Rant, Z. Exergie, ein neues Wort für technische Arbeitsfähigkeit. Forsch. Ing. Wes., Vol. 22, N<sup>o</sup>. 1, pp. 36-37, 1956.
- Reistad, G.M. Availability: Concept and Applications. Ph. D. Thesis, Univ. Wisconsin, 1970.
- SER/ANEEL. [www.aneel.gov.br/ser/sp-TarifasMedias1999.htm](http://www.aneel.gov.br/ser/sp-TarifasMedias1999.htm)
- Szarbutt, J.; Petela, R. Egzergia. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1965.
- Szarbutt, J.; Dzedziewicz, C. Energie Utilisable des substances chimiques Inorganiques. Entropie, no. 40, pp. 14-23, 1971.
- Teixeira S. M.; Oliveira Junior, S. Avaliação Termoeconômica de Sistemas de Cogeração de Central de Utilidades de Indústria Química. VII ENCIT 98, Vol. 2, pp. 336-341 RJ, Brasil, 1998.

Trane Company. [www.trane.com](http://www.trane.com)

Tsatsaronis, G. Thermoeconomic Analysis of Energy Conversion Process. Dr. Habilitation Thesis, Technical University Aachen. 1982.

Valero, A. et al. A General Theory of Exergy Saving. ASME Book H0341C, pp. 1-21. 1986.

SUMÁRIO

Lista de Figuras  
Lista de Tabelas  
Lista de Símbolos  
Resumo

1	INTRODUÇÃO	1
3	OBJETIVOS	3
4	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
4	3.1 Demandas energéticas do setor terciário	4
6	3.2 Histórico	6
9	3.3 Sistemas de cogeração	9
11	3.4 Tipos	11
13	3.4.1 Planta de potência com turbina a vapor de contra-pressão	13
14	3.4.2 Planta de potência com turbina a vapor de condensação e com extração de vapor	14
15	3.4.3 Planta de potência com turbina a gás com caldeira de recuperação	15
16	3.4.4 Planta de potência com ciclo combinado: turbina a gás - turbina a vapor	16
17	3.5 Componentes	17
17	3.5.1 Turbinas a gás	17
18	3.5.2 Caldeira de recuperação	18
19	3.5.3 Turbinas a vapor	19
20	3.5.4 Motores a combustão interna	20
20	3.5.4.1 Ciclo Otto	20
21	3.5.4.2 Ciclo Diesel	21
29	3.5.5 Sistemas de refrigeração por compressão	29

3.5.5.1	Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor	29
3.5.5.2	Variantes dos ciclos de refrigeração por compressão de vapor	29
3.5.6	Sistemas de refrigeração a absorção	31
3.5.6.1	Ciclo de refrigeração a absorção	31
3.5.6.2	Comportamento de mistura binárias	33
3.5.6.3	Ciclos reais	35
3.5.6.4	Sistema de refrigeração a absorção de um estágio	35
3.5.6.5	Sistema de refrigeração a absorção de duplo Estágio	38
3.5.6.6	Avaliação de desempenho	40
3.5.7	Sistemas de refrigeração a absorção híbrido ejetor-compressão	44
<b>4 FUNDAMENTOS DA ANÁLISE EXERGETICA E TERMOECONOMICA</b>		
4.1	Fundamentos da análise exergetica	45
4.1.1	Introdução	45
4.1.2	Exergia: Definição	48
4.1.3	Componentes da exergia	50
4.1.4	Análise exergetica de plantas de cogeração	51
4.2	Fundamentos do análise termoeconômica	60
4.2.1	Introdução	60
4.2.2	Análise Termoeconômica de Plantas de Cogeração	64
<b>5 CARACTERIZAÇÃO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO</b>		
5.1	Sistema de cogeração: Caso (1)	71
5.1.1	Subsistema: Turbina a gás – compressor de ar	71
5.1.2	Subsistema: Turbina a vapor – caldeira de recuperação	72

106	6.3 Rendimentos totais do sistema de cogeração ( $\eta_e$ , $\eta_b$ ) .....
99	6.2.2 Equacionamento do subsistema: Refrigeração a absorção híbrido ejetor-compressor .....
99	2.1.1 Turbina a vapor .....
99	6.2.1 Equacionamento do subsistema: Turbina a vapor – caldeira de recuperação ....
99	Turbina a gás – compressor de ar, turbina a vapor – caldeira de recuperação, sistema de refrigeração a absorção híbrido e ejetor de vapor .....
91	6.2 Caso (2): Sistema tetra-combinado, formado por: Turbina a gás – compressor de ar, turbina a vapor – caldeira de recuperação, sistema de refrigeração a absorção híbrido e ejetor de vapor, formado por: no misturador .....
91	6.1.3 Equacionamento do subsistema: Refrigeração a absorção com três estágios no misturador .....
89	6.1.2.2 Turbina a vapor .....
86	6.1.2.1 Caldeira de recuperação .....
86	6.1.2 Equacionamento do subsistema: Turbina a vapor – caldeira de recuperação ....
85	6.1.1.3 Turbina a gás .....
83	6.1.1.2 Câmara de combustão .....
82	6.1.1.1 Compressor de ar .....
82	6.1.1 Equacionamento do subsistema: Turbina a gás – compressor de ar .....
82	no misturador. ....
82	o sistema de refrigeração a absorção pura com estágios Turbina a gás – compressor de ar, turbina a vapor – caldeira de recuperação e Sistema de cogeração tri-combinado, formado por três subsistemas:
82	6 SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO .....
78	5.2.3 Subsistema: Refrigeração a absorção híbrido ejetor-compressão .....
78	5.2.2 Subsistema: Turbina a vapor – caldeira de recuperação .....
78	5.2.1 Subsistema: Turbina a gás – compressor de ar .....
77	5.2 Sistema de Cogeração: Caso (2) .....
74	5.1.3 Subsistema: Refrigeração a absorção .....



6.4 Casos (3) e (4): Sistemas de cogeração do caso (1) e caso (2) Com queima adicional .....	110
7 AVALIAÇÃO TERMOECONÔMICA DOS SISTEMAS DE COGERAÇÃO ...	113
7.1 Análise de custos detalhada do caso (1) .....	115
7.1.1 Subistema: Turbina a gás – compressor de ar .....	115
7.1.2 Subistema: Turbina a vapor – caldeira de recuperação .....	117
7.1.3 Subistema: Sistema de refrigeração a absorção .....	119
7.2 Análise de custos detalhada do caso (2) .....	120
7.2.1 Subistema: Turbina a gás – compressor de ar .....	120
7.2.2 Subistema: Turbina a vapor – caldeira de recuperação .....	122
7.2.3 Subistema: Sistema de refrigeração a absorção híbrido ejetor-compressão ...	124
7.3 Análise de custos detalhada do caso (0) .....	125
7.3.1 subistema de refrigeração a absorção comercial .....	125
7.4 Análise de custos detalhada dos casos (3) e (4) .....	126
7.5 Custo total e custo específico de um sistema de cogeração .....	127
7.6 Resultados Obtidos .....	127
8 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES .....	131
Anexo I .....	134
Anexo II .....	146
Anexo III .....	160
Anexo IV .....	174
Anexo V .....	190
Referências Bibliográficas .....	200

LISTA DE FIGURAS

FIGURA	Pg
Capítulo 3	
Figura 3.1 “Smockjack” de Jhon Wilkin’s (1685) .....	6
Figura 3.2 “Smockjack” de Century and Encyclopedia (1889) .....	6
Figura 3.3 “Topping Cycle” .....	11
Figura 3.4 “Bottoming” .....	12
Figura 3.5 Turbina a vapor de contra pressão .....	13
Figura 3.6 Turbina a vapor de condensação e extração .....	14
Figura 3.7 Planta de potência com turbina a gás e caldeira de recuperação .....	15
Figura 3.8 Ciclo combinado: Turbina a gás e Turbina a Vapor .....	16
Figura 3.9 Ciclo Otto .....	21
Figura 3.10 Ciclo Diesel .....	22
Figura 3.11 NHR vs POP .....	25
Figura 3.12 PHR vs POP .....	26
Figura 3.13 FSR vs POP .....	27
Figura 3.14 Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor .....	30
Figura 3.15 Ciclo de refrigeração a absorção .....	31
Figura 3.16 Princípio geral de um sistema de Refrigeração a absorção .....	33
Figura 3.17 Sistema de refrigeração a absorção de um estágio .....	37

38	Figura 3.18 Diagrama P-T-X de LiBr .....
46	Figura 3.19 Sistema de refrigeração a absorção de duplo estágio .....
39	Figura.3.20..Diagrama P-T-X de LiBr .....
41	Figura 3.21 COP vs HDR .....
44	Figura 3.22 Sistema de refrigeração a absorção híbrido ejetor-compressão .....
<b>Capítulo 4</b>	
51	Figura 4.1 Volume de Controle .....
	Figura 4.2 Comportamento de $\eta/\eta_e$ em função de $\beta$ para
55	diferentes valores de $\theta$ .....
65	Figura 4.3 Esquema de Cogeração para o balanço de custos .....
	Figura 4.4 Planta de cogeração para gerar eletricidade e produzir
66	água gelada .....
<b>Capítulo 5</b>	
71	Figura 5.1 Sistema de cogeração do caso 1 .....
	Figura 5.2 Sistema de refrigeração a absorção com três estágios
75	no misturador .....
76	Figura 5.3 Diagrama de Duhring da solução LiBr/H <sub>2</sub> O .....
77	Figura 5.4 Sistema de cogeração do caso 2 .....
79	Figura 5.5 Chiller a absorção híbrido ejetor-compressão .....
<b>Capítulo 6</b>	
84	Figura 6.1 Balanço exergético na câmara de combustão da turbina a gás .....
87	Figura 6.2 Perfil de temperaturas da caldeira de recuperação .....

88	Figura 6.3	Balanco exergetico na caldeira de recuperacao
91	Figura 6.4	Subsistema de refrigeracao a absorcao com tres estagios no misturador
95	Figura 6.5	$P_{cald} - \eta_{Btotal} - \beta$
95	Figura 6.6	$P_{cald} - COP - \eta_{Bch}$
96	Figura 6.7	$P_{cald} - W_{b1} - W_{b2}$
96	Figura 6.8	$P_{cald} - f_c, f_{cald}, f_{cdtv}, f_{ch}, f_{fg}, f_v$
97	Figura 6.69	$T^p - COP - \eta_{Btotal}$
98	Figura 6.10	$X_d - COP - \eta_{Bch}$
100	Figura 6.11	Subsistema de refrigeracao a absorcao hibrido ejetor - compressor
100	Figura 6.12	Trocador de calor
101	Figura 6.13	Balanco de energia no gerador e absorvedor do subsistema de refrigeracao a absorcao hibrido
102	Figura 6.14	Balanco de energia no condensador e evaporador do subsistema de refrigeracao a absorcao hibrido
103	Figura 6.15	Balanco de energia no ejetor
107	Figura 6.16	$P_{cald} - \eta_{Btotal} - \beta$
108	Figura 6.17	$P_{cald} - COP - \eta_{Bch}$
108	Figura 6.18	$P_{cald} - W_{br}$
109	Figura 6.19	$P_{cald} - T_{sat} - T_{pp}$
109	Figura 6.20	$P_{cald} - f_i - \eta_{Btotal}$
110	Figura 6.21	$T_{re} - \eta_{Bch} - COP - \eta_{Btotal}$
111	Figura 6.22	$P_{cald} - \beta_{qa} - \eta_{Btotal-qa}$
111	Figura 6.23	$P_{cald} - m_{8-qa} - m_9 - m_{11-qa} - \eta_{Btotal-qa}$

112 ..... Figura 6.24  $X_4$  – COP

## Capítulo 7

115 ..... Figura 7.1 Subistema: Turbina a gás – compressor de ar

117 ..... Figura 7.2 Subistema: Turbina a vapor – caldeira de recuperação

119 ..... Figura 7.3 Subistema: Refrigeração a absorção

120 ..... Figura 7.4 Subistema: Turbina a gás – compressor de ar

122 ..... Figura 7.5..Subistema: Turbina a vapor – caldeira de recuperação

124 ..... Figura 7.6 Subistema: Refrigeração a absorção ejetor – compressão

125 ..... Figura 7.7 Subistema: Refrigeração a absorção comercial

## LISTA DE TABELAS

Pg	TABELA
	Capítulo 4
47	Tabela 4.1 Desenvolvimento do conceito da exergia
56	Tabela 4.2 Característica de Sistemas de Cogeração
57	Tabela 4.3 f <sub>i</sub> de cada componente de um sistema de cogeração
62	Tabela 4.4 Desenvolvimento da Termodinâmica
	Capítulo 5
72	Tabela 5.1 Valores da pressão e temperatura do subsistema turbina a gás
73	Tabela 5.2 Valores da pressão e temperatura do subsistema turbina a vapor
76	Tabela 5.3 Valores do diagrama de Dühring da solução LiBr/H <sub>2</sub> O
	Capítulo 7
114	Tabela 7.1 Custo da turbina a vapor e custo da caldeira de recuperação
	Tabela 7.2 Custo da análise termodinâmica detalhada dos sistemas de cogeração usando o método da igualdade
128	
	Tabela 7.3 Custo da análise termodinâmica detalhada dos sistemas de cogeração usando o método da extração
129	
130	Tabela 7.4 Custos totais dos produtos dos sistemas de cogeração
	Anexos
159	Tabela A2.1 Valores de HR, HP e T, quando varia X

## LISTA DE SIMBOLOS

SIMBOLOS LATINOS :

B, b : Exergia ( total, especifica ) [kW], [kJ/kg]

C, c : Custo, Custo médio unitário

Ca : Investimento inicial

Co, co : Custo operacional, Custo operacional unitário

Ct : Custo total [\$R.]

Ep : Eletricidade produzida [kW]

H, h : Entalpia ( total, especifica ) [kW], [kJ/kg]

I : Irreversibilidade [kJ]

M : Massa molecular [kJ/kg]

m : Fluxo mássico [kg/s]

p : Pressão [kPa]

Q : Calor [kJ]

R : Constante do(s) gás(gases)

Rm : Relação ar/comb [kg de ar/kg de comb]

S, s : Entropia ( total, especifica ) [kJ/kg-K]

T ; Total

W : Trabalho [kJ]

W : Potência [kW]

X : Concentração [%]

x : Título de vapor [%]

SÍMBOLOS GREGOS :

$\alpha$  : Taxa de exergia consumida/energia consumida

$\beta$  : Taxa de calor/trabalho

$\delta, \Delta$  : variação

$\lambda$  : Multiplicador de Lagrange

$\eta$  : Rendimento

$\theta$  : Fator de Carnot

$\mu_j$  : Potencial químico da espécie

$\rho$  : Massa específica [kg/m<sup>3</sup>]

$\sigma$  : Geração de entropia

$\phi$  : Umidade relativa

ÍNDICES INFERIORES

$a$  : absorção, alimentação

$ab$  : absorvedor

$ag$  : água gelada

$b$  : bomba

$c$  : condensador, combustível

$ce$  : custo unitário de eletricidade

$des$  : destruída

$e$  : eletricidade, entrada, energética, específico

$ev$  : evaporador

$f$  : final

$g$  : gás

$ge$  : gerador

$gn$  : gás natural



ge : gerador

cd : condensador

i : inicio

va : vapor de alta pressão

vb : vapor de baixa pressão

SUBCRITOS :

COP : Coeficiente de Eficácia ou Performance

TR : Tonelada de Refrigeração

PCI : Poder Calorífico Inferior

PCS : Poder Calorífico Superior

## Resumo

Os sistemas de cogeração estão ultimamente com elevada demanda de instalação, devido ao aumento de custos de energia e por serem a melhor opção de reduzir custos operacionais e economizar combustível, mediante uma eficiente utilização de energia para a produção de eletricidade e outras aplicações. É também uma alternativa para diminuir os poluentes rejeitados na atmosfera.

O objetivo deste trabalho é apresentar a descrição e avaliações exergéticas de dois novos sistemas de cogeração identificados como:

Caso (1): Sistema Tri-combinado, que se caracteriza por ter uma turbina a gás acoplada em série térmica com uma caldeira de recuperação e esta acoplada a uma turbina a vapor de extração e condensação. O vapor extraído da turbina a vapor é o insumo energético de um sistema de refrigeração a absorção com três estágios no misturador.

Caso (2): Sistema Tetra-combinado, que é composto por uma turbina a gás acoplada em série térmica com uma caldeira de recuperação e esta acoplada a uma turbina a vapor de extração e condensação. O vapor extraído da turbina a vapor é o insumo energético de um sistema de refrigeração híbrido que opera segundo o ciclo de absorção com auxílio de ejetores a vapor.

Em ambos casos dos sistemas de cogeração, se considera a queima adicional do combustível na caldeira de recuperação, sendo identificados como caso (3) e caso (4). Todos estes casos são avaliados mediante uma análise termodinâmica, para determinar seus custos unitários e totais. Obtendo como resultado final que o menor custo unitário e total é do sistema tetra combinado (caso 2).

## Abstract

Recently the cogeneration plants have reached a big installation demand due to energy cost increase. In many applications, like electricity production, cogeneration plants are the best option to reduce operational costs and save fuel by using energy in an efficient way. In addition, its an alternative to decrease pollutants rejection to the environment.

The goal of this work is to present a description and an exergy evaluation of two new cogeneration plants as follows:

Case (1): Three-combined plant, which has a gas turbine coupled in thermic serie to a recovery steam boiler and this is coupled to an extraction and condensation steam turbine. The steam extracted from the steam turbine is the fuel of an absorption refrigerating system with three stages in the mixer.

Case (2): Four-combined plant, which has a gas turbine coupled in thermic serie to a recovery steam boiler and this is coupled to an extraction and condensation steam turbine. The steam extracted from the steam turbine is the fuel of a hybrid refrigerating system that operates following an absorption cycle with steam ejectors.

In both cases burn of additional fuel is considered, which are cases (3) and (4). All cases are evaluated by an thermoeconomic analysis to find out the overall and unitary costs. The results of the analysis shows that the four-combined plant has the lowest overall and unitary costs.

# Capítulo I

## 1. INTRODUÇÃO

Os sistemas de cogeração estão ultimamente com elevada demanda de instalação devido ao aumento de custos e riscos de fornecimento de energia elétrica, além de serem a melhor opção para reduzir custos operacionais e economizar combustível, mediante uma eficiente utilização da energia para a produção de eletricidade e outras utilidades. É também uma alternativa para diminuir os poluentes rejeitados na atmosfera.

Sua aplicação é importante para o setor terciário pela viabilização de uso do gás natural e pela sua possibilidade de utilização em turbinas a gás ou motores de combustão interna acoplados a um gerador de energia elétrica. O rejeito dessas máquinas será utilizado de maneira útil nas máquinas de refrigeração a absorção de sistemas de ar condicionado. As máquinas de refrigeração a absorção utilizam o par Brometo de Lítio (LiBr)/água e amônia/água ao invés dos Cloro - Flúor - Carbono (CFCs), que são os responsáveis diretos pela destruição da camada de ozônio. Considerando que existem edificações onde o consumo do sistema de ar condicionado chega a representar de 45% a 50% do consumo total de energia elétrica, existem possibilidades reais e concretas do emprego da cogeração no setor terciário.

Este trabalho apresenta a avaliação do desempenho de dois novos sistemas de cogeração com ciclos combinados destinados à geração termelétrica e produção de água gelada, sendo um deles um sistema tri-combinado composto por uma turbina a gás, turbina a vapor e sistema de refrigeração a absorção pura com estágios no misturador, e num segundo caso por um sistema tetra-combinado composto por uma turbina a gás, turbina a vapor, sistema de refrigeração a absorção híbrida com ejetor de vapor. O desempenho exergético e termoeconômico destes sistemas são comparados com o desempenho de um sistema de cogeração composto por uma turbina a gás, turbina a vapor e sistema de refrigeração a absorção comercial de simples estágio. Nestes novos sistemas de cogeração que são apresentados, considera-se também a queima adicional, como outros sistemas a ser comparados

O capítulo 2 apresenta os objetivos desta dissertação, e no capítulo 3 será apresentada a revisão bibliográfica sobre os trabalhos publicados dos sistemas de cogeração contendo

informações das demandas energéticas do setor terciário, história da cogeração, sistemas de cogeração e componentes.

O capítulo 4 descreve os fundamentos da análise exergética e termodinâmica de um sistema de cogeração, e no capítulo 5, apresenta-se a caracterização dos sistemas de cogeração propostos.

O capítulo 6 descreve a simulação dos sistemas de cogeração e resultados, mediante gráficos.

O capítulo 7 desenvolve a análise termodinâmica dos sistemas de cogeração propostos e são apresentados os resultados obtidos dos custos unitários de eletricidade, água gelada.

No capítulo 8, apresentam-se as conclusões e recomendações deste trabalho.

## Capítulo 2

### 2. OBJETIVOS

O objetivo central desta dissertação é apresentar a descrição e avaliações exergética e termoeconômica de dois novos sistemas de cogeração para produção de eletricidade e água gelada para fins de condicionamento ambiental para o setor terciário (setor comercial). Estes dois novos sistemas são apresentados como os casos :

- Caso (1): Sistema tri-combinado, composto por uma turbina a gás acoplada em série térmica com uma caldeira de recuperação e esta acoplada a uma turbina a vapor de extração. O vapor extraído da turbina a vapor é o insumo energético de um sistema de refrigeração a absorção pura com três estágios no misturador.

- Caso (2): Sistema tetra-combinado, este sistema é composto por uma turbina a gás acoplada em série térmica com uma caldeira de recuperação e esta acoplada a uma turbina a vapor de extração. O vapor extraído da turbina a vapor é o insumo energético de um sistema de refrigeração híbrido que opera segundo o ciclo de absorção com auxílio de ejetores de vapor.

O desempenho exergético e termoeconômico destes sistemas é comparado com o desempenho de um sistema de cogeração composto por uma turbina a gás, turbina a vapor e um chiller a absorção comercial de simples estágio. Este sistema é identificado como caso(0).

Nos dois casos se considera a queima adicional de combustível na caldeira de recuperação, sendo considerado como caso (3) e caso (4).

Depois de obter os resultados da análise exergética destes sistemas, realiza-se a análise termoeconômica, para determinar a melhor opção, tomando como referência a eficiência exergética máxima e recomendar as sugestões necessárias para alcançar esta melhor opção.

## Capítulo 3

### 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será descrita a revisão bibliográfica sobre os trabalhos publicados referentes à análise termoeconômica de sistemas de cogeração.

#### 3.1 DEMANDAS ENERGÉTICAS DO SETOR TERCIÁRIO

Fazendo a análise dos dados de consumo de energia elétrica brasileira comparado entre 1982 e 1997, observa-se que o mesmo cresceu 6,4% em 1997 impulsionado pelos setores Residencial (7,3%) e Comercial (9,8%) amplamente superiores ao desempenho da indústria (4,6%) (Balanço Energético Nacional 1998).

No setor Comercial (terciário) o consumo de energia elétrica refletiu a expansão e modernização dos serviços e o uso mais intenso de aparelhos de ar condicionado, além da abertura de grandes centros comerciais.

Nesse panorama o setor elétrico tem sentido nos últimos anos os efeitos de políticas tarifárias não competitivas com os custos de produção e remuneração de investimentos, levando-o a vislumbrar incertezas na questão de garantia da oferta de energia.

Na situação atual, de recessão econômica, constata-se que empreendimentos ligados ao setor terciário estão surgindo e podem, particularmente na sua implantação ou expansão, contribuir estrategicamente em termos de racionalização no consumo de energia.

São Paulo tem diversos mega-projetos dentro ou nas cercanias de sua área metropolitana (40 000 GWh de consumo de energia elétrica em 1996 ou 47% do total de todo estado de São Paulo). Em termos de "Shopping Centers", existem 32 em funcionamento atualmente.

Fatores como o enquadramento tarifário do setor terciário em relação à energia elétrica e o seu montante na composição de custos de empreendimentos comerciais acabam por favorecer este análise no setor terciário.

Concorrem para este análise no setor terciário a viabilização do gás natural e a sua possibilidade de utilização em turbinas e motores a gás para produzir energia elétrica e os rejeitos dessas máquinas será utilizado de maneira útil nos sistemas de refrigeração por absorção do sistema de ar condicionado.

Desta forma o consumo dos sistemas de refrigeração do sistema de ar condicionado deixa de ser realizado às custas de energia elétrica e passa a consumir os gases de exaustão. Considerando que existem edificações onde o consumo do sistema de ar condicionado chega a representar de 45% a 50% do consumo total de energia elétrica, existem possibilidades reais e concretas de emprego da cogeração no setor terciário. Também é preciso considerar que a construção de centrais de energia elétrica de grande porte, afastadas dos centros consumidores, pouco impacto positivo teriam em relação a algumas áreas metropolitanas cujo sistema de distribuição elétrica já está saturada. Em São Paulo, por exemplo, há menção de necessidades imediatas de investimentos de US\$ 300 milhões na distribuição de energia na área metropolitana e problemas associados à necessidade de espaço para expansão nas regiões de distribuição subterrânea de energia elétrica.

A adoção da cogeração possui impacto positivo em termos de:

- racionalização e uso eficiente da energia;
- expansão da oferta de eletricidade;
- planejamento energético estratégico;
- inovação tecnológica (no setor brasileiro);
- expansão da participação do gás natural no consumo global de energia.

Deve-se destacar que o aproveitamento do rejeito da turbina a gás como reduz os efeitos adversos na atmosfera relativos à potência térmica.



### 3.2. HISTÓRICO

O emprego da cogeração aparece com a introdução do "Smokejack" na Europa no século XIV pelos tártaros. A combinação de calor e trabalho pode ser encontrada no "Smokejack" segundo Morris A Pierce (1995), ver figura (3.1), que é um mecanismo acionado pelos gases quentes da chaminé.

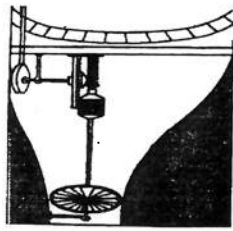


Figura. 3.1. "Smokejack" de John Wilkin's (1680)

Foi amplamente usada em espelhos giratórios. O "Smokejack" aparece em uma pintura alemã do início de 1350. O "Smokejack", segundo Morris A Pierce (1995), ver figura (3.2), desempenha um trabalho útil com baixo custo e foi o precursor de outros mecanismos mais eficientes e úteis, como a turbina a gás e hélice.

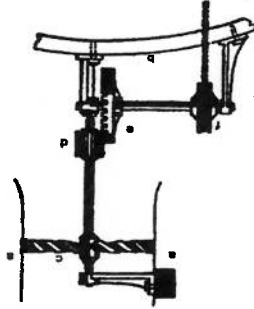


Figura 3.2. "Smokejack" de Century Dictionary and Encyclopedia (1899)

Em 1776 a ideia de utilizar cogeração foi realizada na aplicação da máquinas de combustão para moenda de cana de açúcar na West Indies & Co. considerando que a

partir de 1890 e na Rússia em 1903. Por volta de 1914 engenheiros alemães recuperaram plantas elétricas com cogeração foram utilizadas na Dinamarca, Alemanha e Polónia a levantou informes de 123 fábricas existentes que receberam estes serviços. Também as custos de potência disponível em plantas de cogeração. Em 1906, em New York, Edison Em muitas cidades, eles experimentaram uma disputa entre utilidades, disponibilidade e com facilidade plantas de Cogeração para instituições e indústrias.

As vésperas da primeira Guerra Mundial, mais de 400 companhias americanas venderam em 1901 desta aplicação.

Society of Heating and Ventilating Engineers (ASHVE), consague a descrição detalhada Em Detroit se utilizou uma planta de vapor exausto para evaporação de sal. A American vapor exausto foi usado para aquecimento dos prédios vizinhos.

da planta do futuro da National Electric Light Association em fevereiro de 1886, onde o exausto. Em 1890 aparecia a luz elétrica, pouco depois A. F. Upton descreve a potência aquecimento em numerosos prédios da nova Bastead Downs, Londres, com vapor de é incorporada em muitos deles. Em 1876, Sir Frederick Branwell instalou um sistema de Sistemas de Energia Centralizada foram mais utilizados nos anos de 1870 e a Cogeração condicionados e outras aplicações.

As oficinas Inglesas em 1820 adotaram a cogeração para processos, espaços oficinas usando refrigeração a absorção operada pelos gases de escape de uma máquina. do consumo de combustível. Além disso ele projetou um sistema para resfriamento de vapor de exaustão das máquinas a vapor. Foi considerado como um avanço na economia papel, economizando combustível para todos estes propósitos com o aproveitamento de pressão em 1787 para serem usadas em destilarias, cervejarias, fábricas de sabonete, de fluidos ou outros propósitos úteis. Oliver Evens fabricou máquinas a vapor de alta em março de 1802. Com a extração de vapor diretamente na aplicação de aquecer Richard Trevethick consegue uma patente para melhorar uma máquina de alta pressão em Oxford, em 1784, para uso de água quente do condensador.

fábricas de clientes. Sutton Thomas Wood, consague uma patente de sua universidade idéia, e rapidamente expandiram seus serviços, incluindo vapor e água quente em para processos na fábrica. Watt e seu colega Mathew Boulton, observaram os méritos da mesma combustão é usada para ferver o açúcar, é usada para produzir vapor que é usado

energia de uma máquina de combustão interna e aqueceram fábricas e prédios. Em 1926, estas práticas tornaram-se mais frequentes em aplicações de cogeração.

O desenvolvimento da cogeração na Europa foi auxiliado pela agência de planificação de energia Russas que fez a Elaboração do plano Governamental de Eletricificação Russa, mais conhecida por "GOELRO". Muitos engenheiros (cerca de 2000) buscaram uma saída de alta tecnologia de Calor-Trabalho no mundo, dando como resultado a cogeração ou *teplotfikatsiia* na Rússia, que mostra parte do planejamento da potência Soviética.

Na primeira Conferência Mundial, realizada em Londres em 1924, foi feito um curto relato do aproveitamento dos rejeitos de energia. Porém a segunda conferência em Berlim (1930), em sessão plenária se falou sobre a combinação Calor-Trabalho, com participantes de Alemanha, França, Áustria, Checoslováquia e Estados Unidos. Os tópicos abrangidos foram de Centralização vs. Descentralização de plantas de cogeração. A Alemanha Nazista optou pela descentralização de plantas de cogeração.

As plantas de cogeração para o uso de utilidade elétrica começaram seu declínio depois da primeira Guerra Mundial. Em 1926, o editorial da *Power Magazine*, escreveu sobre as vantagens termodinâmicas da cogeração sobre o desenvolvimento constante de plantas de potência de condensação.

A introdução comercial das turbinas a gás durante o ano de 1930, levou diferentes esquemas para utilizar os gases exaustos da turbina a gás.

O "Shopping Plaza Center" em Little Rock, Arkansas, em uma reportagem da "The Nation", foi o primeiro a reconhecer a alta utilidade de uma planta de potência com uma turbina a gás. *Power Magazine* em 1962 reporta sobre a geração de potência devido aos rendimentos de motores e turbinas a gás, aumentando as aceitações em condicionamento de ar. O editor de *Heating Piping and Air Conditioning*, observou em 1970 que o conceito da energia "onsite" estava ganhando grande estabilidade sobre anos passados. Em resposta a utilidade elétrica instalou 525 plantas, condicionando os "Shopping Centers", indústrias e apartamentos de prédios.

Em 1978 um estudo relatou que a cogeração produzia ao redor de 15% da potência elétrica na América nos anos 1950, mas em 1977 diminuiu para 5% que significa que a cogeração teve uma queda durante esse período.

### 3.3. Sistemas de cogeração

A utilização de uma planta de conversão termomecânica de energia para fins de geração elétrica e de aquecimento/refrigeração caracteriza uma instalação que é normalmente denominada de planta de cogeração. A cogeração pode ser definida como o sistema mais eficiente para economizar energia disponível para produzir energia elétrica e calor para processos industriais.

Para Baughn J. W. e N. Bagheri (1987), a cogeração é conhecida como a produção simultânea de energia elétrica e aquecimento/resfriamento para variadas aplicações. A retomada do interesse da cogeração se iniciou na metade dos anos 70, como resultado dos altos custos de combustível. Plantas convencionais de produção de eletricidade e aquecimento/resfriamento em separado, onde o nível de eficiência de geração de eletricidade de essas plantas era de 34% e as plantas de geração de vapor estavam acima dos 40%. Quando se gera simultaneamente eletricidade e vapor por cogeração a eficiência de primeira lei do conjunto pode exceder 80%.

Segundo Hufford P.E. (1991), a cogeração é mais que cogeração de eletricidade, maximizando os valores da recuperação de calor rejeitado da geração de potência, promovendo uma real economia. Uma das formas de aproveitar o uso de calor rejeitado é o chiller a absorção de alta eficiência, usando diretamente os gases exaustos da turbina a gás e dos motores de combustão interna (CI).

M. de Lucia; R. Bronconi; E. Carnevale (1994) descrevem a vantagem técnica e econômica de prover um sistema de resfriamento na entrada do ar do compressor da turbina a gás. O sistema de resfriamento do ar na turbina a gás serve para alcançar melhores níveis de potência em horas pico durante os meses quentes, onde altas

temperaturas atmosféricas causam a redução de potência produzida. Com temperaturas

de 35°C, a produção de potência decresce aproximadamente em 15%.

Segundo Utigkar P.S. (1995), a cogeração é um dos métodos de conservação de energia existentes de maior alcance, especialmente em processos industriais para alcançar altos

níveis de eficiência.

Hortock J. H. (1995), descreve três pontos importantes que se deve ter em conta para otimizar ciclos combinados:

- Aumentar a temperatura de entrada na turbina a gás
- Minimizar as irreversibilidades da caldeira de recuperação.
- Reduzir as perdas de calor entre as duas plantas.

### 3.4. Tipos

Os tipos de sistemas de cogeração são:

“Topping cycle”, quando em uma planta, a geração de eletricidade é feita nos moldes tradicionais (alta pressão e temperatura) e o rejeito da máquina térmica é utilizado para fins de aquecimento de um dado processo ou um equipamento.

A figura (3.3), mostra a planta de cogeração do tipo “Topping cycle”:

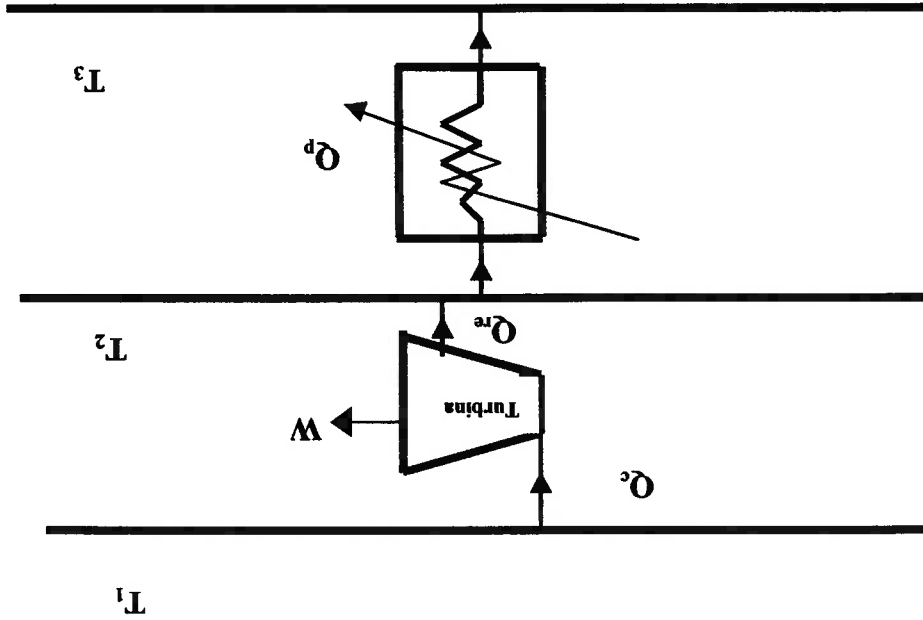


Figura 3.3. “Topping Cycle”

“Bottoming cycle”, quando a demanda de calor para processo ocorre a alta temperatura (por exemplo fornos de cimento), sendo o rejeito térmico do processo utilizado como insumo da planta de potência.

A figura (3.4), mostra a planta de cogeração tipo "Bottoming cycle".

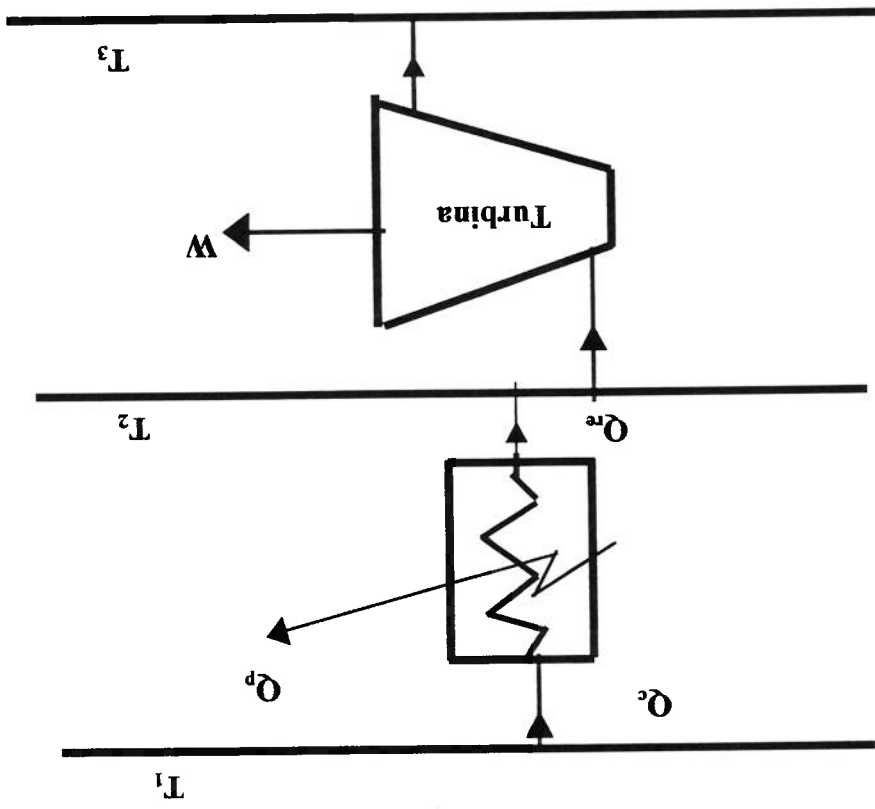


Figura 3.4. "Bottoming Cycle"

Como exemplos de planta de cogeração do tipo "Topping cycle" pode-se destacar a planta de potência com turbina a vapor de compressão, com turbina a vapor de condensação e com extração de vapor, com turbina a gás com caldeira de recuperação, com ciclo combinado.

### 3.4.1. Planta de potência com turbina a vapor de contra-pressão

A turbina a vapor de contra-pressão ou de não-condensação pode ser entendida como uma das turbinas mais simples. Consiste em uma turbina na qual o vapor é exausto à pressão atmosférica ou superior.

São utilizadas quando a necessidade de vapor de média pressão e toda condensação de vapor toma lugar a jusante do ciclo da turbina e no processo.

A turbina de contra-pressão tem uma desvantagem principal em aplicações de cogeração. Uma vez que a carga de processo é o usuário do vapor, a quantidade de vapor que passa através da turbina depende da carga térmica local. Assim, a turbina de contra-pressão oferece pouca flexibilidade no “casamento” direto da produção elétrica e de sua demanda; a produção elétrica é controlada pela carga térmica.

A figura (3.5) mostra a planta de potência com turbina a vapor de contra-pressão.

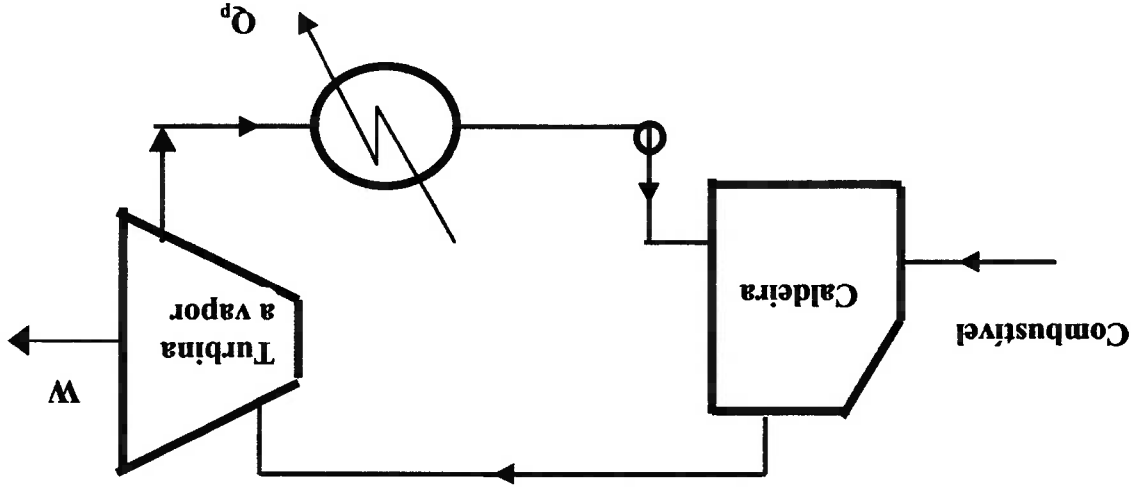


Figura 3.5. Turbina a Vapor de Contra Pressão



Uma aplicação potencial para turbinas de contrapressão é como substitutas de válvulas reductoras de pressão; elas oferecem a mesma função (regulação de pressão), mas também fornecem um produto útil (trabalho-potência).

### 3.4.2. Planta de potência com turbina a vapor de condensação e com extração de vapor

A turbina de extração é uma combinação híbrida de turbinas de condensação e contrapressão. A vantagem dessa turbina é que ela permite a extração da quantidade de vapor requerido em cada necessidade de temperatura ou pressão do processo industrial. Múltiplas janelas de extração permitem grande flexibilidade no “casamento” do sistema de cogeração aos requisitos térmicos locais.

A figura (3.6), mostra a planta de potência com turbina de condensação e com extração de vapor.

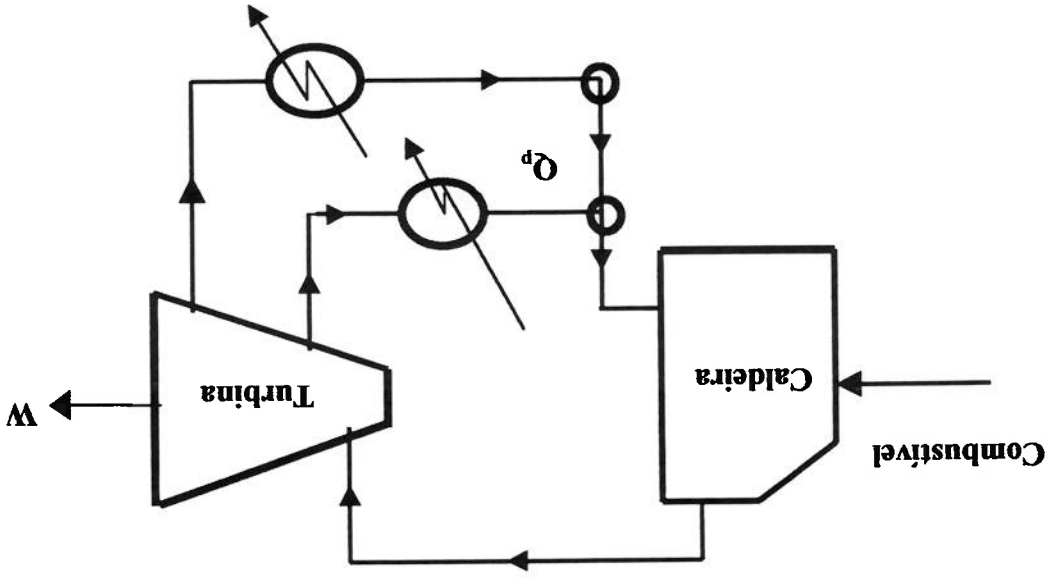


Figura 3.6. Turbina a Vapor de Condensação e Extração

### 3.4.3. Planta de potência com turbina a gás e caldeira de recuperação

As plantas de potência com turbina a gás e caldeira de recuperação são muito usadas para gerar eletricidade e vapor a partir da caldeira de recuperação que aproveita os gases rejeitados da turbina a gás. Esse vapor é utilizado para processos de aquecimento.

Sua aplicação no setor terciário está aumentando, tal como em hospitais e "shopping centers".

A figura (3.7). mostra a planta de potência com turbina a gás com caldeira de recuperação.

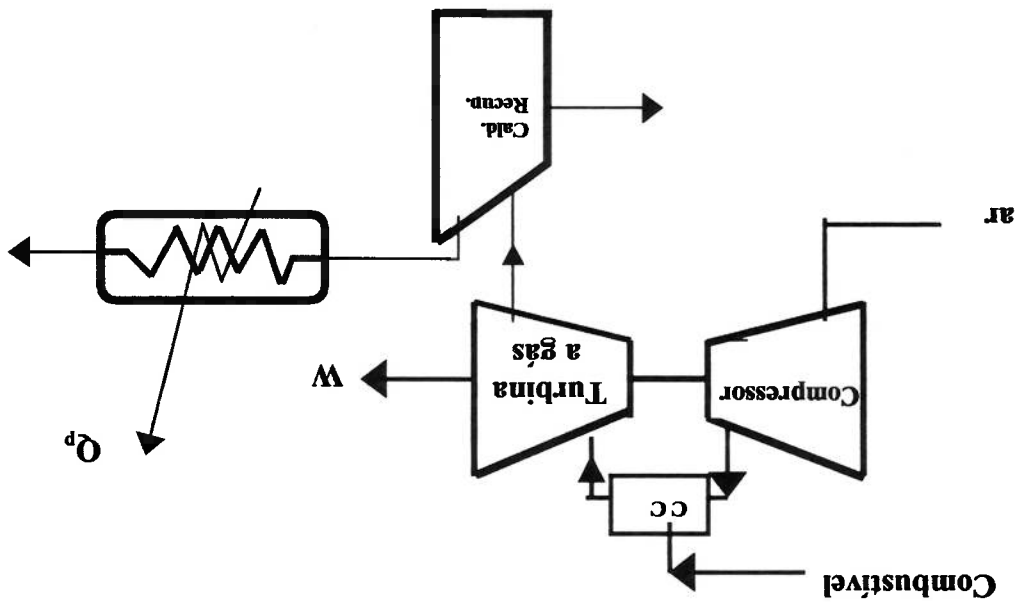


Figura 3.7. "Planta de Potência com Turbina a Gás e caldeira de Recuperação"

### 3.4.4. Planta de potência com ciclo combinado: turbina a gás - turbina a vapor

Quando dois ciclos de potência são associados em série térmica, ou seja, o rejeito térmico de um deles é o insumo energético do outro, tem-se o chamado ciclo combinado, formado pelo ciclo de potência turbina a gás e o ciclo de potência turbina a vapor, sendo a turbina a vapor do tipo de contrapressão. Esta configuração é adequada quando a demanda de eletricidade é comparável à demanda de calor. A escolha da configuração adequada, para uma dada aplicação industrial, depende da relação eletricidade/calor (trabalho/calor) requerida pela unidade industrial.

A figura (3.8). mostra tal configuração.

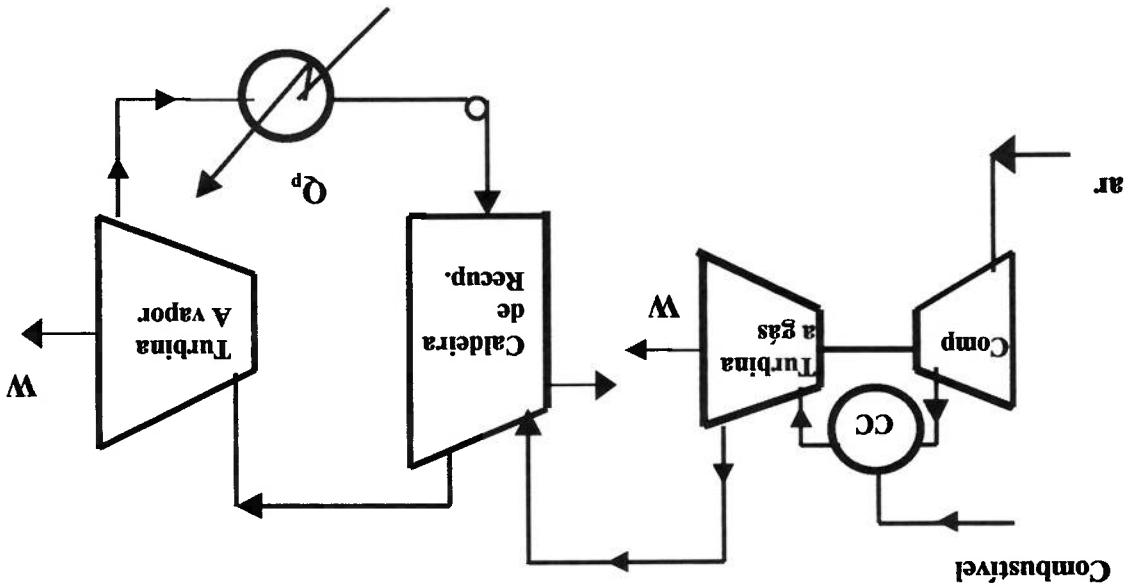


Figura 3.8. Ciclo Combinado: Turbina a Gás e Turbina a Vapor

Nos ciclos de turbinas a gás, a eficiência média combustível/potência elétrica varia de aproximadamente 12% até acima de 35% com a parcela restante (da energia do combustível) descarregada na exaustão e através de radiação ou resfriamento interno em grandes turbinas. Uma vez que a eficiência é menor, a quantidade de energia recuperável por unidade de potência é maior para uma turbina a gás do que para um motor alternativo de combustão interna.

Uma vez que a exaustão da turbina a gás contém uma grande porcentagem de oxigênio, cerca de 16%, pós-queimadores ou queimadores suplementares podem ser instalados na exaustão para criar um sistema suplementar de geração de vapor. Esse sistema pode proporcionar vapor adicional ou nivelar a produção de vapor durante a carga reduzida da turbina.

Segundo T. Korakionitis ; D. G. Wilson (1994), o desempenho das turbinas a gás é resultado da seleção de tipos de ciclos, relação de temperatura, relação de pressão, fluxos de resfriamento e perdas nos componentes. Em turbinas a gás modernas, a temperatura de ingresso na turbina está entre 1500 K e 1700 K, com temperaturas do ambiente acima de 300 K.

Segundo Tuzson J. (1992) a injeção de vapor na câmara de combustão da turbina a gás (STIG) é bem aceita para reduzir a emissão de NO<sub>x</sub>. O baixo teor de carbono do gás natural minimiza as emissões de CO<sub>2</sub> quando se compara com outros combustíveis.

### 3.5.1. Turbina a gás

## 3.5. Componentes

### 3.5.2. Caldeira de recuperação

As caldeiras de recuperação tem como fonte de calor os gases rejeitados de plantas industriais, tais como plantas de ácido sulfúrico e refinarias, sistemas de incineração, plantas de geração de potência e sistemas de cogeração que utilizam turbinas a gás ou motores de combustão interna. Estas caldeiras são utilizadas para recuperar parte da entalpia dos gases de exaustão, gerando vapor que será usado em operações de processos industriais.

Pode-se classificar as caldeiras de recuperação em dois grupos:

- Caldeiras de recuperação utilizadas para controlar a temperatura dos gases rejeitados em função das necessidades de processo de maneira que a energia recuperada é secundária. Como exemplo tem-se na produção de ácido sulfúrico, em que os gases produtos da combustão de perita são resfriados de 1150°C para 400°C.
- Caldeiras de recuperação para maximizar a recuperação de energia, reduzindo ao

utilizadas em sistemas de cogeração.

As caldeiras de recuperação tem uma característica importante que é, não possuir um preaquecedor de ar, sendo a entalpia dos gases utilizadas exclusivamente na geração de vapor. Assim como no caso dos geradores de vapor, as caldeiras de Recuperação podem ser do tipo fogotubular ou do tipo aquatubular, dependendo do uso final do vapor e de seus parâmetros. Para elevada vazão de gases quentes e pressões altas se utiliza o tipo aquatubular e para menor vazão de gases quentes e pressões baixas se utiliza o tipo fogotubular.

Segundo C. Jones (1994), com a evolução rápida da tecnologia das turbinas a gás, as caldeiras de recuperação são mais complexas, sendo o aquecimento da caldeira de recuperação efetuado a 593 °C pelos gases rejeitados da turbina a gás, e tem como pressão de operação até 110 bar. Conforme L. A. H. Nogueira (1993), no caso de sistemas com turbinas a gás e sujeitos a variações na demanda térmica, podem ser usados queimadores suplementares na caldeira de recuperação, de modo a incrementar a disponibilidade de calor útil. Portanto, a demanda de combustível, depende do consumo na turbina ( $m_{GN}$ ) e na queima suplementar ( $m_{GNS}$ ). Para esta queima adicional, o excesso de ar no escape da turbina, na maioria das situações, provê o combustível necessário.

### 3.5.3. Turbina a vapor

A exaustão da turbina a vapor ou o vapor extraído, reduzido em sua temperatura e pressão das condições em que foi gerada a potência no eixo da máquina motriz, pode ser fornecido a trocadores de calor, a sistemas de refrigeração a absorção, sistemas de refrigeração centrífugos acionados por turbina a vapor, bombas ou outros equipamentos. O seu valor como energia recuperada pode ser imaginado como o mesmo do combustível que de outra forma seria necessário para gerar a mesma vazão de vapor, nas condições em que ele deixa a máquina motriz, em um gerador de vapor independente.

Podem-se destacar as aplicações das turbinas em plantas de potência com turbinas a vapor de contra-pressão, também com turbinas a vapor de condensação e extração de vapor, com turbinas a gás com caldeiras de recuperação e com ciclos combinados, como visto em 3.4.1; 3.4.2; 3.4.3; 3.4.4.

### 3.5.4 Motores a combustão interna

As plantas de potência normalmente estão conceitualmente baseadas nos ciclos termodinâmicos de Diesel e Otto para motores de combustão interna. Nos motores de combustão interna (CI), a mistura ar/combustível, antes da combustão e os produtos queimados depois são os fluidos de trabalho reais. As transferências de trabalho que propiciam a desejada potência produzida ocorrem diretamente entre esses fluidos de trabalho e os componentes mecânicos da máquina.

#### 3.5.4.1 Ciclo Otto

A importância do ciclo se fundamenta no ciclo teórico dos motores de combustão (CI), denominados de ciclo Otto (ver figura. 3.9), de ignição por centelha, ou de combustão a volume constante. A eficiência do ciclo Otto depende só da relação de compressão: maior relação de compressão maior eficiência. Na prática a relação de compressão está limitada pelo combustível usado. O rendimento do ciclo Otto é:

$$\eta_o = 1 - \left[ \frac{1}{r_c} \right]^{(\kappa-1)} \quad (3.1)$$

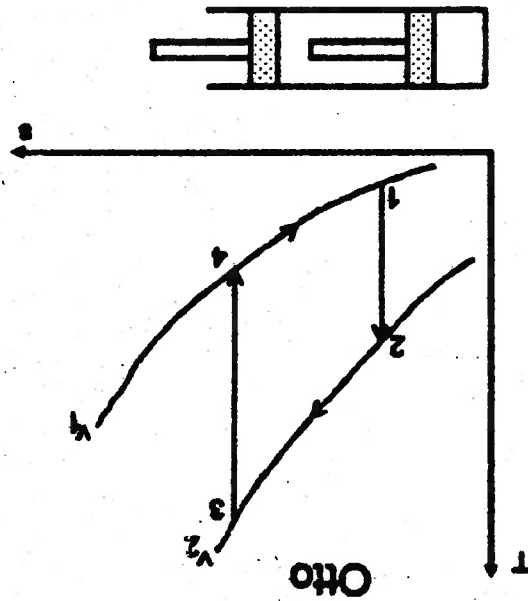
Onde:  $r_c$  é a relação entre volumes máximo e mínimo do processo de compressão adiabático. Os valores usuais de  $r_c$  variam de 6,5 até 10.

### 3.5.4.2 Ciclo Diesel

A importância do ciclo é o de ser um ciclo ideal dos motores de combustão interna por compressão denominados também motores Diesel (ver figura 3.10) de combustão a pressão constante. A eficiência também depende da relação de compressão  $r_c$ , corrigida pelo fator que depende da relação de corte,  $r_c \cdot$  O combustível de um motor Diesel deve ser perfeitamente dosado e pulverizado em um ambiente de alta pressão, feito pelo sistema de injeção. O rendimento do ciclo Diesel é:

$$\eta_D = 1 - \left[ \frac{1}{r_c} \right]^{(k-1)} \frac{k}{r_c - 1} \quad (3.2)$$

Figura 3.9 Ciclo Otto





Onde:  
 $r_c$  = Relação de compressão  
 $r_e$  = Relação de corte que é relação entre os volumes máximo e mínimo do processo de transferência isobárica de calor

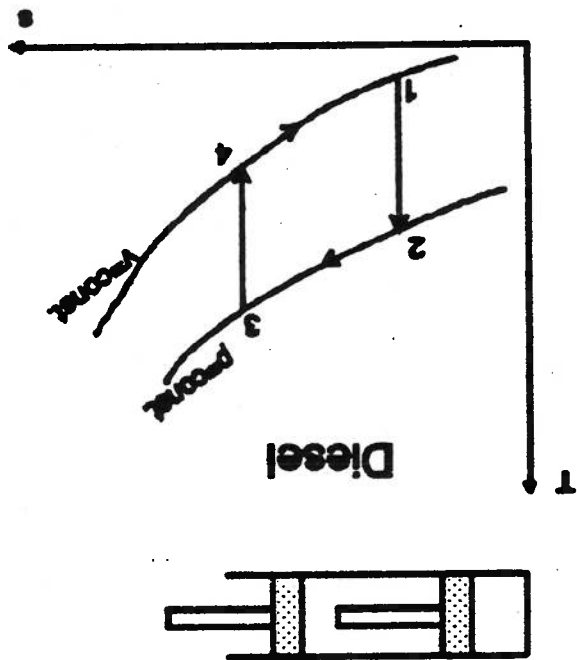


Figura 3.10 Ciclo Diesel

Segundo J. W. Baughn (1989), os motores CI, são usualmente selecionados para aplicações com cargas abaixo de 800 kW, as turbinas a gás para cargas de 10 até 10 MW e para aplicações maiores de 10 MW tem-se os ciclos combinados (CCGT). Compara-se a performance termodinâmica dos sistemas de cogeração de turbina a gás e cogeração com motores CI com algumas medidas para comparar tecnologias de cogeração. Entre esses parâmetros se incluem a razão de calor líquido (NHR), ver

equação (3.3), a razão de Trabalho/ calor (PHR), ver equação (3.4) e a razão de combustível economizado (FSR), ver equação (3.5).

$$\text{NHR} = \frac{E_p}{\left( \dot{Q}_m - \frac{\dot{Q}_h}{\eta_{\text{aux}}} \right)}, \quad [\text{MW}_{\text{th}} / \text{MW}_{\text{el}}] \quad (3.3)$$

Onde  $\dot{Q}_h$  é a energia térmica produzida por uma caldeira convencional, com uma eficiência  $\eta_{\text{aux}}$  (O valor usado é de 0,85).

$$\text{PHR} = \frac{E_p}{\dot{Q}_h}, \quad [\text{MW}_{\text{el}} / \text{MW}_{\text{th}}] \quad (3.4)$$

Onde  $E_p$  é a energia elétrica líquida produzida.

Geralmente os motores CI tem um alto PHR, quase duas vezes maior que a turbina a gás e dez vezes maior que a turbina a vapor.

A PHR dos sistemas de motores CI é usualmente alta, portanto os motores CI são usualmente atrativos em aplicações onde a necessidade elétrica é alta ou excesso de potência elétrica é vendida.

A razão de combustível economizado determina a quantidade de energia conservada e é de grande importância na comparação de diferentes tipos de sistemas de cogeração. A razão de combustível economizado é mostrada pela seguinte relação:

$$\text{FSR} = (2,5 - \text{NHR}) \text{PHR} \quad (3.5)$$

A FSR é o combustível economizado por plantas de cogeração sobre plantas que produzem separadamente geração de eletricidade e vapor. O FSR também prediz a quantidade de energia conservada e é de maior importância na comparação de diferentes sistemas de cogeração. Nos seguintes gráficos mostra-se as variações de NHR, PHR e FSR vs. potência produzida

São comparados quatro sistemas de cogeração: o sistema de cogeração com turbina a gás (TG) e os três tipos de sistemas de cogeração com motor de combustão interna, como (C11), que tem duplo turbo-alimentador de combustível, (C12) de um turbo-alimentador de combustível de ignição por faísca e (C13) de dupla alimentação de combustível.

A figura 3.11, mostra a variação NHR-POP dos quatro sistemas de cogeração, observando-se que o sistema de cogeração (TG) tem uma maior razão de calor líquido (NHR) para uma mesma potência produzida (POP), que os outros sistemas de cogeração: (TG)>(C12)>(C11)>(C13).

A figura 3.12, mostra a variação PHR-POP dos quatro sistemas de cogeração, observando-se que o sistema de cogeração (C13) tem uma maior razão de potência calor (PHR) para uma mesma potência produzida (POP), que os outros sistemas de cogeração: (C13)>(C11)>(C12)>(TG).

A figura 3.13, mostra a variação FSR-POP dos quatro sistemas de cogeração, observando-se que o sistema de cogeração (TG) tem uma menor razão de combustível economizado (FSR) para uma mesma potência produzida (POP), que os outros sistemas de cogeração: (TG)>(C11)>(C12)>(C13).

Figura 3.11 NHR vs POP

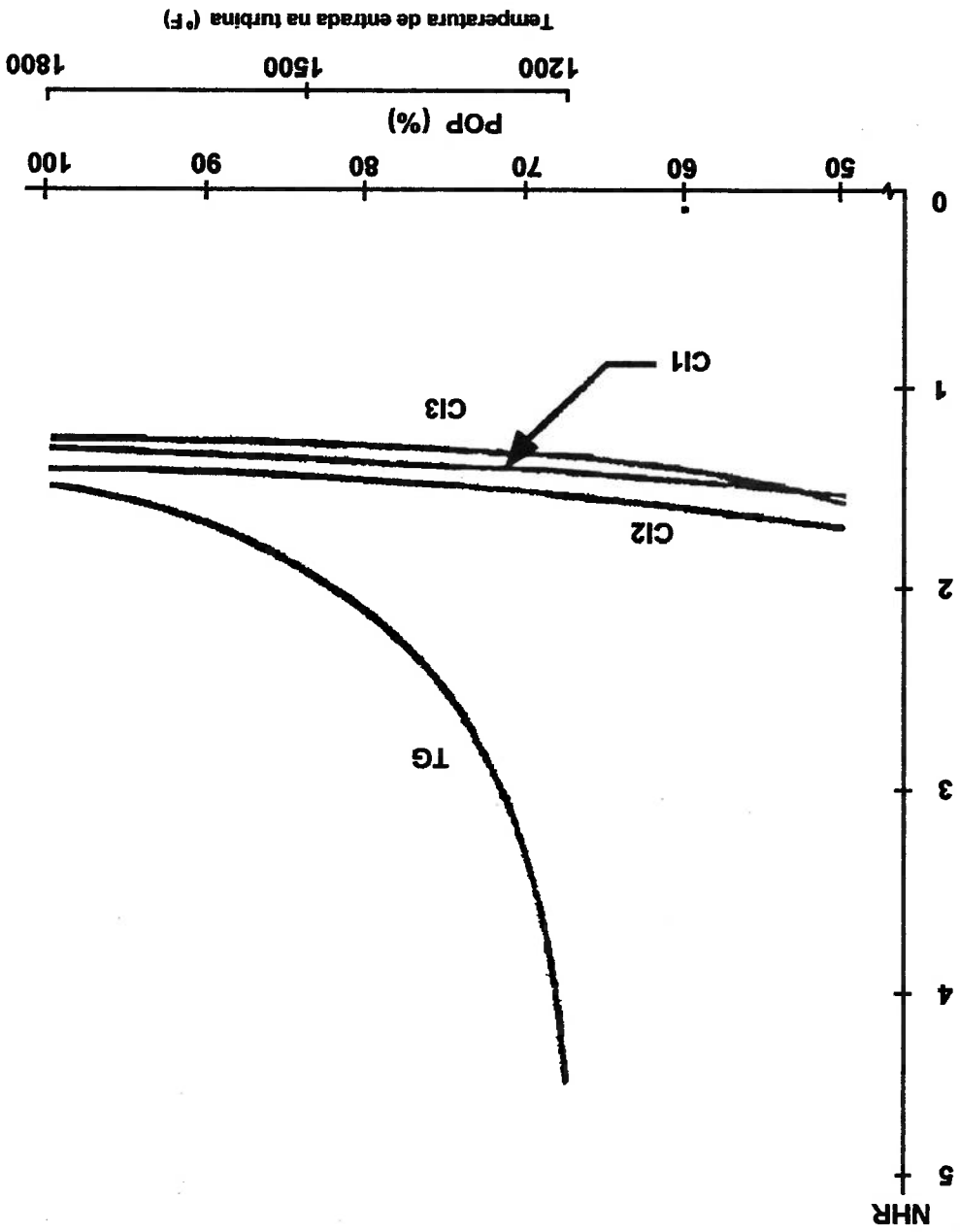


Figura 3.12 PHR vs POP

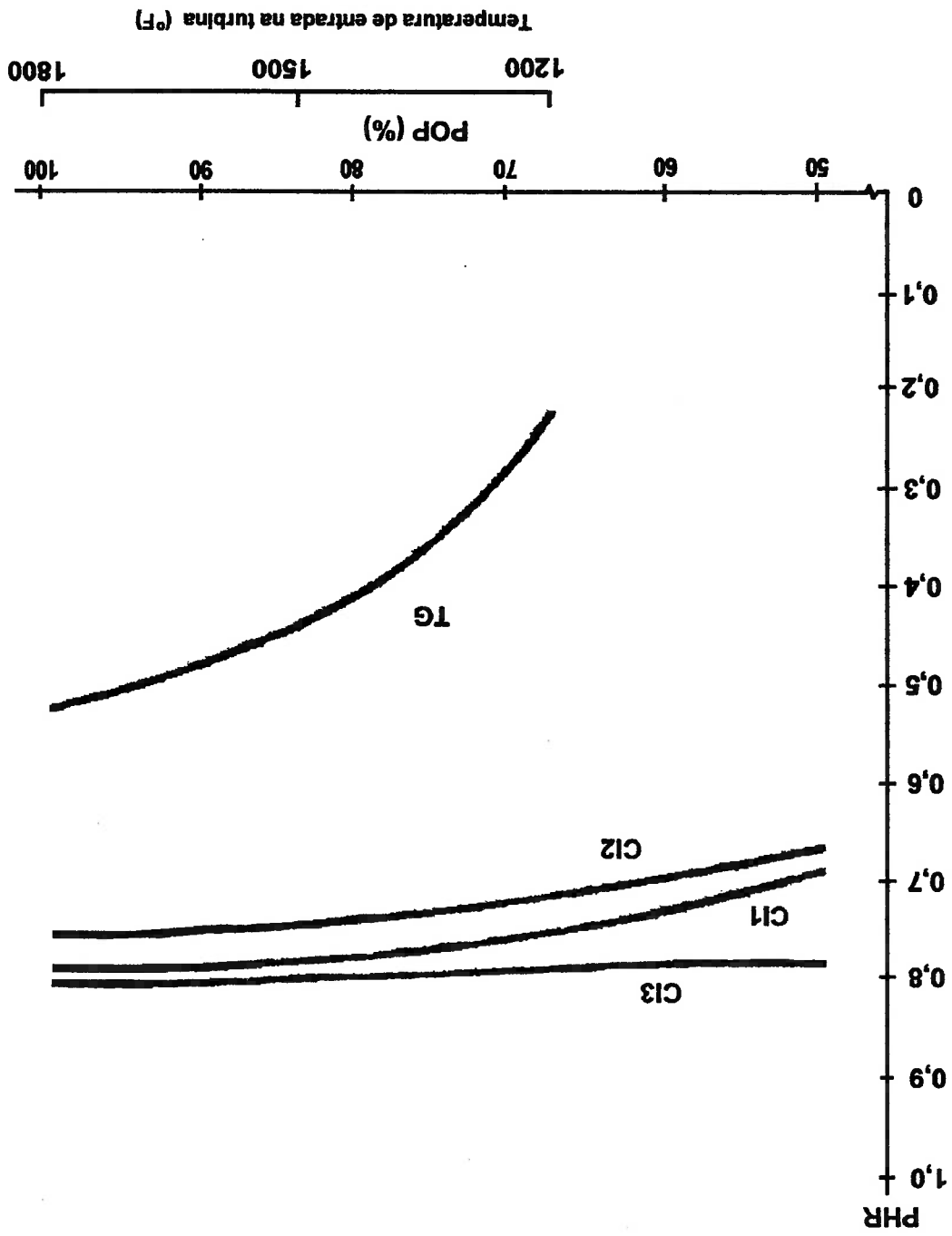
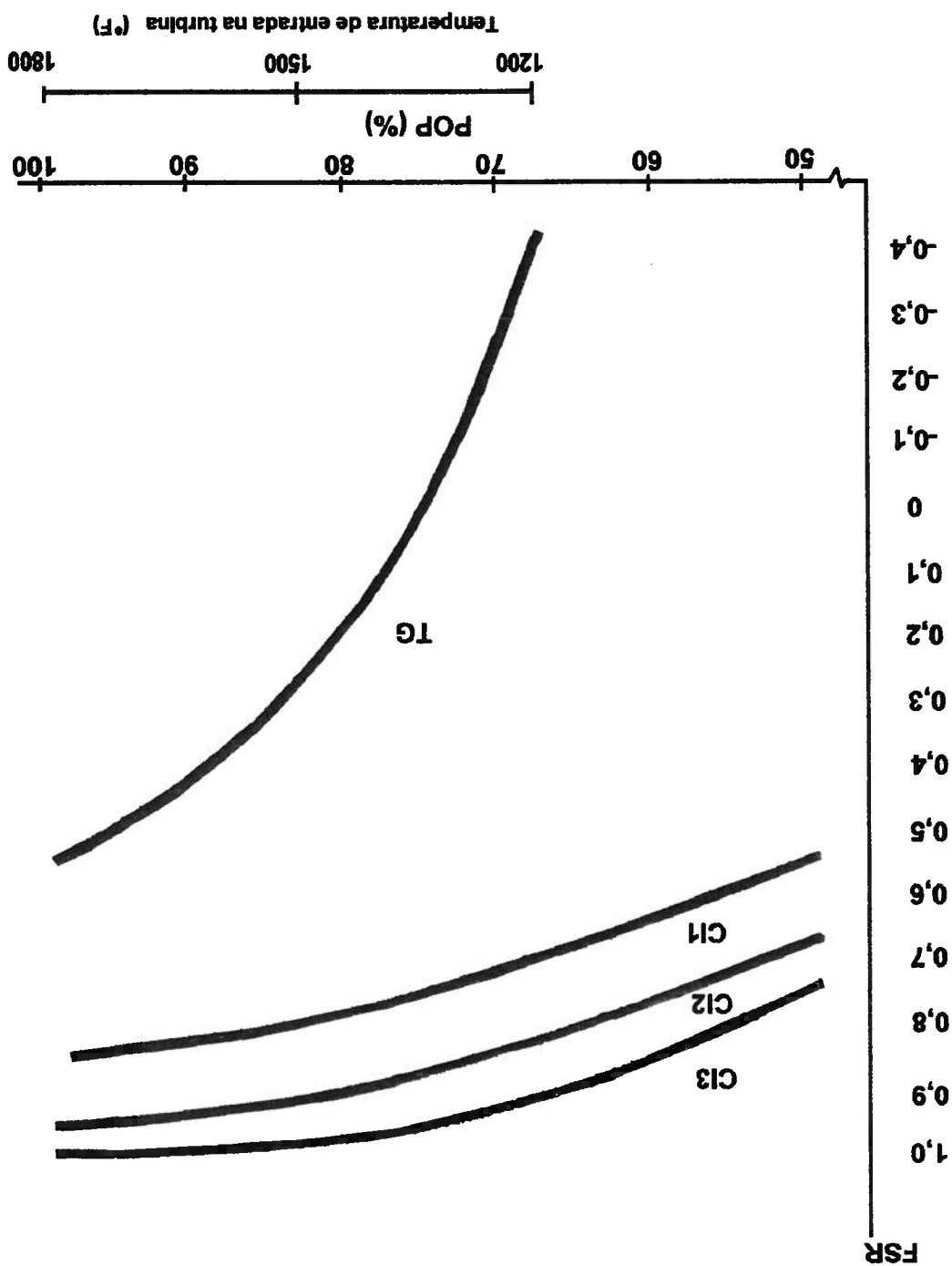


Figura 3.13 FSR vs POP



Os motores de CI também podem ser acoplados a um sistema de refrigeração a absorção para produção de água gelada, diferindo da turbina a gás somente na energia disponível por quilowatt gerado nos gases de saída, que é menor, e na disponibilidade agora de outro fluxo que também pode ser recuperado, composto pela água de resfriamento do motor. Qualquer uma das opções de cogeração mencionadas podem ser implementadas com equipamentos comerciais disponíveis no mercado numa ampla faixa de capacidade. A escolha depende somente do acoplamento com as demandas de energia elétricas e frio e do desempenho econômico obtido.

### 3.5.5 Sistemas de refrigeração por compressão de vapor

#### 3.5.5.1 Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor

O ciclo de compressão de vapor tem cinco processos principais:

1-2: compressão adiabática

2-2': rejeição de calor

2'-3: rejeição de calor isotermicamente (condensação)

3-4: expansão isentálpica

4-1: adição de calor isotermicamente (evaporação)

Apresenta algumas diferenças em relação ao ciclo ideal, caracterizando-se pela ineficiência dos processos envolvidos. As principais diferenças entre esses ciclos residem nas perdas de carga no evaporador e condensador, no subresfriamento do líquido que deixa o condensador e no superaquecimento do vapor na separação na aspiração do compressor. O ciclo ideal admite que não tem perda de carga no evaporador e no condensador. Em virtude do atrito, ocorre uma perda de carga no ciclo real, resultando um trabalho de compressão maior entre os estados 1 e 2 que no ciclo ideal. O superaquecimento do vapor que deixa o evaporador evita que gotículas de líquido adentrem o compressor. Finalmente, outra diferença entre os ciclos é o fato da compressão no ciclo real não ser isentrópica, ocorrendo ineficiência devido ao atrito e outras perdas. A figura (3.14) mostra o ciclo real

#### 3.5.5.2 Variantes dos ciclos de refrigeração por compressão de vapor

Existem muitas variantes ao redor do ciclo prático de refrigeração a compressão de vapor a fim de melhorar seu coeficiente de eficácia ou coeficiente de performance (COP), ampliar o efeito refrigerante que precisa cada sistema.



Denomina-se assim a superposição de dois ou mais ciclos de refrigeração a compressão de vapor, onde o evaporador do ciclo que trabalha na faixa de temperaturas mais elevadas, refrigera o condensador do ciclo que trabalha na faixa de temperaturas inferior.

**Ciclo de refrigeração em “Casca”**

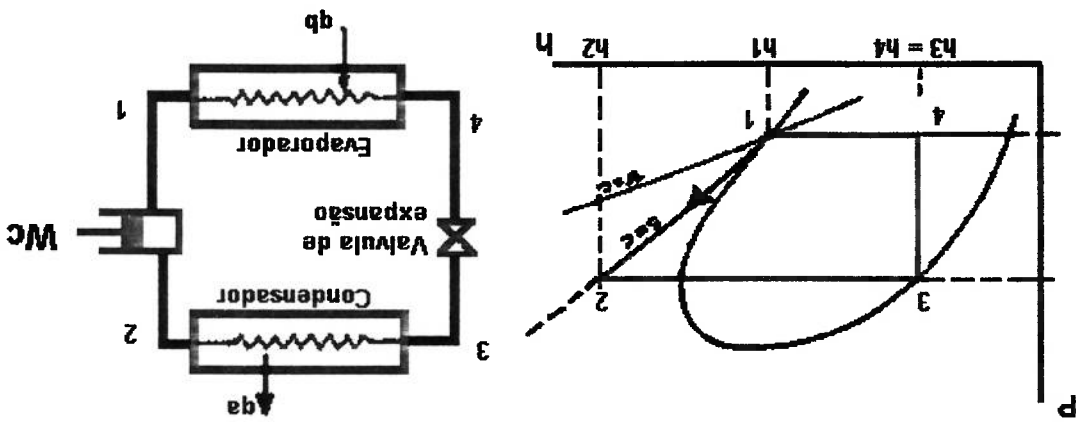
portanto aumentando o trabalho do compressor e volume de deslocamento do mesmo. O superaquecimento aumenta o volume específico do vapor na entrada do compressor, aumentando o efeito refrigerante útil quando aumenta o valor de  $h_1$ .

Como consequência do subresfriamento a entalpia do ponto 4 é menor e portanto aumenta o efeito refrigerante útil.

Estas variantes implicam que:

**Com subresfriamento e superaquecimento**

Figura 3.14 Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.



### 3.5.6 Sistema de refrigeração a absorção

#### 3.5.6.1 Ciclo de refrigeração a absorção

O ciclo de refrigeração a absorção é uma variante da refrigeração por compressão de vapor, onde se elimina o processo direto de compressão do vapor por um sistema mais complexo, mas em termos relativos requer menos trabalho de compressão.

A figura (3.15), ilustra o sistema de refrigeração a absorção.

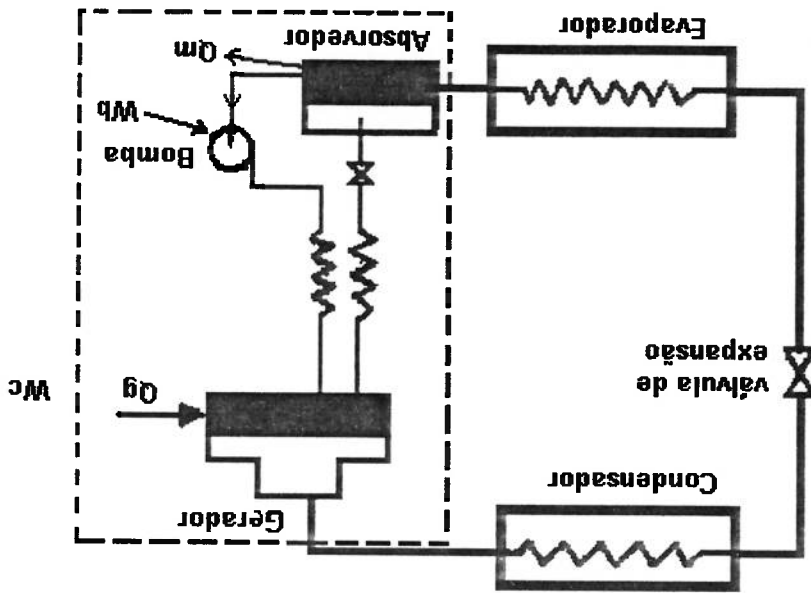


Figura 3.15 Refrigeração a Absorção

O ciclo de refrigeração a absorção tem os seguintes componentes comuns ao ciclo de compressão : evaporador, válvula de expansão e condensador. O compressor é mudado por um gerador, trocador de calor, bomba de solução e absorvedor. Este subistema realiza a mesma função que o compressor, porque também recebe o gás refrigerante a baixa pressão no evaporador e transforma em gás de alta pressão para continuar até o condensador, assim logo segue com o mesmo ciclo que o de compressão até que volta

novamente a este subsistema. Para que o absorvedor funcione precisa de dois fluxos que formem uma mistura miscível. A miscibilidade de uma mistura é uma característica importante para definir seu potencial de aplicação em sistemas de absorção. A mistura é miscível se ela não se separar após o processo de mistura. Os sistemas binários mais comuns são água/Brometo de Lítio ( $H_2O/LiBr$ ) e água/amoníaco ( $H_2O-NH_3$ ). No par água/Brometo de Lítio, água é o refrigerante e Brometo de Lítio é o absorvente. No par água-amoníaco, amoníaco é o refrigerante e água o absorvente. O vapor do fluxo refrigerante que sai do evaporador não é comprimido neste ciclo, ele é absorvido por um líquido que nesta condição ingressa no gerador de vapor onde se separa o vapor do líquido, o vapor ingressa no condensador e o líquido transportador retorna ao absorvedor passando por uma válvula de expansão.

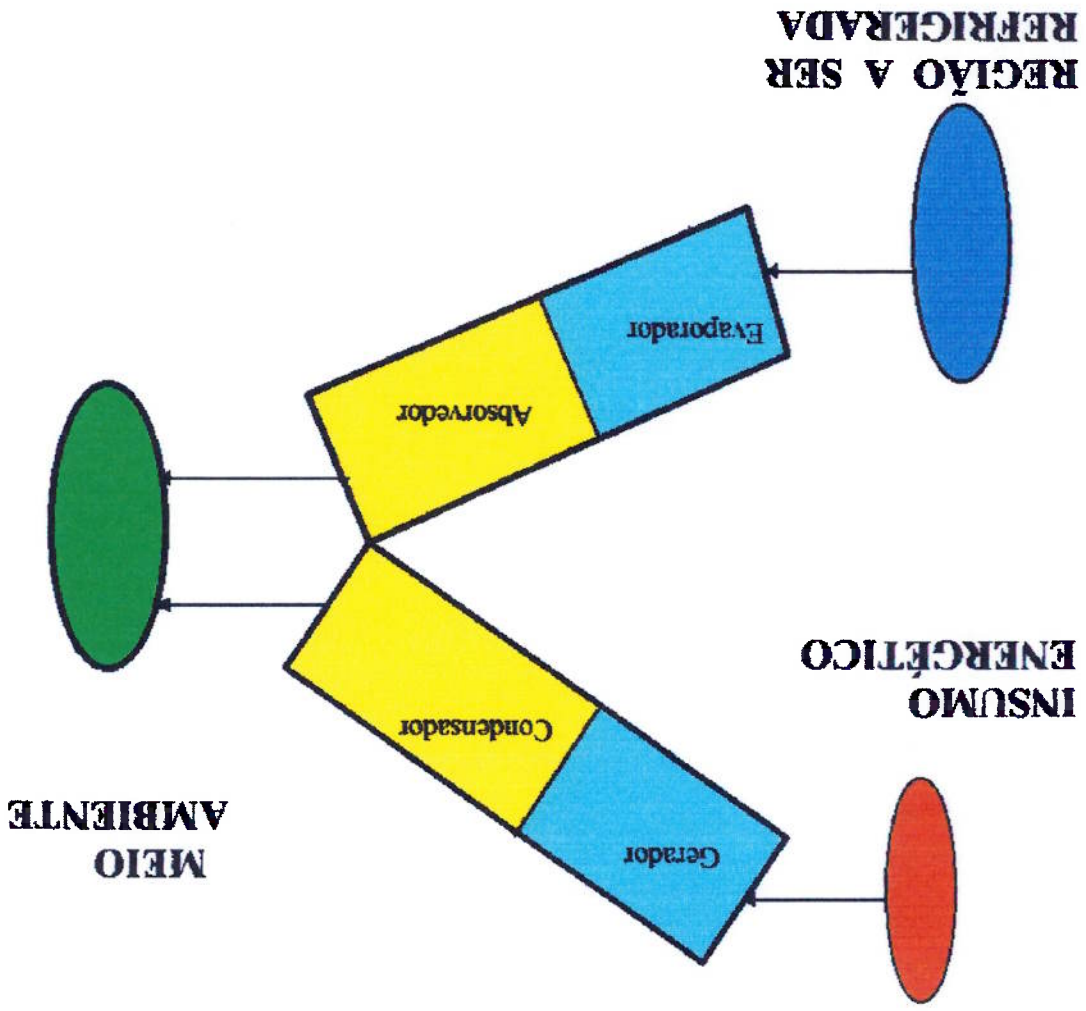
Para o funcionamento deste sistema se faz uso do fato de que a solubilidade do refrigerante no líquido transportador é inversa à temperatura da solução, então na menor temperatura é maior a solubilidade, por outro lado, sendo o processo de dissolução exotérmico é necessário transferir no absorvedor o calor ( $Q_{ab}$ ) ao exterior. E de modo inverso, sendo o processo de separação endotérmico deve-se transferir calor à solução no gerador de vapor ( $Q_{ge}$ ).

A figura (3.16), apresenta o princípio geral de um sistema de refrigeração por absorção, segundo Oliveira Jr. S. (1991). Na mesma pode-se constatar que os processos de conversão de energia existentes neste sistema ocasionam uma degradação da qualidade de parte do calor fornecido ao ciclo no gerador, do nível de temperatura dessa fonte de calor até a temperatura do meio ambiente, para 'valorizar' o calor transferido no

Uma mistura binária homogênea tem composição uniforme e não pode ser separada em seus componentes por métodos puramente mecânicos. Seu estado termodinâmico não pode ser determinado apenas por duas propriedades independentes, como no caso de uma substância pura. A composição da mistura, descrita pela

### 3.5.6.2 Comportamento de misturas binárias

Figura 3.16 Princípio Geral de um Sistema de Refrigeração a absorção



ambiente.

evaporador da temperatura da região que se quer refrigerar até a temperatura do meio

concentração (relação entre massa de um dado componente da mistura e a massa total da mistura) é necessária como informação complementar às duas propriedades independentes (por exemplo, pressão e temperatura) para definir seu estado termodinâmico.

A miscibilidade de uma mistura é uma característica importante para definir seu potencial de aplicação em sistemas de absorção. Uma mistura miscível é homogênea. Algumas misturas podem não ser miscíveis em todas as condições, sendo a temperatura a principal propriedade a influenciar a miscibilidade. As misturas binárias destinadas a sistemas de absorção devem ser totalmente miscíveis nas fases líquida e vapor, em todos os estados do ciclo de refrigeração.

O conhecimento do comportamento de uma mistura binária em condições próximas à região de saturação é importante nos sistemas de refrigeração a absorção.

### 3.5.6.3 Ciclos reais

Como foi descrito anteriormente os ciclos reais trabalham com misturas de amônia/água ou água/Brometo de Lítio. A mistura de amônia/água se usa para geladeiras residenciais e pequenas máquinas resfriadores de líquidos de até 18 kW de resfriamento, assim como para plantas industriais. Dado que o solvente (água) se evapora também com o refrigerante (amônia), é necessário um processo de retificação. Para máquinas resfriadoras de média e grande capacidade utiliza-se a mistura binária Água/Brometo de Lítio e para que a água possa ferver com baixas temperaturas (3-7°C) a máquina trabalha em condições parciais de vácuo. Como referência, a seção de baixa pressão (evaporador e absorvedor) de uma máquina de um estágio trabalha aproximadamente a 1/100 bar e a parte de alta pressão (gerador e condensador) a 1/10 bar.

### 3.5.6.4 Sistema de refrigeração a absorção de um estágio

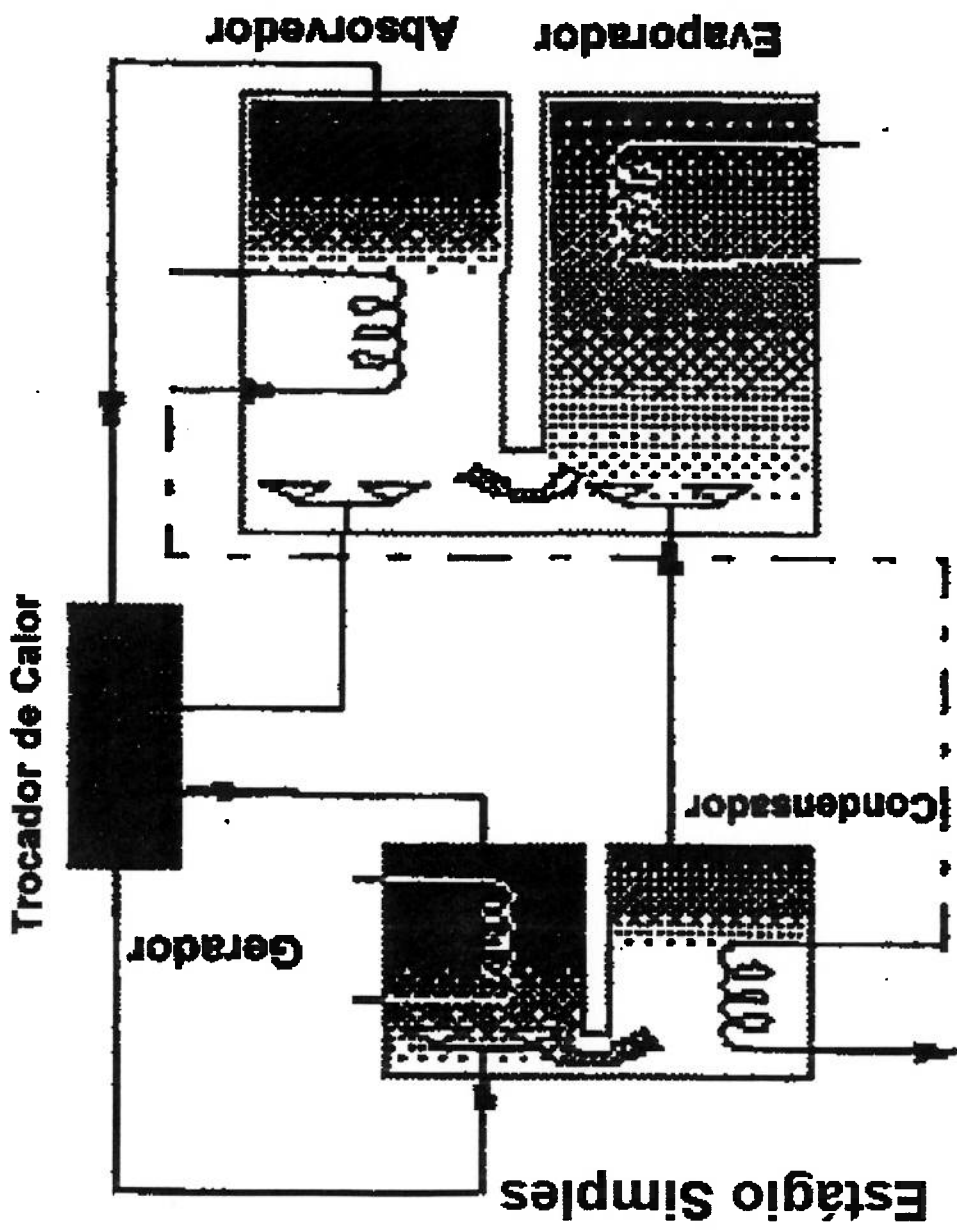
A figura (3.17), segundo Tozer, R (1992) indica de modo simplificado os componentes de uma unidade de um estágio. Nesta figura se pode ver os dois recipientes de diferentes pressões. A parte inferior se divide em dois componentes que são o evaporador e absorvedor. A parte superior se divide em gerador e condensador. O sistema funciona como descrito previamente. O vapor de água (refrigerante) se separa da solução pobre no gerador e no mesmo recipiente superior é condensado. Neste ponto entra no evaporador através de uma restrição para reduzir sua pressão.

No evaporador a bomba de refrigerante assegura um fluxo constante para a troca de calor, resfria no evaporador e se evapora no mesmo recipiente inferior para passar ao absorvedor. Neste ponto é absorvido pela solução pobre do absorvedor até o gerador passando primeiro pelo trocador de calor. No gerador a solução forte remanescente

circula em direção ao absorvedor via trocador de calor e novamente o refrigerante se separa da solução pobre para fluir até o condensador, e assim sucessivamente continua o ciclo.

Para representar os ciclos reais a absorção, a introdução do diagrama P-T-X (pressão, temperatura e concentração) para soluções de água - Li-Br é a maneira mais prática. A figura (3.18.), segundo Tozer. R (1992), representa um ciclo típico de um estágio. Para melhor compreensão deste diagrama se deve entender que as mudanças de estado se representam mediante um só ponto, como no caso da condensação e evaporação. Outra aspecto importante deste diagrama é que permite ver o perigo de cristalização, quando está a temperaturas baixas e concentrações altas. A cristalização é um dos inconvenientes deste tipo de sistemas e ocorre na região do trocador de calor.

Figura 3.17 Sistema de refrigeração a Absorção de um Estágio

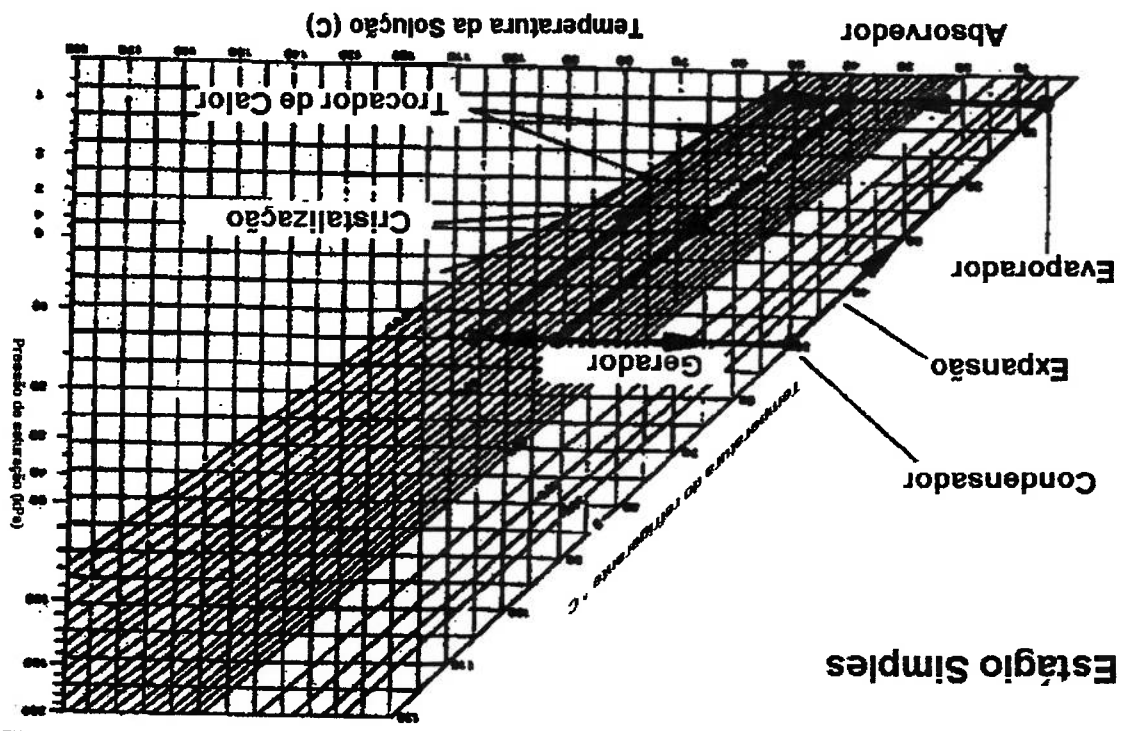




O princípio básico do ciclo de duplo estágio consiste na superposição de dois ciclos de simples estágio onde o calor dissipado pelo condensador do ciclo de alta temperatura é utilizado no gerador do ciclo de baixa temperatura que é também o condensador de alta temperatura. Na figura (3.19) se apresenta uma unidade de duplo estágio e seu ciclo se representa na figura (3.20), segundo Tozer, R. (1992), pode-se ver que a temperatura do condensador de alta temperatura tem que ser maior que a temperatura do gerador de baixa temperatura para garantir o fluxo de calor.

### 3.5.6.5 Sistema de refrigeração a absorção de duplo estágio

Figura 3.18 Diagrama P-T-X do Li-Br para uma unidade de Simples Estágio



As investigações realizadas com estes ciclos com Água/Brometo de Lítio segundo Tozer R. (1992) indicam COPs de até 1,19 para sistemas de refrigeração a absorção de

Figura 3.20 Diagrama P-T-X do Li-Br para uma unidade de Duplo Estágio

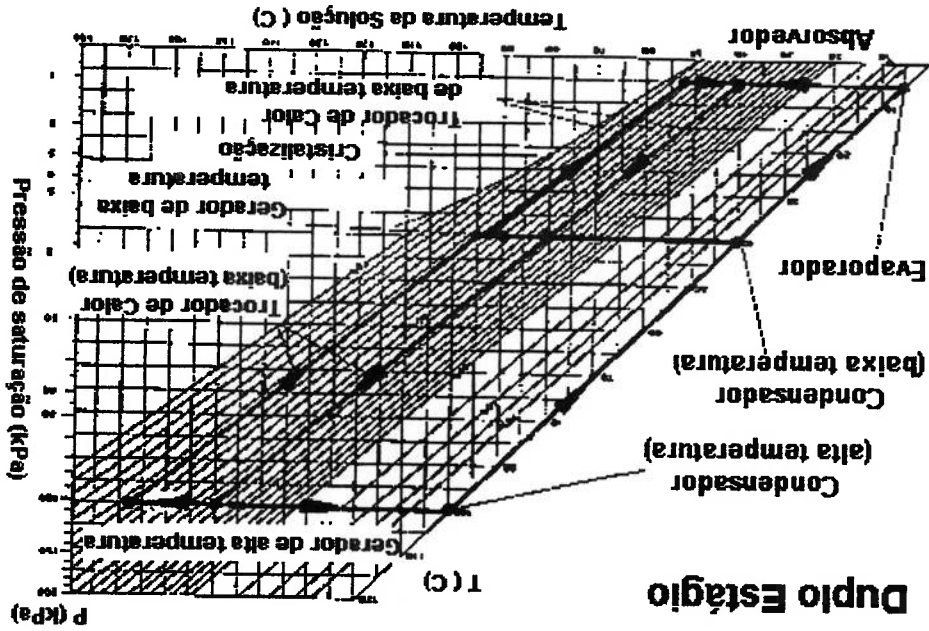
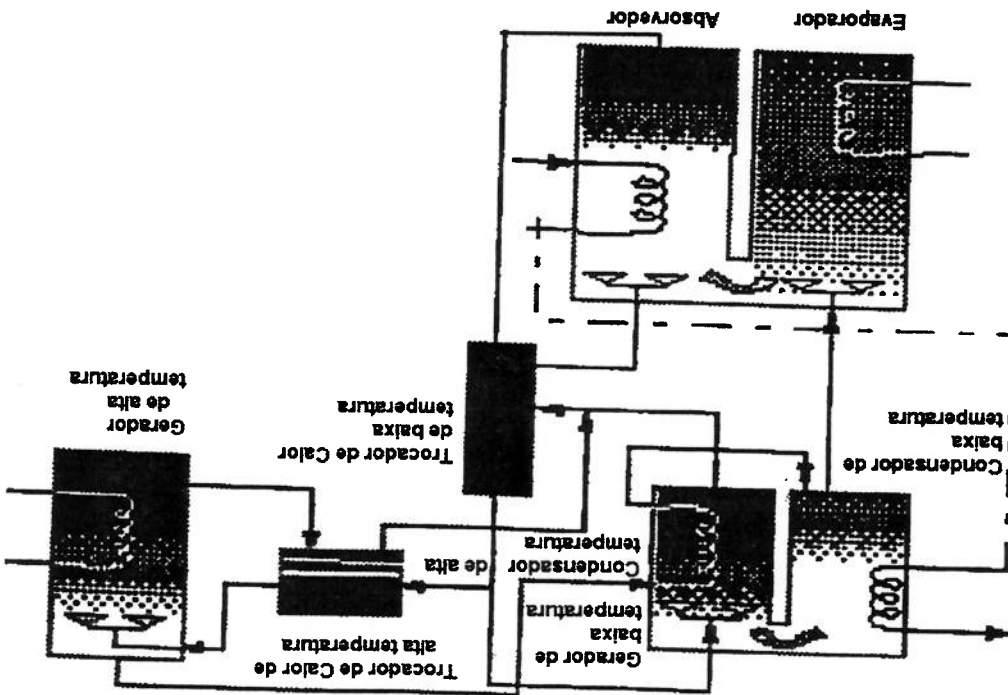


Figura 3.19 Sistema de refrigeração a Absorção de Duplo Estágio



Duplo Estágio

duplo estágio, e para um estágio um COP de 0,7. O sistema com duplo estágio tem vantagem sobre o chiller de um estágio, tais como uma melhora na eficiência, menor risco de cristalização e na construção resulta um peso e altura menores.

### 3.5.6.6 Avaliação de desempenho

O desempenho do ciclo de absorção é normalmente quantificado através do emprego do coeficiente de performance, definido para um ciclo de refrigeração como a relação entre a capacidade de refrigeração e a potência térmica consumida no gerador. O coeficiente de performance está representado pela equação (3.6). A relação de calor dissipado HDR (Heat Dissipation Ratio) é definida como a relação de calor dissipado no condensador e absorvedor com respeito à carga do evaporador. As equações (3.7), (3.8) representam a relação de calor dissipado (HDR):

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_{ge}} \quad (3.6)$$

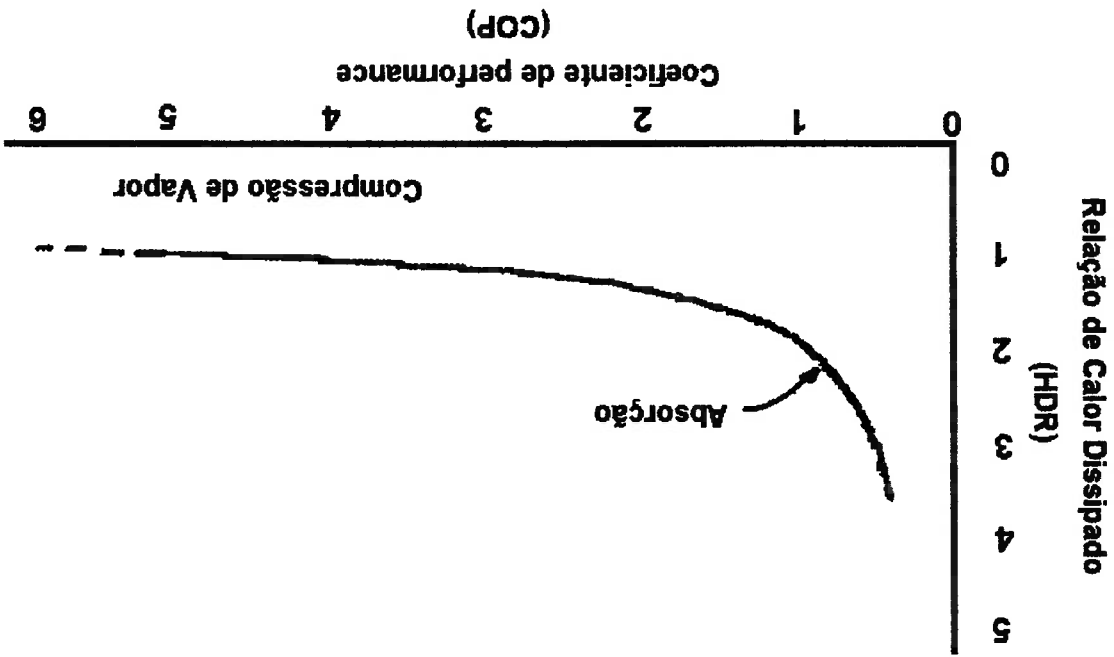
$$\text{HDR} = \frac{\dot{Q}_{cd} + \dot{Q}_a}{\dot{Q}_{evap}} \quad (3.7)$$

$$\text{HDR} = 1 + \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{ge}} \quad (3.8)$$

Das equações (3.6), (3.7) e (3.8), tem-se que HDR do ciclo de absorção é:

Segundo Oliveira Junior, S et alii (1990), o desempenho exergetico do ciclo de absorção é dado pela relação entre o fluxo de exergia transferido à água gelada e o fluxo de exergia fornecido ao gerador do ciclo, como apresentado pela equação (3.10):

Figura 3.21 COP vs HDR



Nos resultados resumidos, segundo Tozer R. (1992) na figura (3.21), se pode ver que os COP elevados, tanto para os ciclos de absorção como para os ciclos de compressão de vapor, tem vantagem de HDR menores, e portanto menor exigência com respeito à água de condensação, bombas de água, tubulação de condensador e torres de resfriamento, com menores perdas de água devido a correntes de ar e a evaporação e portanto menor tratamento químico. O custo de operação é menor devido a COPs altos.

$$\text{HDR} = 1 + \frac{1}{\text{COP}} \quad (3.9)$$

Uma das maiores vantagens dos chillers a absorção é a grande flexibilidade que oferecem com respeito aos requisitos da fonte de calor. As unidades de duplo estágio

$$\phi = \frac{X_c - X_d}{X_c} \quad (3.12)$$

soluções concentrada (Brometo de Lítio) e diluída :

É possível demonstrar que  $\phi$  pode ser expresso em termos das concentrações das

$\phi =$  vazão mássica de solução pobre /vazão mássica de água evaporada

evaporado (no caso em estudo água):

a representação dos balanços de entalpia por unidade de vazão mássica do refrigerante

o parâmetro  $\phi$ , chamado taxa de circulação e definido pela equação (3.12), que permite

Considerando um ciclo que opera com o par Água/Brometo de Lítio, pode-se introduzir

massa e energia para o misturador e separador do ciclo de absorção.

A determinação dos valores de  $Q_{evap}$  e  $Q_{ge}$  é feita a partir da realização dos balanços de

$$\eta_{ex} = \frac{COP}{\theta_{evap} \theta_{ge}} \quad (3.11)$$

condensador:

função do coeficiente de eficácia (COP) e dos fatores de Carnot do evaporador e do

A equação (3.11) evidencia que o rendimento exergético pode ser dado como uma

$$\eta_{ex} = \frac{Q_{evap} \theta_{evap}}{Q_{ge} \theta_{ge}} \quad (3.10)$$

oferecem COP atrativamente mais alto e a possibilidade de consumir calor de temperaturas mais altas que os equipamentos de um estágio.

Segundo Fallek M. (1986), os sistemas de refrigeração a absorção são empregados em plantas de cogeração, estes sistemas altamente eficientes podem ser utilizados para produzir água gelada que são requeridos para sistemas de ar condicionado e outros processos industriais. Com o crescimento do uso dos sistemas de refrigeração a absorção como recuperadores de calor, é considerado como um complemento importante nos sistemas de cogeração.

Segundo Hall A. D.; Stover J. C.; Breish R. L. (1994), o conceito do "Inlet Chiller", é um sistema de entrada de ar frio no compressor de uma planta de cogeração, por meio de um sistema de refrigeração a absorção. Este sistema otimiza a performance econômica da planta. A aplicação deste sistema tem um melhoramento de 10% na produção de energia elétrica.

Conforme M. de Lucia; R. Bronconi; E. Carnevale (1994), o sistema de resfriamento do ar no compressor pelo o sistema de refrigeração a absorção na turbina a gás serve para melhorar o desempenho de potência nas horas picos durante os meses de verão, onde altas temperaturas causam redução na produção de potência. Esse trabalho descreve a técnica e as vantagens econômicas de proporcionar um sistema de resfriamento do ar na entrada do compressor, onde se incrementa a taxa de potência e reduzindo a taxa de calor. Os custos de uma unidade de resfriamento ("chiller" a absorção) são desprezíveis, comparando com o custo das plantas de cogeração (de 1,3 até 1,5% do custo da planta de cogeração em quanto que a energia recuperada é de 10 a 15%).

### 3.5.7 Sistema de refrigeração a absorção híbrido ejetor-compressão

O sistema de refrigeração a absorção híbrido ejetor-compressão é semelhante ao sistema de refrigeração a absorção pura, com uma única diferença: o sistema híbrido emprega como sistema de compressão os ejetores, instalados entre o evaporador e absorvedor. Os ejetores são acionados por vapor de alta pressão, que fornece a energia necessária para a compressão do vapor de saída do evaporador. Este sistema é particularmente interessante para operar com rejeitos térmicos de baixa temperatura no gerador. Este sistema foi proposto por Oliveira Jr. S. (1991), em sua tese de doutorado. A figura (3.25) mostra-se um sistema híbrido.

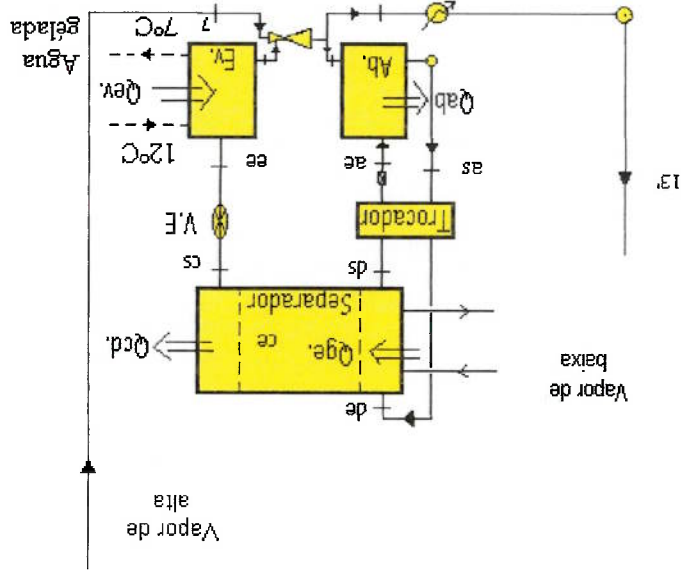


Figura 3.22 Sistema de refrigeração a absorção híbrido ejetor-compressão

sobre as máquinas adequadas para desenvolver estas potências. Gibbs, em um artigo apresentado em 1873 à Connecticut Academy, foi possivelmente o primeiro a prover uma base analítica para a determinação da exergia, aquela que denominava energia utilizável de um corpo em um meio. Seu tratamento difícil e abstrato não teve continuidade nos EUA até que Keenan em 1932 apresentou os resultados de um Gibbs em uma forma mais simples e prática, ampliando o conceito da exergia de um fluxo. No período entre ambos somente se destaca a aplicação de análises exergéticas em turbinas a vapor por De Darricus em 1930. O desenvolvimento e aplicação do conceito de exergia se deve com a segunda Guerra Mundial. Em 1948 Obert realiza uma análise exergética dos processos de combustão. Em 1944, Birnic quantifica a irreversibilidade por equipamentos individuais de uma central termoelétrica, e Thring faz a primeira utilização explícita da exergia do calor, utilizando o termo "Virtue of Energy". A primeira referência do uso do termo exergia se atribui a Kant em 1956. Em 1960, Bosnjakovic apresentou uma análise exergética de uma planta de potência em seu livro Termodinâmica Técnica. Em 1961, Trepp examina as perdas de exergia em máquinas de refrigeração em uma conferência de engenharia criogênica em Michigan. Em 1962 Baehr

Em 1824, Sadi Carnot publica seu tratado: Reflexões sobre a potência motriz do fogo e contribuições de científicos como: Tal, Maxwell, Gibbs, Kelvin, Gouy e Stodola.

1974, fez um estudo crítico do desenvolvimento histórico deste conceito e menciona as A origem do conceito de exergia foi objeto de intensos debates. Haywood em

#### 4.1.1. Introdução

### 4.1. Fundamentos da análise exergética

## 4. FUNDAMENTOS DA ANÁLISE EXERGÉTICA E TERMOECONÔMICA

# Capítulo 4



apresentou seus resultados comparando diagramas de fluxo de energia com diagramas de energia calculados pelo balanço entálpico. Finalmente Gaggioli em 1963 generaliza sua aplicação ao estudo dos processos energéticos em seu livro de

Termodinâmica.

O desenvolvimento das técnicas de análise energética que hoje se utilizam e sua aplicação prática a todo tipo de processos industriais reais alcançaram, já na Europa, um elevado amadurecimento em 1965. Os autores que contribuem a tal situação são os seguintes: J. Szargut, Nesselman, Bach e Brodyanski. A partir dos anos 80 dentre os principais autores que contribuem com estes estudos pode-se destacar os seguintes: Bejan, Moran, Kotas, Szargut, Le Goff, von Spakovsky, El Sayed, Frangopoulos, Tsatsaronis, Valero, Lozano, Evans, Tribus.

Na tabela 4.1 apresentam-se o desenvolvimento histórico dos conceitos da exergia.

Tabela 4.1 Desenvolvimento do conceito da Exergia

Autor	Ano	Desenvolvimento
Gibbs	1824	Em um artigo apresentado em 1873 à Connecticut Academy, o primeiro a prover uma base analítica para a determinação da exergia, aquela que denominava energia utilizável de um corpo em um meio. Seu tratamento difícil e abstrato não teve continuidade nos EUA
Keenan	1932	Keenan em 1932 apresentou os resultados de Gibbs em uma forma mais simples e prática, ampliando o conceito da exergia de um fluxo.
De Darricus	1930	No período entre Gibbs e Keenan, somente se destaca a aplicação de análises exergéticas em turbinas a vapor
Birníc	1944	Em 1944, quantifica a irreversibilidade por equipamentos individuais de uma central termoeleétrica
Obert	1948	Realiza uma análise exergética dos processos de combustão
Rant	1956	A primeira referência do uso do termo exergia se atribui a ele.
Bosnjakovic	1960	Apresentou uma análise exergética de uma planta de potência em seu livro Termodinâmica Técnica.
Trepp	1961	Examina as perdas de exergia em máquinas de refrigeração em uma conferência de engenharia criogênica em Michigan.
Baehr	1962	Apresentou seus resultados analíticos comparando diagramas de fluxo de exergia com diagramas de energia calculados pelo balanço entálpico
Gaggioli	1963	Introduz o conceito de exergia e generaliza sua aplicação ao estudo dos processos energéticos em seu livro de Termodinâmica.
Szargut, Nesselman, Bach, Brodyanski	1965	O desenvolvimento das técnicas de análise exergética que hoje se utilizam e sua aplicação prática a todo tipo de processos industriais reais alcançam, já na Europa, um elevado amadurecimento.

. Atualmente dentre autores que contribuem com estes estudos pode-se destacar os seguintes: Bejan, Moran, Kotas, Szargut, Le Goff, von Spakovsky, El Sayed, Frangopoulos, Tsatsaronis, Valero, Lozano, Evans, Tribus.

#### 4.1.2 Exergia: Definição

Um dos objetivos da termodinâmica é estabelecer critérios gerais para avaliar as vantagens do projeto ou funcionamento dos sistemas industriais, em que a energia tem um papel importante. Portanto, para analisar processos como a síntese de um produto químico, a produção da eletricidade de uma central térmica ou a refrigeração e liquefação de gás natural, entre outros, deve-se estabelecer em primeiro lugar como avaliar sua eficiência. Isto exige comparar o produto obtido com o consumo ou custo necessário para obtê-lo. Para que tal comparação tenha um significado correto, ambos conceitos devem ser expressos em bases equivalentes (de igual valor termodinâmico). Como o segundo princípio impõe certas limitações nos processos de transformação energética, indica que as diversas formas de energia tem qualidades diferentes. Logo, se associa um índice de qualidade igual à unidade, as energias mecânicas e elétricas, já que é possível transformá-las integralmente entre si mediante processos reversíveis. A energia interna e calor têm um índice de qualidade diferente, pois não existe equivalência termodinâmica entre estas formas de energia e as anteriores. Em consequência, para que essa definição de eficiência seja completamente geral, independente das formas de energia que participam no processo, não se deve expressar o produto e o consumo deste em termos de energia. Portanto pode-se definir um novo termo para os sistemas termodinâmicos e para os fluxos de matéria e energia que satisfaça o princípio de equivalência termodinâmica. Para definir a exergia deve-se considerar a profunda relação que existe entre o ambiente físico (atmosfera, litosfera, hidrosfera) e os processos energéticos que se desenvolvem nas instalações industriais. Kestin (1980) dá uma visão clara deste tema:

“todos os processos industriais tem como entorno o ambiente físico e portanto estão condicionados por este. Para julgar sua relação mútua convém separar o ambiente físico em duas partes bem diferenciadas. A primeira está formada pelos recursos materiais (combustíveis, metais, jazidas geotérmicas etc.) onde as substâncias estão em desequilíbrio termodinâmico com a segunda, constituída pelo restante do ambiente físico, ao que se dá o nome de ambiente de referência (AR)”. Ainda tendo recursos naturais escassos e valiosos, o ambiente de referência pode considerar-se como uma fonte inesgotável e sem custo de energia, trabalho e matéria.

Através do segundo princípio da termodinâmica e, tendo-se em consideração as observações anteriores, pode-se afirmar que a máxima utilidade termodinâmica dos recursos naturais se consegue esgotar reversivelmente até alcançar um estado de equilíbrio com o AR. Quando isto acontece, não é possível realizar processos adicionais e por esta razão se conhece o dito estado como : Estado Morto.

Segundo Reistad G.M. (1970) a exergia se define como o parâmetro de um sistema que quantifica o máximo trabalho que se pode obter quando interagindo unicamente com o ambiente, passa de seu estado termodinâmico inicial ao estado morto. Segundo Valero (1994), a exergia de um sistema é o mínimo trabalho técnico necessário para constituir um sistema a partir do ambiente de referência. (O ambiente de referência adotado como mais conveniente é aquele definido segundo a metodologia de Szargut (1971).

#### 4.1.3 Componentes da exergia

Como a exergia é uma função de propriedades de dois estados, uma vez fixado o ambiente de referência pode-se utilizar como referência para calcular a exergia de qualquer outro estado. Por exemplo a variação da exergia entre dois estados será independente do processo seguido para alcançar um a partir do outro. Isto permite por sua vez definir uma trajetória composta por vários processos para separar a variação total da exergia no somatório de vários termos. Szargut (1988) e Kotas (1985), entre outros propõem a seguinte relação para o cálculo da exergia:

$$b_i = b_x + b_{ch} \quad (4.1)$$

onde:

$b_x$  é componente física, chamada exergia física.

A exergia física de um fluxo se calcula pela equação (4.2), caracterizando o meio por  $P_0$  e  $T_0$ , ou seja, há equilíbrio térmico e mecânico com o meio. Este estado é chamado de Estado de Referência Restrito.

$$b_x = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (4.2)$$

Na equação (4.3),  $b_{ch}$  é a componente química da exergia, chamada exergia química. Para haver equilíbrio completo com o meio o sistema deve estar também em equilíbrio químico com ele. O trabalho que pode ser obtido através de um processo reversível que leva o sistema do estado de referência restrito ( $P_0, T_0$ ) até o estado de referência onde há equilíbrio completo (chamado estado morto), é a exergia química.

$$b_{ch} = \sum (\mu_i - \mu_{0,i}) x_i \quad (4.3)$$

Logo a equação (4.4) representa a exergia total:

$$b_i = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \sum (\mu_i - \mu_0) x_i \quad (4.4)$$

4.1.4 Análise exergetica de plantas de cogeração

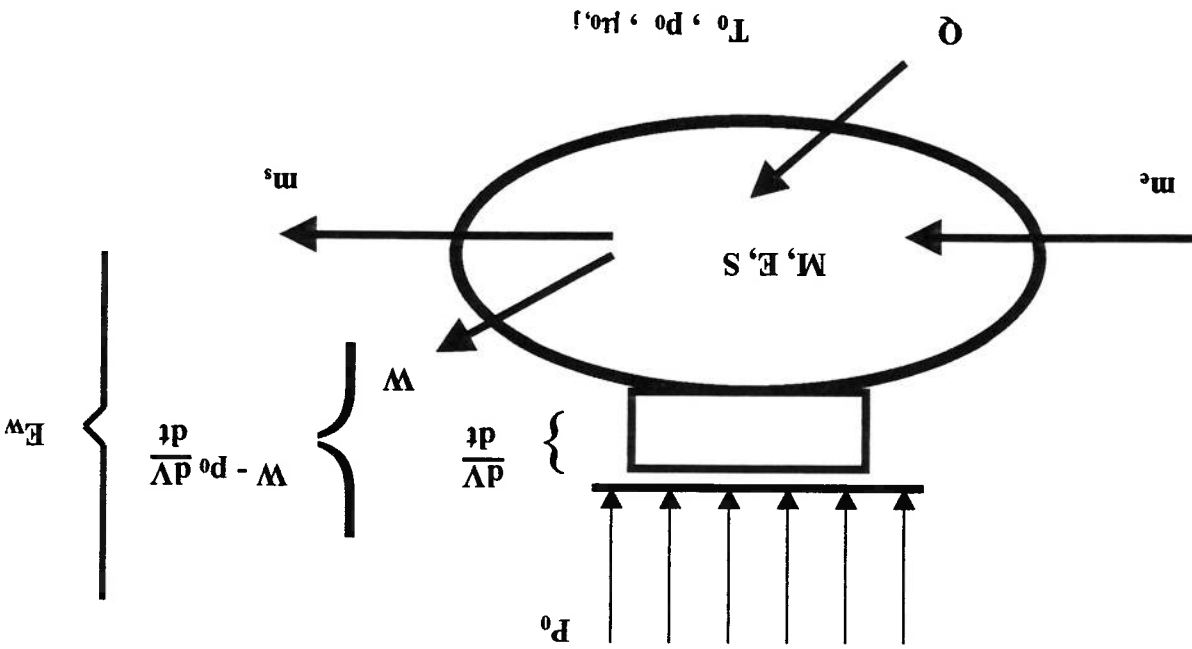


Figura 4.1 Volume de Controle

A combinação da primeira e segunda leis da termodinâmica permite que se estabeleça o balanço de exergia. A partir da figura (4.1) pode-se escrever os balanços de energia e entropia, ( desprezando as mudanças de energia cinética e potencial ):

$$(4.5) \quad 1^a \text{ Lei: } \frac{dE}{dt} = \sum \dot{Q}_i - \dot{W} + \sum \dot{m} h - \sum \dot{m} h$$

$$(4.6) \quad 2^a \text{ Lei: } \frac{dS}{dt} + \sum \dot{m} s - \sum \dot{m} s = \sum \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \dot{S}$$

Multiplicando-se a 2ª Lei por  $-T_0$  e somando-a com a 1ª lei, tem-se:

$$(4.7) \quad \dot{W} = \frac{d}{dt} (E - T_0 S) + \sum \left( 1 - \frac{T_0}{T_i} \right) \dot{Q}_i + \sum \dot{m} (h - T_0 s) - \sum \dot{m} (h - T_0 s)_{gr}$$

Introduzindo-se o trabalho reversível:

$$\dot{W}^{rev} = \dot{W} + T_0 \dot{S}_{gr} \quad (4.8)$$

Substituindo a equação (4.7) na equação (4.8):

$$\dot{W}^{rev} = -\frac{d}{dt} (E - T_0 S) + \sum \left( 1 - \frac{T_i}{T_0} \right) \dot{Q}_i + \sum \dot{m} (h - T_0 s) - \sum \dot{m} (h - T_0 s) - T_0 \dot{S}_{gr} \quad (4.9)$$

Pode-se fazer a diferença entre trabalho reversível e trabalho real, que é o trabalho perdido ou taxa de exergia destruída:

$$\dot{W}^{rev} - \dot{W} = \dot{W}^{perd} = T_0 \dot{S}_{gr} \geq 0 \quad (4.10)$$

Onde:

$$\dot{W}^{perd} = T_0 \dot{S}_{gr} \text{ teorema do trabalho perdido de "Gouy-Stodola"}$$

$$\dot{W}^{perd} = \text{Taxa de exergia destruída}$$

Observando a figura (4.1), o trabalho útil ( $\dot{E}_w$ ) é:

$$\dot{E}_w = \dot{W} - p_0 \frac{dV}{dt} \quad (4.11)$$

∴ o balanço de exergia fica:

$$\dot{E}_w = -\frac{d}{dt} (E + p_0 V - T_0 S) + \sum \left( 1 - \frac{T_i}{T_0} \right) \dot{Q}_i + \sum \dot{m} (h - T_0 s) - \sum \dot{m} (h - T_0 s) - T_0 \dot{S}_{gr} \quad (4.12)$$

Considerando como regime permanente e com uma entrada e saída, a equação (4.12)

fica:

$$[\dot{H}_s - \dot{H}_e] - T_0 [\dot{S}_s - \dot{S}_e] = \dot{Q} \left[ 1 - \frac{T_0}{T} \right] + \dot{W} - T_0 \dot{S}_{gr} \quad (4.13)$$

A equação (4.13) está formada pelos seguintes termos:

(Variação de exergia entre os fluxos de entrada e saída) = (Exergia associada ao calor trocado) + (Exergia pura = trabalho realizado) - (Exergia destruída)

É conhecido que para que um sistema tenha exergia deve estar em desequilíbrio com o ambiente de referência. É assim que os sistemas tendem a buscar um nível comum de equilíbrio com o entorno (exergia nula). Observa-se, portanto, que quanto mais controlado é um dado processo, menos irreversível será e portanto menos exergia se destruirá. Para que um sistema se encontre em estado de equilíbrio são necessário as três condições:

- Que o sistema se encontre em equilíbrio mecânico
- Que o sistema se encontre em equilíbrio térmico
- Que o sistema se encontre em equilíbrio químico

A análise exérgica de plantas de conversão termomecânica permite caracterizar como a exergia disponível é utilizada e destruída nos processos de conversão de energia existentes na planta.

Segundo Oliveira Jr. S. et al. e Huang (1990), a performance exérgica das plantas de cogeração pode ser feita a partir de uma definição geral de rendimento:

$$\eta = \text{efeito útil} / \text{insumo consumido} \quad (4.14)$$

Com esta equação pode-se chegar às expressões dos rendimentos energético ( $\eta_e$ ) e exérgico ( $\eta_{ex}$ ) de plantas de cogeração:

$$\eta_e = \frac{W + Q}{Q_{\infty}} \quad (4.15)$$

$$\eta_{ex} = \frac{W + B_0}{B_{\infty}} \quad (4.16)$$



Onde  $B_Q$  é a exergia transferida a um processo para fins de aquecimento ou refrigeração

(“produção” de água gelada).

Combinando-se as equações (4.15) e (4.16), introduzindo-se a relação  $\beta = (\dot{Q}/W)$ , o fator de Carnot  $\theta$  (o que equivale a assumir que  $B_c = \theta \dot{Q}$  e  $\alpha = B_c/B_c$ , obtêm-se:

$$\eta_p = \left( \frac{1 + \theta \cdot \beta}{1 + \beta} \right) \left( \frac{\alpha}{1} \right) \quad (4.17)$$

Esta expressão permite obter com facilidade a relação entre os rendimentos, dados  $\beta$  o nível de temperatura a partir do qual se faz a troca de calor e conhecendo  $\alpha$ .

A figura (4.2) apresenta o comportamento de  $\eta_{ex}/\eta_e$  em função de  $\beta$  e parametrizada em  $\theta$ , para um combustível com  $\alpha=1$ . Nela observa-se que quando  $\beta \rightarrow 0$  a relação

entre os rendimentos tende a 1, pois o efeito útil predominante do sistema é a produção de potência (exergia pura). Quando  $\beta \rightarrow \infty$  a relação entre os rendimentos tende a  $\theta$ , pois o efeito útil predominante é uma transferência de calor (aquecimento/refrigeração). Note-se, também, que para  $\theta$  (em módulo) decrescente, isto é, transferência de calor a temperaturas próximas de  $T_0$ , como é o caso dos sistemas de condicionamento de ar, a relação entre os rendimentos cai para um mesmo  $\beta$  devido à menor quantidade de exergia associada à troca de calor.

Convem ressaltar que os dados apresentados segundo J. F. Peral Céspedes e S. de Oliveira Jr. (1995), na figura (4.2) são facilmente corrigidos para um combustível com  $\alpha \neq 1$  simplesmente dividindo o valor de  $\eta_{ex} / \eta_e$  do gráfico pelo particular valor de  $\alpha$  (que pode ser obtido, por exemplo, nas correlações apresentadas por Szargut (1988) e Bejan (1988)).

Na tabela (4.2), J. F. Peral Céspedes e S. de Oliveira Jr. (1995), apresentam os valores de  $W$ ,  $Q$ ,  $\theta$  (fator de Carnot),  $\beta$ ,  $\eta_e$ ,  $\eta_b$  e  $\eta_b / \eta_e$ , para sete tipos de sistemas englobando unidades de cogeração e ciclos combinados (os três primeiros sistemas foram levantados a partir de unidades descritas por Horlock (1987)).

Figura 4.2 Comportamento de  $(\eta_b / \eta_e)$  em função de  $\beta$  para diferentes valores de  $\theta$

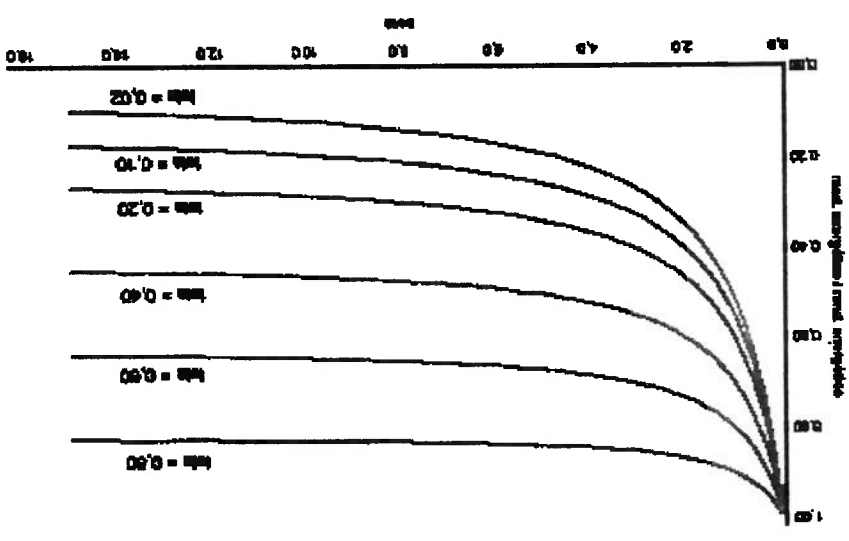


Tabela 4.2 Característica de sistemas de cogeração

Sistema	$\dot{W}$ (MW)	$\dot{Q}$ (MW)	$ \theta $	$\beta$	$\eta_e$	$\eta_p$	$r_n$
Ciclo Rankine + CR (aquecimento distrital)	135,00	348,00	0,201	2,60	0,901	0,382	0,424
Turbina a gás com CR	3,20	23,00*	0,346*	7,19*	0,891*	0,379*	0,42*
Motor a combustão (diesel) com CR	7,48	6,70	0,215	0,90	0,751	0,742	0,628
Ciclo combinado (TG + TV) com CR	26,03	32,21	0,273	1,24	0,770	0,461	0,599
Ciclo combinado (TG + TV) com chiller a compressão COP = 4,5	3,00	6,30	0,057	2,10	0,930	0,336	0,361
Turbina a gás com CR e máq. a absorção COP = 1,1	3,00	5,39	0,057	1,80	0,839	0,331	0,395
Rankine com CR	9,10	32,21	0,273	3,54	0,882	0,382	0,433

\* queima de combustível na CR;  $T_0=298K$ ; TG=turbina a gás; TV=turbina de vapor;

CR=caldeira de recuperação.

Equipamentos	$f_i$
Compressor	$f_c = \frac{\dot{B}_{combustivel}}{W_c}$
Bomba	$f_b = \frac{\dot{B}_{combustivel}}{W_b}$
Turbina	$f_t = \frac{\dot{B}_{combustivel}}{\dot{B}_t - \dot{B}_{to}}$
Câmara de Combustão	-
Caldeira de Recuperação	$f_{cr} = \frac{\dot{B}_{combustivel}}{\Delta \dot{B}_{gases} - \dot{B}_{combustivel}}$
Sistema de Refrigeração A Compressão	$f_{cs} = \frac{\dot{B}_{combustivel}}{W_{cp}}$
Sistema de Refrigeração A absorção	$f_{abs} = \frac{\dot{B}_{combustivel}}{Q_{ge} \theta_{ge}}$

Tabela 4.3  $f_i$  de cada componente de um sistema de cogeração

consumida pela planta. A tabela (4.3), mostra os  $f_i$  de um sistema de cogeração. Segundo Oliveira Jr. (1997), a importância de cada componente de um sistema de cogeração na eficiência global exergética é quantificada pelo uso do fator ( $f_i$ ), que é definido como a relação entre a exergia consumida por componente e a exergia consumida pela planta. A tabela (4.3), mostra os  $f_i$  de um sistema de cogeração.

Dos resultados da tabela 4.1 pode-se destacar:

- Os maiores valores de  $\beta$  das unidades com ciclos Rankine e quando há consumo adicional de combustível na caldeira de recuperação de unidades com turbina a gás.
- Os maiores valores de  $\eta_{ex}/\eta_e$  para os sistemas de ciclos combinados e motor a combustão, dada a importância relativa da potência produzida.

Conforme M.A EL Masri (1987), a análise exergetica é uma ferramenta analítica quantitativa, baseada na Segunda lei da termodinâmica que identifica e quantifica as fontes de irreversibilidades encontradas especialmente em ciclos combinados de cogeração complexo. Ele fez a otimização de um ciclo combinado mediante uma análise exergetica e utilizando o programa GASCAN, onde mostra a interação dominante que governa a variação da eficiência do ciclo que é a temperatura de entrada na turbina, entre a irreversibilidade da combustão e as perdas devido ao resfriamento da turbina. Também mostra que as perdas do compressor e as quedas de pressão são relativamente pequenas. Também W.W. Chin- M. A EL Masri (1987) apresentam resultados do estudo para selecionar parâmetros ótimos de um ciclo "Bottoming" de duas pressões em função da temperatura dos gases de escape da turbina a gás, onde a análise exergetica é aplicada para determinar todas as fontes de irreversibilidade de cada ciclo.

Bolland (1991) realizou uma análise exergetica destes ciclos combinados, concluindo que a turbina a gás exerce uma grande influencia sobre os rendimentos globais do ciclo, confirmando os estudos feitos por Tsatsaronis G. (1990), em que afirma que a turbina a gás é provavelmente o sistema mais importante de uma planta de potência de ciclo combinado (CCGT).

Conforme Lozano e Serrano (1993), de um modo geral é necessário considerar que a cogeração para o setor terciário é uma alternativa evidente desde o ponto de vista econômico, exigindo métodos especiais de dimensionamento e seleção de equipamento. A análise exergetica é uma ferramenta que permite distinguir claramente as perdas da energia para o ambiente e as irreversibilidades internas nos processos, um complemento do análise da primeira lei da termodinâmica.

Segundo G. Tsatsaronis (1993), o método de exergetia proporciona:

- A magnitude da energia perdida em relação à energia fornecida ou transformada na planta total e na componente analisada.

- A medida da qualidade (utilidade) de energia desde o ponto de vista termodinâmico

- A variável que define eficiência para sistemas de energia.

Como exemplos de análises de primeira lei da termodinâmica que não identificam corretamente as ineficiências, tem-se:

- A primeira lei da termodinâmica não associa ineficiência a um reator químico adiabático ou processos de estrangulamento adiabático.

- A primeira lei não mostra que parte da energia de uma corrente ou da taxa de transferência de calor é termodinamicamente inútil.

- A primeira lei não detecta alguma degradação da energia em trocadores de calor adiabático.

- A primeira lei identifica o condensador de uma planta de potência como o responsável pela baixa eficiência total (global) da planta. O método da exergia revela corretamente que a caldeira é principal responsável pela baixa eficiência total da planta.

M. A. Habib (1994) apresenta uma análise em plantas de cogeração, onde o rendimento da planta é comparado com as plantas convencionais que produzem separadamente Calor e Potência. A análise é baseada com respeito à Primeira Lei e Segunda Lei da termodinâmica. Desta forma quantifica as irreversibilidades dos diferentes componentes de cada planta. Os resultados mostram que o total de irreversibilidades da planta de cogeração é de 38% menor que uma planta convencional. Esta redução na irreversibilidade é acompanhada com um incremento de 25% na eficiência térmica.

## 4.2 Fundamentos da análise termodinâmica

### 4.2.1 Introdução

A primeira proposta de usar exergia como critério de alocação de custos foi realizada por Keenan (1932), ao sugerir que estes deveriam ser compartilhados entre os produtos (eletricidade-calor útil) de uma planta de cogeração de maneira proporcional a sua exergia, ao contrário do utilizado, baseado na energia. Gaggioli (1961), determina o diâmetro e espessura de isolante ótimo de uma tubulação de vapor em uma central termoeletrica, valorando a exergia destruída pelo custo da energia elétrica. Na Europa, Berman e Schmidt (1965), associaram custos à exergia destruída em cada componente de uma central térmica. Reistad (1970) em sua tese de doutorado, desenvolve uma análise termodinâmica de sistemas de cogeração e aplica o método de El Sayed e Evans a uma planta de potência simples. Tsatsaronis (1982) sistematiza a ideia de utilizar os custos exergeticos diretamente para valorar os distintos fluxos de uma instalação com problemas de otimização. Valero (1986), propôs uma metodologia unificadora e compacta para o cálculo de custos e outras aplicações da termodinâmica.

G.Tsatsaronis, M. J. Moran (1983), mostram como variáveis relativas à exergia podem ser usadas na minimização do custo de um sistema térmico. Estas variáveis incluem a eficiência exergetica, os custos associados com exergia destruída, capital invertido, operação e manutenção do sistema térmico.

Hua, B Yen, Q Wu G (1989), explicam a partição da otimização do sistema total em subsistemas para otimizar sistemas térmicos complexos por meio de avaliação exergetica e econômica.

Para Tsatsaronis G. (1993), os objetivos da análise termodinâmica são:

- identificar a localização, magnitude e fontes das perdas termodinâmicas reais num sistema energético;

- calcular os custos associados às destruições e perdas de energia;

- avaliar custos de produção de cada produto num sistema de conversão de energia tendo mais do que um produto;

- facilitar estudos de probabilidade otimização durante a fase de projeto para um sistema de energia, bem como estudo de melhorias de processos para um sistema existente;

- auxiliar em procedimentos de tomada de decisão relacionados a operação, manutenção e alocação de fundos de pesquisa;

- comparar alternativas técnicas.

Pode-se definir a termodinâmica como a combinação de uma análise exérgica com uma análise econômica, que tem como objetivo identificar a localização, magnitude, fonte das perdas termodinâmicas reais e como avaliar o custo destas perdas termodinâmicas num sistema energético.

Na tabela (4.4), observa-se o desenvolvimento histórico da termodinâmica.



Tabela 4.4 Desenvolvimento da Termoeconomia

Ano	Autor	Desenvolvimento
1932	Joseph H. Keenan	Menciona a possibilidade de usar o conceito de exergia na metodologia de partição de custos relacionada à produção de eletricidade e vapor de processo. Custos do combustível devem ser repartidos para o vapor de processo e a eletricidade de acordo com o conteúdo energético ou exergético de tais vetores. Desta forma, percebe-se que a eletricidade cogenerada é mais barata do que a eletricidade produzida por uma instalação convencional.
1948-1949	Benedict	1948: Custo das dissipações exergéticas nos processos; relação entre tais custos e parâmetros de projeto na otimização. 1949: Mostra como avaliar o custo das irreversibilidades em uma planta de separação de ar, que infelizmente foi formalizado e publicado no ano de 1980.
1958-1961	Gaggioli	Projeto otimizado de uma tubulação de vapor e seu isolamento para uma planta de potência, calculado pelo custo da exergia do vapor a um valor igual à potência produzida (penalizando as destruições de exergia e perdas de eletricidade que deixam de ser produzidas).
1962	Tribus & Evans	Estudaram processo de desalimização usando conceito de eficiência exergética e sua aplicação em engenharia econômica, quando surgiu o termo termoeconomia. Base do procedimento: elaborar o fluxo de caixa (custos de combustível e operacionais, custos de capitais amortizados) em relação à planta, associando a utilidade de qualquer corrente com sua exergia.
1965	Bergmann & Schmidt	Associam custos à exergia destruída em cada componente de uma central térmica
1968	Frazcher & Klodetz	Utilizam o procedimento de Evans & Tribus em um projeto de um preaquecedor regenerativo

<b>El-Sayed &amp; Evans</b>	1969	Generalizaram a termoeconomia de Evans & Tribus para otimização de sistemas.
<b>Beyer</b>	1972	Aplica o conceito de coeficientes estruturais para valorar as destruições locais da exergia em uma instalação. Estes coeficientes facilitam a otimização dos equipamentos individuais.
<b>Tsatsaronis</b>	1983	Criou o termo exergoeconomia para dar uma caracterização mais precisa da combinação de uma análise exergetica com análise econômica usando custo exergetico.
<b>Valero e outros</b>	1986	Procedimento de sistematização para a determinação de equações auxiliares. Custo exergetico de um produto é a quantidade de exergia do combustível usada para produzi-lo.
<b>Tapia &amp; Moran</b>	1986	Otimizaram trocadores de calor
<b>Knoche &amp; Hesselman</b>	1986	Fizeram uma otimização geral da instalação de uma planta de separação de ar, determinando: o número ótimo de estágios do compressor, pressão da torre, taxa de refluxo e troca de calor

#### 4.2.2. Análise Termoeconômica de Plantas de Cogeração.

Segundo Oliveira Jr. (1994), numa planta industrial de multi-produtos a definição dos custos de produção é feita a partir de métodos de partição de custos que associam aos produtos os custos dos insumos e equipamentos requeridos para sua obtenção. Para plantas de conversão termo-mecânica a combinação de um método econômico com análise termodinâmica permite realizar a partição de custos de forma racional.

Para uma planta de cogeração a combinação da análise exergética com métodos de partição de custos permite avaliar criteriosamente os custos de produção de eletricidade e de aquecimento/refrigeração, uma vez que com o conceito de exergia consegue-se valorizar diferentemente trabalho (exergia pura) e calor (exergia =  $Q(1-T_0/T)$ ).

Para plantas de cogeração como esquematizada na figura (4.3), composta por uma caldeira e uma turbina de compressão, os balanços de custo são, respectivamente, em base exergética e desprezando os gases de chaminé, dados por:

$$c_{va} B_{va} = B_c c_c + C_{caldeira} \quad (4.21)$$

$$c_c W_c + c_{vb} B_{vb} = c_{va} B_{va} + C_{turbina} \quad (4.22)$$

Introduzindo os rendimentos exergéticos da caldeira ( $\eta_b$ )<sup>caldeira</sup> e turbina ( $\eta_b$ )<sup>turbina</sup> tem-se:

$$c_{va} = \frac{c_c}{\eta_b^{caldeira}} + \frac{B_{va}}{C_{caldeira}} \quad (4.23)$$

$$c_c \eta_b^{turbina} + \left( \frac{B_{vb}}{B_{va}} \right) c_{vb} - c_c = c_{va} + \frac{B_{va}}{C_{turbina}} \quad (4.24)$$

$$C_e W_e + C_{\text{aq}} B_{\text{ag}} = B_c C_c + C_{\text{equipamentos}} \quad (4.27)$$

o balanço torna-se:

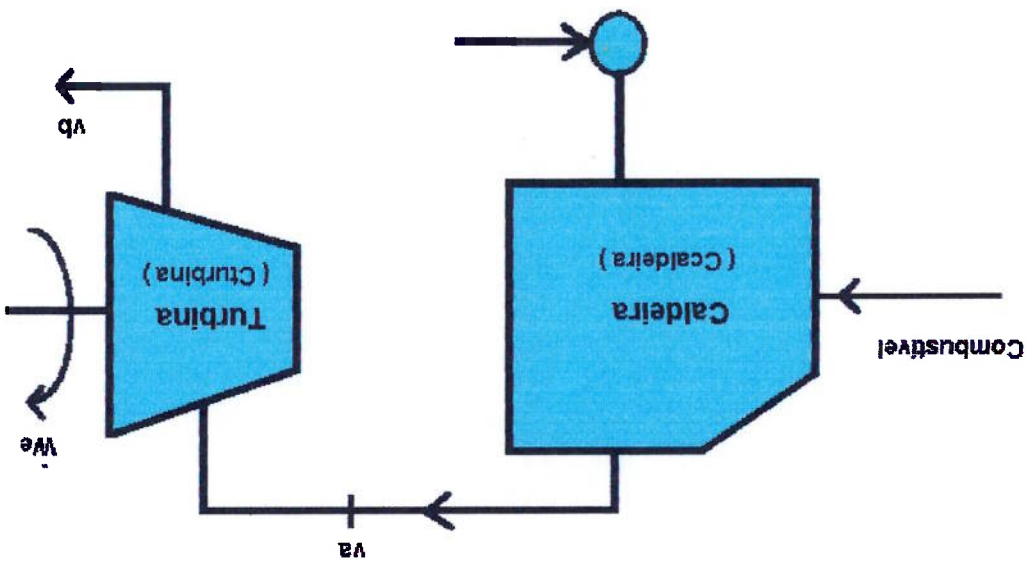
Para uma planta de cogeração, esquematizada na figura (4.4), com turbina a gás e sistema de refrigeração a absorção, destinada a gerar eletricidade e produzir água gelada

$$\eta_{\text{turbina}} = \frac{B_{\text{va}}}{W_e + B_{\text{vb}}} \quad (4.26)$$

$$\eta_{\text{caldeira}} = \frac{B_{\text{comb}}}{B_{\text{va}}} \quad (4.25)$$

com:

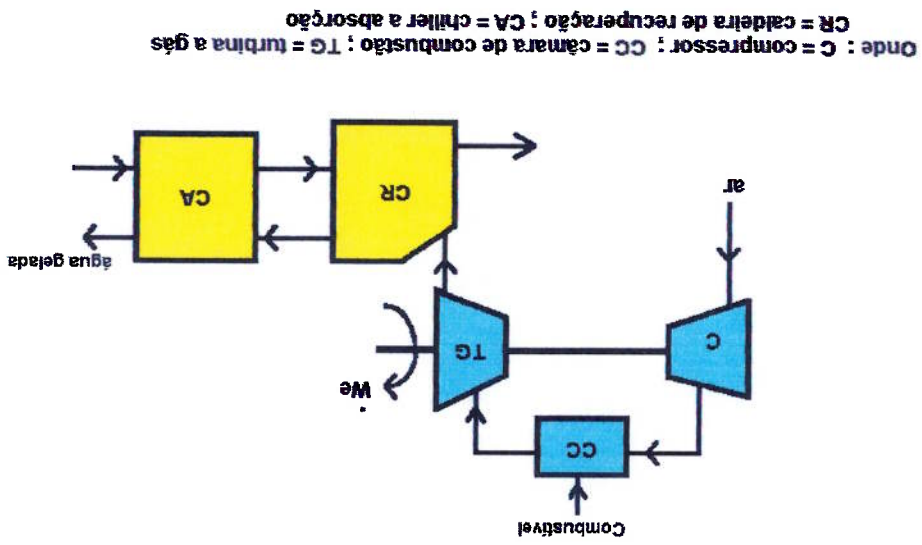
Figura 4.3 Esquema de cogeração para o balanço de custos



Para uma planta são conhecidos os custos dos equipamentos (manutenção e amortização), o custo exergetico unitário do combustível ( $c_c$ ), bem como os fluxos de exergia ( $B_{va}$ ,  $B_{vb}$ ,  $W_{at}$  e  $B_c$ ).

A determinação do custo unitário do vapor de alta pressão ( $c_{va}$ ) é feita diretamente a partir do balanço de custos da caldeira. Para a determinação de  $c_e$  e  $c_{vb}$  dispõem-se apenas de uma equação. Assim a equação adicional é definida pelo método de locação de custos utilizado.

Figura 4.4 Planta de cogeração para gerar eletricidade e produzir água gelada



Para a locação de custos pode-se ter os seguintes métodos:

**a) Método da igualdade de custos**

Todos os produtos tem o mesmo custo exerético unitário

$$c_{vb} = c_e \quad (4.28)$$

$$c_e = \frac{c_{va}}{\eta_{turbina}} + \frac{(W_e + B_{vb})}{c_{turbina}} \quad (4.29)$$

Destá forma o custo da turbina é distribuído pelos produtos da planta (eletricidade e vapor à baixa pressão).

**b) Método da extração**

Quando a eletricidade é produzida apenas para usuários externos à planta, enquanto que o vapor destina-se ao uso na própria planta, o custo da turbina (necessária para a produção de eletricidade) é descarregado inteiramente no custo de eletricidade. O custo do vapor (independentemente de seu nível de pressão) é obtido a partir do balanço de custo na caldeira. Assim

$$c_{va} = c_{vb} \quad (4.30)$$

$$c_e = c_{va} \left( \frac{B_{va} - B_{vb}}{W_e} \right) + \frac{W_e}{c_{turbina}} \quad (4.31)$$

**c) Método que considera a eletricidade (trabalho) como subproduto**

Neste método considera-se o vapor de baixa pressão (calor) como produto fundamental. O cálculo do custo do vapor de baixa pressão é feito a partir da melhor alternativa possível disponível para obtê-lo. Supondo que esta alternativa seja a produção do vapor em uma caldeira que opera à baixa pressão e gera a mesma vazão de vapor requerida:

$$C_{vb} = \frac{C_{comb}}{C_{caldeira\ vb}} + \frac{m_{caldeira\ vb} \cdot B_{vb}}{C_{caldeira\ vb}}$$

(4.32)

O valor de  $c_e$  é então obtido pela equação (4.22) e caso seja inferior ao preço da eletricidade da rede, fica caracterizada a vantagem de se utilizar o sistema de cogeração.

**d) Método que considera o vapor de baixa pressão (calor) como subproduto**

Considera-se neste método que a eletricidade (trabalho) é o produto fundamental e seu custo será avaliado a partir da melhor alternativa disponível para sua obtenção direta, que pode ser a produção em uma turbina de condensação ou sua compra da rede elétrica. Uma vez definido o valor de  $c_e$ ,  $c_{vb}$  é calculado pelo balanço de custo da turbina pela equação (4.22).

## Capítulo 5

### 5 CARACTERIZAÇÃO DOS SISTEMAS DE COGERAÇÃO

São descritos, a seguir, dois novos sistemas de cogeração com ciclos combinados

destinados à geração termelétrica e produção de água gelada. Estes sistemas, são identificados como o caso (1): Sistema tri-combinado, composto por uma turbina a gás que tem uma geração de eletricidade de 5000 kW, acoplada em série térmica com uma caldeira de recuperação que gera 11 toneladas/hora de vapor superaquecido, e esta acoplada a uma turbina a vapor de extração que tem uma geração de eletricidade de 1665 kW. O vapor extraído da turbina a vapor é o insumo energético do sistema de refrigeração a absorção pura com três estágios no misturador, que tem uma produção de água gelada de 370 toneladas de refrigeração (máximo valor).

O caso (2): Sistema tetra-combinado, este sistema é composto por uma turbina a gás que tem uma capacidade de geração de eletricidade de 5000 kW, acoplada em série térmica com uma caldeira de recuperação que gera 11 toneladas/hora de vapor superaquecido dos quais 0,25 toneladas/hora são destinados para operar os ejetores de vapor no sistema de refrigeração a absorção, e esta acoplada a uma turbina a vapor de extração que tem uma geração de eletricidade de 1833 kW. O vapor extraído da turbina a vapor é o insumo energético do sistema de refrigeração a absorção híbrido que opera segundo o ciclo de absorção com auxílio de ejetores de vapor, para produzir água gelada de 334 toneladas de refrigeração (tem como valor máximo 1100 toneladas de refrigeração). Estes sistemas de cogeração são operados sem queima adicional na caldeira de recuperação.

Os sistemas de cogeração com queima adicional na caldeira de recuperação são identificados como caso (3): Com uma capacidade de 8218 kW de geração de potência



elétrica e produção de água gelada de 700 toneladas de refrigeração (valor máximo). O caso (4): com uma capacidade de 8600 kW de potência elétrica e produção de água gelada de 700 toneladas de refrigeração (tem como valor máximo 2400 toneladas de refrigeração).

Com respeito ao sistema de cogeração com sistema de refrigeração a absorção comercial identificado como caso (0), o sistema de refrigeração a absorção caracteriza-se por ser de simples estágio e precisar de uma temperatura mais elevada do vapor que alimenta o gerador, que as temperaturas do sistema do caso (1) e caso (2). A capacidade selecionada é de 334 toneladas de refrigeração, capacidade que se usa como referência de comparação com os outros sistemas de refrigeração. Este sistema trabalha com uma pressão no gerador e condensador de 4,113 kPa e com uma pressão no evaporador de 0,706 kPa.

A seguir explica-se mais detalhadamente os casos (1), (2), (3) e (4).



Ar entra no compressor às condições do meio ambiente (P1, T1) sendo comprimido com uma relação de pressão de 14, saindo do compressor às condições (P2, T2).

Ar que sai do compressor entra na câmara de combustão juntamente com o gás natural (que tem um poder calorífico de 37830 kJ/kg), onde reagem para produzir uma combustão completa com excesso de ar (com uma relação mássica ar/combustível igual a 47,81) e os gases de combustão saem às condições (P3, T3).

Os gases de combustão ingressam na turbina onde se expandem até sua saída, gerando uma potência que é consumida parte pelo compressor e parte para gerar potência elétrica. Os gases rejeitados da turbina a gás saem nas condições (P4, T4). A turbina a gás é acoplada à caldeira de recuperação. A tabela (5.1) mostra os valores de propriedades do subsistema turbina a gás, calculado no programa de simulação que usa o aplicativo EHS (ver anexo I).

**Tabela 5.1 Valores de pressão e temperaturas do subsistema turbina a gás**

Ptos.	T °C	P kPa
0	25	101,30
1	25	101,30
2	413	1419,00
3	1044	1419,00
4	512	101,30
5	175	101,30

### 5.1.2 Subsistema: Turbina a vapor - caldeira de recuperação

O subsistema turbina a vapor – caldeira de recuperação se caracteriza por ser um

sistema de potência com turbina a vapor de extração/condensação (ver figura 5.1,

substancia identificado com cor vermelha), que recupera a entalpia dos gases rejeitados da turbina a gás. Os gases rejeitados entram na caldeira de recuperação e geram vapor superaquecido para alimentar (11 ton/h de vapor superaquecido) a turbina a vapor, saindo nas condições (P6, T6). Os gases da chaminé saem nas condições (P5, T5). A turbina a vapor se caracteriza por gerar potência elétrica e fazer uma extração de vapor nas condições (P9, T9), para alimentar o sistema de refrigeração a absorção com três estágios no misturador. O vapor que sai da turbina a vapor sai nas condições (P11, T11) e entra no condensador, para rejeitar calor ao meio ambiente e sair como condensado nas condições (P12, T12). Logo retorna à caldeira de recuperação, onde entra nas condições (P14, T14). A tabela (5.2) mostra os valores de propriedades do sistema turbina a vapor-caldeira de recuperação, determinadas no programa de simulação que usa o aplicativo EHS (ver anexo I).

Tabela 5.2 Valores da pressão e temperatura do subsistema turbina a vapor

Ptos.	T °C	P kPa
4	512	101,30
5	175	101,30
6	284	3000,00
9	80	47,39
9s	70	47,39
10	70	47,39
11	46	10,00
12	46	10,00
13	70	47,39
14	86	3000,00

### 5.1.3 Substema: Refrigeração a absorção

O substema de refrigeração (identificado com cor amarela na figura 5.1) se caracteriza por produzir água gelada nas condições  $(P_1, T_{ev1})$ , mediante três estágios no misturador, e utilizar a solução  $H_2O-LiBr$ . A figura (5.2), mostra o esquema simplificado do sistema de refrigeração a absorção com três estágios no misturador e a figura (5.3) mostra o diagrama de Dühring do ciclo de absorção que emprega três estágios no misturador. Estes três estágios são necessários para elevar o nível de temperatura da solução absorvente, que absorve o vapor de água do evaporador de forma a poder rejeitar o calor de absorção para o ambiente. O vapor extraído da turbina a vapor entra no gerador do sistema de refrigeração a absorção, onde cede o calor  $(Q_{ge})$  necessário à separação do vapor de água da solução  $H_2O/LiBr$ . O vapor de água se separa da solução pobre (água + solução) no gerador e, no mesmo recipiente superior (condensador), é condensado, para transferir o calor  $(Q_{cd})$  ao meio ambiente. O condensado é enviado através da válvula estranguladora ao evaporador 1  $(ev_1)$  do estágio 1, evaporador 2  $(ev_2)$  do estágio 2 e evaporador 3  $(ev_3)$  do estágio 3. No evaporador 1, o refrigerante é borriado sobre a tubulação por onde circula o fluxo de água que deve ser resfriado (proveniente da região que demanda efeito de refrigeração). O resfriamento da água que circula no interior da tubulação é conseguido pela transferência de calor  $(Q_{ev1})$  para o refrigerante (água líquida) provocando assim sua vaporização. O refrigerante vaporizado é absorvido pela solução forte (ds, de alta concentração de Brometo de Lítio na solução) remanescente do gerador, que é enviada ao absorvedor 1  $(ae_1)$  do estágio 1, absorvedor 2  $(ae_2)$  e absorvedor 3  $(ae_3)$ , passando pelo trocador de calor para rejeitar calor  $(Q_{a1})$  ao evaporador 2 e o calor rejeitado  $(Q_{a2})$  é enviado ao evaporador 3 até atingir a temperatura  $(T_{a3})$ , necessária para que o calor  $(Q_{a3})$  seja rejeitado para o meio ambiente.



A vazão de água que não é vaporizada permanece na solução concentrada que é enviada ao gerador onde novamente o vapor de água se separa da solução para fluir até o condensador, e assim sucessivamente continua o ciclo.

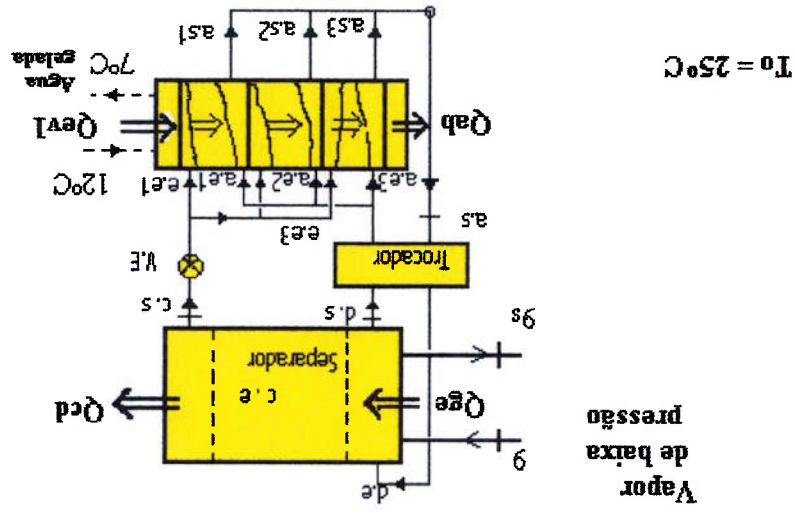


Figura 5.2 Substema: refrigeração a absorção

Na tabela (5.3), mostra-se os valores de temperatura, pressão e taxa de calor transferido nos 3 evaporadores e 3 absorvedores do misturador e no separador do sistema de refrigeração a absorção com estágios no misturador, que foram determinadas pelo programa de simulação empregando o aplicativo EES (ver anexo I).





### 5.2.1 Subistema: Turbina a gás – compressor de ar

Como o subistema Turbina a gás – compressor de ar do caso (2) de 5 MW de produção de energia elétrica é idêntico ao subistema Turbina a gás – compressor de ar do caso (1), passa-se a estudar o próximo subistema.

### 5.2.2 Subistema: Turbina a vapor – caldeira de recuperação.

Também se caracteriza por ser um sistema de potência turbinas a vapor de extração/condensação, somente que existe uma única variação com respeito ao caso (1), que a caldeira de recuperação que gera vapor superaquecido para alimentar a turbina a vapor, também alimenta os ejetores com vapor de alta pressão nas condições (P7, T7).

A turbina a vapor caracteriza-se, por produzir potência elétrica e fazer uma extração de vapor para alimentar o sistema de refrigeração a absorção híbrido ejetor-compressão. As únicas variantes com relação ao caso (1), são:

- $m_6$  é a vazão mássica de vapor superaquecido produzida pela caldeira de recuperação;
- $m_7$  é a vazão mássica de vapor de alta pressão que é enviada aos ejetores do subistema de refrigeração a absorção;
- $m_8$  é a vazão mássica de vapor superaquecido que alimenta a turbina a vapor.

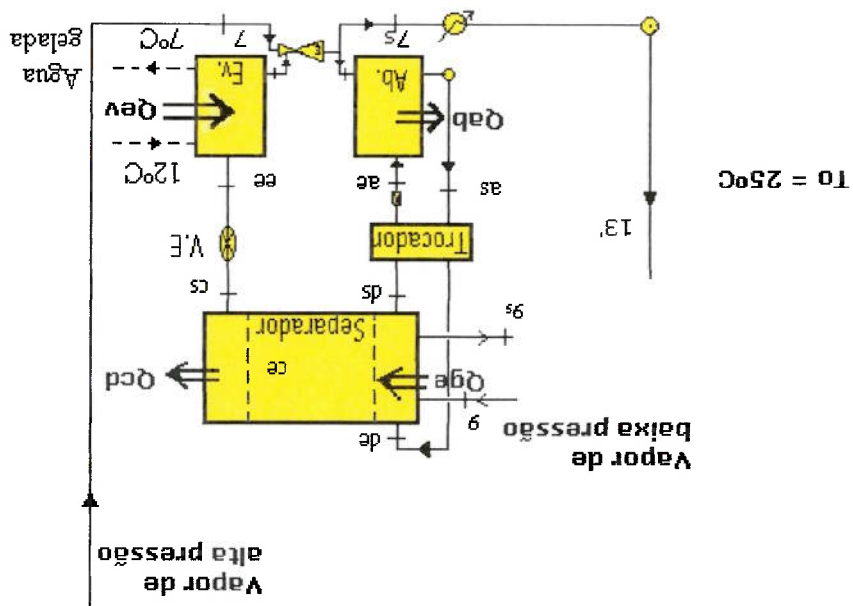
### 5.2.3 Subistema: Refrigeração a absorção híbrido ejetor-compressão.

O subistema de refrigeração se caracteriza por produzir água gelada nas condições (Pe1, Tp) e ter dois ejetores entre o evaporador e absorvedor. Também por utilizar a solução LiBr-H<sub>2</sub>O.

A figura (5.5) mostra o subistema de refrigeração a absorção híbrido ejetor-compressão.

O funcionamento do sistema de refrigeração a absorção híbrido ejetor-compressão é similar ao subsistema de refrigeração a absorção do caso (1), com uma variação no misturador, em vez de ter três estágios, se utiliza dois ejetores entre o evaporador e absorvedor (cada ejetor opera com a relação de pressão de 2), para aumentar o nível de pressão do vapor liberado no evaporador. O refrigerante vaporizado a baixa pressão no ponto (Je) é aspirado pelo vapor de alta pressão no ponto (M) (ver figura 5.6) que gera um vácuo quando entra no ejetor no ponto (He) e sai no ponto (Hs), e assim elevar sua pressão em duas vezes no ponto (Js), que é aspirado pelo vapor de alta pressão no segundo ejetor. Saindo o vapor de água condensado do último ejetor as condições Pes3 e Tes3, que entra no absorvedor onde é absorvido pela solução forte proveniente do gerador, que é enviado ao absorvedor passando pelo trocador de calor para rejeitar calor ao meio ambiente. A vazão de refrigerante que não é vaporizada permanece na solução concentrada que é enviada ao gerador onde novamente o vapor de água se separa da

Figura 5.5 Subsistema de refrigeração a absorção híbrido ejetor-compressão





### **5.3 Queima adicional do combustível na caldeira de recuperação**

A queima adicional do combustível é possível, quando se precisa aumentar a produção de vapor para processos. Para esta queima adicional não é necessário injetar ar na câmara de combustão, pois os gases rejeitados possuem oxigênio suficiente para a combustão na caldeira de recuperação, neste caso a combustão na câmara de combustão na turbina a gás realiza-se com um excesso de ar de 270%, conforme simulação ( ver anexo I).

## Capítulo 6

### 6 SIMULAÇÃO DOS SISTEMAS DE COGERAÇÃO

Este capítulo apresenta os modelos matemáticos utilizados nas simulações feitas

com os sistemas de cogeração descritos no capítulo 5.

**6.1 Caso 1: Sistema de cogeração tri-combinado, formado por três subsistemas: turbina a gás-compressor de ar, turbina a vapor-caldeira de recuperação e o sistema de refrigeração a absorção pura com estágios no misturador.**

#### 6.1.1 Equacionamento do subsistema: Turbina a gás - compressor

##### 6.1.1.1 Compressor

As principais equações relativas ao compressor permitem a determinação das temperaturas  $T_{z1}$  (ideal) e  $T_2$  (real) à saída do compressor, assim como outros parâmetros (se considera a eficiência isentrópica de compressor  $R_c = 0,84$ , e a relação de pressão  $R_p=14$ ), Elas são:

$$T_2 = \frac{R_c}{T_{z1} + T_1 (R_c - 1)} \quad (6.1)$$

$$T_{z1} = T_1 R_c^{\frac{1}{k}} \quad (6.2)$$

A potência consumida pelo compressor é dada por:

$$W_c = m_{ar} (h_2 - h_1) \quad (6.3)$$

A variação do fluxo de exergia do ar através do compressor é:

$$DB_{ar} = m_{ar} \left( (h_2 - h_1) - T_0 (s_2 - s_1) \right) \quad (6.4)$$

A exergia destruída é determinada pela equação (6.5):

$$B_{dec} = m_{ar} T_0 (s_2 - s_1) \quad (6.5)$$

O fator  $f_c$  é obtido por:

$$f_c = \frac{W_c}{(m_{gn} B_{gn})} \quad (6.6)$$

### 6.1.1.2 Câmara de combustão

Na câmara de combustão se queima gás natural e a equação estequiométrica é mostrada

no anexo 2.

Para cálculos da exergia dos gases e os produtos de combustão adotou-se a formulação

na literatura, conforme Adrian Bejan, G. Tsatsaronis. e M. Moran (1996):

$$B_{comb} = \sum x_k b_k^{-CH} + R T_0 \sum x_k \ln x_k \quad (6.7)$$

Onde:

$b_k^{-CH}$  = exergia química selecionada da tabela da "Standard Chemical Exergies"

$x_k$  = fração molar

A exergia de um combustível compõe-se de duas parcelas:

- A variação de energia livre de Gibbs entre os produtos (gases de combustão) e os reagentes (ar e combustível)
- A exergia associada à diferença de concentração dos produtos de combustão, relativamente a composição de referência do ambiente

A primeira parcela possui uma magnitude próxima do poder calorífico inferior e a segunda parcela correspondente à exergia de dissolução.

A taxa de calor liberada é determinada pela equação (6.8):

$$\dot{Q}_{\infty} = \dot{m}_c \text{PCI} \quad (6.8)$$

A taxa de exergia destruída (ver figura 6.1) é determinada pela equação (6.9):

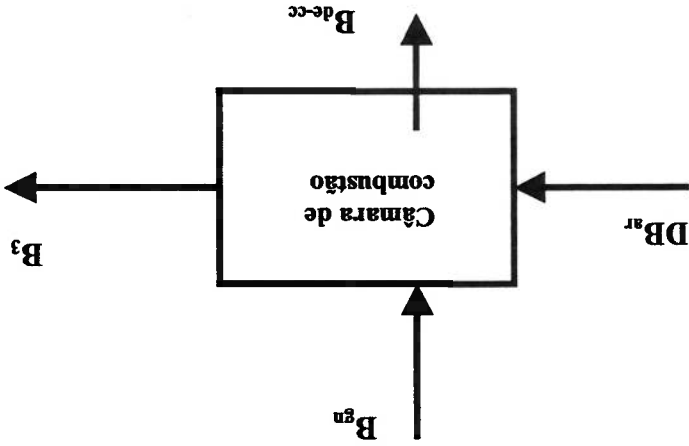


Figura 6.1 Balanço exergetico na câmara de combustão da turbina a gás

$$B_{de-cc} = B_{gn} + DB_{ar} - B_3 \quad (6.9)$$

### 6.1.1.3 Turbina a gás

Conhecendo a temperatura de entrada na turbina  $T_3$  e pressão  $P_3$  dos gases, se pode

fazer o equacionamento da turbina a gás através de:

potência e potência líquida da turbina a gás:

$$(6.10) \quad \dot{W}_{\text{tq}} = (m_{\text{ar}} + m_{\text{gn}}) (h_3 - h_4)$$

$$(6.11) \quad \dot{W}_{\text{tq}} = \dot{W}_{\text{tq}} - \dot{W}_c$$

Vazão mássica dos gases de combustão:

$$(6.12) \quad m_{\text{g}} = (m_{\text{ar}} + m_{\text{gn}})$$

Cálculo da variação do fluxo de exergia dos gases através da turbina a gás:

$$(6.13) \quad \text{DB}_{\text{tq}} = m_{\text{g}} \left( (h_3 - h_4) - T_0 (s_3 - s_4) \right)$$

Determinando-se a taxa de exergia destruída da turbina a gás:

$$(6.14) \quad B_{\text{destr}} = m_{\text{g}} T_0 (s_4 - s_3)$$

Rendimento energético da turbina a gás:

$$(6.15) \quad R_{\text{tq}} = \frac{\dot{Q}_{\infty}}{\dot{W}_{\text{tq}}}$$



A potência elétrica e o rendimento exergético da turbina a gás são:

$$\dot{E}_{pig} = \eta_r \eta_g \dot{W}_{liq} \quad (6.16)$$

$$R_{B_{ig}} = \frac{\dot{D}_{B_{ig}}}{\dot{W}_{ig}} \quad (6.17)$$

Cálculo do fator da turbina a gás:

$$f_{ig} = \frac{\dot{D}_{B_{ig}}}{\dot{B}_{comb} \dot{m}_{gn}} \quad (6.18)$$

### 6.1.2 Equacionamento do subsistema: Turbina a vapor - caldeira de recuperação

#### 6.1.2.1 Caldeira de recuperação

Na caldeira de recuperação, é fundamental as verificações das restrições

associadas:

- Ao "pinch point"
- A diferença de temperatura entre os gases à entrada e vapor à saída da caldeira
- A temperatura dos gases de escape

O equacionamento da caldeira de recuperação pode ser melhor entendido observando-se

a figura (6.1).

Ganapathy (1994) recomenda:

- $\Delta T_{pp}$  tem uma faixa de 15 a 30°C, assim tomando  $\Delta T_{pp} = 20^\circ\text{C}$ , tem-se:

$$T_{pp} = T_{sat} + 20^\circ\text{C}. \quad (6.19)$$

- $\Delta T_{app}$  que tem uma faixa de 10 a 20°C, assim tomando  $\Delta T_{app} = 10^\circ\text{C}$ , tem-se:

$$T_{app} = T_{sat} - 10^\circ\text{C}. \quad (6.20)$$

EFS, conhecendo pressões e temperaturas nas seções (ver anexo I).

As propriedades tais como entalpia e entropia se calculam diretamente com o aplicativo

$$T^4 = T^3 - R_h (T^3 - T^{4i}) \quad (6.23)$$

$$T^{4i} = T^3 \left( \frac{1}{R_p} \right)^{\frac{1}{K_g - 1}} \quad (6.22)$$

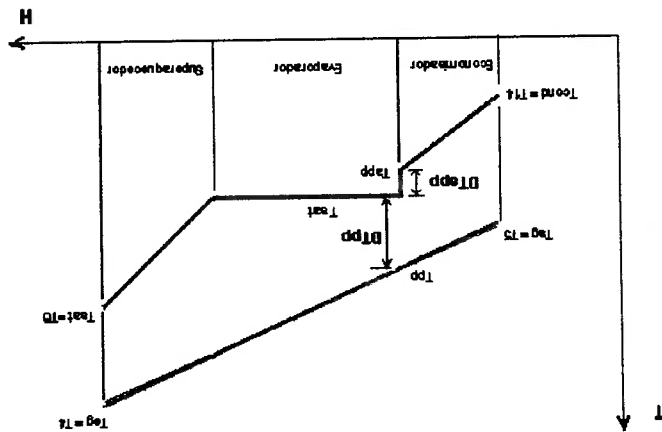
Onde:

$$\frac{T^4 - T^5}{h_6 - h_{14}} = \frac{T^4 - T^{pp}}{h_6 - h_{app}} \quad (6.21)$$

figura (6.1):

Para o cálculo da temperatura  $T^5$  ou  $T^{chaminé}$  utiliza-se a seguinte relação a partir da

Figura 6.2 Perfil de temperaturas da caldeira de recuperação



A vazão mássica de vapor gerada na caldeira de recuperação, ver figura (6.2), é obtida

por:

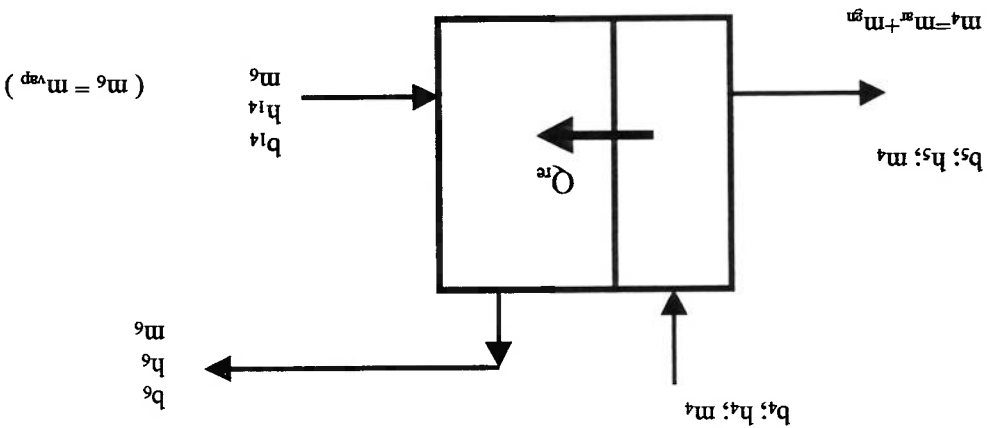


Figura 6.3 Balanço exerético da caldeira de recuperação

Determinando-se a taxa de calor rejeitado pelos gases de combustão:

$$\dot{Q}_{re} = (\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{gn}) (h_4 - h_5) \quad (6.25)$$

Cálculo da taxa de calor transferido ao vapor:

$$\dot{Q}_{cald} = \dot{m}_6 (h_6 - h_{14}) \quad (6.26)$$

Determinando-se a exergia destruída do processo na caldeira:

$$B_{de-cald} = \dot{m}_6 (b_{14} - b_6) + \dot{m}_4 (b_4 - b_5) \quad (6.27)$$

Cálculo do fator de caldeira:

$$f_{cald} = \frac{B_4}{B_4 - (m_{gn} B_{gn})} \quad (6.28)$$

### 6.1.2.2 Turbina a vapor

Cálculo da vazão mássica de vapor extraída ( $m_9$ ) da turbina:

$$m_9 = \frac{(m_e q_{8e})}{(h_9 - h_{9s})} \quad (6.29)$$

Onde sua entalpia  $h_9$  é:

$$h_9 = h_8 - R_a (h_8 - h_{9i}) \quad (6.30)$$

$h_8 = h_6$ ,  $P_9 = P_{\text{co8}}$ , as entalpias e entropias se calculam pelo programa de simulação

usando o aplicativo EES, onde se conhece a pressão e o título do vapor (ver anexo I)

Determinando-se a potência da turbina:

$$\dot{W}_{rv} = [m_8 (h_8 - h_9) + m_{11} (h_9 - h_{11})] \eta_m \quad (6.31)$$

Cálculo da potência à eixo da turbina:

$$\dot{W}_{rve} = \dot{W}_{rv} - (\dot{W}_{b1} + \dot{W}_{b2}) \quad (6.32)$$

Determinando-se as potências das bombas de condensado:

$$\dot{W}_{b1} = m_{11} v_{b1} \frac{R_b}{(P_{\text{co8}} - P_{11})} \quad (6.33)$$

$$\dot{W}_{b2} = m_9 v_{b2} \frac{R_b}{(P_{\text{co8}} - P_{\text{co8}})} \quad (6.34)$$

Cálculo do rendimento energético do ciclo da turbina:

$$R_{rv} = \frac{\dot{Q}_{re}}{\dot{W}_{rv}} \quad (6.35)$$

$$B_{11} = \dot{m}_{11} [(h_{11} - h_0) - T_0 (s_{11} - s_0)] \quad (6.42)$$

Determinando-se os fluxos de exergia na entrada e saídas da turbina:

$$f_b = \frac{\dot{W}_{b1} + \dot{W}_{b2}}{\dot{m}_{gn} B_{gn}} \quad (6.41)$$

Calculo do fator de bomba de condensado:

$$E_{p_{ve}} = \eta_r \eta_g \dot{W}_{ve} \quad (6.40)$$

Calculo da eletricidade produzida pela turbina:

$$f_{tv} = \frac{DB_{tv}}{\dot{m}_{gn} B_{gn}} \quad (6.39)$$

$$B_{des_{tv}} = \dot{m}_{vap} T_0 [(s_9 - s_8) - (s_{11} - s_9)] \quad (6.38)$$

Determinando-se a exergia destruída e fator da turbina:

$$RB_{tv} = \frac{B_6}{(\dot{E}_{p_{tv}} + B_9 + B_{11})} \quad (6.37)$$

$$DB_{tv} = \dot{m}_8 [(h_8 - h_9) - T_0 (s_8 - s_9)] \quad (6.36)$$

Calculo da variação de fluxo de exergia e rendimento exergetico da turbina:



Calculando-se as taxas de transferência de calor por vazão mássica total do refrigerante:

Condensador:

$$q_{cd} = h_{ce} - h_{cs} \quad (6.45)$$

Gerador:

$$q_{ge} = h_{ge} + (\phi - 1) h_{gs} - \phi h_{ge} \quad (6.46)$$

Calculando-se as taxas de transferência de calor por vazão mássica do refrigerante:

Evaporador 1:

$$q_{ev1} = h_{es1} - h_{es1} \quad (6.47)$$

Absorvedor 1:

$$q_{ab1} = h_{es1} + (\phi - 1) h_{es1} - \phi h_{es} \quad (6.48)$$

Evaporador 2:

$$q_{ev2} = h_{es2} - h_{es2} \quad (6.49)$$

Absorvedor 2:

$$q_{ab2} = h_{es2} + (\phi - 1) h_{es2} - \phi h_{as2} \quad (6.50)$$

Evaporador 3:

$$q_{ev3} = h_{es3} - h_{es3} \quad (6.51)$$

Absorvedor 3:

$$q_{ab3} = h_{es3} + (\phi - 1) h_{es3} - \phi h_{as3} \quad (6.52)$$

Determinando-se a vazão mássica total do refrigerante ( $\dot{m}_s$ )

$$(6.53) \quad \dot{m}_s = \dot{m}_{e1} + \dot{m}_{e2} + \dot{m}_{e3}$$

Calculando-se a vazão mássica do refrigerante que ingressa no evaporador (1),

evaporador (2) e evaporador (3):

$$(6.54) \quad \dot{m}_{e1} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{(h_{e1} - h_{e1})}$$

$$(6.55) \quad \dot{m}_{e2} = \frac{\dot{q}_{ab1} \dot{m}_{ev1}}{h_{e2} - h_{e2}}$$

$$(6.56) \quad \dot{m}_{e3} = \frac{\dot{q}_{ab2} \dot{m}_{ev2}}{h_{e3} - h_{e3}}$$

Calculando-se a solução diluída que ingressa no gerador:

$$(6.57) \quad \dot{m}_d = \phi \dot{m}_s$$

Determinando-se a solução concentrada que sai do gerador:

$$(6.58) \quad \dot{m}_s = \dot{m}_d - \dot{m}_c$$

Calculando-se o COP:

$$(6.59) \quad \text{COP} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{gc}}$$



$$T_{ge} = \frac{DT_r \ln \left( \frac{T_r}{T_r - DT_r} \right)}{DT_r} \quad (6.65)$$

$$\theta_{ge} = \left( 1 - \frac{T_{ge}}{T_0} \right) \quad (6.64)$$

$$T_{ev} = \frac{DT_p \ln \left( \frac{T_p}{T_p - DT_p} \right)}{DT_p} \quad (6.63)$$

$$\theta_{ev} = \left( 1 - \frac{T_{ev}}{T_0} \right) \quad (6.62)$$

Onde  $\theta$  e  $T$  são: o fator de Carnot e temperatura logarítmica do evaporador e gerador

$$\dot{W}_{\text{bomba-soluc}} = 0,02 \dot{Q}_{ev} \quad (6.61)$$

Onde a potência da bomba de solução é admitida como sendo:

$$\eta_{\text{Bch}} = \frac{\dot{Q}_{ev} \theta_{ev}}{\dot{Q}_{ge} \theta_{ge} + \dot{W}_{\text{bomba-soluc}}} \quad (6.60)$$

Determinando-se o rendimento exergetico  $\eta_{\text{Bch}}$ :

A figura (6.5), mostra que para uma  $P_{cald}$  de 3000 kPa obtém-se a melhor eficiência exergética total do sistema de cogeração, isto porque a relação calor/Trabalho ( $\beta$ ), tem

o menor valor.

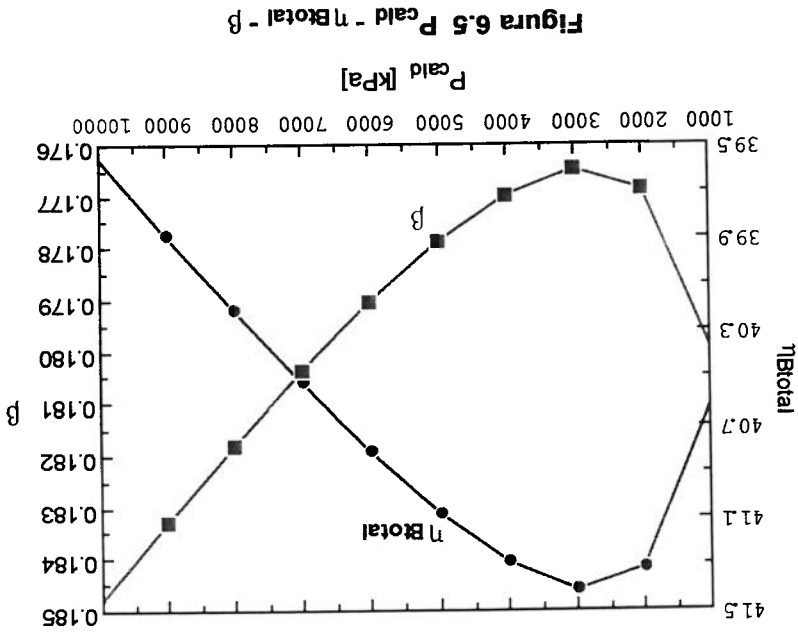


Figura 6.5  $P_{cald}$  -  $\eta_{Btotal}$  -  $\beta$

Na figura (6.6), observa-se que à medida que aumenta  $P_{cald}$ , o COP permanece constante e também o rendimento exergético do subsistema de refrigeração permanece

constante.

Isto deve-se ao fato da capacidade de produzir água gelada do sistema permanecer

constante.

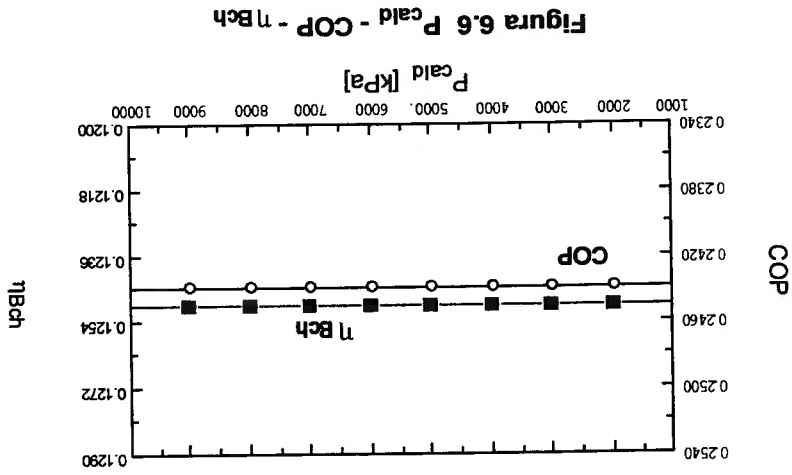


Figura 6.6  $P_{cald}$  - COP -  $\eta_{Bch}$

Na figura (6.7), observa-se as variações das potências das bombas ( $W_{b1}$  e  $W_{b2}$ ), segundo a variação da pressão da caldeira de recuperação. Isto porque quando cresce a pressão na caldeira, também se incrementa a vazão mássica da bomba (1), que é a vazão total do sistema enquanto a vazão da bomba (2) decresce (ver figura 5.1).

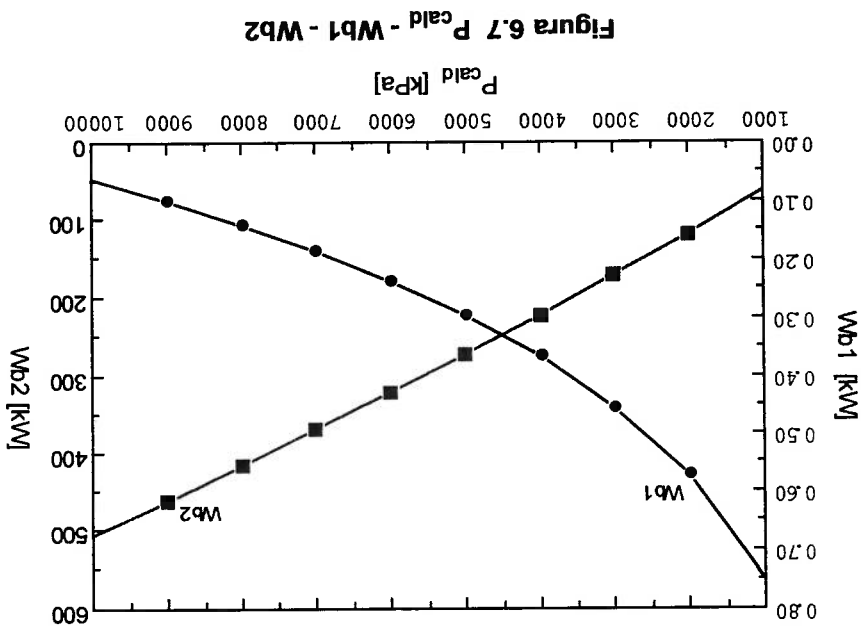


Figura 6.7  $P_{cald}$  -  $W_{b1}$  -  $W_{b2}$

A figura (6.8), mostra as variações dos fatores f dos equipamentos quando varia  $P_{cald}$ .

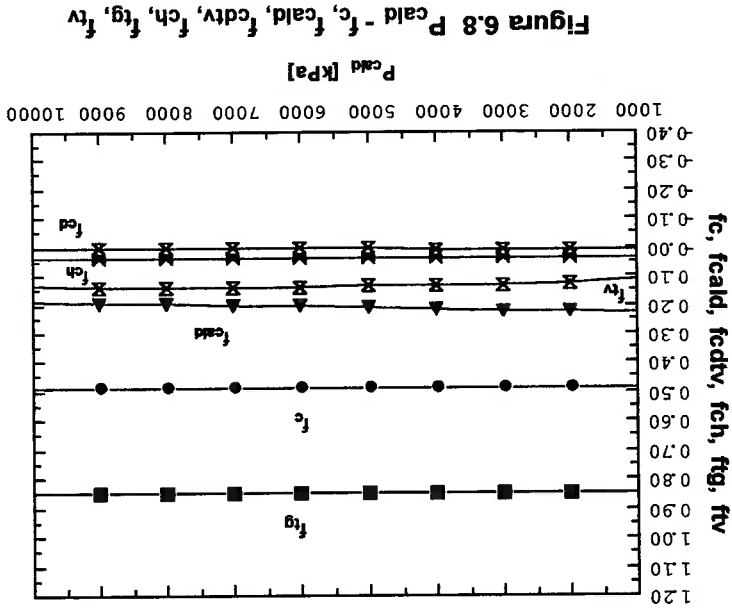


Figura 6.8  $P_{cald}$  -  $f_c$ ,  $f_{cald}$ ,  $f_{ctv}$ ,  $f_{ch}$ ,  $f_g$ ,  $f_{ftv}$

A figura (6.9), mostra que à medida que aumenta a temperatura de processo ( $T_p$ ), o coeficiente de performance (COP) permanece constante e a eficiência exergética total do sistema de cogeração ( $\eta_{Btotal}$ ) diminui. Isto acontece porque a variação de exergia da água gelada diminui ao diminuir o fator de Carnot do evaporador e como a eficiência exergética total do sistema (I), está em função da variação da exergia do água gelada que diminui, ela também diminui. Isto não ocorre com o COP que é independente do fator de Carnot do evaporador.

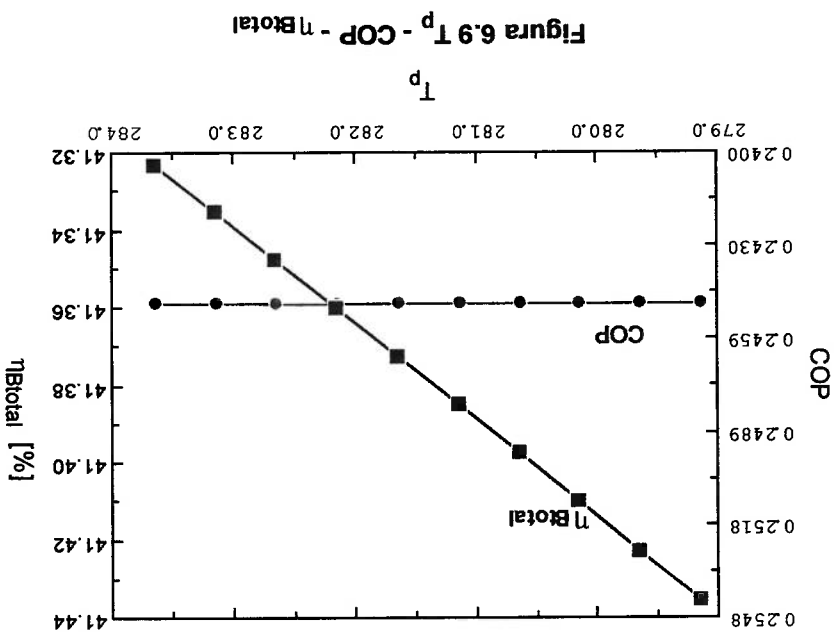
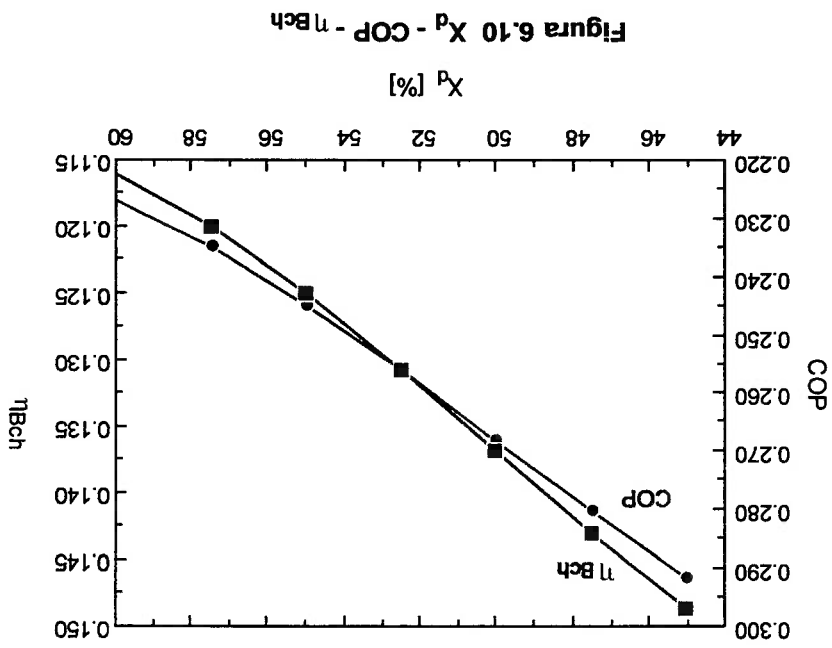


Figura 6.9  $T_p$  - COP -  $\eta_{Btotal}$

A figura (6.10) mostra que à medida que aumenta  $X_d$  (entre 45 e 60), o COP e  $\eta_{Bch}$  diminuem. Isto acontece pelo fato de aumentar a vazão mássica do refrigerante, e este aumento é devido a que a solução Brometo de Lítio é mais diluída.



**6.2 Caso (2): Sistema tetra-combinado, formado por: Turbina a gás – compressor de ar, turbina a vapor-caldeira de recuperação, sistema de refrigeração a absorção híbrido com ejetor de vapor.**

Neste caso se emprega a mesma metodologia de cálculo usada no caso (1).

### 6.2.1 Equacionamento do subsistema: Turbina a vapor – caldeira de recuperação

O equacionamento da caldeira de recuperação é similar ao do caso (1), somente haverá uma diferença na equacionamento da turbina a vapor.

#### 6.2.1.1 Turbina a vapor.

As únicas variantes nas equações com relação ao caso (1), são:

$$m_8 = m_6 - m_7 \quad (6.66)$$

Onde:

$m_6 = m_{vp}$  : vazão mássica de vapor produzida pela caldeira de recuperação;

$m_7$  : é o vazão mássica de vapor de alta pressão que é destinado aos ejetores do sistema

de refrigeração a absorção;

$m_8$  : é a vazão mássica de vapor que alimenta a turbina a vapor

As demais equações da turbina a vapor do caso (2) são idênticas ao caso (1).

Logo passa-se a estudar o subsistema: refrigeração a absorção híbrido ejetor-compressão.

### 6.2.2 Equacionamento do subsistema: Refrigeração a absorção híbrido ejetor-compressão

compressão

Os cálculos das temperaturas, entalpias e entropias da solução LiBr/Água são feitos

diretamente com o programa EES (ver anexoII)

A figura (6.10) mostra o subsistema de refrigeração a absorção híbrido ejetor-compressão.

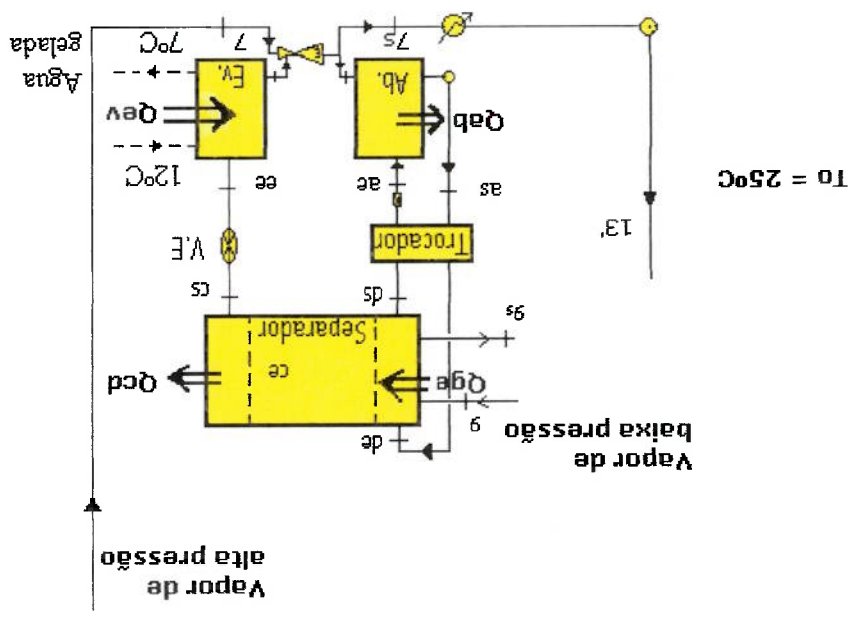
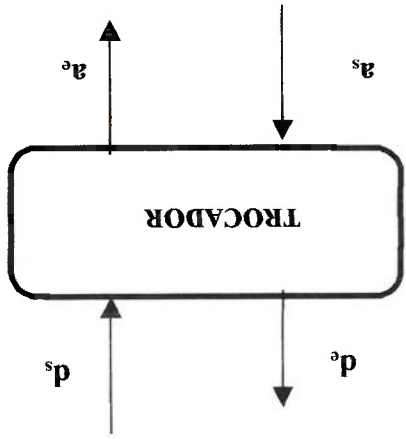


Figura 6.11 Subistema: Refrigeração a absorção híbrido ejetto-compressão

Calculando a taxa de circulação ( $\phi$ ), (ver figura 6.12):

$$\phi = \frac{X_c}{(X_c - X_d)} \quad (6.67)$$

Figura 6.12 Trocaador de Calor



Fazendo um balanço de energia em os seguintes equipamentos (ver figuras 6.13 e 6.14):

Gerador :

$$q_{ge} = [h_{ce} + \phi - (1)h_{de}] - \phi \times h_{as} \tag{6.68}$$

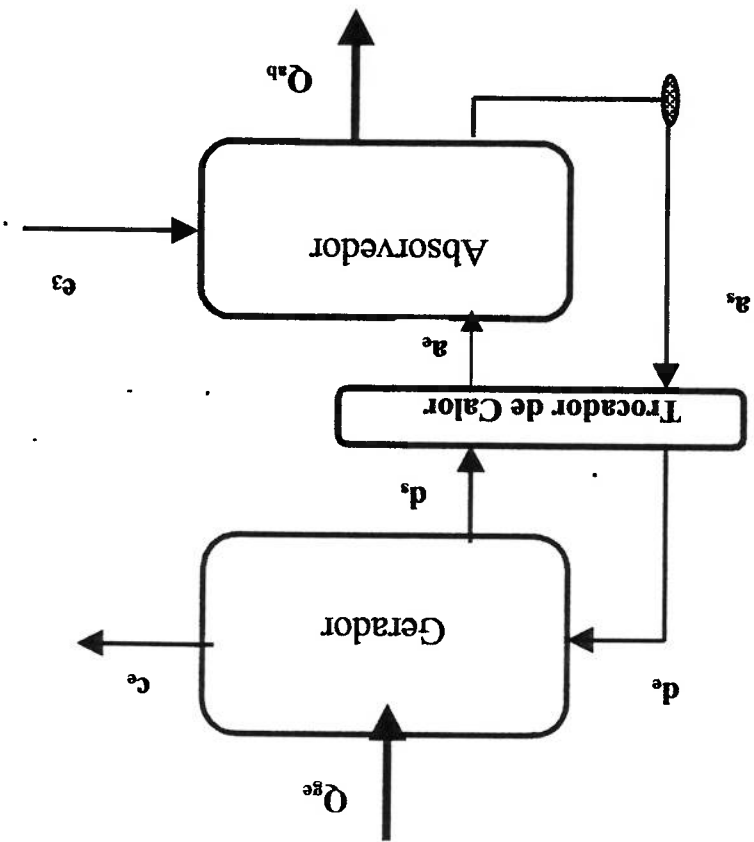


Figura 6.13 Balanço de energia no gerador e absorvedor do subsistema de refrigeração a absorção híbrido

Absorvedor :

$$q_{ab} = [\phi - (1)h_{ae} + h_{e3}] - \phi \times h_{as} \tag{6.69}$$



Condensador :

$$q_{cd} = h_{ce} - h_{cs}$$

(6.70)

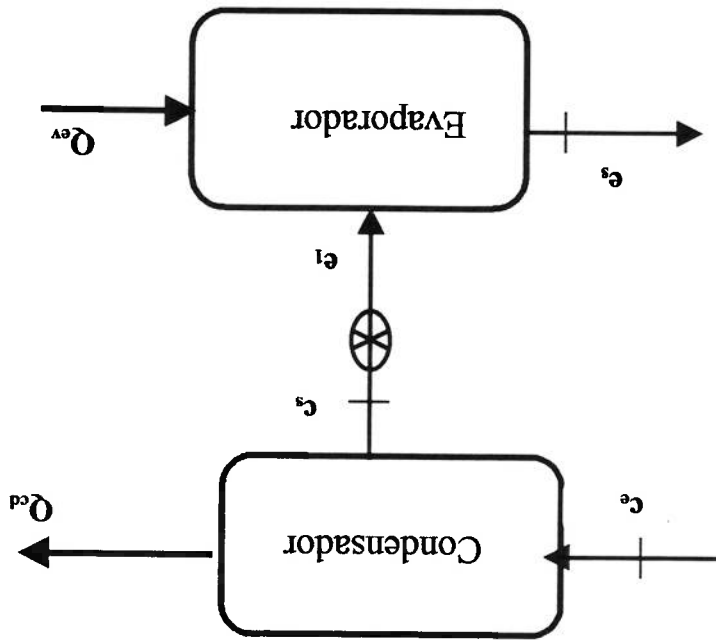


Figura 6.14 Balanço de energia no condensador e evaporador do subsistema de

refrigeração a absorção híbrido

Evaporador :

$$q_{ev} = (h_{e1} - h_{es})$$

(6.71)

Calculando o número de ejetores :

Como condição do cálculo: a pressão  $P_{ev} = 0,7 \text{ kPa}$ ,  $P_{ab} = 2,5 \text{ kPa}$  é imposto

$R_p = 2$ , pode-se calcular o número de ejetores.

$$R_p = \frac{P_{e2}}{P_{a1}}$$

(6.72)

da equação (6.72):

$$P_{e2} = R_p P_{a1} = 1,40 \text{ kPa}; P_{e3} = 2 P_{e2} = 2,80 \text{ kPa}$$

Como  $P_{e3} = 2,80 \text{ kPa} > 2,50 \text{ kPa}$  ( condição dada): deve-se usar dois ejetores.

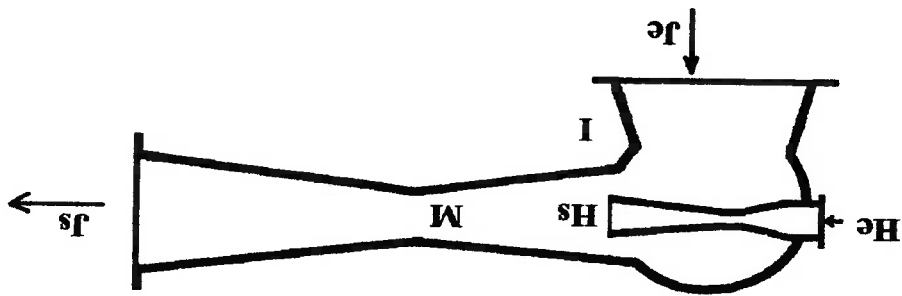


Figura 6.15 Balanço de energia no ejetor

Se considera no balanço para a evolução do vapor de alta e o vapor de aspiração do

ejetor as seguintes hipóteses :

- Escoramento adiabático
- Escoramento unidimensional
- Regime permanente
- As energias cinéticas nos pontos  $J_e$ ,  $H_e$ ,  $I$ ,  $J_s$  são desprezíveis
- O estado termodinâmico do vapor não muda ao passar de  $J_e$  a  $I$
- A pressão de vapor na zona de mistura ( $H_s$  a  $m$ ) é constante

Fazendo-se o balanço de entalpia no ejctor :

$$(6.73) \quad \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_s} = \frac{(h_{he} - h_s)}{(h_s - h_e)}$$

Neste caso:

$$h_{he} = h_r \quad ; \quad \dot{m}_{he} = \dot{m}_v \quad ; \quad h_{hs} = h_{e2}, h_{e3} \quad ; \quad h_{se} = h_{e1}, h_{e2}, \dots$$

Logo substituindo os valores na equação (6.73):

$$(6.74) \quad \dot{m}_{v1} = \dot{m}_e \frac{(h_{e2} - h_{e1})}{(h_r - h_{e2})}$$

Calculando-se a vazão mássica de vapor ( $\dot{m}_{v1}$ ), para operar o ejctor 1, o cálculo é feito

mediante uma iteração no programa de simulação que usa o utilitário EES (ver anexo II)

:

Também substituindo na equação (6.73):

$$(6.75) \quad \dot{m}_{v2} = \dot{m}_e \frac{(h_{e3} - h_{e2})}{(h_r - h_{e3})}$$

Calculando-se a vazão mássica de vapor ( $\dot{m}_{v2}$ ), para operar o ejctor 2, o cálculo é feito com o programa de simulação que usa o utilitário EES (ver anexo II), mediante

iteração. Então a vazão mássica de vapor de alta pressão, que precisa o sistema de

ejetores é :

$$\dot{m}_v = \dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v2} \quad (6.76)$$

Calculando o COP:

$$\text{COP} = \frac{(q_{ge} + E_j + 0,02 q_{ev})}{q_{ev}} \quad (6.77)$$

$$E_j = \sum_{i=1}^k [\alpha_i (h_{ne} - h_{jsi})] \quad (6.78)$$

Neste caso  $h_{ne} = h_7$  ;  $h_{js1} = h_{e2}$  ;  $h_{js2} = h_{e3}$

Onde:

$$\alpha_1 = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_{v1}}$$

(6.79)

$$\alpha_2 = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_{v2}}$$

(6.80)

Calculando-se o rendimento exergetico do sistema de refrigeração a absorção ( $\eta_{Bch}$ ) :

$$\eta_{Bch} = \frac{(q_{ge} \times \theta_{ge} + B_j + 0,02 q_{ev})}{q_{ev} \theta_{ev}} \quad (6.81)$$

Onde :

$$\theta_{ge} = \left[ 1 - \left( \frac{T_0}{T_{1ge}} \right) \right]$$

(6.82)

$$T_{1ge} = \frac{\text{Ln} \left[ \frac{T_1}{T_1 + DT_1} \right]}{DT_1}$$

(6.83)

$$\theta_{ev} = \left[ 1 - \frac{T_o}{T_{lev}} \right] \quad (6.84)$$

$$T_{lev} = \frac{DT_p}{DT_p + Lm} \left[ \frac{T_p}{T_p + DT_p} \right] \quad (6.85)$$

$$B_I = \sum_{k=1}^i \alpha_k (h_{ne} - h_{jsi}) - T_o (s_{he} - s_{jsi}) \quad (6.86)$$

**6.3 Rendimentos totais do sistema de cogeração ( $\eta_e$ ,  $\eta_b$ )**

Determinando-se a eletricidade total produzida do sistema de cogeração:

$$E_{pr} = E_{prg} + E_{prv} \quad (6.87)$$

Calculando a relação calor/trabalho ( $\beta$ ):

$$\beta = \frac{E_{pr}}{Q_{cvap}} \quad (6.88)$$

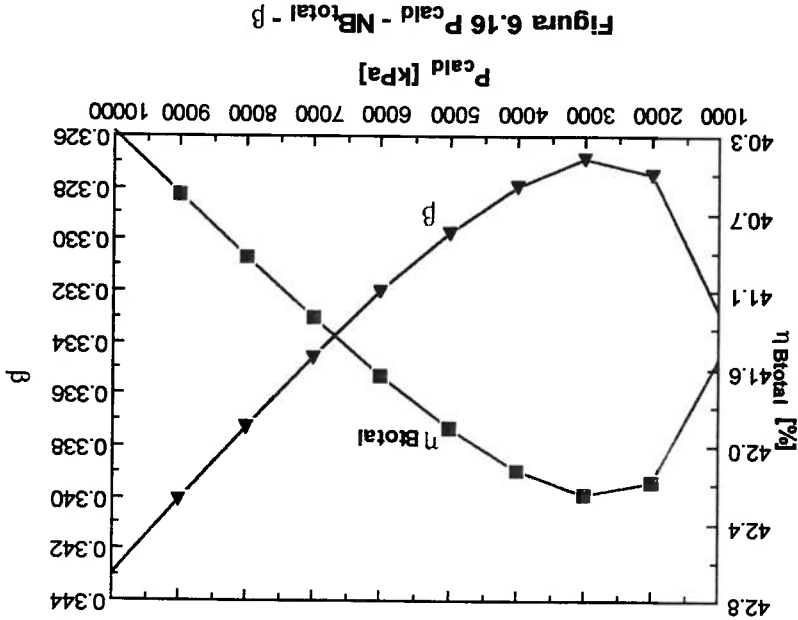
Determinando-se o rendimento total energético do sistema de cogeração:

$$\eta_{total} = \frac{Q_{cc} \times 100}{(\dot{W}_{litg} + \dot{W}_{tve} + Q_{cvap})} \quad (6.89)$$

Calculando-se o rendimento total exergético do sistema de cogeração:

$$\eta_{Btotal} = \frac{B_{comb} \times 100}{(\dot{W}_{litg} + \dot{W}_{tve} + Q_{cvap} \theta_{ev})} \quad (6.90)$$

A figura (6.17), indica que à medida que aumenta  $P_{\text{cald}}$ , o COP permanece constante e o  $\eta_{\text{Bch}}$  diminui. Isto se cumpre porque a exergia utilizada para operar os ejetores (Bj) aumenta, e como o rendimento exergético do sistema de refrigeração a absorção (RBch), está em função do (Bj), esta não acontece. Isto não acontecendo com o COP que não está em função de (Bj).



A figura (6.16), pode-se observar que a uma  $P_{\text{cald}}$  de 3000 kPa, a relação  $\beta$  tem seu menor valor enquanto a  $\eta_{\text{Btotal}}$  tem seu máximo valor. Isto se cumpre porque para uma menor produção de calor para processo, se incrementa sua potência elétrica.

$$r_n = \frac{\eta_{\text{Btotal}}}{\eta_{\text{total}}}$$

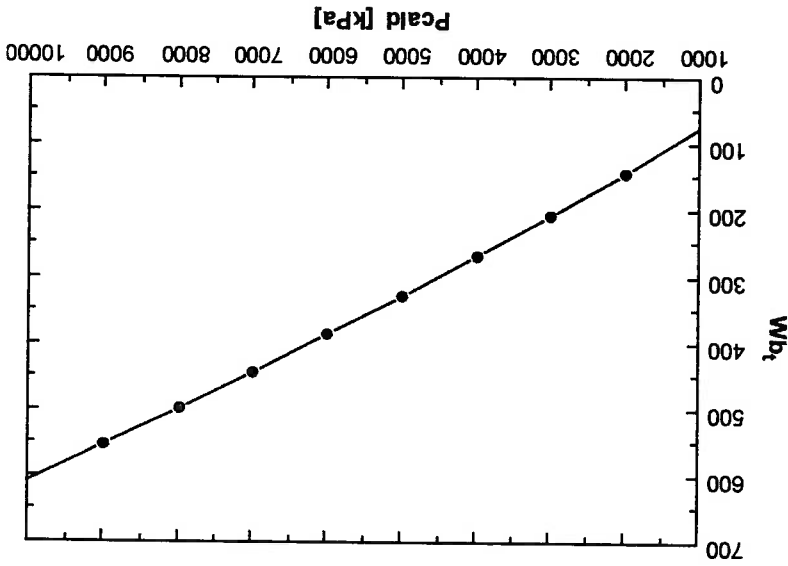
(6.91)

Determinando a relação  $r_n$ :

medida que aumenta a pressão na caldeira ( $P_{\text{caid}}$ ).

A figura (6.19), mostra a variação das temperaturas pinch ( $T_{\text{pp}}$ ) e saturação ( $T_{\text{sat}}$ ), a

Figura 6.18  $P_{\text{caid}} - W_{b_t}$

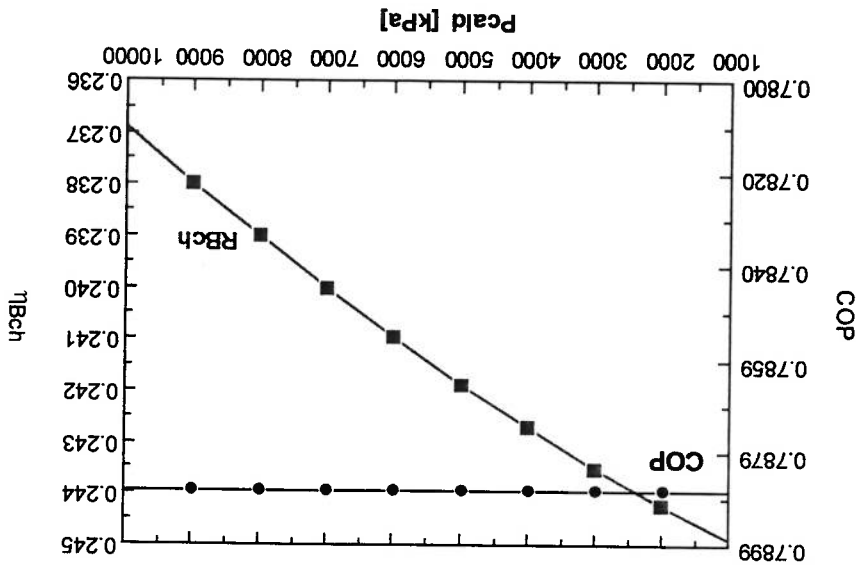


se incrementa a vazão mássica total ao aumentar a pressão na caldeira.

a pressão na caldeira. Este incremento da potência total das bombas se cumpre, porque

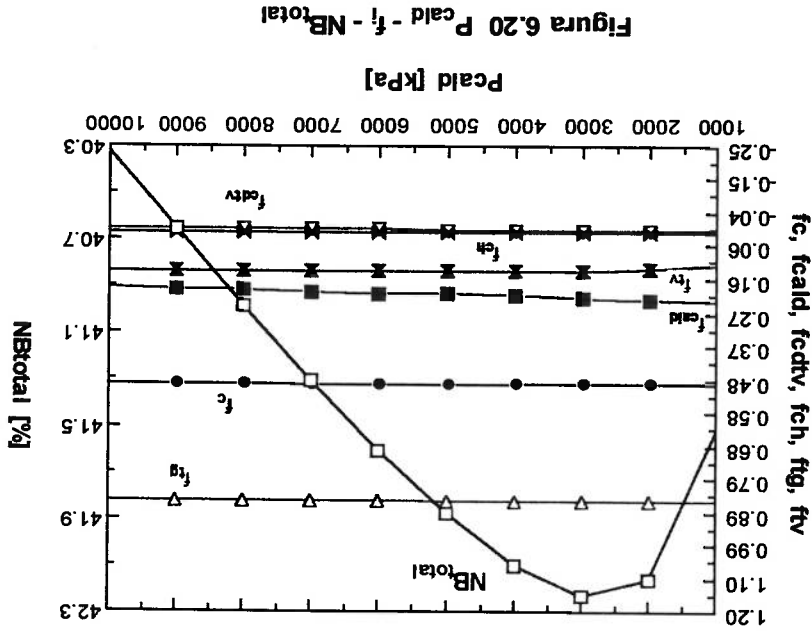
A figura (6.18), mostra a variação da potência total das bombas ( $W_{b_t}$ ), quando aumenta

Figura 6.17  $P_{\text{caid}} - \text{COP} - \eta_{\text{Bch}}$



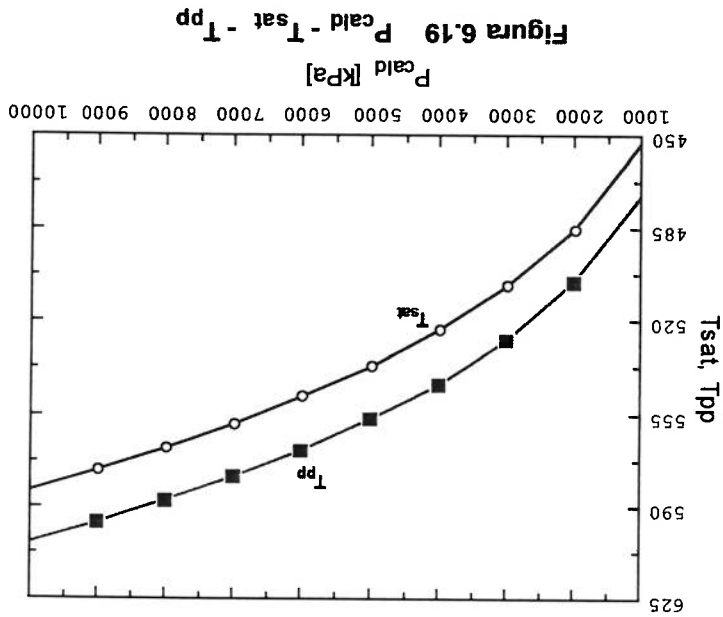
100, o COP permanece constante e RBch diminui.

A figura (6.21), mostra, que quando a temperatura de rejeito ( $T_{re}$ ) aumenta entre 70 e



pressão na caldeira ( $P_{cald}$ ).

A figura (6.20), mostra, as variações dos fatores  $f_i$  dos equipamentos quando varia a





#### 6.4 Casos (3) e (4): Sistemas de cogeração do caso (1) e (2), com queima adicional

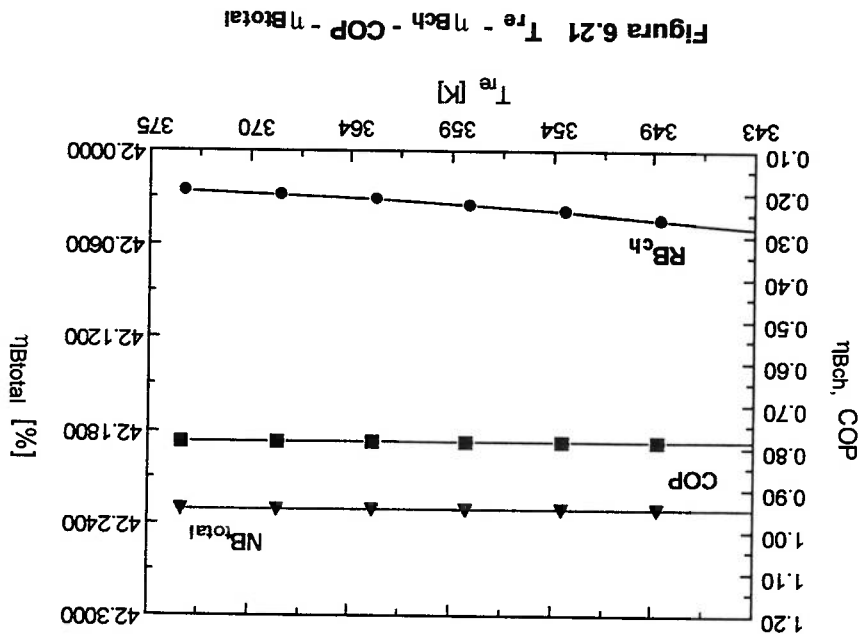
A equação da combustão do gás natural na caldeira de recuperação será visto no anexo 3. Depois de introduzir esta equação no programa de simulação que utiliza o aplicativo EES, determina-se a temperatura de chama:

$T_s = T_{chama} = 1370$  K, confirmando a recomendação de Ganapathy, que para queima adicional a  $T_s = 1200$  a  $2033$  K.

Os resultados dos casos (3) e (4) são similares aos casos (1) e (2), variando somente os rendimentos totais como veremos mais adiante.

Na figura (6.22), observa-se a comparação da variação de relação Calor/Trabalho com queima adicional ( $\beta_{ga}$ ) e eficiência exergética total do sistema de cogeração ( $NB_{total-ga}$ ) do

caso (4), quando varia a pressão na caldeira ( $P_{caid}$ ).



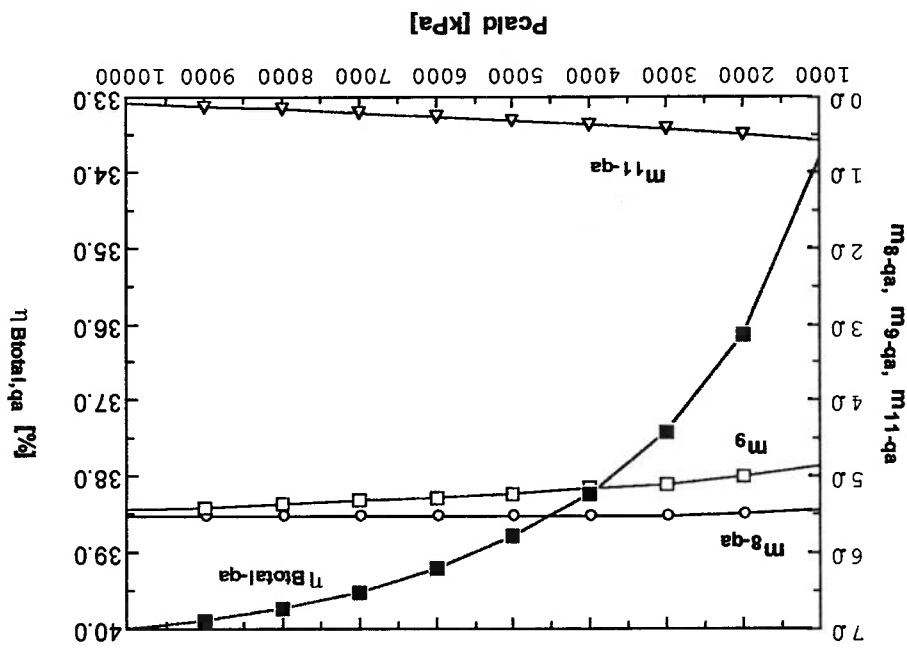


Figura 6.23  $P_{cald} - m_{8-qa} - m_{9-qa} - m_{11-qa} - \eta_{B-qa}$

A figura (6.23), mostra como varia a vazão mássica de vapor ( $m_{8-qa}$ ) que ingressa na turbina a vapor e as vazões mássicas de vapor ( $m_{9-qa}$  e  $m_{11-qa}$ ) na saída da turbina a vapor, quando varia a pressão na caldeira.

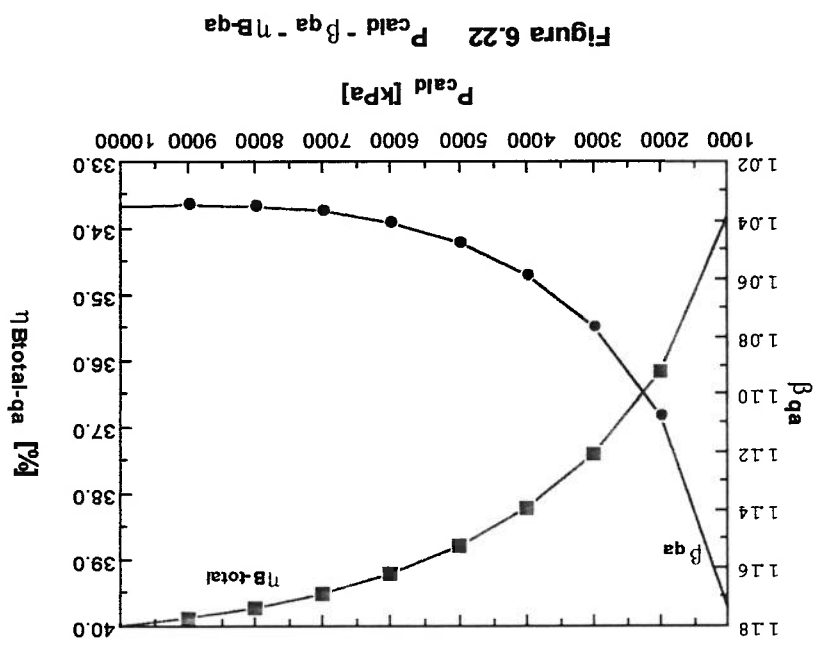
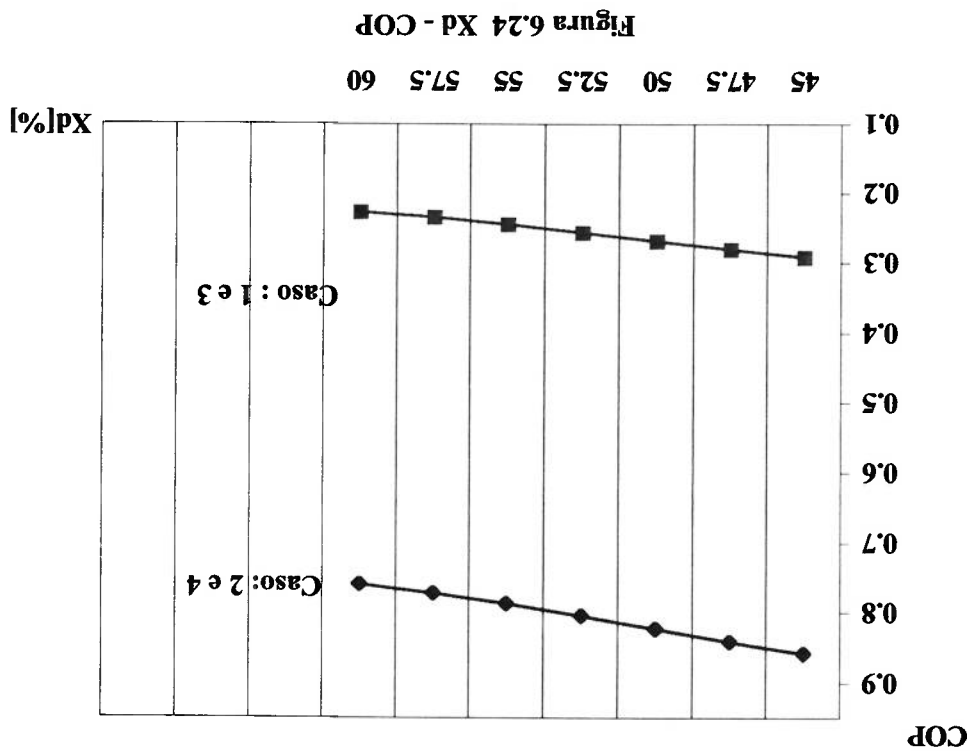


Figura 6.22  $P_{cald} - \beta_{qa} - \eta_{B-qa}$

Para os casos (2) e (4) as tendências das curvas são iguais. Nas figura (6.24), apresenta-se a variação da concentração da solução BrL/água ( $X_d$ ) vs COP para os quatro casos (1, 2, 3 e 4), onde podemos conferir que os casos (1) e (3) são iguais lo mesmo que os casos (2) e (4), isto é certo porque a queima adicional não influe no COP. A figura (6.25) mostra a variação da pressão na caldeira ( $P_{caid}$ ) vs o rendimento exergético total do sistema ( $NB_{total}$ ) para os quatro casos (1, 2, 3 e 4), podemos conferir que o rendimento total para o caso (2) é maior que o caso (1), lo mesmo comparando os rendimentos totais dos casos (3) e (4), o caso (4) é maior.



O custo unitário de água gelada referencial de comparação de US\$110,20/MWh, encontra-se no trabalho apresentado por Céspedes P. J. F. e Oliveira Jr. S. (1995). Os custos de equipamentos utilizado para gerar potência elétrica e produzir água gelada são:

de US\$62,16/MWh, custo referencial para comparar o custo unitário de eletricidade. O custo unitário de água gelada referencial de comparação de US\$110,20/MWh, encontra-se no trabalho apresentado por Céspedes P. J. F. e Oliveira Jr. S. (1995). Os custos de equipamentos utilizado para gerar potência elétrica e produzir água gelada são:

de US\$62,16/MWh, custo referencial para comparar o custo unitário de eletricidade. O custo unitário de água gelada referencial de comparação de US\$110,20/MWh, encontra-se no trabalho apresentado por Céspedes P. J. F. e Oliveira Jr. S. (1995). Os custos de equipamentos utilizado para gerar potência elétrica e produzir água gelada são:

de US\$62,16/MWh, custo referencial para comparar o custo unitário de eletricidade. O custo unitário de água gelada referencial de comparação de US\$110,20/MWh, encontra-se no trabalho apresentado por Céspedes P. J. F. e Oliveira Jr. S. (1995). Os custos de equipamentos utilizado para gerar potência elétrica e produzir água gelada são:

de US\$62,16/MWh, custo referencial para comparar o custo unitário de eletricidade. O custo unitário de água gelada referencial de comparação de US\$110,20/MWh, encontra-se no trabalho apresentado por Céspedes P. J. F. e Oliveira Jr. S. (1995). Os custos de equipamentos utilizado para gerar potência elétrica e produzir água gelada são:

## 7. AVALIAÇÃO TERMOECONÔMICA DOS SISTEMAS DE COGERAÇÃO

### Capítulo 7

Para avaliar os custos dos sistemas de refrigeração foi feita a simplificação de considerar os valores praticados para sistemas comerciais de simples e duplo estágio no separador. Assim, para o caso (1) foi tomado o custo de US\$850/TR e para o caso(2) foi tomado o custo de US\$600/TR (dados fornecidos pela TRANE Company). Para o custo do sistema de refrigeração a absorção comercial considera-se o custo igual a do caso (1). Para os componentes auxiliares o custo é de US\$300000,00 para o caso (1) e para os componentes auxiliares do caso (2), o custo foi de US\$40000,00. Também são considerados o custo anual de operação e manutenção em 10% do capital investido.

Alguns parâmetros econômicos utilizados na análise termoeconômica foram: o custo de gás natural com base do PCS foi de US\$7,67/MWh (dado fornecido pela COMGAS). O período de amortização do investimento foi de 10 anos, e uma capacidade operacional de 80%, fator de carga de 0,80 e taxa de juros do mercado de 12% ao ano.

<b>P<sub>cal</sub></b> kPa	3000	889 868,00	2 542 00,00
<b>Caldeira de recuperação</b> US\$			
<b>Turbina a vapor</b> US\$			

**Tabela 7.1 Custo da turbina a vapor e custo da caldeira de recuperação**

A tabela (7.1), mostra o custo da turbina e caldeira de recuperação. A turbina a gás (Alstom Turbines) de uma capacidade de 5MW com um custo de US\$388/kW (dado fornecido pelo fabricante).

7.1 Análise de custos detalhada do caso (1)

Nesta abordagem, a planta de cogeração será dividida em três subsistemas. Para cada um deles será realizado o balanço de custos, de forma a determinar quanto o subsistema inclui no custo final dos efeitos úteis da planta.

7.1.1 Subsistema : Turbina a gás – compressor de ar

Este subsistema está representado na figura (7.1).

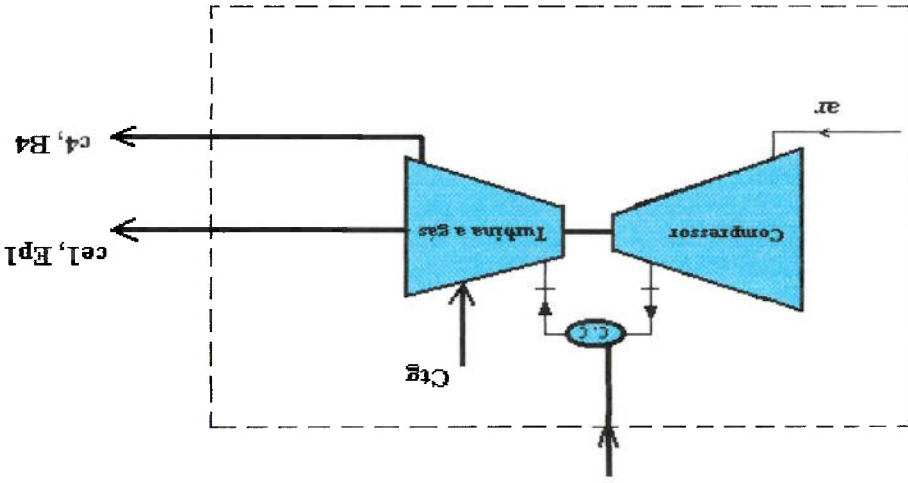


Figura 7.1 Subsistema turbina a gás-compressor de ar

O custo do compressor de gás está incluído no custo do subsistema turbina a gás –

compressor de ar .

O balanço de custo é:

$$c^{GN} B^{GN} + C^{TG} = c^{cel} E^{pl} + c^4 B^4 \tag{7.1}$$

Os custos unitários do combustível, custo da turbina e os fluxos de exergia ( $B^{GN}$ ,  $E^{pl}$  e  $B^4$ ) determinados pela análise exergética, são conhecidos. Para a determinação do custo

unitário da eletricidade e custo unitário dos gases de escape são necessárias duas equações independentes. Como há apenas uma equação disponível, a segunda equação será dada pelo método de partição/alocação de custos, como mostrado a seguir.

#### Método da Igualdade

$$C_{ei} = C_a \quad (7.2)$$

substituindo (7.2) em (7.1), tem-se:

$$C_{ei} = \frac{C_{GN} B_{GN}}{E_{pi} + B_a} + \frac{E_{pi} + B_a}{C_{TG}} \quad (7.3)$$

$$B_a = [(h_a - h_0) - T_0(s_a - s_0)] m_g \quad (7.4)$$

$$m_g = m_{ar} + m_{GN} \quad (7.5)$$

Desta forma o custo dos equipamentos é distribuído pelos produtos: eletricidade e exergia dos gases de escape da turbina a gás.

#### Método da Extração

Quando a eletricidade é produzida apenas para usuários externos à planta.

$$C_{GN} = C_a \quad (7.6)$$

logo substituindo (7.6) em (7.1), tem-se:

$$C_{ei} = \frac{E_{pi}}{[C_{GN} (B_{GN} - B_a)]} + \frac{E_{pi}}{C_{TG}} \quad (7.7)$$

Neste caso, o custo dos equipamentos é descarregado inteiramente no custo da eletricidade.

### 7.1.2 Subsistema : Turbina a vapor - caldeira de recuperação

Este subsistema esta representado na figura (7.2)

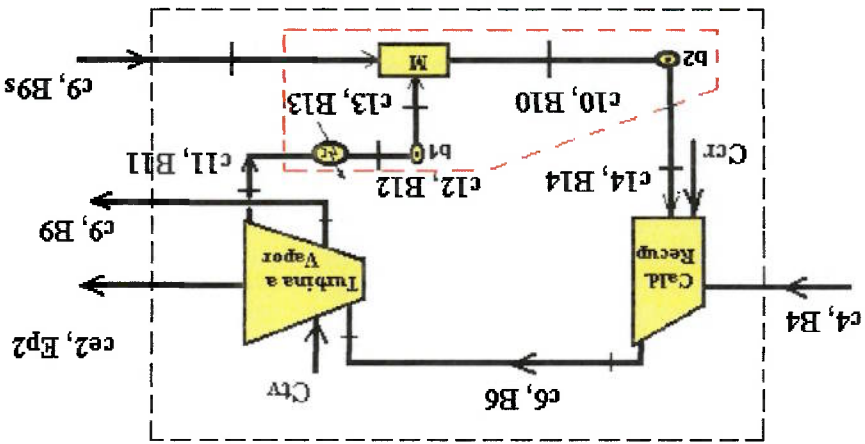


Figura 7.2 Subsistema turbina a vapor –caldeira de recuperação

Balanco de custo na caldeira:

$$c_6 B_6 = c_4 B_4 + c_{14} B_{14} + C_{CR} \quad (7.8)$$

Balanco de custo na turbina:

$$c_{e2} E_{p2} + c_9 B_9 + c_{11} B_{11} = c_6 B_6 + C_{TV} \quad (7.9)$$



Balanco de custos no misturador-bombas-condensador:

$$(7.10) \quad C_{BMC} = C_{bomb-1} + C_{bomb-2} + C_{mist} + C_{cond}$$

$$(7.11) \quad \dot{W}_{bomb} = \dot{W}_{b1} + \dot{W}_{b2}$$

$$(7.12) \quad c_{11}B_{11} + c_{e2}\dot{W}_{bomb} + C_{BMC} + c_9B_{9s} = c_{14}B_{14}$$

### Método da Igualdade

$$(7.13) \quad c_9 = c_{11} = c_{e2}$$

logo substituindo (7.13) em (7.9), tem-se:

$$(7.14) \quad c_{e2} = \frac{(c_6 B_6)}{C_{rv}} + \frac{(\dot{E}_{p2} + B_9 + B_{11})}{(\dot{E}_{p2} + B_9 + B_{11})} + \frac{(\dot{E}_{p2} + B_9 + B_{11})}{C_{rv}}$$

### Método da Extração

$$(7.15) \quad c_6 = c_9 = c_{11}$$

logo substituindo (7.15) em (7.9), tem-se:

$$(7.16) \quad c_{e2} = \frac{\dot{E}_{p2}}{[c_6 (B_6 - B_9 - B_{11}) + C_{rv}]}$$

7.1.3 Subistema: Sistema de refrigeração a absorção

A figura (7.3), representa o subistema 3

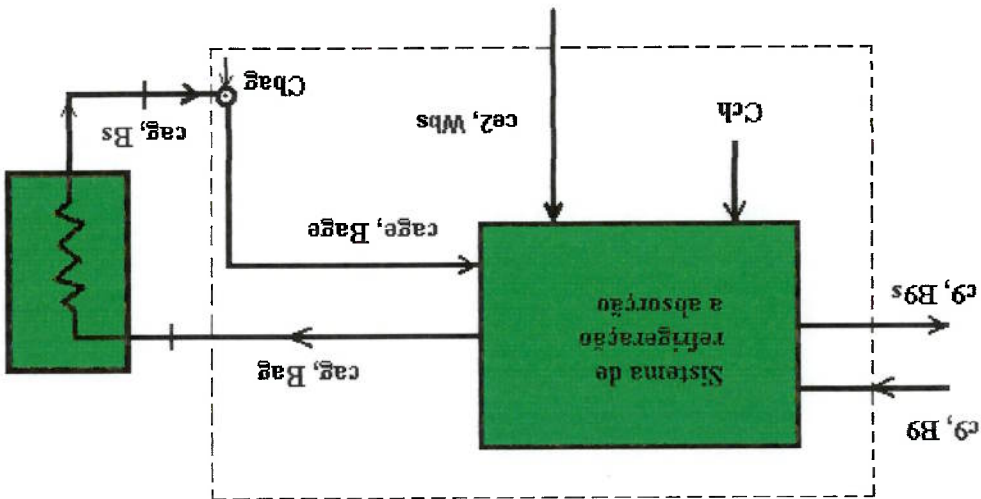


Figura 7.3 Subistema de refrigeração a absorção

Considerando as potências da bomba da solução e potência da bomba de água gelada

como:

$$(7.17) \quad W_{bch} = W_{bs} + W_{bag} = 0,02 Q_{evap}$$

Balanco de custo do circuito de retorno da água gelada:

$$(7.18) \quad c_{e2} W_{Bag} c_{ag} B_s + C_{bag} = c_{age} B_{age}$$

Balancos de custo no sistema de refrigeração:

$$(7.19) \quad C_{ch} = C_{chiller} + C_{bag}$$

$$(7.20) \quad c_9 B_9 - c_9 B_{9s} + c_{e2} W_{bs} + C_{ch} + C_{bag} + c_{age} B_{age} = c_{ag} B_{ag}$$

assim substituindo (7.18) e (7.19) em (7.20), tem-se:

$$c_9 (B_9 - B_{9s}) + c_{z2} W_{bs} + C_{cht} = c_{ag} (B_{ag} - B_s) \quad (7.21)$$

### 7.2 Análise de custos detalhada do caso (2)

Nesta abordagem, a planta de cogeração será dividida em três subsistemas. Para

cada um deles será realizado o balanço de custos como no caso anterior.

#### 7.2.1 Subsistema: Turbina a gás – compressor de ar

Este subsistema está representado na figura (7.4):

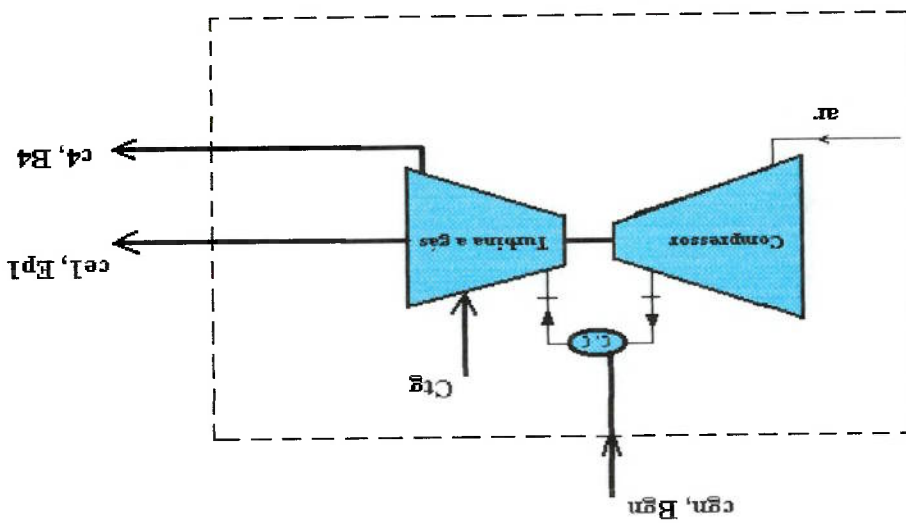


Figura 7.4 Subsistema turbina a gás – compressor de ar

O balanço de custo é:

$$c_{GN} B_{GN} + C_{TG} = c_{el} E_{pl} + c_4 B_4 \quad (7.22)$$

**Método da igualdade**

$$C_{ei} = C_4 \quad (7.23)$$

logo substituindo (7.23) em (7.22), tem-se:

$$C_{ei} = \frac{(C_{GN} B_{GN})}{C_{TG}} + \frac{(E_{PI} + B_4)}{(E_{PI} + B_4)} \quad (7.24)$$

**Método da extração**

$$C_{GN} = C_4 \quad (7.25)$$

logo substituindo (7.25) em (7.22), tem-se:

$$C_{ei} = \frac{E_{PI}}{C_{TG}} + \frac{C_{GN} (B_{GN} - B_4)}{E_{PI}} \quad (7.26)$$

7.2.2 Subistema: Turbina a vapor - caldeira de recuperação

Este subistema esta representado na figura (7.5):

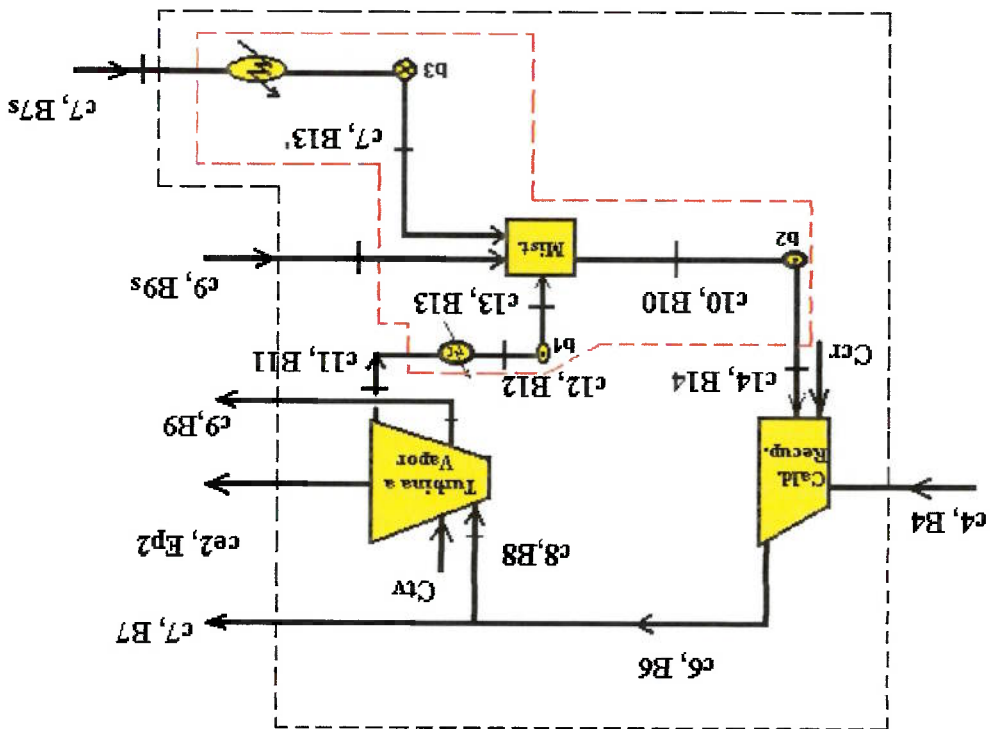


Figura 7.5 Subistema turbina a vapor - caldeira de recuperação

Os balanços de custos dos equipamentos são:

Balanco na caldeira:

$$c_6 B_6 = c_4 B_4 + c_{14} B_{14} + C_{CR} \quad (7.27)$$

Balanco na turbina a vapor:

$$c_{e2} E_{p2} + c_9 B_9 + c_{11} B_{11} = c_8 B_8 + C_{TV} \quad (7.28)$$

$$B_6 = B_7 + B_8 \quad (7.29)$$

$$c_6 = c_7 = c_8 \quad (7.30)$$

Balanco de custos no misturador – bombas – condensadores (região indicada em vermelho):

$$\dot{W}^{\text{bomb-2}} = \dot{W}^{b1} + \dot{W}^{b2} + \dot{W}^{b3} \quad (7.31)$$

$$C_{\text{BMC2}} = C_{\text{bomb-1}} + C_{\text{bomb-2}} + C_{\text{bomb-3}} + C_{\text{mist}} + C_{\text{cond-1}} + C_{\text{cond-2}} \quad (7.32)$$

$$C_{11} B_{11} + C_9 B_{9s} + C_7 B_{7s} + C_2 W^{\text{bomb-2}} + C_{\text{BMC2}} = C_{14} B_{14} \quad (7.33)$$

### Método da igualdade

$$C_9 = C_{11} = C_2 \quad (7.34)$$

logo substituindo (7.34) em (7.28), tem-se:

$$C_2 = \frac{(C_8 B_8)}{C_{\text{TV}}} + \frac{(E_{p2} + B_9 + B_{11})}{(E_{p2} + B_9 + B_{11})} \quad (7.35)$$

### Método da extração

$$C_6 = C_9 = C_{11} \quad (7.36)$$

logo substituindo (7.36) em (7.28), tem-se:

$$C_2 = \frac{C_6 (B_6 - B_9 - B_{11})}{E_{p2}} + \frac{E_{p2}}{C_{\text{TV}}} \quad (7.37)$$

7.2.3 Subistema: Sistema de refrigeração a absorção híbrido ejetor-compressão

A figura (7.6), representa o subistema 3

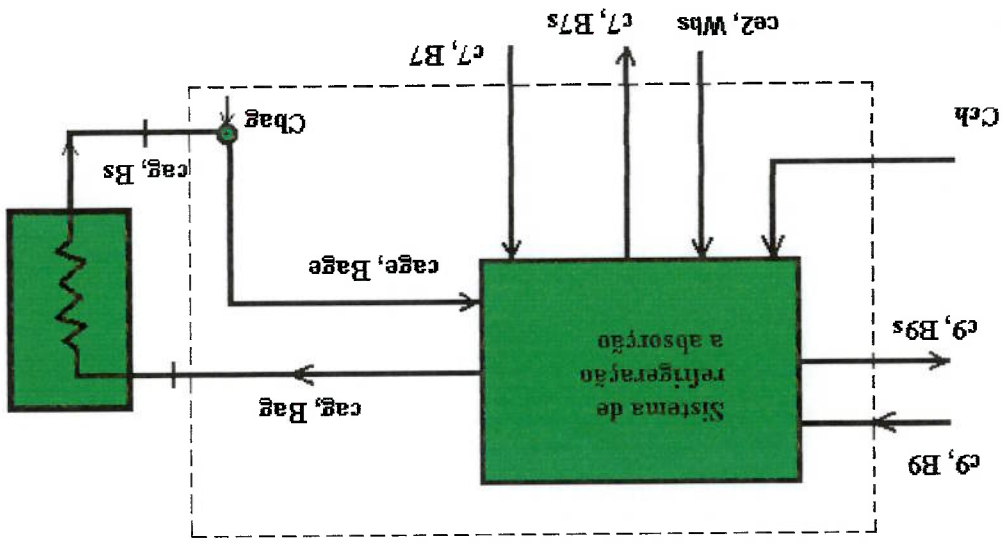


Figura 7.6 Subistema de refrigeração a absorção ejetor-compressão

O balanço de custo no circuito de retorno de água gelada é:

$$(7.38) \quad C_{e2} W_{bs} + C_{ag} B_s + C_{bag} = C_{age} B_{age}$$

Balanço do sistema com ejetores:

$$(7.39) \quad C_9 B_9 - C_9 B_{9s} + c_7 B_7 - c_7 B_{7s} + C_{ch} + C_{bag} + C_{e2} W_{bs} = C_{ag} B_s - C_{age} B_{age}$$

$$(7.40) \quad C_{ch} = C_{ch} + C_{bag}$$

$$(7.41) \quad W_{och} = W_{bs} + W_{bag} = 0,02 Q_{evap}$$

Substituindo (7.38), (7.40) e (7.41) em (7.39), tem-se:

$$c_9(B_9 - B_{9s}) + c_7(B_7 - B_{7s}) + c_{e2}W_{bs} + C_{cht} = c_{ag}(B_{ag} - B_s) \quad (7.42)$$

### 7.3 Análise de custos detalhada do caso (0)

Nesta abordagem, a planta de cogeração também é dividida em três subsistemas, mas como os dois primeiros subsistemas são similares ao caso (1), só será analisado o subsistema: Sistema de refrigeração a absorção comercial.

#### 7.3.1 Subsistema: Sistema de refrigeração a absorção comercial

A figura (7.7), representa o subsistema 3

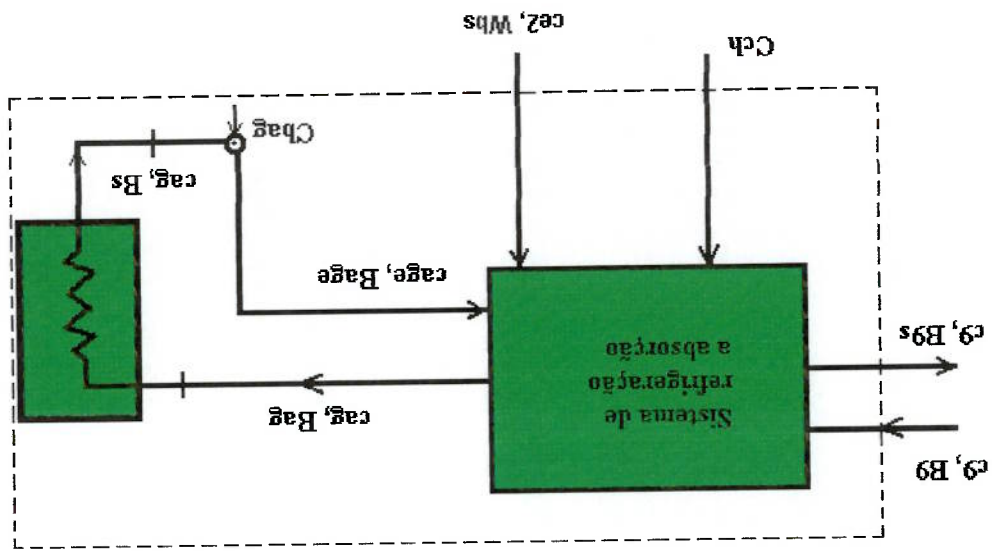


Figura 7.7 Subsistema de refrigeração a absorção comercial



O balanço de custo no circuito de retorno de água gelada é:

$$c_{ag} B_s + C_{bag} = c_{age} B_{age} \quad (7.43)$$

$$\dot{W}_{bch} = \dot{W}_{bs} + \dot{W}_{bag} = 0,02 \dot{Q}_{evap} \quad (7.44)$$

$$c_g (B_g - B_{gs}) + c_{e2} \dot{W}_{bs} + C_{cht} = c_{ag} (B_{ag} - B_s) \quad (7.45)$$

#### 7.4 Análise de custos detalhada dos caso (3) e caso (4)

Para os casos com queima adicional, as equações são as mesmas, só que é

adicionado o fluxo de exergia do combustível na caldeira de recuperação.

Com a queima adicional as capacidades dos sistemas de cogeração aumentam.

Em função da necessidade do cliente, pode-se:

- aumentar a geração de potência elétrica, com fins de venda externa ao setor terciário;
- elevar a capacidade de refrigeração do sistema de refrigeração para produzir mais água gelada;
- elevar a potência elétrica e produzir água gelada simultaneamente.

Neste trabalho com a queima adicional, a geração de potência elétrica se incrementa em

30%.

de partição de custos.

termoeconómica detalhada dos sistemas de cogeração, aplicando o método da igualdade

A tabela 7.2 mostra a comparação dos custos unitários obtidos com a análise mostradas nas tabelas 7.2 a 7.4.

quando trabalham com uma pressão na caldeira de recuperação de 3000 kPa, são

Os resultados da análise termoeconómica dos cinco sistemas de cogeração,

### 7.6 Resultados Obtidos

$$C_{te} = \frac{(E_{pt} + \Delta B_{ag})}{C_{sc}} \quad (7.49)$$

O custo total específico de um sistema de cogeração se calcula:

$$C_{sc} = C_{ce} + C_{gag} \quad (7.48)$$

O custo total dos produtos de um sistema de cogeração se calcula:

$$C_{gag} = c_{ag} \Delta B_{ag} \quad (7.47)$$

O custo global de água gelada de um sistema de cogeração se calcula:

$$C_{ce} = c_{e1} E_{p1} + c_{e2} E_{p2} \quad (7.46)$$

O custo total da electricidade de um sistemas de cogeração se calcula:

### 7.5 Custo total e custo específico de um sistema de cogeração

Tabela 7.2 Custos da análise termoeconômica detalhada dos sistemas de cogeração, usando o método da igualdade.

Método	Igualdade			
Sistemas de cogeração	ce <sub>1</sub>	ce <sub>2</sub>	ce <sub>3</sub>	ce <sub>4</sub>
Caso (0): TG + TV + CR + "Chiller" a Absorção Comercial de 334 TR de Simples Estágio.	18,50	51,30	902,00	0,456
Caso (1): TG + TV + CR + "Chiller" a Absorção pura com três estágios no misturador	18,50	61,45	614,50	0,316
Caso (2): TG + TV + CR + "Chiller" a Absorção híbrido Ejecto- compressão	18,50	45,96	308,00	0,118
Caso (3): TG + TV + CR + "Chiller" a Absorção pura com três estágios no misturador com queima adicional	18,50	77,50	508,50	0,3255
Caso (4): TG + TV + CR + "Chiller" a Absorção híbrido Ejecto- compressão com queima adicional.	18,50	36,70	264,90	0,1013

A tabela 7.3 mostra a comparação dos custos unitários obtidos com a análise

termoeconômica detalhada dos sistemas de cogeração, aplicando o método da extração

de partição de custos.

Tabela 7.3 Custos da análise termoeconômica detalhada dos sistemas de cogeração, usando o método da extração.

Método	Extração			
	cege	cege	cege	cege
	US\$/MWh	US\$/MWh	US\$/MWh	US\$/ton
Sistemas de cogeração				
Caso (0): TG + TV + CR + "Chiller" a Absorção Comercial de 334 TR de Simples Estágio.	30,00	80,10	803,50	0,406
Caso (1): TG + TV + CR + "Chiller" a Absorção pura com três estágios no misturador	30,00	98,85	563,50	0,290
Caso (2): TG + TV + CR + "Chiller" a Absorção híbrido Fjeto-compressão	30,00	80,20	282,85	0,108
Caso (3): TG + TV + CR + "Chiller" a Absorção pura com três estágios no misturador com queima adicional	30,00	96,70	492,15	0,315
Caso (4): TG + TV + CR + "Chiller" a Absorção híbrido Fjeto-compressão com queima adicional.	30,00	62,15	246,00	0,094

Os custos unitários de eletricidade obtidos pelos sistemas de cogeração, aplicando a análise detalhada e os métodos da igualdade e da extração são atrativos com respeito ao custo SFR/ANEEL de Janeiro-Setembro/1999. Com respeito aos custos unitários de água gelada não podemos dizer o mesmo.

A tabela 7.4 mostra os custos totais dos produtos dos sistemas de cogeração, quando se aplica a análise termoeconômica. Os custos estão em U\$/h.

**Tabela 7.4: Custos totais dos produtos dos sistemas de cogeração**

Sistemas de cogeração	Ccg	Cgag	Cscg
Caso (0): TG + TV + CR + "Chiller" a Absorção Comercial de 334 TR de Simples Estágio.	198,60	76,93	198,60
Caso (1): TG + TV + CR + "Chiller" a Absorção pura com três estágios no misturador.	195,20	59,12	254,30
Caso (2): TG + TV + CR + "Chiller" a Absorção híbrido Ejeto-compressão	149,80	65,43	215,20
Caso (3): TG + TV + CR + "Chiller" a Absorção pura com três estágios no misturador com queima adicional□	334,20	148,00	482,30
Caso (4): TG + TV + CR + "Chiller" a Absorção híbrido Ejeto-compressão com queima adicional.	197,00	122,80	319,80

Nesta tabela mostra-se que o sistema de cogeração do caso (2), é o que apresenta o custo total do sistema de cogeração mais econômico.

O subsistema turbina a gás – compressor de ar mantém constante todos os parâmetros como: consumo de combustível, relação de pressão e por conseguinte sua potência elétrica gerada. Isto porque se quis saber quanto a mais de potência elétrica (30% a mais) podia-se cogerar. Esta hipótese adotada, no entanto, não impossibilita que outras considerações possam ser feitas para otimizar sua operação. A turbina a gás é o

necessidades do cliente. da condição de maior eficiência exergetica. Além disso é funcional e ajusta-se às cogeração vistos. Isto porque apresenta custos unitários e totais mais económicos dentro electricidade e água gelada, apresenta-se como a melhor opção dentro dos sistemas de O novo sistema de cogeração tetra-combinado apresentado para a cogeração de mais racional.

importante para avaliar os custos dos produtos dos sistemas de cogeração de uma forma produzidas em ela. Com a análise exergetica determinamos uma eficiência real, que é mediante o fator  $f_i$ , qual é o melhor equipamento para diminuir as irreversibilidades Certifica-se neste trabalho, a importância que tem a análise exergetica para determinar e água gelada atrativos, comparados com os custos de mercado.

económicos, que o sistema tri combinado. Estes dois sistemas têm custos de electricidade sistema tetra combinado o que apresenta custos de electricidade e de água gelada mais fins de condicionamento ambiental para o setor terciário (setor comercial). sendo o ciclos combinados destinados à geração termelétrica e produção de água gelada para No presente trabalho foram estudados dois novos tipos de sistemas de cogeração com

## 8. CONCLUSÕES

# Capítulo 8

equipamento mais importante no sistema de cogeração, isto é confirmado pelo fator “F”

(ver figura 6.20).

A utilização do gás natural é importante pois, além de ser mais econômico, é um combustível que reduz sensivelmente a emissão de poluentes. Ou seja, os produtos resultantes da combustão são inodoros, isentos de óxido de enxofre e partículas de fuligem, evitando gastos com sistemas antipoluentes e com tratamento de efluentes.

No subsistema: Turbina a vapor – caldeira de recuperação, fez-se uma variação na pressão da caldeira de recuperação (ver figura 6.16) para determinar a pressão de operação que desse melhores valores como eficiência total do sistema de cogeração e potência elétrica.

No estudo do subsistema de refrigeração a absorção, o sistema de refrigeração a absorção com ejetores entre o evaporador e absorvedor apresentou em valores maiores no COP e  $\eta_{bch}$ , comparado aos sistemas de refrigeração a absorção com estágios no misturador e comercial. Além disso, o sistema com ejetores pode ter uma capacidade maior de produção de água gelada (334 toneladas de refrigeração até 2400 toneladas de refrigeração).

Na determinação da eficiência total do sistema de cogeração ( $\eta_{bom}$ ) e do rendimento exergético do sistema de refrigeração a absorção ( $\eta_{bch}$ ) também fez-se uma variação da temperatura do processo ( $T_p$ ), entre 2 °C e 6 °C (ver figura 6.9), resultando valores mais elevados de  $\eta_{bom}$  e  $\eta_{bch}$ , quando se trabalha com  $T_p = 2^\circ\text{C}$ .

Na determinação do  $\eta_{bch}$ , fez-se uma variação da temperatura de rejeito ( $T_r$ ) entre 80 °C e 100 °C (ver figura 6.21), resultando melhor valor quando se trabalha com 80 °C. O COP permanece constante.

A análise termoeconômica dos sistemas de cogeração é uma ferramenta termodinâmica importante porque representa a maneira mais racional possível de avaliar os fluxos de

energia (calor/trabalho). Também confirma a importância dos sistemas de cogeração no mercado comercial e industrial, por ser o sistema ótimo de economizar combustível para cogeração de eletricidade e água gelada.

Para determinar o sistema de cogeração mais econômico (tetra combinado), foram calculados os custos unitários e totais de eletricidade e água gelada para a máxima eficiência energética total do sistema de cogeração.

Posteriormente se recomendaria fazer uma otimização dos sistemas de cogeração apresentados neste trabalho, onde a função objetivo a ser minimizada seriam os custos dos produtos do sistema de cogeração. Neste caso os produtos a serem minimizados são o custo da potência elétrica e o custo da água gelada.



**ANEXO I**

**SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO:**

**TRI-COMBINADO**

```

{Análise de un sistema de cogeração sim queima adicional} {Caso 1} {Tri-combinado}
{Dados requeridos}
Witig=5540 {Potência requerida em kW}
TR=370 {ton de refrigeração}
Xd=55 {Concentração diluída em %}
{Ciclo Brayton} {ciclo turbina a gás}
{Compressor- análise energética}
{dados iniciais}
T0=298.15
p0=101.325
p1=p0
T1=T0
Rp=14
Ric=0.84
{Relação de pressão}
{K}
{kPa}
{Compressor}
RBC=DBC/Wc
compressor}
fc=Wc/(Bcomb*mgn)
compressor}
{Rendimento exergético do}
{fator de}
{Compressor}
RBC=DBC/Wc
compressor}
ic=B1+Wc-B2 {(T0*(s2-s1))/MOLARMASS(Air)*mair}
exergia de ar no compressor}
DBC=B2-B1{mair*((h2-h1)-T0*(s2-s1))/MOLARMASS(Air)}
{Variação de} {kW}
compressor}
Wc=(h2-h1)/MOLARMASS(Air)*mair
{potencia do} {kW}
B2=mair*((h2/MOLARMASS(Air)-h0)-T0*(s2/MOLARMASS(Air)-s0))
B1=mair*((h1/MOLARMASS(Air)-h0)-T0*(s1/MOLARMASS(Air)-s0))
s2=ENTROPY(Air, h=h2, P=p2)
h2=(h2i+h1*(Ric-1))/Ric
h2i=ENTHALPY(Air, T=T2i)
T2i=TEMPERATURE(Air, s=s1, P=p2)
s1=ENTROPY(Air, T=T1, P=p1)
h1=ENTHALPY(Air, T=T1)
mair=mgn*Rm
Mar=1.7545*(1+X/100)*(MOLARMASS(O2)+3.76*MOLARMASS(N2)) {kg/kmol}
{kgar/s}
T2=TEMPERATURE(Air, s=s2, P=p2)
p2=Rp*p1
{calculando}
{kJ/kmol}
{kJ/kmol-K}

```

```

{Câmara de combustão - análise exergetica}
{Equação da combustão da queima do gás natural com Bcesso de ar}
{0.81C4H10+0.029C2H6+0.004C3H8+0.002C4H10+0.146N2+0.009CO2+1.7545(1+X/100)}(O2+3
.76N2)=>PCO2+qH2O+uN2+IO2}
Z1=0.81+2*0.029+3*0.004+4*0.002+0.009
Z2=(4*0.81+6*0.029+8*0.004+10*0.002)/2
Z3=0.146+1.7545*(1+X/100)*3.76
Z4=(2*0.009+2*1.7545*(1+X/100)-2*z1-z2)/2
{exergia física do combustível:(0.81CH4+0.029 C2H6+0.004 C3H8+0.002 C4H10+0.146
N2+0.009 CO2)+1.7545(1+X/100) (O2 +3.76 N2) }
Bcombf=R*T0*LN(Rp)/Mcomb
{exergia química do combustível:(0.81CH4+0.029 C2H6+0.004 C3H8+0.002 C4H10+0.146
N2+0.009 CO2)+1.7545(1+X/100) (O2 +3.76 N2) }
Bcombfq=SUM XK*Bch XK + RT0*(SUM XK*LN XK)}
{Valores de exergia química segundo Szargut}
Bch4=831650
Bc2h6=1495840
Bc3h8=2154000
Bc4h10=2805800
B02=3970
Bn2=720
Bco2=19870
Bh2o=9500
Bcombfq=(0.81*Bch4+0.029*Bc2h6+0.004*Bc3h8+0.002*Bc4h10+0.146*Bn2+0.009*Bco2+R*T
0*(0.81*LN(0.81)+0.029*LN(0.029)+0.004*LN(0.004)+0.002*LN(0.002)+0.146*LN(0.146)+0.009
*LN(0.009)))/Mcomb {kJ/kgcomb}
R=8.314 {kJ/kmol-K}
Mcomb=0.81*MOLARMASS(CH4)+0.029*MOLARMASS(C2H6)+0.004*MOLARMASS(C3H8)+
0.002*MOLARMASS(C4H10)+0.146*MOLARMASS(N2)+0.009*MOLARMASS(CO2)
{kg/kmol}
Bcomb=Bcombf+Bcombfq
Bcomb_1=mgn*Bcomb
PCI=37830
Qcc=PCI*mgn
Bcc=mgn*Bcomb +DBC - lcc
Rm=Mar/Mcomb
Bgn=Bcomb_1
natural}
{exergia do gás}
{kJ}

```

{Referência para cálculo da exergia dos gases de combustão}

h0=0.897\*ENTHALPY(CO2,T=T0)+1.733\*ENTHALPY(H2O,T=T0)+6.597\*(1.022+X/100)\*ENTHALPY(N2,T=T0)+1.7545\*X/100\*ENTHALPY(O2,T=T0) {kJ/kmol}  
ALPY(N2,T=T0)+1.7545\*X/100\*ENTHALPY(O2,T=T0) {kJ/kmol}  
s0=0.897\*ENTROPY(CO2,T=T0,P=P0c)+1.733\*ENTROPY(Steam\_NBS,T=T0,P=P0h)+6.597\*(1.022+X/100)\*ENTROPY(N2,T=T0,P=P0n)+1.7545\*X/100\*ENTROPY(O2,T=T0,P=P0o) {kJ/kmol-K}

h0=h0/Mgases

s0=s0/Mgases

{Pressões parciais dos componentes do combustível}

P0c=0.0335 {kPa}

P0h=2.2

P0n=75.78

P0o=20.39

B3=(mair+mgn)\*(h3-h0-T0\*(s3-s0))/Mgases {kW}

{kW}

{kW}

RBcc=B3/(DBC+Bcomb\_1)

lcc=DBC+Bcomb\_1-B3

{Turbina a gás- análise exergética}

HR=0.81\*enthalpy(CH4,T=T0)+0.029\*enthalpy(C2H6,T=T0)+0.004\*enthalpy(C3H8,T=T0)+0.002\*enthalpy(C4H10,T=T0)+0.146\*enthalpy(N2,T=T0)+0.009\*enthalpy(CO2,T=T0)+1.7545\*(1 + X/100)\*(enthalpy(O2,T=T2) + 3.76\*enthalpy(N2,T=T2)))  
HP = HR {Adiabatic}  
HP=z1\*enthalpy(CO2,T=T3)+z2\*enthalpy(H2O,T=T3)+z3\*enthalpy(N2,T=T3) + z4\*enthalpy(O2,T=T3)

X=270

{excesso de ar}

Mgases=0.897\*MOLARMASS(CO2)+1.733\*MOLARMASS(Steam\_NBS)+6.597\*(1.022+X/100)\*MOLARMASS(N2)+1.7545\*X/100\*MOLARMASS(O2) {kg/kmol}

h3=(0.897\*ENTHALPY(CO2,T=T3)+1.733\*ENTHALPY(H2O,T=T3)+6.597\*(1.022+X/100)\*ENTHALPY(N2,T=T3)+1.7545\*X/100\*ENTHALPY(O2,T=T3)) {kJ/kmol}

s3=(0.897\*ENTROPY(CO2,T=T3,P=P3c)+1.733\*ENTROPY(Steam\_NBS,T=T3,P=P3h)+6.597\*(1.022+X/100)\*ENTROPY(N2,T=T3,P=P3n)+1.7545\*X/100\*ENTROPY(O2,T=T3,P=P3o)) {kJ/kmol-K}

{Pressões parciais dos produtos de combustão}

p3=p2

P3c=0.897\*p3/Moles

P3h=1.733\*p3/Moles

P3n=6.597\*(1.022+X/100)\*p3/Moles

P3o=1.7545\*X/100\*p3/Moles

```

{numero de moles dos produtos da combustão}
Moles=(0.897+1.733+6.597*(1.022+X/100))+1.7545*X/100)
Rit=0.84
Kg=1.33
T4=T3*(1/Rp)**((Kg-1)/Kg)
T4=(T3-Rit*(T3-T4))
h4=(0.897*ENTHALPY(CO2,T=T4)+1.733*ENTHALPY(H2O,T=T4)+6.597*(1.022+X/100)*ENTHALPY(N2,T=T4)+1.7545*X/100*ENTHALPY(O2,T=T4))
{s4=(0.897*ENTROPY(CO2,T=T4,P=P4c)+1.733*ENTROPY(Steam_NBS,T=T4,P=P4h)+6.597*(1.022+X/100)*ENTROPY(N2,T=T4,P=P4n)+1.7545*X/100*ENTROPY(O2,T=T4,P=P4o)) {kJ/kmol-K}
T4=T4,P=P4o)) {kJ/kmol-K}
{Pressões parciais dos gases na saída da turbina a gás}
p4=p1
P4c=0.897*p1/Moles
P4h=1.733*p1/Moles
P4n=6.597*(1.022+X/100)*p1/Moles
P4o=1.7545*X/100*p1/Moles
B4=(mair+mgn)*(h4-h0-T0*(s4-s0))/Mgases
Tcham=T4-((h6-h14*MOLARMASS(Water))/(h6-happ))*(T4-Tpp)
T5=Tcham
hcham=h5
h5=(0.897*ENTHALPY(CO2,T=T5)+1.733*ENTHALPY(H2O,T=T5)+6.597*(1.022+X/100)*ENTHALPY(N2,T=T5)+1.7545*X/100*ENTHALPY(O2,T=T5)) {kJ/kmol}
s5=(0.897*ENTROPY(CO2,T=T5,P=P5c)+1.733*ENTROPY(Steam_NBS,T=T5,P=P5h)+6.597*(1+X/100)*ENTROPY(N2,T=T5,P=P5n)+1.7545*X/100*ENTROPY(O2,T=T5,P=P5o)) {kJ/kmol-K}
B5=(mair+mgn)*(h5-h0-T0*(s5-s0))/Mgases
{Pressões parciais dos gases de exaustão na chaminé}
p5=p4
P5c=0.897*p1/Moles
P5h=1.733*p1/Moles
P5n=6.597*(1.022+X/100)*p1/Moles
P5o=1.7545*X/100*p1/Moles
Wig=(mair+mgn)*(h3-h4)/Mgases
{kJ/kgcomb}
{Potência gerada por os gases na turbina}

```

```

Wlltg=Wtg-Wc
{Potência} {kW}
{Variação de exergia dos gases na turbina a gás}
DBtg=B3-B4 {Wtg+itg} {(mair+mgn)*((h3-h4)-T0*(s3-s4))/Mgases} {kW}
itg=Bcc-Wlltg-Wc-B4 {(mair+mgn)*(T0*(s4-s3)-Mgases)} {irreversibilidade da turbina a gás} {kW}
Rtg=Wlltg/(mgn*Pc1)
RBtg=Wlltg/B3
ng=0.95
ntr=0.95
Ep_tg=ntr*ng*Wlltg
{fator de turbina a gás}
ftg=DBtg/(Bcomb_1)
cectg=Mcomb/Wlltg {consumo específico de combustível da turbina a gás}{kg comb/kW-h}
{Ciclo Rankine}
{Caldeira de recuperação-análisis exergético}
cpg=1.063 {kJ/kg-K}
vb1=VOLUME(Water, T=T12, x=0)
h13=h12/MOLARMASS(Water)+vb1*(P9-P11)/Rb
tsat=TEMPERATURE(Water, P=P6, x=0) {Temperatura de saturação}
Ttp=Tsat+20
vb2=VOLUME(Steam, T=T10, x=0)
h14=(h10/MOLARMASS(Water)+vb2*(P6-P9)/Rb) {kJ/kg}
s14=s10
wb1=m11*vb1*(Pcog-P11)
wb2=m6*vb2*(P_cald-Pcog)
cpa=4.183
{kJ/kg-K}
T13=Wb1/(m11*cpa)+T12
Tapp=Tsat-10
{approach}
happ=ENTHALPY(Steam, T=Tapp, P=P6)
T14=Wb2/(m6*cpa) +T10
m6=((h4-h5)/Mgases)*(mair+mgn)/(h6/MOLARMASS(Steam)-h14) {kgvapor/s}
m_vap=m6
TH=m_vap*3.6
{ton/hde vapor}
{P_cald=3000}
P6=P_cald
Tsup=T6
T6=Tsat+50
hsup=h6
h6=ENTHALPY(Steam_NBS, T=T6, P=P6)
s6=ENTROPY(Steam_NBS, T=T6, P=P6)/MOLARMASS(Steam)
{kJ/kmol}

```

{kW}

{Rendimento

```

ssup=s6
B6=m6*(h6/MOLARMASS(Steam)-ho-T0*(s6-so))
Qre = Qcald+Icald {(mair+mgn)*(h4-h5)/Mgases}
{ kW}
Qcald=m6*(h6/MOLARMASS(Steam)-h14)
Ecald=Qcald
DBcald=B4-B5
Icald= B4-B5-B6+B14 { T0*(s4-s5)/Mgases*(mair+mgn)}
{ kW}
B14=m6*((h14-ho)-T0*(s14-so))
RBcald=DBcald/(B4+B14)
exergético na caldeira}
Rcald=Qcald/Qre
fcald=DBcald/(Bcomb*mgn)
{ Turbina a vapor-análisis exergético}
Rb=0.84
P8=P6
m8=m6
{kJ/s}
h8=h6
s8=s6
B8=B6
m9=qge*me/(h9/MOLARMASS(Steam)-h10/MOLARMASS(Water))
{kg/s}
Qge=qge*me
P9=P8
P9=47.39
{ kPa}
x9=(s9i-s9)/(sg9-sf9)
h9=ENTHALPY(Water,x=0,P=P9)/MOLARMASS(Water)
sf9=ENTROPY(Steam,x=1,P=Pcog)/MOLARMASS(Steam)
sg9=ENTROPY(Steam,NBS,h=h9,P=P9)
t9=TEMPERATURE(Steam,NBS,h=h9,P=P9)
h9i=ENTHALPY(Steam,x=x9i,P=P9)
h9=h8-Rit*(h8-h9i)
t9=TEMPERATURE(Steam,NBS,h=h9,P=P9)
s9=ENTROPY(Steam,NBS,h=h9,P=P9)/MOLARMASS(Steam)
DHcog=m9*(h9/MOLARMASS(Steam)-h9s)
s9i=s8
B9=m9*((h9/MOLARMASS(Steam)-ho)-T0*(s9-so))
B9s=m9*(h9s-ho-T0*(s9s-so))
h9s=ENTHALPY(Water,T=T9s,P=P9)/MOLARMASS(Water)
T9s=T9-DTre
s9s=ENTROPY(Water,T=T9s,P=P9)/MOLARMASS(Water)
m10=m6
P10=P9
{ kPa}
T10=331.15
h10=ENTHALPY(Water,T=T10,P=P10)
s10=ENTROPY(Water,T=T10,P=P10)/MOLARMASS(Water)
m11=m8-m9
P11=10
x11=(s11i-sf)/(sg-sf)

```

```

sf=ENTROPY(Water,x=0,P=P11)/MOLARMASS(Water)
sg=ENTROPY(Steam,x=1,P=P11)/MOLARMASS(Steam)
T11=TEMPERATURE(Steam,P=P11,x=x11)
h11=ENTHALPY(Steam,x=x11,P=P11)
h11=h8-Rit*(h8-h11)
T11=TEMPERATURE(Steam,h=h11,P=P11)
s11=ENTROPY(Steam,h=h11,P=P11)/MOLARMASS(Steam)
B11=m11*(h11/MOLARMASS(Steam)-ho-T0*(s11-s0))
Etv=(m8*(h8-h9)/MOLARMASS(Steam))+m11*(h9-h11)/MOLARMASS(Steam)
Wtv=Etv
Wtv=Vtv-(Wb1+Wb2)
Rtv=Wtv/Qcald
vapor}
RBtv= Wtv/B6
turbina a vapor}
DBtv=B6-(B9+B11)*(m8*(h8-h9)/MOLARMASS(Steam)-T0*(s8-s9))+m11*(h9-h11)/MOLARMASS(Steam)-T0*(s9-s11)
h11(MOLARMASS(Steam)-T0*(s9-s11) ) } {Variação da exergia na turbina}
Iv=B6-(B9+B11+Wtv) -(m8*T0*(s8-s9)+m11*T0*(s9-s11))
{kW} } {Inversibilidade na turbina}
Ep_tv=nt*ng*Wtv
{Eleticidade produzida pela turbina a vapor/kg de comb}
Iv=(Wb1+Wb2)/(Bcomb_1)
fb=(Wb1+Wb2)/(Bcomb_1)
cev=m_vap/Wtv*3600 {consumo específico de vapor} {kg vapor/kW-h}
}
{Condensador do ciclo Rankine-análisis exergetico}
P12=P11
T12=TEMPERATURE(Steam,P=P12,x=0)
h12=ENTHALPY(Water,x=0,P=P12)
s12=ENTROPY(Water,x=0,P=P12)/MOLARMASS(Water)
B12=m11*(h12/MOLARMASS(Water)-ho-T0*(s12-s0))
Qcdtv=(m11*(h11-h12))/MOLARMASS(Steam)
Ecdtv=Qcdtv
DBcdtv=m11*(h11-h12)/MOLARMASS(Steam)-m11*T0*(s11-s12)
Icdtv=-m11*T0*(s11-s12)
Ipcdtv=Qcdtv
Icdtv=Icdtv+Ipcdtv
fcdtv=DBcdtv/(Bcomb*mgn)
}
{Cálculo do chiller de absorção pura con três estagios no misturador}
{Valores iniciais}
Xc=Xd+5.0 {%-}
Pcd=PRESSURE(Steam_NBS,T=Tcd,x=1)
Pev1=PRESSURE(Steam_NBS,T=Tev1,x=1)
Tev1=2+273.15 {C}
Tcd=40+273.15 {C}
Qevap=3.52 *TR {K}
Tre=T9 {K}
DTre=10
Tp=7+273.15
}

```



```

DTP=5
{Separator}
Tde=T_LIBR(Pcd,Xd,2)
Tds=T_LIBR(Pcd,Xc,2)
nds=H_LIBR(Tds,Xc,2)
hde=H_LIBR(Tde,Xd,2)
f=Xc/(Xc-Xd)
hce=ENTHALPY(Steam_NBS,T=Tce,P=Pcd)/MOLARMASS(Steam)
Tce=(Tds+Tde)/2+273.15
hcs=ENTHALPY(Water,T=Tcd,P=Pcd)/MOLARMASS(Steam)
{Misturador}
hee1=ENTHALPY(Water,T=Te1,P=Pcd)/MOLARMASS(Water)
Te2=12+273.15
Pev2=1.4
hee2=ENTHALPY(Water,T=Te2,P=Pcd)/MOLARMASS(Water)
Te3=21.5+273.15
Pev3=2.5
hee3=ENTHALPY(Water,T=Te3,P=Pcd)/MOLARMASS(Water)
hes1=ENTHALPY(Steam_NBS,T=Te1,P=Pev1)/MOLARMASS(Steam)
hes2=ENTHALPY(Steam_NBS,T=Te2,P=Pev2)/MOLARMASS(Steam)
hes3=ENTHALPY(Steam_NBS,T=Te3,P=Pev3)/MOLARMASS(Steam)
hae1=H_LIBR(Tae1,Xc,2)
Tae1=42.7
hae2=H_LIBR(Tae2,Xc,2)
Tae2=52.7
hae3=H_LIBR(Tae3,Xc,2)
Tae3=64.0
has1=H_LIBR(Tas1,Xd,2)
Tas1=34.0
has2=H_LIBR(Tas2,Xd,2)
Tas2=43.0
has3=H_LIBR(Tas3,Xd,2)
Tas3=53.0
{Cálculo das taxas de transferência de calor por vazão de água evaporada}
qcd=hce-hcs
Kcd=me*qcd {Calor no condensador}
qge=hce+(f-1)*nds-f*hde
qev1=hes1-hee1
Kev1=Qevap
qab1=hes1+(f-1)*hae1-f*has1
Qa1=me1*qab1
qev2=hes2-hee2
Kev2=me2*qev2
qab2=hes2+(f-1)*hae2-f*has2
Qa2=me2*qab2
qev3=hes3-hee3
Kev3=me3*qev3 {Taxa de calor do evaporador 3}

```

NHO=8760 {h}  
 F.C=0.75 {Fator de carga (0 a 1) }  
 i=0.12 {taxa de juros}  
 n=10 {período de recuperação do investimento}  
 FFA=i/(1-(1+i)^n) {Fator de amortização anual}  
 f\_omf = 0.01 {fração do investimento inicial gasto anualmente com despesas fixas de operação e manutenção dos equipamentos}

cgn=7.325\*2 {R\$/MWh} {1 US\$ = 2 R\$}

{Análise Termoeconômica}

Ep\_tv=Ep\_tg+Ep\_tv  
 Beta=Qevap/Ep\_tv  
 Netota=(Wtve+Wlitg+Qevap)/Qcc\*100 {%}  
 NBtotal=(Wtve+Wlitg+thet\_1\*Qevap)/Bgn\*100 {%}  
 m=NBtotal/Netota  
 Itotal=ic+icd+itg+icld+itv+icdltv+ich  
 cec=mgn/Ep\_tv\*3600 {consumo específico de combustível total}

{Cálculo dos rendimentos totais}

fch=(me\*qge\*thet\_2)/(Bcomb\*mgn)  
 Wbs=0.02\*Qevap {me\*(hde-has3)}

DBch=Qevap\*thet\_1  
 RBch=DBch/(me\*qge\*thet\_2+0.02\*TR)  
 thet\_2=1-(T0)/T12  
 T12=DTre/LN((Tre-DTre))  
 thet\_1=-(1-T0/T1)  
 T1=Dtp/LN((Tp-DTp))  
 Ech=Qevap  
 Ich=DBvb\_1-DBag  
 DBvb\_1=Cge\*thet\_2  
 DBag=Qevap\*thet\_1

{Cálculo do rendimento exergético do chiller, RBch}

COP=Qevap/(me\*qge+0.02\*Qevap)

{Cálculo COP}

ma1=f\*me1  
 ma2=f\*me2  
 ma3=f\*me3

{Cálculo da vazão solução, ma}

me1=Qevap/(hes1-hee1)  
 me2=qab1\*me1/(hes2-hee2)  
 me3=qab2\*me2/(hes3-hee3)  
 me=me1+me2+me3 {kg/s}

{Cálculo da vazão refrigerante, me}

qab3=hes3+(f-1)\*hae3-f\*has3  
 Qa3=me3\*qab3

f\_omv = 0.09 {fração do investimento inicial gasto anualmente com despesas variáveis de operação e manutenção dos equipamentos}

Ctg=388\*Ep\_tg\*2 {R\$, } {Custo da Turbina a Gás}  
 Ctv=(836836.1\*(Ep\_tv/1000)^0.68)\*2 {R\$, } {Custo da Turbina a Vapor}  
 Ccald\_rec=(110000\*(Qcald/26410)^(0.78))\*2 {R\$, } {Custo da Caldeira de Recuperação}  
 Cbch=Cch\*0.05 {R\$, } {Custo de Bombas}  
 Cch=850\*TR\*2 {R\$, } {Custo de Chiller}{US\$850/TR}

CT=(Ctg+Ccht+Ctv+Ccald\_rec+C\_BMC)\*(FAA+f\_omf+ F.C\*f\_omv)/(2\*NHO)  
 +cgn\*Bcomb\_1/2000 {US\$/h}

CT\_e=Csc\_1/(Ep\_t+DBag)\*1000

{Análise Global Termoeconômica}

Cgn\*Bcomb\_1+Cto\*(FAA+f\_omf+ F.C\*f\_omv)/NHO\*1000=ce\*Ep\_t+cag\*DBag

Cto=Ctg+Ccald\_rec+Ctv+Cch+Cbch+C\_BMC

{Co=custo de operação; Cch=custo do chiller; C comp=custo de componentes; Cb=custo de bombas}

{Método da Igualdade}

ce=cag

{Análise de Custos Detalhada}

{Subsistema 1 : Turbina a gás-compressor }

cgn\*Bcomb\_1+Ctg\*(FAA+f\_omf+ F.C\*f\_omv)/(NHO)\*1000=ce\_1\*Ep\_tg+c4\*B4

{Método da Igualdade}

ce\_1=c4

{Ep\_tg= eletricidade produzida pela turbina a gás}

{Método da Extração}

{c4=cgn}

cee\_1\*Ep\_tg=cgn\*(Bcomb\_1-B4)+Ctg\*(FAA+f\_omf+ F.C\*f\_omv)/(NHO)\*1000

{Subsistema 2: Turbina a Vapor-Caldeira de recuperação}

c6\*B6=c4\*B4+c14\*B14+Ccald\_rec\*(FAA+f\_omf+ F.C\*f\_omv)/(NHO)\*1000

c9\*B11+c9\*B9s+ce\_2\*W\_Bomb+C\_BMC\*(FAA+f\_omf+ F.C\*f\_omv)/(NHO)\*1000=c14\*B14

W\_Bomb=Wb1+Wb2

$C_{BMC} = 300000 \cdot 2 \{R\$ \}$  {custo de Bomba+Misturador+Condensador}  
 $ce_{-2} \cdot Ep_{-tv} + c_9 \cdot B_9 + c_9 \cdot B_11 = c_6 \cdot B_6 + C_{iv} \cdot (F_{AA} + f_{omf} + F \cdot C \cdot f_{omv}) / (NHO) \cdot 1000$   
 {Método da Igualdade}  
 $c_9 = ce_{-2}$   
 $\{c_9 = c_{11}\}$   
 {Método da Extração}  
 $\{c_9 = c_{11} = c_6\}$   
 $cee_{-2} = (c_6 \cdot (B_6 - B_9 - B_{11}) + C_{iv} \cdot (F_{AA} + f_{omf} + F \cdot C \cdot f_{omv}) / (NHO) \cdot 1000) / Ep_{-tv}$   
 {Subsistema 3: Sistema de refrigeração a Absorção Pura}  
 $ce_{-2} \cdot (B_9 - B_9s) + ce_{-2} \cdot W_{bs} + C_{cht} \cdot (F_{AA} + f_{omf} + F \cdot C \cdot f_{omv}) / (NHO) \cdot 1000 = C_{ag_{-i}} \cdot DBag$   
 {Custo de água gelada, quando  $c_9 = ce_{-2}$ }  
 $c_6 \cdot (B_9 - B_9s) + ce_{-2} \cdot W_{bs} + C_{cht} \cdot (F_{AA} + f_{omf} + F \cdot C \cdot f_{omv}) / (NHO) \cdot 1000 = C_{ag_{-e}} \cdot DBag$   
 {Custo de água gelada, quando  $c_6 = c_9$ }  
 $C_{cht} = C_{ch} + C_{bch}$   
 {resultados finais de custos de vapor de alta e baixa}  
 $b_{-6} = B_6 / m_6$  {kJ/kg}  
 $b_{-9} = B_9 / m_9$   
 $c_6_{-1} = c_6 \cdot b_{-6} / 3600$  {R\$/ton}  
 $c_9_{-1} = c_9 \cdot b_{-9} / 3600$   
 $c_{14_{-1}} = (c_{14} \cdot B_{14} / m_6) / 3600$   
 $mag = Q_{evap} / (4 \cdot 18 \cdot 6)$   
 $b_{-ag} = DBag / mag$   
 $c_{-agi} = C_{ag_{-i}} \cdot b_{-ag} / 3600$  {R\$/ton}  
 $c_{-age} = C_{ag_{-e}} \cdot b_{-ag} / 3600$  {R\$/ton}  
 {Custo global da eletricidade do sistema de cogeração aplicando a análise detalhada}  
 $C_{ce_{-i}} = (Ep_{-ig} \cdot ce_{-1} + Ep_{-iv} \cdot ce_{-2}) / 2000$  {US\$/h} {método da igualdade}  
 $C_{gag_{-i}} = (C_{ag_{-i}} \cdot DBag) / 2000$  {US\$/h}  
 $C_{csc_{-i}} = C_{gag_{-i}} + C_{ce_{-i}}$  {US\$/h}  
 $C_{ce_{-e}} = (Ep_{-ig} \cdot cee_{-1} + Ep_{-iv} \cdot cee_{-2}) / 2000$  {US\$/h} {método da extração}  
 $C_{gag_{-e}} = (C_{ag_{-e}} \cdot DBag) / 2000$  {US\$/h}

$C_{sc\_e} = C_{ce\_e} + C_{gag\_e}$  {US\$/h}  
 $C_{sc} = (ce^*E_{p\_t} + cag^*DBag)/2000$  {US\$/h}  
 $c\_ag = C_{ag} * b\_ag / 3600$   
 $ces\_t = (ce + cag) / 2$   
 $ces\_t = (ce\_1 + ce\_2 + cag\_1) / 2$   
 $ces\_t = (ce\_1 + ce\_2 + cag\_e) / 2$

**ANEXO II**

**SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO:**

**TETRA-COMBINADO**

```

{Análise de um sistema de cogeração sim queima adicional} {Caso 2} {Tetra-combinado}
{Dados requeridos}
Witig=5540 {Potência requerida em kW}
TR=1100 {ton de refrigeração}
Xd=45 {Concentração diluída em %}
{Ciclo Brayton} {ciclo turbina a gás}
{Compressor- análise exergetica}
{dados iniciais}
T0=298.15 {K}
p0=101.325 {kPa}
p1=p0
T1=T0
Rp=14 {Relação de pressão}
Ric=0.84
{calculando}
p2=Rp*p1
T2=TEMPERATURE(Air,s=s2,P=p2)
Mar=1.7545*(1+X/100)*(MOLARMASS(O2)+3.76*MOLARMASS(N2)) {kg/kmol}
mair=mgn*Rm
h1=ENTHALPY(Air,T=T1)
s1=ENTROPY(Air,T=T1,P=p1)
T2=TEMPERATURE(Air,s=s1,P=p2)
h2=ENTHALPY(Air,T=T2)
h2=(h2+h1*(Ric-1))/Ric
s2=ENTROPY(Air,h=h2,P=p2)
A2=MOLARMASS(Air)
B1=mair*((h1/MOLARMASS(Air)-ho)-T0*(s1/MOLARMASS(Air)-so))
B2=mair*((h2/MOLARMASS(Air)-ho)-T0*(s2/MOLARMASS(Air)-so))
Wc=(h2-h1)/MOLARMASS(Air)*mair {kW} {potência do compressor}
Dc=B2-B1 {kW} {Variação de exergia de ar no compressor}
ic=(T0*(s2-s1))/MOLARMASS(Air)*mair {Irreversibilidade do compressor}
Rbc=DBc/Wc
{Rendimento exergetico do compressor}
fc=Wc/(Bcomb*mgn)
{fator de compressor}
{Câmara de combustão - análise exergetica}
{Equação da combustão da queima do gás natural com excesso de ar}
{0.81CH4+0.029C2H6+0.004C3H8+0.002C4H10+0.146N2+0.009CO2+1.7545(1+X/100)(O2+
3.76N2)}==>pCCO2+qH2O+rN2+iO2}

```

```

z1=0.81+2*0.029+3*0.004+4*0.002+0.009
z2=(4*0.81+6*0.029+8*0.004+10*0.002)/2
z3=6.597*(1.022+X/100)
z4=1.7635*X/100

{energia fisica do combustivel:(0.81CH4+0.029 C2H6+0.004 C3H8+0.002 C4H10+0.146
N2+0.009 CO2)+1.7545(1+X/100) (O2 +3.76 N2) }

BcombF=R/16.043*T0*LN(Rp)/Mcomb

{Energia quimica do combustivel:(0.81CH4+0.029 C2H6+0.004 C3H8+0.002 C4H10+0.146
N2+0.009 CO2)+1.7545(1+X/100) (O2 +3.76 N2) }

Bcombq=SUM XK*Bch XK + RT0*(SUM XK*LN XK)}

{Valores de energia quimica segundo Szargut}

Bch4=831650
Bc2h6=1495840
Bc3h8=2154000
Bc4h10=2805800
Bo2=3970
Bn2=720
Bco2=19870
Bh2o=9500

Bcombq=(0.81*Bch4+0.029*Bc2h6+0.004*Bc3h8+0.002*Bc4h10+0.146*Bn2+0.009*Bco2+R*
T0*(0.81*LN(0.81)+0.029*LN(0.029)+0.004*LN(0.004)+0.002*LN(0.002)+0.146*LN(0.146)+0.
009*LN(0.009)))/Mcomb {kJ/kgcomb}

R=8.314 {kJ/kmol-K}

Mcomb=0.81*MOLARMASS(C4H10)+0.029*MOLARMASS(C2H6)+0.004*MOLARMASS(C3H8)
+0.002*MOLARMASS(C4H10)+0.146*MOLARMASS(N2)+0.009*MOLARMASS(CO2)
{kg/kmol}

Bcomb=BcombF+Bcombq

Bcomb_1=mgn*Bcomb {kW}

PCI=37830
Qcc=PCI*mgn
Bcc=mgn*Bcomb +DBC
Rm=Mar/Mcomb
Egn=Bcomb_1 {kW} {energia do gas natural}

{Referência para cálculo da energia dos gases de combustão}

h0=0.897*ENTHALPY(CO2,T=T0)+1.733*ENTHALPY(H2O,T=T0)+6.597*(1.022+X/100)*ENT
HALPY(N2,T=T0)+1.7545*X/100*ENTHALPY(O2,T=T0)
{s0=0.897*ENTROPY(CO2,T=T0,P=Poc)+1.733*ENTROPY(Steam_NBS,T=T0,P=Poh)+6.597
*(1.022+X/100)*ENTROPY(N2,T=T0,P=Pon)+1.7545*X/100*ENTROPY(O2,T=T0,P=Poo)
}

h0=h0/Mgases
s0=s0/Mgases

```



```

{Pressões parciais dos componentes do combustível}
Poc=0.0335 {kPa}
Poh=2.2
Pon=75.78
Poo=20.39
Icc= Dbc+Bcomb_1-B3
Rbcc=B3/(DBC+Bgn)
{Turbina a gás- analisis exergetico}
HR=0.81*enthalpy(CH4,T=T0)+0.029*enthalpy(C2H6,T=T0)+0.004*enthalpy(C3H8,T=T0)+0.0
02*enthalpy(C4H10,T=T0)+0.146*enthalpy(N2,T=T0)+0.009*enthalpy(CO2,T=T0) + 1.7545*(1
+ X/100)*((enthalpy(O2,T=T2) + 3.76*enthalpy(N2,T=T2)))
HP = HR {Adiabatic}
HP=z1*enthalpy(CO2,T=T3)+z2*enthalpy(H2O,T=T3)+z3*enthalpy(N2,T=T3) +z4*
enthalpy(O2,T=T3)
{excesso de ar} X=270 {imposto por dar uma temperatura de entrada à turbina a gás = 1050
C}
Mgases=0.897*MOLARMASS(CO2)+1.733*MOLARMASS(Steam_NBS)+6.597*(1.022+X/100
)*MOLARMASS(N2)+1.7545*X/100*MOLARMASS(O2) {kg/kmol}
h3=(0.897*ENTHALPY(CO2,T=T3)+1.733*ENTHALPY(H2O,T=T3)+6.597*(1.022+X/100)*EN
THALPY(N2,T=T3)+1.7545*X/100*ENTHALPY(O2,T=T3)) {kJ/kmol}
s3=(0.897*ENTROPY(CO2,T=T3,P=P3c)+1.733*ENTROPY(Steam_NBS,T=T3,
P=P3h)+6.597*(1.022+X/100)*ENTROPY(N2,T=T3,P=P3n)+1.7545*X/100*ENTROPY(O2,
T=T3,P=P3o)) {kJ/kmol-k}
B3=(mair+mgn)*(h3-h0-T0*(s3-s0))/Mgases {kW}
{Pressões parciais dos produtos de combustão}
p3=p2
P3c=0.897*p3/Moles
P3h=1.733*p3/Moles
P3n=6.597*(1.022+X/100)*p3/Moles
P3o=1.7545*X/100*p3/Moles
Moles=(0.897+1.733+6.597*(1.022+X/100)+1.7545*X/100)
Rit=0.84
Kg=1.33
T4i=T3*(1/Rp)**((Kg-1)/Kg)
T4=(T3-Rit*(T3-T4i))
h4=(0.897*ENTHALPY(CO2,T=T4i)+1.733*ENTHALPY(H2O,
T=T4i)+6.597*(1.022+X/100)*ENTHALPY(N2,T=T4i)+1.7545*X/100*ENTHALPY(O2,T=T4i))
{kJ/kmol}

```

```

h4=(0.897*ENTHALPY(H2O, T=T4)+1.733*ENTHALPY(CO2, T=T4)+1.7545*X/100*ENTHALPY(O2, T=T4))
T=T4)+6.597*(1.022+X/100)*ENTHALPY(N2, T=T4)+1.7545*X/100*ENTHALPY(O2, T=T4))
{kj/kmol}
s4=(0.897*ENTROPY(CO2, T=T4, P=P4c)+1.733*ENTROPY(Steam_NBS, T=T4, P=P4h)+6.597*(1.022+X/100)*ENTROPY(N2, T=T4, P=P4n)+1.7545*X/100*ENTROPY(O2, T=T4, P=P4o)) {kj/kmol-K}
B4=(mair+mgn)*(h4-h0-T0*(s4-s0))/Mgases {kW}
{Pressões parciais dos gases na saída da turbina a gás}
p4=p1
P4c=0.897*p1/Moles
P4h=1.733*p1/Moles
P4n=6.597*(1.022+X/100)*p1/Moles
P4o=1.7545*X/100*p1/Moles
Tcham=T4-((h6-h14*MOLARMASS(Water))/(h6-hw))*(T4-Tpinch)
T5=Tcham
hcham=h5
h5=(0.897*ENTHALPY(CO2, T=T5)+1.733*ENTHALPY(H2O, T=T5)+6.597*(1.022+X/100)*ENTHALPY(N2, T=T5)+1.7545*X/100*ENTHALPY(O2, T=T5)) {kj/kmol}
s5=(0.897*ENTROPY(CO2, T=T5, P=P5c)+1.733*ENTROPY(Steam_NBS, T=T5, P=P5h)+6.597*(1+X/100)*ENTROPY(N2, T=T5, P=P5n)+1.7545*X/100*ENTROPY(O2, T=T5, P=P5o)) {kj/kmol-K}
B5=(mair+mgn)*(h5-h0-T0*(s5-s0))/Mgases
{Pressões parciais dos gases de exaustão na chaminé}
p5=p4
P5c=0.897*p5/Moles
P5h=1.733*p5/Moles
P5n=6.597*(1.022+X/100)*p5/Moles
P5o=1.7545*X/100*p5/Moles
Wtg=(mair+mgn)*(h3-h4)/Mgases {kW} {Potência gerada por os gases na turbina}
Wlwg=Wtg-Vc {kW} {Potência líquida da turbina}
DBtg=B3-B4 {kW} {Variação de energia dos gases na turbina a gás}
lwg=(mair+mgn)*T0*(s4-s3)/Mgases {kW} {irreversibilidade da turbina a gás}
Rtg=Wlwg/(mgn*PCI)
RBtg=Wtg/DBtg
ng=0.95
nr=0.95
Ep_tg=nr*ng*Wlwg {kW}
fig=DBtg/(Bcomb*mgn) {fator de turbina a gás}
cectg=Mcomb/Wlwg {consumo específico de combustível da turbina a gás}{kg comb/kW-h}
{Ciclo Rankine}

```

```

{Caldeira de recuperação-análisis exergético}
cpg=1.063 {kJ/kg-K}
vb1=VOLUME(Water, T=T12, x=0)
h13=h12/MOLARMASS(Water)+vb1*(P9-P11)/(R)
Tsat=TEMPERATURE(Water, P=P6, x=1) {Temperatura de saturação}
Tpinch=Tsat+20
vb2=VOLUME(Steam, T=T10, x=0)
vb3=VOLUME(Steam, T=T3, x=0)
h14=(h10/MOLARMASS(Water)+vb2*(P6-P9)/(Rb)) {kJ/kg}
s14=s10
Wb1=m11*vb1*(Pcog-P11)/Rb
Wb2=m6*vb2*(Pcald-Pcog)/Rb
cpa=4.183 {kJ/kg-K}
T13=Wb1/(m11*cpa)+T12
Tw=Tsat-10
{approach}
hw=ENTHALPY(Steam, T=Tw, P=P6)
Wb3=m7*vb3*(P10-P6)
T14=Wb2/(m6*cpa)+T10
m6=(h4-h5)/Mgases*(mair+mgn)/(h6/MOLARMASS(Steam)-h14) {kgvapors} {m vap na
caldeira}
m_vap=m6
m_vap=3.6 {ton/hdevapor}
A1=MOLARMASS(Steam)
{Pcald=3000} {kPa}
P6=Pcald
Tsup=T6
T6=Tsat+50
hsup=h6
h6=ENTHALPY(Steam_NBS, T=T6, P=P6) {kJ/kmol}
hvs=h6/MOLARMASS(Steam)
s6=ENTROPY(Steam_NBS, T=T6, P=P6)/MOLARMASS(Steam)
ssup=s6
B6=m6*((h6/MOLARMASS(Steam)-h0/Mgases)-T0*(s6-s0)) {kW}
B6=B7+B8
Qre=Qcald+Icald {kW}
Qcald=m6*(h6/MOLARMASS(Steam)-h14)
Ecald=Qcald
DBcald=B4-B5 {m6*(h6/MOLARMASS(Steam)-h14)-T0*(s6-s14)}
Icald=B4-B5-B6+B14 {kW}
B14=m6*(h14-h0-T0*(s14-s0)) {kW}
RBcald=DBcald/(B4+B14) {Rendimento exergético na caldeira}
fcald=DBcald/(Bcomb*mgn)
Rcald=Qcald/Qre
}Turbina a vapor-análisis Exergético}
Rb=0.84
m7=mv
h7=h6/MOLARMASS(Steam)
P8=P6

```

```

m8=m6-m7 {kJ/s}
h8=h6
s8=s6
B8=m8/m6*B6
m9=qge*m9e/h9/MOLARMASS(Steam) - h10/MOLARMASS(Water)) {kW}
Cge=(B9-B9s)/theta_2
Pcog=P9
P9=47.39 {kPa}
x9i=(s9i-sf9)/(sg9-sf9)
hf9=ENTHALPY(Water,x=0,P=P9)/MOLARMASS(Water)
sf9=ENTROPY(Water,x=0,P=Pcog)/MOLARMASS(Water)
sg9=ENTROPY(Steam,x=1,P=Pcog)/MOLARMASS(Steam)
T9i=TEMPERATURE(Steam_NBS,h=h9i,P=P9)
h9i=ENTHALPY(Steam,x=x9i,P=P9)
h9=h8-Rit*(h8-h9i)
T9=TEMPERATURE(Steam_NBS,h=h9,P=P9)
s9=ENTROPY(Steam_NBS,h=h9,P=P9)/MOLARMASS(Steam)
DHcog=m9*(h9/MOLARMASS(Steam)-h10/MOLARMASS(Water))
s9i=s8
B9=m9*(h9/MOLARMASS(Steam)-h0)-T0*(s9-so)) {kW}
B9s=m9*(h9s-h0-T0*(s9s-so))
h9s=ENTHALPY(Water,T=T9s,P=P9)/MOLARMASS(Water)
T9s=T9-DT9
s9s=ENTROPY(Water,T=T9s,P=P9)/MOLARMASS(Water)
m10=m6
P10=P9 {kPa}
T10=T9s
h10=ENTHALPY(Water,T=T10,P=P10) {kJ/kmol}
s10=ENTROPY(Water,T=T10,P=P10)/MOLARMASS(Water)
m11=m8-m9
P11=10
x11i=(s11i-sf)/(sg-sf)
sf=ENTROPY(Water,x=0,P=P11)/MOLARMASS(Water)
sg=ENTROPY(Steam,x=1,P=P11)/MOLARMASS(Steam)
T11i=TEMPERATURE(Steam,P=P11,x=x11i)
h11i=ENTHALPY(Steam,x=x11i,P=P11)
h11=h8-Rit*(h8-h11i)
T11=TEMPERATURE(Steam,h=h11,P=P11)
s11=ENTROPY(Steam,h=h11,P=P11)/MOLARMASS(Steam)
s11i=s8
B11=B12+icdtv {kW}
Etv=(m8*(h8-h9)/MOLARMASS(Steam))+m11*(h9-h11)/MOLARMASS(Steam))) {kW}
Wtv=Etv {Potência da turbina a vapor}
Wtv=Wtv-(Wb1+Wb2)
Rtv=Wtv/Qcald {Rendimento energético da turbina a vapor}
Rbtv=(Ep_tv+B9+B11)/B8 {Rendimento exergetico da turbina a vapor}
DBtv=B8-(B9+B11) {m8*(h8-h9)/MOLARMASS(Steam)-T0*(s8-s9))+m11*(h9-
h11)/MOLARMASS(Steam)-T0*(s9-s11) }} {Variação da exergia na turbina}
itv=B8-B9-B11-Wtve {kW} {Inversibilidade na turbina}
Ep_tv=nt*ng*Wtve {Elettricidade produzida pela turbina a vapor/kg de comb}
itv=DBtv/(Bcomb*mgn)
fb=(Wb1+Wb2+Wb3)/(Bcomb*mgn)
cevm=m8/Wtve {consumo específico de vapor} {kg vapor/kW-h}

```

{Condensador do ciclo Rankine-análisis exergetico}

```
P12=P11
T12=TEMPERATURE(Steam, P=P12, x=0)
h12=ENTHALPY(Water, x=0, P=P12)
s12=ENTROPY(Water, x=0, P=P12)/MOLARMASS(Water)
B12=m11*((h12/MOLARMASS(Water)-h0)-T0*(s12-s0))
Qcdtv=(m11*(h11-h12))/MOLARMASS(Steam)
Ecdtv=Qcdtv
Dbcdtv=m11*(h11-h12)/MOLARMASS(Steam)-m11*T0*(s11-s12)
Idcdtv=-m11*T0*(s11-s12)
Ipcdtv=Qcdtv
Icdtv=Idcdtv+Ipcdtv
{icdtv=m11*T0*(s11-s12)}
fcdtv=Dbcdtv/(Bcomb*mgn)
```

{kW}

{Chiller de absorção híbrido ejetor-compressão-análisis exergetico}

```
{Valores iniciais}
Xc=Xd+5.0 {%}
Pcd=PRESSURE(Steam_NBS, T=Tcd, x=1)
Pev=PRESSURE(Steam_NBS, T=Tev, x=1)
Tev=2+273.15
Tcd=40+273.15
Qevap=3.52*TR
Te2=16.8+273.15
Te3=31.64+273.15
T7=T6
P2=1.4 {kPa}
P3=2.5
P7=P6
Tre=T9
DTre=10
Tp=7+273.15
DTP=5
Tde=T_LIBR(Pcd, Xd, 2)
Tds=T_LIBR(Pcd, Xc, 2)
hds=H_LIBR(Tds, Xc, 2)
hde=H_LIBR(Tde, Xd, 2)
Tae=T_LIBR(Pev, Xc, 2)
Tas=T_LIBR(Pev, Xd, 2)
hae=H_LIBR(Tae, Xc, 2)
has=H_LIBR(Tas, Xd, 2)
{Gerador}
f=Xc/(Xc-Xd)
```

```

qge=hce+(f-1)*hds-f*hde
{Condensador}
hce=ENTHALPY(Steam_NBS,T=Tce,P=Pcd)/MOLARMASS(Steam)
Tce=(Tds+Tde)/2+273.15
hcs=ENTHALPY(Water,T=Tcd,P=Pcd)/MOLARMASS(Steam)
qcd=hce-hcs
{Válvula de expansão}
hcs=hce
{Evaporador}
qev=hcs-hce
hes=ENTHALPY(Steam_NBS,T=Tev,P=Pev)/MOLARMASS(Steam)
[Ejetores entre o evaporador e o absorvedor]
he2=ENTHALPY(Steam_NBS,T=T2,P=P2)/MOLARMASS(Steam)
he3=ENTHALPY(Steam_NBS,T=T3,P=P3)/MOLARMASS(Steam)
me=(Qevap/qev)
mv1=(me*(he2-hes)/(h7-he2))
mv2=(me*(he3-he2)/(h7-he3))
mv=mv1+mv2
{Vazão de vapor de alta para operar os ejetores}
{Absorvedor}
qab=h3+(f-1)*hae-f*has
{Bab=me*qab*theta_3}
theta_3=theta_2
{Cálculo COP}
COP=qev/(qge+Ej+0.02*TR)
Ej=ALPHA_1*(h7-he2)+ALPHA_2*(h7-he3)
ALPHA_1=mv1/me
ALPHA_2=mv2/me
DBch=qev*theta_1
DBch1=Qevap*theta_1
DBag=DBch1
RBch=DBch/(qge*theta_2+Bj+0.02/me*TR)
theta_2=1-(T0)/T12
T12=DTre/LN((Tre-DTre)/(T1-T0/T11))
theta_1=1-(T0/T11)
T11=DTP/LN((T1p+DTP)/(T1p))
Bj=(ALPHA_1*((h7-he2)-T0*(s7-se2))+ALPHA_2*((h7-he3)-T0*(s7-se3)))/MOLARMASS(Steam)
se2=ENTROPY(Steam_NBS,T=T2,P=P2)
se3=ENTROPY(Steam_NBS,T=T3,P=P3)

```

{Cálculo do rendimento exergético do chiller, RBch}

```

s7=ENTROPY(Steam_NBS,T=T7,P=P7)
Ech=Qevap
Ich=(B9-B9s)-DBch1
fch=(me*gqe*theta_2)/(Bcomb*mgn)
Wbs=0.02*Qevap
{Calculo dos rendimentos totais}
Ep_t=Ep_tg+Ep_tv
Beta=Qevap/Ep_t
Netotal=(Wtve+Witg+Qevap)/Qcc*100  {%}
NBtotal=(Wtve+Witg+theta_1*Qevap)/(Bcomb_1)*100  {%}
m=NBtotal/Netotal
cec=Mcomb/Ep_t
{consumo especifico de combustivel total}
Itotal=Ic+Icc+Icald+Itv+Icdtv+Ich
{Análise Termoeconômica}
cgn=7.325*2  {R$/MWh}
NHO=8760  {h}
F.C=0.75  {Fator de carga (0 a 1) }
tj=0.12  {taxa de juros}
n=10  {período de recuperação do investimento}
FAA=tj/(1-(1+tj)^n)  {Fator de amortização anual}
f_omf = 0.01  {tração do investimento inicial gasto anualmente com despesas fixas de
operação e manutenção dos equipamentos}
f_omv = 0.09  {tração do investimento inicial gasto anualmente com despesas variáveis de
operação e manutenção dos equipamentos}
Ctg=388*Ep_tg^2  {R$}  {Custo da Turbina a Gás}
Ctv=(836836.1*(Ep_tv/1000)^0.68)^2  {R$}  {Custo da Turbina a Vapor}
Ccald_rec=(110000*(Qcald/26410)^(0.78))^2  {R$}  {Custo da Caldeira de Recuperação}
Cbch=Cch*0.05  {R$}  {Custo de Bombas}
Cch=600*TR^2  {R$}  {Custo de Chiller}{U$600/TR}
CT=(Ctg+Ccht+Ctv+Ccald_rec+C_BMC)*(FAA+f_omf+F.C*f_omv)/(2*NHO)
+cgn*Bcomb_1/2000  {U$/h}
CT_e=CT/(Ep_t+DBag)*1000
{Análise Global Termoeconômica}
Cgn*Bcomb_1+Cto*(FAA+f_omf+F.C*f_omv)/NHO*1000=ce*Ep_t+cag*DBag
Cto=Ctg+Ccald_rec+Ctv+Cch+C_BMC
Cto=custo de operação; Cch=custo do chiller; C comp=custo de componentes; Cb=custo de
bombas
{Método da Igualdade}
{ce=cag}
ce=(Cgn*Bcomb_1+Cto*(FAA+f_omf+F.C*f_omv)/NHO*1000)/(Ep_t+DBag)

```

```

{Análise de Custos Detalhada}
{Subsistema 1: Turbina a gás-compressor }
cgn*Bcomb_1+Ctg*(FAA+f_omf+ F.C*f_omv)/NHO*1000=ce_1*Ep_t+c4*B4
{Método da Igualdade}
ce_1=c4
{Ep_tg= eletricidade produzida pela turbina a gás}
{Método da Extração}
{c4=cgn}
cee_1*Ep_tg=cgn*(Bcomb_1-B4)+Ctg*(FAA+f_omf+ F.C*f_omv)/NHO*1000
{Subsistema 2: Turbina a Vapor-Caldeira de recuperação}
{balanço na caldeira de recuperação}
c6*(B6)=c4*B4+c14*B14+Cald_rec*(FAA+f_omf+ F.C*f_omv)/NHO*1000
c9*B11+c9*B9s+ce_2*W_Bomb2+C_BMC*(FAA+f_omf+ F.C*f_omv)/NHO*1000=c14*B14
W_Bomb2=Wb1+Wb2+Wb3
C_BMC=40000*2 {R$} {custo de Bomba+Misturador+Condensador}
{balanço na turbina avapor}
ce_2*(Ep_tv+c9*B9+c9*B11=c6*B8+Ctv*(FAA+f_omf+ F.C*f_omv)/NHO*1000
{Método da Igualdade}
c9=ce_2
{c9=c11}
{Método da Extração}
{c9=c11=c6}
cee_2*Ep_tv=c6*(B8-B9-B11)+Ctv*(FAA+f_omf+ F.C*f_omv)/NHO*1000
{Subsistema 3: Sistema de refrigeração a Absorção Pura}
c9*(B7-B7s)+c9*(B9-B9s)+Ce_2*Wbs+Ccht*(FAA+f_omf+ F.C*f_omv)/NHO*1000=
cag_1*(DBag) {Custo de água gelada , quando c9=ce_2}
c6*(B7-B7s)+c6*(B9-B9s)+Cee_2*Wbs+Ccht*(FAA+f_omf+ F.C*f_omv)/NHO*1000=
cag_e*(DBag) {Custo de água gelada , quando c6=c9}
Ccht=Cch+Cbch

```



```

B7s=mv*((h7s-ho)-T0*(s7s-so))
h7s=ENTHALPY(Steam_NBS, T=Te3, P=Pe3)/MOLARMASS(Steam)
s7s=ENTROPY(Steam, T=Te3, P=Pe3)/MOLARMASS(Steam)
{resultados finais de custos de vapor de alta e baixa}
b_6=B6/m6 {kJ/kg}
b_9=B9/m9
c6_1=c6*b_6/3600 {R$/ton}
c9_1=c9*b_9/3600
c14_1=(c14*B14/m6)/3600
mag=Qevap/(4.18*6)
b_ag=DBag/mag
c_ag1=cag1*b_ag/3600 {R$/ton}
c_age=cag_e*b_ag/3600 {R$/ton}
c_ag=cag*b_ag/3600
{Custo global da eletricidade do sistema de cogeração aplicando a análise detalhada}
Cce_1=(Ep_tg*ce_1+Ep_tv*ce_2)/2000 {US$/h}
Cgag_1=(cag_1*DBag)/2000 {US$/h}
Csc_1=Cgag_1+Cce_1 {US$/h}
Cce_e=(Ep_tg*cee_1+Ep_tv*cee_2)/2000 {US$/h}
Cgag_e=(cag_e*DBag)/2000 {US$/h}
Csc_e=Cce_e+Cgag_e {US$/h}
Csc=(ce*Ep_tv+cag*DBag)/2000 {US$/h}
ces_t=(ce+cag)/2
ces_ti=(ce_1+ce_2+cag_e)/2
ces_te=(cee_1+cee_2+cag_e)/2

```

**Equacionamento da câmara de combustão na turbina a gás**

O equacionamento da câmara de combustão onde se queima gás natural, para obter uma máxima temperatura  $T_3$  também chamada temperatura de chama. Esta equação na

câmara de combustão da turbina a gás é:

**Equação estequiométrica do gás natural:**

$$(0,81\text{CH}_4 + 0,029\text{C}_2\text{H}_6 + 0,004\text{C}_3\text{H}_8 + 0,002\text{C}_4\text{H}_{10} + 0,146\text{N}_2 + 0,009\text{CO}_2)$$

$$+ b(\text{O}_2 + 3,76\text{N}_2) + m\text{CO}_2 + n\text{H}_2\text{O} + p\text{N}_2 \quad (\text{A.1})$$

Fazendo o balanço:

$$m = 0,897$$

$$n = 1,733$$

$$p = 6,7430$$

$$b = 1,7545$$

Logo a equação estequiométrica fica:

$$(\text{GN}) + 1,7545(\text{O}_2 + 3,76\text{N}_2) + 0,897\text{CO}_2 + 1,733\text{H}_2\text{O} + 6,743\text{N}_2$$

Calculando a equação de combustão completa com excesso de ar:

$$(\text{GN}) + (1 + e)1,7545(\text{O}_2 + 3,76\text{N}_2) + m\text{CO}_2 + n\text{H}_2\text{O} + r\text{N}_2 + q\text{O}_2$$

(6.8)

Fazendo o balanço:

$$r = 6,7430 + 6,5970e$$

$$q = 1,7545e$$

Então a equação de combustão com excesso de ar é:

$$(\text{GN}) + 1,7545(1 + X/100)(\text{O}_2 + 3,76\text{N}_2) + 0,897\text{CO}_2 + 1,733\text{H}_2\text{O} +$$

$$3,76(1,793 + X/100)\text{N}_2 + 1,7545X/100 \text{O}_2$$

Introduzindo a equação em o programa EES, para diferentes valores de X(excesso de ar)

obtemos diferentes valores de temperatura de chama.

Escolhendo  $T_3 = 1317,15 \text{ K}$ , para um excesso de ar de  $X = 270\%$ . Valor que é

confirmado por o programa ACOMB feito por (IPT, 1998).

A aplicação do método exerético no estudo dos gases, permite determinar

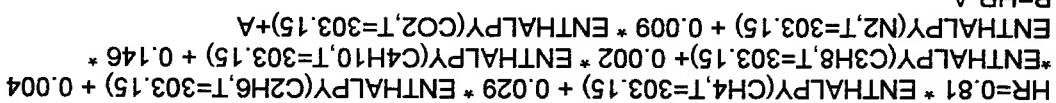
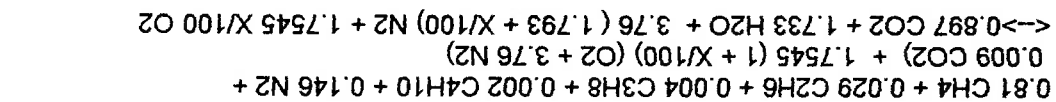
quantitativamente as irreversibilidades associadas a este processo, e avaliar o efeito de

medidas de racionalização energética, como o controle do excesso de ar e/ou

enriquecimento do ar de combustão.

### Determinação do excesso de ar ( $x=270\%$ )

A combustão adiabática do gas natural com ar estequiométrica a  $25^\circ\text{C}$  é:



$$B = \text{HR} - A$$

$$A = 1,7635 * (1 + X/100) * (\text{ENTHALPY}(\text{O}_2, T=660,8) + 3,76 * \text{ENTHALPY}(\text{N}_2, T=660,8))$$

$$\text{HP} = \text{HR} \{\text{Adiabatic}\}$$

$$\text{HP} = 0,897 * \text{ENTHALPY}(\text{CO}_2, T=1) + 1,733 * \text{ENTHALPY}(\text{H}_2\text{O}, T=1) + 6,63076 * (1,022 + X/100) * \\ \text{ENTHALPY}(\text{N}_2, T=1) + 1,7635 * X/100 * \text{ENTHALPY}(\text{O}_2, T=1)$$

Resolvendo esta equação estequiométrica se determina  $X=270\%$ , por ter  $T=1044^\circ\text{C}$ .

, que é uma temperatura admissível nas turbinas atuais.

A tabela (A2.1), mostra os valores de HR, HP e T, quando varia o excesso de ar (X).

Tabela A2.1 Valores de HR, HP e T, quando varia X

X	HR	HP	T
%	kJ/kmol	kJ/kmol	k
0	23894	23894	2530,00
50	69403	69403	2027,90
100	114912	114912	1740,50
150	160421	160421	1553,80
200	205931	205931	1422,70
220	224134	224134	1380,50
240	242338	242338	1342,80
250	251440	251440	1325,40
270	269643	269643	1317,15
300	296949	296949	1250,30

**ANEXO III**  
**SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO:**  
**TRI-COMBINADO COM QUEIMA ADICIONAL**

{ANÁLISE DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO COM QUEIMA ADICIONAL NA CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO} {caso 3}

{Definição da função MCOMBAD para queima adicional}

FUNCTION COMBAD(mvap\_ad,DHvap\_re,lcald\_ga,DHch,PCI,H)

IF (mvap\_ad>0) then COMBAD=(DHvap\_re+lcald\_ga-DHch)/(PCI-H) else COMBAD=0

END

{Dados requeridos}

Witlg=5540 {Potência requerida em kW}

TR=900 {ton de refrigeração}

mvap\_re=6 {kg/s}

Xd=55 { Concentração diluída em %}

{Ciclo Brayton} {ciclo turbina a gás}

{Compressor- análise exergetica}

{dados iniciais}

T0=303.15

p0=101.325

p1=p0

T1=T0

RP=14

Ric=0.84

{calculando}

p2=Rp\*p1

T2=TEMPERATURE(Air,s=s2,P=p2)

Mar=1.7545\*(1+X/100)\*(MOLARMASS(O2)+3.76\*MOLARMASS(N2)) {kg/kmol}

mair=mgn\*Rm

h1=ENTHALPY(Air,T=T1)

s1=ENTROPY(Air,T=T1,P=p1) {kJ/kmol-K}

B1=mair\*(h1/MOLARMASS(Air)-ho)-T0\*(s1/MOLARMASS(Air)-so) {kJ/kmol-K}

T2i=TEMPERATURE(Air,s=s1,P=p2)

h2i=ENTHALPY(Air,T=T2i)

h2=(h2i+h1\*(Ric-1))/Ric

s2=ENTROPY(Air,h=h2,P=p2)

B2=mair\*(h2/MOLARMASS(Air)-ho)-T0\*(s2/MOLARMASS(Air)-so)

WC=(h2-h1)/MOLARMASS(Air)\*mair {kW} {potencia do compressor}

DBC=B2-B1 {kW} {Variação de energia de ar no compressor}

IC=B1+WC-B2 {irreversibilidade do compressor}

RBC=DBC/WC {Rendimento exergetico do compressor}

{Relação de pressão}

{K}  
{kPa}

```

{Equação da combustão da queima do gás natural com excesso de ar}
{0.81C4H4+0.029C2H6+0.004C3H8+0.002C4H10+0.146N2+0.009CO2+1.7545(1+X/100)}(O2+3
.76N2)==>z1CO2+z2H2O+z3N2+z4O2
}
{exergia física do combustível:(0.81C4H4+0.029 C2H6+0.004 C3H8+0.002 C4H10+0.146
N2+0.009 CO2)+1.7545(1+X/100) (O2 +3.76 N2) }
Bcomb_f=R/16.043*T0*LN(Rp)/Mcomb
{exergia química do combustível:(0.81C4H4+0.029 C2H6+0.004 C3H8+0.002 C4H10+0.146
N2+0.009 CO2)+1.7545(1+X/100) (O2 +3.76 N2) }
Bcombq=SUM Xk*Bch Xk + RT0*(SUM Xk*LN Xk)}
{Valores de exergia química segundo Szargut}
Bch4=831650
Bc2h6=1495840
Bc3h8=2154000
Bc4h10=2805800
B02=3970
Bn2=720
Bco2=19870
Bh2o=9500
Bcomb_q=(0.81*Bch4+0.029*Bc2h6+0.004*Bc3h8+0.002*Bc4h10+0.146*Bn2+0.009*Bco2+R*
T0*(0.81*LN(0.81)+0.029*LN(0.029)+0.004*LN(0.004)+0.002*LN(0.002)+0.146*LN(0.146)+0.0
09*LN(0.009)))/Mcomb {kJ/kgcomb}
R=8.314
Mcomb=0.81*MOLARMASS(C4H4)+0.029*MOLARMASS(C2H6)+0.004*MOLARMASS(C3H8)+
0.002*MOLARMASS(C4H10)+0.146*MOLARMASS(N2)+0.009*MOLARMASS(CO2)
{kg/kmol}
Bcomb=Bcomb_f+Bcomb_q
Bcomb_t=mgn*Bcomb
PCI=37830
Qcc=PCI*mgn
Qcc_qa=PCI*(mgn+mcomb_ad)
Bcomb_qa=Bcomb*(mgn+mcomb_ad)
Bcc=mgn*Bcomb + DBC - lcc
Rm=Mar/Mcomb
Bgn=Bcomb_t1
{kJ/kV} {exergia do gás natural}
{Referência para cálculo da exergia dos gases de combustão}

```

$$h0=0.897*ENTHALPY(CO2,T=T0)+1.733*ENTHALPY(H2O,T=T0)+6.597*(1.022+X/100)*ENTHALPY(N2,T=T0)+1.7545*X/100*ENTHALPY(O2,T=T0) \quad \{kJ/kmol\}$$

ho=h0/Mgases

$$s0=0.897*ENTROPY(CO2,T=T0,P=P0c)+1.733*ENTROPY(Steam\_NBS,T=T0,P=P0h)+6.597*(1.022+X/100)*ENTROPY(N2,T=T0,P=P0n)+1.7545*X/100*ENTROPY(O2,T=T0,P=P0o) \quad \{kJ/kmol-K\}$$

so=s0/Mgases

{Pressões parciais dos componentes do combustível}

$$P0c=0.0335 \quad \{kPa\}$$

$$P0h=2.2$$

$$P0n=75.78$$

$$P0o=20.39$$

$$B3=(mair+mgn)*(h3-h0-T0*(s3-s0))/Mgases \quad \{kW\}$$

$$icc=DBC+Bcomb\_1-B3 \quad \{kW\}$$

$$RBcc=B3/Bcc$$

{Turbina a gás- análise exergetico}

"Equação de combustão para a turbina a gás"

$$0.81*C_{H4} + 0.029*C_{2H6} + 0.004*C_{3H8} + 0.002*C_{4H10} + 0.146*N_2 + 0.009*CO_2 + (1.7545*(1 + X/100))*O_2 ==> z_1*CO_2 + z_2*H_2O + z_3*N_2 + z_4*O_2$$

$$z_1 = 0.81 + 2*0.029 + 3*0.004 + 4*0.002 + 0.009$$

$$z_2 = (4*0.81 + 6*0.029 + 8*0.004 + 10*0.002)/2$$

$$z_3 = 0.146 + 1.7545*(1 + X/100)*3.76$$

$$z_4 = (2*0.009 + 2*1.7545*(1 + X/100) - 2*z_1 - z_2) / 2$$

"Fragão de oxigênio nos produtos de combustão da turbina a gás"

$$Soma = z_1 + z_2 + z_3 + z_4$$

$$F02prod = z_4/Soma$$

$$HR=0.81*enthalpy(CH4,T=T0)+0.029*enthalpy(C2H6,T=T0)+0.004*enthalpy(C3H8,T=T0)+0.002*enthalpy(C4H10,T=T0)+0.146*enthalpy(N2,T=T0)+0.009*enthalpy(CO2,T=T0) + 1.7545*(1 + X/100)*((enthalpy(O2,T=T2) + 3.76*enthalpy(N2,T=T2)))$$

$$HP = HR \quad \{Adiabatic\}$$

$$HP=z_1*enthalpy(CO2,T=T3)+z_2*enthalpy(H2O,T=T3)+z_3*enthalpy(N2,T=T3) + z_4*enthalpy(O2,T=T3)$$

$$X=270 \quad \{excesso de ar\}$$

$$Mgases=z_1*MOLARMASS(CO2)+z_2*MOLARMASS(Steam\_NBS)+z_3*MOLARMASS(N2)+z_4*MOLARMASS(O2) \quad \{kg/kmol\}$$



```

h3=(z1*ENTHALPY(CO2,T=T3)+z2*ENTHALPY(H2O,T=T3)+z3*ENTHALPY(N2,T=T3)+z4*EN
THALPY(O2,T=T3)) {kJ/kmol}
s3=(z1*ENTROPY(CO2,T=T3,P=P3c)+z2*ENTROPY(Steam_NBS,T=T3,
P=P3h)+z3*ENTROPY(N2,T=T3,P=P3n)+z4*ENTROPY(O2,T=T3,P=P3o)) {kJ/kmol-K}
{Pressões parciais dos produtos de combustão}
p3=p2
P3c=0.897*p3/Moles
P3h=1.733*p3/Moles
P3n=6.597*(1.022+X/100)*p3/Moles
P3o=1.7545*X/100*p3/Moles
Moles=z1+z2+z3+z4
Rit=0.84
Kg=1.33
T4i=T3*(1/Rp)**((Kg-1)/Kg)
T4=(T3-Rit*(T3-T4i))
h4=(z1*ENTHALPY(CO2,T=T4)+z2*ENTHALPY(H2O,T=T4)+z3*ENTHALPY(N2,
T=T4)+z4*ENTHALPY(O2,T=T4)) {kJ/kmol}
s4=(z1*ENTROPY(CO2,T=T4,P=P4c)+z2*ENTROPY(Steam_NBS,T=T4,
P=P4h)+z3*ENTROPY(N2,T=T4,P=P4n)+z4*ENTROPY(O2,T=T4,P=P4o)) {kJ/kmol-K}
{Pressões parciais dos gases na saída da turbina a gás}
p4=p1
P4c=z1*p1/Moles
P4h=z2*p1/Moles
P4n=z3*p1/Moles
P4o=z4*p1/Moles
B4=(mair+mgn)*(h4-h0-T0*(s4-s0))/Mgases {kW}
T50=T4-((h6-h14*MOLARMASS(Water))/(h6-happ))*(T4-Tpinch)
h50=(z1*ENTHALPY(CO2,T=T50)+z2*ENTHALPY(H2O,T=T50)+z3*ENTHALPY(N2,
T=T50)+z4*ENTHALPY(O2,T=T50)) {kJ/kmol}
s50=(z1*ENTROPY(CO2,T=T50,P=P50c)+z2*ENTROPY(Steam_NBS,T=T50,
P=P50h)+z3*ENTROPY(N2,T=T50,P=P50n)+z4*ENTROPY(O2,T=T50,P=P50o)) {kJ/kmol-
K}
DH50=(mair+mgn)*(h50-h0)/Mgases
B50=DH50-(mair+mgn)*T0*(s50-s0)/Mgases
{Pressões parciais dos gases de exaustão na chaminé}
p50=p4
P50c=z1*p50/Moles
P50h=z2*p50/Moles

```

```

P50n=z3*p50/Moles
P50o=z4*p50/Moles
Wtg=(mair+mgn)*(h3-h4)/Mgases {kJ/kgcomb} {Potência gerada por os gases na turbina}
DHtg=Wtg
Witg=(Wtg-Wc) {kW} {Potência líquida da turbina}
DBtg=(mair+mgn)*((h3-h4)-T0*(s3-s4))/Mgases {kW} {Variação de exergia dos gases na turbina}
itg=Bcc-Witg-Wc-B4 {kW} {irreversibilidade da turbina a gás}
Rtg=Witg/(mgn*PC1)
RBtg=Witg/B3
ng=0.95
nr=0.95
Eptg=Witg*nr*ng
fig=DBtg/(Bcomb*mgn)
fig_ga=DBtg/(Bcomb*(mgn+mcomb_ad))
{fator de turbina a gás}
{fator de turbina a gás}
{Ciclo Rankine}
{Caldeira de recuperação-análisis exergético}
cpg=1.063 {kJ/kg-K}
Rcald=Qcald/Qre
Rcald_ga=0.6905
vb1=VOLUME(Water, T=T12, x=0)
h13=h12/MOLARMASS(Water)+vb1*(P9-P11)/Rb
h130=h12/MOLARMASS(Water)+vb1*(P9-P11)/Rb
Tsat=TEMPERATURE(Water, P=P6, x=1)
Tpinch=Tsat+20
vb2=VOLUME(Steam, T=T10, x=0)
h14=(h10/MOLARMASS(Water)+vb2*(P6-P9)/Rb) {kJ/kmol}
s14=s10
WB1=m11*vb1*(Pcog-P11)/Rb
WB11=m110*vb1*(Pcog-P11)/Rb
WB2=m6*vb2*(Pcald-Pcog)/Rb
WB22=mvap*vb2*(Pcald-Pcog)/Rb
cpa=4.183 {kJ/kg-K}
T13=WB1/(m11*cpa)+T12
T130=WB11/(m110*cpa)+T12
Tapp=Tsat-10
happ=ENTHALPY(Steam, T=Tapp, P=P6)
T14=WB2/(m6*cpa)+T10
T140=WB2/(mvap*re*cpa)+T10
m6=((h4-h50)/Mgases)*(mair+mgn)/((h6/MOLARMASS(Steam)-h14)) {kgvapor/kgcomb}
{mvap na caldeira}
DHvap=m6*(h6/MOLARMASS(Steam)-h14)
DHvap_re=m80*(h6/MOLARMASS(Steam)-h14)

```

```

mvpap=m6
TH=mvpap*3.6
TH_qa=mvpap_re*3.6
{ton/h de vapor}
{ton/h de vapor com queima adicional}
{Pcald=3000} {kPa}
P6=Pcald
Tsup=T6
T6=Tsat+50
hsup=h6
h6=ENTHALPY(Steam_NBS, T=T6, P=P6)
s6=ENTROPY(Steam_NBS, T=T6, P=P6)/MOLARMASS(Steam)
ssup=s6
Qre=Qcald+lcald
Qre_qa=Qcald_qa/Rcald_qa
Qcald=m6*(h6/MOLARMASS(Steam)-h14)
Qcald_qa=m6*(h6/MOLARMASS(Steam)-h14)
Ecald=Qcald
Ecald_qa=Qcald_qa
DBcald=B4-B50
DBcald_qa=B4-B5
lcald=B4-B50+B14-B6
lcald_qa=B4-B5+B140-B60
{lcald_qa=Qcald_qa*(1-Rcald_qa)/Rcald_qa}
B14=m6*((h14-ho)-T0*(s14-so))
B140=mvpap_re*((h14-ho)-T0*(s14-so))
{B6-B14+lcald}
DBcald_qa=B4-B5
lcald=B4-B50+B14-B6
lcald_qa=B4-B5+B140-B60
{lcald_qa=Qcald_qa*(1-Rcald_qa)/Rcald_qa}
{B6-B14+lcald}
DBcald=B4-B50
DBcald_qa=B4-B5
lcald=B4-B50+B14-B6
lcald_qa=B4-B5+B140-B60
{Rcald=DBcald/(B4+B14)}
Rcald_qa=DBcald_qa/(B4+B140)
{Rendimento exergetico na caldeira}
fcald=DBcald/(Bcomb*mgn)
fcald_qa=DBcald_qa/(Bcomb*(mgn+mcomb_ad))
{Condição para que seja necessária a queima de combustivel adicional}
mvpap_ad = mvpap_re - mvpap
{mvpapad < 0}
{QUEIMA ADICIONAL DE COMBUSTIVEL}
{Equação da combustão entre combustivel fornecido a queima adicional e os produtos de
combustão da turbina}
{0.81 CH4 + 0.029 C2H6 + 0.004 C3H8 + 0.002 C4H10 + 0.146 N2 + 0.009 CO2} +0.897CO2
+ 1.733 H2O + 6.597 (1.022 + X/100)N2 + 1.7545 (X/100)O2 ==> z5CO2 + z6 H2O + z7 N2 +
z8 O2
}
{Coeficiente de excesso de ar para reação de combustão considerando queima adicional}
}
{GANAPATHY RECOMENDA TEMPERATURA QUEIMA ADICIONAL T5 = 1200K==> Xqa =
350 (PAG. 24-30 LIVRO TBTO)}
{Número de moles de escape da turbina}

```

```

z5 = 0.81 + 2*0.029 + 3*0.004 + 4*0.002 + 0.009 + 0.897
z6 = (4*0.81 + 6*0.029 + 8*0.004 + 10*0.002 + 2*1.7333)/2
z7 = 0.146 + 6.597*(1.022 + X/100)
z8 = (2*0.009 + 2*0.897 + 1.733 + 2*1.7545*(X/100) - 2*z5 - z6)/2
Soma_1 = z5+z6+z7+z8
FO2p_ga = z8/Soma_1

{Temperatura de chama para reação de combustão na queima adicional}
A = 0.81
B = 0.029
C = 0.004
D = 0.002
E = 0.146
L = 0.009
G = 0.897 {numero de moles de CO2 da primeira queima}
Y = 1.733 {numero de moles de H2O da primeira queima}
I = 6.597*(1.022 + X/100) {numero de moles de N2 da primeira queima}
J = 1.7545*(X/100) {numero de moles de O2 da primeira queima}
Soma_2 = A + B+C+D+E+L+G+Y+I+J
FO2r_ga = J/Soma_2

HR1=A*ENTHALPY(CH4,T=T0)+B*ENTHALPY(C2H6,T=T0)+C*ENTHALPY(C3H8,T=T0)+D*E
NTHALPY(C4H10,T=T0)+E*ENTHALPY(N2,T=T0)+L*ENTHALPY(CO2,T=T0)+G*ENTHALPY(
CO2,T=T4)+Y*ENTHALPY(H2O,T=T4)+I*ENTHALPY(N2,T=T4)+J*ENTHALPY(O2,T=T4)
HP1=HR1 {Adiabatic}
HP1=z5*ENTHALPY(CO2,T=T5)+z6*ENTHALPY(H2O,T=T5)+z7*ENTHALPY(N2,T=T5)
+z8*ENTHALPY(O2,T=T5)
P5 = p0
h5=z5*ENTHALPY(CO2,T=T5)+z6*ENTHALPY(H2O,T=T5)+z7*ENTHALPY(N2,T=T5)
+z8*ENTHALPY(O2,T=T5)
s5=z5*ENTROPY(CO2,T=T5,P=P5c)+z6*ENTROPY(H2O,T=T5,P=P5h)+z7
*ENTROPY(N2,T=T5,P=P5n)+z8*ENTROPY(O2,T=T5,P=P5o)
B5=(mair + mgn + mcombad)*((h5 - h0) - T0*(s5-s0))/Mgases_ga {kW}
Moles_ga = z5 + z6 + z7 + z8
P5c=z5*P5/Moles_ga
P5h=z6*P5/Moles_ga
P5n=z7*P5/Moles_ga
P5o=z8*P5/Moles_ga
{Tch=T5-((h6-h14*MOLARMASS(Water))/(h6-happ))*(T5-Tpinch2)}
hch=z5*ENTHALPY(CO2,T=Tch)+z6*ENTHALPY(H2O,T=Tch)+z7*ENTHALPY(N2,T=Tch)
+z8*ENTHALPY(O2,T=Tch)
sch=z5*ENTROPY(CO2,T=Tch,P=P5c)+z6*ENTROPY(H2O,T=Tch,P=P5h)+z7
*ENTROPY(N2,T=Tch,P=P5n)+z8*ENTROPY(O2,T=Tch,P=P5o)
Bch=(mair + mgn + mcombad)*((hch - h0) - T0*(sch-s0))/Mgases_ga {kW}
Tch=1021.9 {K}
Tcham=433.2
DH4ch=(mair+mgn)*(h4/Mgases)-(mair+mgn+mcombad)*(hch/Mgases_ga)
DHch=(mair+mgn)*(h4/Mgases-H)
H=hch/Mgases_ga
{mcombad = COMBAD(mvap_re,DHvap_re,lcald_ga,DHch,PCI,H)
Bcombad = mcombad * Bcombad}

```

Mgases\_ga=z5 \*MOLARMASS(CO2)+ z6 \*MOLARMASS(H2O)+z7\*MOLARMASS(N2)+ z8\*MOLARMASS(O2)

{ Turbina a vapor-analisis exergético }

Rb=0.84

P8=P6

m8=m6

{kg/s}

m80=mvap\_re

h8=h6

s8=s6

B6=m8\*((h6/MOLARMASS(Steam) - ho) - T0 \* (s6-s0)) {kW}

B60=m80\*((h6/MOLARMASS(Steam) - ho) - T0 \* (s6-s0)) {kW}

m9=qge\*me/(h9-h9s)\*MOLARMASS(Steam) {kg/s}

Cge=qge\*me {kW}

Pcog=P9

P9=47.39

x9=(s91-sf9)/(sg9-sf9)

sf9=ENTROPY(Water,x=0,P=Pcog)/MOLARMASS(Water)

sg9=ENTROPY(Steam,x=1,P=Pcog)/MOLARMASS(Steam)

T9i=TEMPERATURE(Steam\_NBS,h=h9i,P=P9)

h9i=ENTHALPY(Steam,x=x9i,P=P9)

h9=h8-Rit\*(h8-h9i)

T9=TEMPERATURE(Steam\_NBS,h=h9,P=P9)

s9=ENTROPY(Steam\_NBS,h=h9,P=P9)/MOLARMASS(Steam)

s9i=s8

B9=m9\*(h9/MOLARMASS(Steam)-ho-T0\*(s9-s0))

B9s=m9\*(h9s-ho-T0\*(s9s-s0))

h9s=ENTHALPY(Water,T=T9s,P=P9)/MOLARMASS(Water)

T9s=T9-DTre

s9s=ENTROPY(Water,T=T9s,P=P9)/MOLARMASS(Water)

m10=m6

P10=P9

{kPa}

T10=T9s

h10=ENTHALPY(Water,T=T10,P=P10)

s10=ENTROPY(Water,T=T10,P=P10)/MOLARMASS(Water)

m11=m8-m9

m110=m80-m9

P11=10

x11=(s11-sf)/(sg-sf)

sf=ENTROPY(Water,x=0,P=P11)/MOLARMASS(Water)

sg=ENTROPY(Steam,x=1,P=P11)/MOLARMASS(Steam)

T11i=TEMPERATURE(Steam,P=P11,x=x11i)

h11i=ENTHALPY(Steam,x=x11i,P=P11)

h11=h8-Rit\*(h8-h11i)

T11=TEMPERATURE(Steam,h=h11,P=P11)

s11=ENTROPY(Steam,h=h11,P=P11)/MOLARMASS(Steam)

s11=s8

B11=m11\*(h11/MOLARMASS(Steam)-ho-T0\*(s11-s0)) {kW}

B110=B120+icdtv\_ga+Qcdiv\_ga {kW}

Eiv=(m8\*(h8-h9)/MOLARMASS(Steam))+m11\*(h9-h11)/MOLARMASS(Steam)) {kW}

Etv\_ga=(m80\*(h8-h9)/MOLARMASS(Steam))+m110\*((h9-h11)/MOLARMASS(Steam))) {kW}

Wtv=Eiv {kW} {Potência da turbina a vapor}  
Wtv\_ga=Eiv\_ga {Potência da turbina a vapor com queima adicional}

Wtve=Wtv-(Wb1+Wb2)  
Wtve\_ga=Wtv\_ga-(Wb1+Wb2) {kW}

Rtv=Wtve/Qcald {Rendimento energético da turbina a vapor}  
Rtv\_ga=Wtve\_ga/Qcald\_ga {Rendimento energético da turbina a vapor com queima adicional}

RBtv=Wtv/B6 {Rendimento exergetico da turbina a vapor}  
RBtv\_ga=Wtv\_ga/B60 {Rendimento exergetico da turbina a vapor com queima adicional}

DBtv=m8\*((h8-h9)/MOLARMASS(Steam)-T0\*(s8-s9))+m11\*((h9-h11)/MOLARMASS(Steam)-  
T0\*(s9-s11)) {Variação da Bergia na turbina}  
DBtv\_ga=m80\*((h8-h9)/MOLARMASS(Steam)-T0\*(s8-s9))+m110\*((h9-  
h11)/MOLARMASS(Steam)-T0\*(s9-s11)) {Variação com queima adicional}

Itv=B6-(B9+B11)-Wtv {kW} {irreversibilidade na turbina}  
Itv\_ga=mvap\_re\*T0\*((s9-s8)-(s11-s9)) {kW} {irreversibilidade na turbina com queima adicional}

Eptv=nit\*ng\*Wtve {kW} {Elettricidade produzida pela turbina a vapor}  
Eptv\_ga=nit\*ng\*Wtve\_ga {kW} {Elettricidade produzida pela turbina a vapor com queima adicional}

ftv=DBtv/(Bcomb\*mgn)  
ftv\_ga=DBtv\_ga/(Bcomb\*mgn+mcomb\_ad))

fb=(Wb1+Wb2)/(Bcomb\*mgn)  
fb\_ga=(Wb1+Wb2)/(Bcomb\*(mgn+mcomb\_ad))

{Condensador do ciclo Rankine-análisis exergetico}

P12=P11

T12=TEMPERATURE(Steam, P=P12, x=0)

h12=ENTHALPY(Water, x=0, P=P12)

s12=ENTROPY(Water, x=0, P=P12)/MOLARMASS(Water)

B12=m11\*((h12/MOLARMASS(Water)-ho)-T0\*(s12-so))

B120=m110\*((h12/MOLARMASS(Water)-ho)-T0\*(s12-so))

Qcdtv=(m11\*(h11-h12)/MOLARMASS(Steam))

Qcdtv\_ga=(m110\*(h11-h12)/MOLARMASS(Steam))

Ecdtv=Qcdtv

Ecdtv\_ga=Qcdtv\_ga

DBcdtv=m11\*(h11-h12)/MOLARMASS(Steam)-m11\*T0\*(s11-s12)  
DBcdtv\_ga=m110\*(h11-h12)/MOLARMASS(Steam)-m110\*T0\*(s11-s12)

icdtv=idcd\_tv+ipcd\_tv

idcd\_tv=-m11\*T0\*(s11-s12)

ipcd\_tv=Qcdtv

```

idctv_ga=-m110*T0*(s11-s12)
lpcdv_ga=Qcdtv_ga
lpcdv_ga=idctv_ga+lpcdv_ga
fcdtv=DBcdtv/Bgn
fcdtv_ga=DBcdtv_ga/(Bcomb*(mgn+mcomb_ad))

```

{Cálculo do chiller de absorção pura con três estagios no misturador}

{Valores iniciais}

```

Xc=Xd+5.0 { % }
Pcd=PRESSURE(Steam_NBS,T=Tcd,x=1)
Pev1=PRESSURE(Steam_NBS,T=Tev1,x=1)
Tev1=2+273.15 { C }
Tcd=40+273.15 { C }
Qevap=3.52*TR
Tre=80+273.15 { C }
DTre=10
Tp=7+273.15
Dtp=5

```

{Separador}

```

Tde=T_LIBR(Pcd,Xd,2)
Tds=T_LIBR(Pcd,Xc,2)
hds=H_LIBR(Tds,Xc,2)
hde=H_LIBR(Tde,Xd,2)
f=Xc/(Xc-Xd)
hce=ENTHALPY(Steam_NBS,T=Tce,P=Pcd)/MOLARMASS(Steam)
Tce=(Tds+Tde)/2+273.15
hcs=ENTHALPY(Water,T=Tcd,P=Pcd)/MOLARMASS(Steam)

```

{Misturador}

```

he1=ENTHALPY(Water,T=Tev1,P=Pcd)/MOLARMASS(Water)
Tev2=12+273.15
Pev2=1.4
he2=ENTHALPY(Water,T=Tev2,P=Pcd)/MOLARMASS(Water)
Tev3=21.5+273.15
Pev3=2.5
he3=ENTHALPY(Water,T=Tev3,P=Pcd)/MOLARMASS(Water)
hes1=ENTHALPY(Steam_NBS,T=Tev1,P=Pev1)/MOLARMASS(Steam)
hes2=ENTHALPY(Steam_NBS,T=Tev2,P=Pev2)/MOLARMASS(Steam)
hes3=ENTHALPY(Steam_NBS,T=Tev3,P=Pev3)/MOLARMASS(Steam)
hae1=H_LIBR(Tae1,Xc,2)
Tae1=42.7
hae2=H_LIBR(Tae2,Xc,2)
Tae2=52.7
hae3=H_LIBR(Tae3,Xc,2)
Tae3=64.0
has1=H_LIBR(Tas1,Xd,2)
Tas1=34.0
has2=H_LIBR(Tas2,Xd,2)
Tas2=43.0

```

```
has3=H_LIBR(Tas3,Xd,2)
Tas3=53.0
```

```
{Cálculo das taxas de transferência de calor por vazão de água evaporada}
```

```
qcd=hce-hcs
qge=hce+(f-1)*hds-f*hde
qev1=hes1-hee1
qab1=hes1+(f-1)*hae1-f*has1
qev2=hes2-hee2
qab2=hes2+(f-1)*hae2-f*has2
qev3=hes3-hee3
qab3=hes3+(f-1)*hae3-f*has3
```

```
{Cálculo da vazão refrigerante, me}
```

```
me1=Qevap/(hes1-hee1)
me2=qab1*me1/(hes2-hee2)
me3=qab2*me2/(hes3-hee3)
me=me1+me2+me3
```

```
{kg/s}
```

```
{Cálculo COP}
```

```
COP=Qevap/(me*qge+ 0.02*Qevap)
```

```
{Cálculo do rendimento exergético do chiller, RBch}
```

```
DBch=Qevap*theta_1
```

```
DBag=DBch
```

```
RBch=DBch/(me*qge*theta_2+0.02*Qevap)
```

```
theta_2=1-(T0)/T12
```

```
T12=DTre/LN((Tre)/(Tre-DTre))
```

```
theta_1=1-(T0)/T11
```

```
T11=DTp/LN((Tp)/(Tp-DTp))
```

```
Ech=Qevap
```

```
Ich=(B9-B9s)-DBag
```

```
fch=(me*qge*theta_2)/(Bcomb*mgn)
```

```
Wbs=0.02*Qevap {me*(hde-has3)}
```

```
{Cálculo dos rendimentos totais}
```

```
Ept=Eptg+Eptv
```

```
Ept_qa=Eptg+Eptv_qa
```

```
Beta=Qevap/Ept
```

```
Beta_qa=Qevap/Ept_qa
```

```
Netotal=(Wve+Witg+Qevap)/Qcc*100 {%
```

```
Netotal_qa=(Wve_qa+Witg_qa+Qevap)/(Qcc_qa)*100 {%
```

```
Netotal=(Wve+Witg+theta_1*Qevap)/(Bgn)*100 {%
```

```
Netotal_qa=(Wve_qa+Witg_qa+theta_1*Qevap)/(Bcomb*(mgn+mcomb_ad))*100 {%
```

```
m=Nbtotal/Netotal
```

```
m_qa=Nbtotal_qa/Netotal_qa
```





```

cgn*Bcomb_1+Ctg*(FAA+f_omf+ F.C*_f_omv)/NHO*1000=ce_1*Eptg+c4*B4
{Método da Igualdade}
ce_1=c4
{Ep_tg= eletricidade produzida pela turbina a gás}
{Método da Extração}
{cg=cgn}
ce_1*Eptg=cgn*(Bcomb_1- B4)+Ctg*(FAA+ f_omf+ F.C*_f_omv)/NHO*1000
{Subsistema 2: Turbina a vapor-caldeira de recuperação}
c6*B60=C4*B4+c14*B140+Cgn*Bcomb_ga+Ccald_rec*(FAA+ f_omf+ F.C*_f_omv)/NHO*1000
c14*B140=c9*B110+c9*B9+c9*B110=c6*B60+C_Bomb+C_Bomb2+C_Mist+C_Cond}
C_BMC=300000*2 {R$} {custo de Bomba+Misturador+Condensador}
W_Bomb=Wb11+Wb22
ce_2*Eptv_ga+c9*B9+c9*B110=c6*B60+Civ*(FAA+ f_omf+ F.C*_f_omv)/NHO*1000
{Método da Igualdade}
c9=ce_2
{c9=c11}
{Método da Extração}
{c6=c9}
{c6=c11}
cee_2=(c6*(B60-B9-B110)+Civ*(FAA+ f_omf+ F.C*_f_omv)/NHO*1000)/(Eptv_ga)
{Subsistema 3: Sistema de refrigeração a Absorção Pura}
c9*(B9-B9s)+ce_2*Wbs+Ccht*(FAA+ f_omf+ F.C*_f_omv)/NHO*1000 = Cag_i*DBag
{Custo de água gelada , quando c9=ce_2}
c6*(B9-B9s)+cee_2*Wbs+Ccht*(FAA+ f_omf+ F.C*_f_omv)/NHO*1000 = Cag_e*DBag
{Custo de água gelada , quando c6=c9}
Ccht=Cch+Cbch
{resultados finais de custos de vapor de alta e baixa}

```

$b_{-60} = B_{60} / m_{vap\_re}$  {kJ/kg}  
 $b_{-9} = B_9 / m_9$   
 $c_{6\_1} = c_{6\_b\_60} / 3600$  {R\$/ton}  
 $c_{9\_1} = c_{9\_b\_9} / 3600$   
 $c_{14\_1} = (c_{14\_B140} / m_{vap\_re}) / 3600$   
 $mag = Q_{evap} / (4.18 * 6)$   
 $b_{-ag} = DBag / mag$   
 $c_{-ag} = Cag_{-1} * b_{-ag} / 3600$  {R\$/ton}  
 $c_{-age} = Cag_{-e} * b_{-ag} / 3600$  {R\$/ton}  
 {Custo global da eletricidade do sistema de cogeração aplicando a análise detalhada}  
 $Cce_{-1} = (E_{ptv\_qa\_ce\_2} / 2000)$  {US\$/h} {método da igualdade}  
 $Ccag_{-1} = (Cag_{-1} * DBag) / 2000$  {US\$/h}  
 $Csc_{-1} = Ccag_{-1} + Cce_{-1}$  {US\$/h}  
 $Cce_{-e} = (E_{ptg\_ce\_1} + E_{ptv\_qa\_ce\_2}) / 2000$  {US\$/h} {método da extração}  
 $Ccag_{-e} = (Cag_{-e} * DBag) / 2000$  {US\$/h}  
 $Csc_{-e} = (Cce_{-e} + Ccag_{-e})$  {US\$/h}  
 $Csc = (ce * E_{pt\_qa} + cag * DBag) / 2000$

**ANEXO IV**

**SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO:**

**TETRA-COMBINADO COM QUEIMA ADICIONAL**

```

{ANÁLISE DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO COM QUEIMA ADICIONAL NA CALDEIRA DE
RECUPERAÇÃO} {Caso 4}
{Definição da função MCOMBAD para queima adicional}
FUNCTION COMBAD(mvap_ad,DHvap_re,lcald_ga,DHch,PCI,H)
IF (mvap_ad>0) then COMBAD=(DHvap_re+lcald_ga-DHch)/(PCI-H) else COMBAD=0
END

{Dados requeridos}
Witig=5540 {Potência requerida em kW}
TR=2400 {ton de refrigeração}
mvap_re=6 {kg/s}
Xd=55 { Concentração diluída em %}
{Ciclo Brayton} {ciclo turbina a gás}
{Compressor- análise energética}
{dados iniciais}
T0=298.15
p0=101.325
p1=p0
T1=T0
Rp=14
Ric=0.84
{calculando}
p2=Rp*p1
T2=TEMPERATURE(Air,s=s2,P=p2)
Mar=1.7545*(1+X/100)*(MOLARMASS(O2)+3.76*MOLARMASS(N2)) {kg/kmol}
mair=mgn*Rm
h1=ENTHALPY(Air,T=T1)
s1=ENTROPY(Air,T=T1,P=p1)
B1=mair*((h1/MOLARMASS(Air)-ho)-T0*(s1/MOLARMASS(Air)-so))
T2i=TEMPERATURE(Air,s=s1,P=p2)
h2i=ENTHALPY(Air,T=T2i)
h2=(h2i+h1*(Ric-1))/Ric
s2=ENTROPY(Air,h=h2,P=p2)
B2=mair*((h2/MOLARMASS(Air)-ho)-T0*(s2/MOLARMASS(Air)-so))
WC=(h2-h1)/MOLARMASS(Air)*mair {kW} {potência do compressor}
DBC=B2-B1 {kW} {Variação de exergia de ar no compressor}
ic=B1+Wc-B2 {irreversibilidade do compressor}
RBC=DBC/Wc
fc=Wc/(Bcomb*mgn) {fator de compressor}
fc_ga=Wc/(Bcomb*(mgn+mcomb_ad)) {fator de compressor com queima adicional}

```

{Relação de pressão}

{K}  
{kPa}



```

{Referência para cálculo da exergia dos gases de combustão}
h0=0.897*ENTHALPY(CO2,T=T0)+1.733*ENTHALPY(H2O,T=T0)+6.597*(1.022+X/100)*ENTH
ALPY(N2,T=T0)+1.7545*X/100*ENTHALPY(O2,T=T0) {kJ/kmol}
ho=h0/Mgases
s0=0.897*ENTROPY(CO2,T=T0,P=Poc)+1.733*ENTROPY(Steam_NBS,T=T0,P=Poh)+6.597*(
1.022+X/100)*ENTROPY(N2,T=T0,P=Pon)+1.7545*X/100*ENTROPY(O2,T=T0,P=Poo)
{kJ/kmol-K}
so=s0/Mgases
{Pressões parciais dos componentes do combustível}
Poc=0.0335
Poh=2.2
Pon=75.78
Poo=20.39
B3=(mair+mgn)*(h3-h0-T0*(s3-s0))/Mgases {kW}
icc= Dbc+Bcomb_1-B3 {kW}
RBcc=B3/Bcc {kW}
{Turбина a gás- análise exergetico}
"Equação de combustão para a turбина a gás"
"0.81*C4H4 + 0.029*C2H6 + 0.004*C3H8 + 0.002*C4H10 + 0.146*N2 + 0.009*CO2 + (1.7545*(1
+ X/100)*(O2 + 3.76*N2)) ==> z1*CO2 + z2*H2O + z3*N2 + z4*O2"
z1 = 0.81 + 2*0.029 + 3*0.004 + 4*0.002 + 0.009
z2 = (4*0.81 + 6*0.029 + 8*0.004 + 10*0.002)/2
z3 = 0.146 + 1.7545*(1 + X/100)*3.76
z4 = (2*0.009 + 2*1.7545*(1 + X/100) - 2*z1 - z2) /2
"Fração de oxigênio nos produtos de combustão da turбина a gás"
Soma = z1+z2+z3+z4
F02prod = z4/Soma
HR=0.81*enthalpy(C4H4,T=T0)+0.029*enthalpy(C2H6,T=T0)+0.004*enthalpy(C3H8,T=T0)+0.00
2*enthalpy(C4H10,T=T0)+0.146*enthalpy(N2,T=T0)+0.009*enthalpy(CO2,T=T0) + 1.7545*(1 +
X/100)*(enthalpy(O2,T=T2) + 3.76*enthalpy(N2,T=T2)))
HP = HR {Adiabatic}
HP=z1*enthalpy(CO2,T=T3)+z2*enthalpy(H2O,T=T3)+z3*enthalpy(N2,T=T3) +z4*
enthalpy(O2,T=T3)
X=270 {excesso de ar}
Mgases=z1*MOLARMASS(CO2)+z2*MOLARMASS(Steam_NBS)+z3*MOLARMASS(N2)+z4*
MOLARMASS(O2) {kg/kmol}

```

```

h3=(z1*ENTHALPY(CO2,T=T3)+z2*ENTHALPY(H2O,T=T3)+z3*ENTHALPY(N2,T=T3)+z4*EN
THALPY(O2,T=T3)) {kJ/kmol}
s3=(z1*ENTROPY(CO2,T=T3,P=P3c)+z2*ENTROPY(Steam_NBS,T=T3,
P=P3h)+z3*ENTROPY(N2,T=T3,P=P3n)+z4*ENTROPY(O2,T=T3,P=P3o)) {kJ/kmol-K}
{Pressões parciais dos produtos de combustão}
p3=p2
P3c=0.897*p3/Moles
P3h=1.733*p3/Moles
P3n=6.597*(1.022+X/100)*p3/Moles
P3o=1.7545*X/100*p3/Moles
Moles=z1+z2+z3+z4
Rit=0.84
Kg=1.33
T4=T3*(1/Rp)**((Kg-1)/Kg)
T4=(T3-Rit*(T3-T4))
h4=(z1*ENTHALPY(CO2,T=T4)+z2*ENTHALPY(H2O,T=T4)+z3*ENTHALPY(N2,
T=T4)+z4*ENTHALPY(O2,T=T4)) {kJ/kmol}
s4=(z1*ENTROPY(CO2,T=T4,P=P4c)+z2*ENTROPY(Steam_NBS,T=T4,
P=P4h)+z3*ENTROPY(N2,T=T4,P=P4n)+z4*ENTROPY(O2,T=T4,P=P4o)) {kJ/kmol-K}
{Pressões parciais dos gases na saída da turbina a gás}
p4=p1
P4c=z1*p1/Moles
P4h=z2*p1/Moles
P4n=z3*p1/Moles
P4o=z4*p1/Moles
B4=m4*(h4-h0-T0*(s4-s0))/Mgases {kW}
T50=T4-((h6-h14*MOLARMASS(Water))/(h6-happ))*(T4-Tpinch)
h50=(z1*ENTHALPY(CO2,T=T50)+z2*ENTHALPY(H2O,T=T50)+z3*ENTHALPY(N2,
T=T50)+z4*ENTHALPY(O2,T=T50)) {kJ/kmol}
s50=(z1*ENTROPY(CO2,T=T50,P=P50c)+z2*ENTROPY(Steam_NBS,T=T50,
P=P50h)+z3*ENTROPY(N2,T=T50,P=P50n)+z4*ENTROPY(O2,T=T50,P=P50o)) {kJ/kmol-
K}
DH50=(mair+mgn)*(h50-h0)/Mgases
B50=DH50-(mair+mgn)*T0*(s50-s0)/Mgases
{Pressões parciais dos gases de exaustão na chaminé}
p50=p4
P50c=z1*p50/Moles
P50h=z2*p50/Moles
P50n=z3*p50/Moles
P50o=z4*p50/Moles

```



```

Wtfg=(mair+mgn)*(h3-h4)/Mgases {kJ/kgcomb} {Potência gerada por os gases na turbina}
DHtfg=Wtfg
Witfg=(Wtfg-Wc) {kW} {Potência líquida da turbina}
DBtfg=(mair+mgn)*((h3-h4)-T0*(s3-s4))/Mgases {kW} {Variação de exergia dos gases na turbina}
m4=mair+mgn
Itfg=Bcc-Witfg-Wc-B4 {kW} {Irreversibilidade da turbina a gás}
Rtfg=Witfg/(mgn*Pc1)
RBtfg=Witfg/B3
ng=0.95
ntr=0.95
Eptfg=Witfg*ntr*ng
fItfg=DBtfg/(Bcomb*mgn)
fIga=DBtfg/(Bcomb*(mgn+mcomb_ad))
{fator de turbina a gás}
{fator de turbina a gás}
{Potência líquida da turbina}
{Ciclo Rankine}
{Caldeira de recuperação-análisis exergetico}
cpg=1.063 {kJ/kg-K}
Rcald=Qcald/Qre
Rcald_ga=0.6905
vb1=VOLUME(Water, T=T12, x=0)
h13=h12/MOLARMASS(Water)+vb1*(P9-P11)/Rb
h130=h12/MOLARMASS(Water)+vb1*(P9-P11)/Rb
Tsat=TEMPERATURE(Water, P=P6, x=1)
Tpinch=Tsat+20
vb2=VOLUME(Steam, T=T10, x=0)
h14=(h10/MOLARMASS(Water)+vb2*(P6-P9)/Rb) {kJ/kmol}
s14=s10
wb1=m11*vb1*(Pcog-P11)/Rb
wb11=m11*vb1*(Pcog-P11)/Rb
wb2=m6*vb2*(Pcald-Pcog)/Rb
wb22=m6*vb2*(Pcald-Pcog)/Rb
wb3=m7*vb3*(Pcog-Pe3)
vb3=VOLUME(Water, T=Te3, x=0)
cpa=4.183
T13=Wb1/(m11*cpa)+T12
T130=Wb1/(m110*cpa)+T12
Tapp=Tsat-10
Tapp=ENTHALPY(Steam, T=Tapp, P=P6)
T14=Wb2/(m6*cpa)+T10
T140=Wb2/(m6*cpa)+T10
m6=((h4-h50)/Mgases)*(mair+mgn)/((h6/MOLARMASS(Steam)-h14)) {kgvapor/kgcomb}
{map na caldeira}
B6=m6*((h6/MOLARMASS(Steam) - ho) - T0 * (s6-so)) {kW}
B7=m7*((h6/MOLARMASS(Steam) - ho) - T0 * (s6-so)) {kW}

```

```

B8=m8*((h6/MOLARMASS(Steam) - ho) - T0 * (s6-so)) {kW}
B80=m80*((h6/MOLARMASS(Steam) - ho) - T0 * (s6-so)) {kW}
DHvap=m6*(h6/MOLARMASS(Steam)-h14)
DHvap_re=m80*(h6/MOLARMASS(Steam)-h14)
mwap=m6
TH=mvap*3.6
TH_ga=mvap_re*3.6
{ton/h de vapor}
{ton/h de vapor com queima adicional}
{Pcald=3000} {kPa}
P6=Pcald
Tsup=T6
T6=Tsat+50
hsup=h6
h6=ENTHALPY(Steam_NBS, T=T6, P=P6)
s6=ENTROPY(Steam_NBS, T=T6, P=P6)/MOLARMASS(Steam)
ssup=s6
Qre=Qcald+Icald
Qre_ga=Qcald_ga/Rcald_ga
Qcald=m6*(h6/MOLARMASS(Steam)-h14)
Qcald_ga=m6*(h6/MOLARMASS(Steam)-h14)
Qcald_ga_re=m80*(h6/MOLARMASS(Steam)-h14)
Ecald=Qcald
Ecald_ga=Qcald_ga
DBcald=B4-B50
DBcald_ga=B4-B5
Icald=B4-B50+B14-B6
Icald_ga=B4-B50+B14-B6
{Icald_ga=Qcald_ga*(1-Rcald_ga)/Rcald_ga}
Icald_ga=B4-B5+B140-B80
B14=m6*((h14-ho)-T0*(s14-so))
B140=m80*((h14-ho)-T0*(s14-so))
{Balanço de exergia na HRSG}
RBCald=DBcald/(B4+B14)
RBCald_ga=DBcald_ga/(B4+B140)
{Rendimento exergetico na caldeira}
fcald=DBcald/(Bcomb*mgn)
fcald_ga=DBcald_ga/(Bcomb*(mgn+mcomb_ad))
{Condição para que seja necessária a queima de combustível adicional}
mwap_ad = mwap_re - mwap
{mwapad > 0}
{QUEIMA ADICIONAL DE COMBUSTIVEL}
{Equação da combustão entre combustível fornecido a queima adicional e os produtos de
combustão da turbina}
{0.81 CH4 + 0.029 C2H6 + 0.004 C3H8 + 0.002 C4H10 + 0.146 N2 + 0.009 CO2} +0.897CO2
+ 1.733 H2O + 6.597 (1.022 + X/100)N2 + 1.7545 (X/100)O2 ==> z5CO2 + z6 H2O + z7 N2 +
z8 O2 }
{Coeficiente de excesso de ar para reação de combustão considerando queima adicional}

```

{GANAPATHY RECOMENDA TEMPERATURA QUEIMA ADICIONAL T5 = 1200K==> Xqa = 350 (PAG. 24-30 LIVRO TBTO)}

{Número de moles dos gases de escape da turbina}

$$\begin{aligned}
 z5 &= 0.81 + 2*0.029 + 3*0.004 + 4*0.002 + 0.009 + 0.897 \\
 z6 &= (4*0.81 + 6*0.029 + 8*0.004 + 10*0.002 + 2*1.733)/2 \\
 z7 &= 0.146 + 6.597*(1.022 + X/100) \\
 z8 &= (2*0.009 + 2*0.897 + 1.733 + 2*1.7545*(X/100) - 2*z5 - z6)/2 \\
 \text{Soma}_1 &= z5+z6+z7+z8 \\
 \text{FOZp\_qa} &= z8/\text{Soma}_1
 \end{aligned}$$

{Temperatura de chama para reação de combustão na queima adicional}

$$A = 0.81$$

$$B = 0.029$$

$$C = 0.004$$

$$D = 0.002$$

$$E = 0.146$$

$$L = 0.009$$

$$G = 0.897 \text{ {número de moles de CO2 da primeira queima}}$$

$$Y = 1.733 \text{ {número de moles de H2O da primeira queima}}$$

$$I = 6.597*(1.022 + X/100) \text{ {número de moles de N2 da primeira queima}}$$

$$J = 1.7545*(X/100) \text{ {número de moles de O2 da primeira queima}}$$

$$\text{Soma}_2 = A + B + C + D + E + L + G + Y + I + J$$

$$\text{FOZr\_qa} = J/\text{Soma}_2$$

$$\text{HR1} = A*\text{ENTHALPY}(\text{CH4}, T=T0) + B*\text{ENTHALPY}(\text{C2H6}, T=T0) + C*\text{ENTHALPY}(\text{C3H8}, T=T0) + D*\text{ENTHALPY}(\text{C4H10}, T=T0) + E*\text{ENTHALPY}(\text{N2}, T=T0) + L*\text{ENTHALPY}(\text{CO2}, T=T0) + G*\text{ENTHALPY}(\text{H2O}, T=T0) + Y*\text{ENTHALPY}(\text{H2O}, T=T4) + I*\text{ENTHALPY}(\text{N2}, T=T4) + J*\text{ENTHALPY}(\text{O2}, T=T4)$$

$$\text{CO2}, T=T4) + Y*\text{ENTHALPY}(\text{H2O}, T=T4) + I*\text{ENTHALPY}(\text{N2}, T=T4) + J*\text{ENTHALPY}(\text{O2}, T=T4)$$

$$\text{HR1} = \text{HR1} \text{ {Adiabatic}}$$

$$\text{HP1} = z5*\text{ENTHALPY}(\text{CO2}, T=T5) + z6*\text{ENTHALPY}(\text{H2O}, T=T5) + z7*\text{ENTHALPY}(\text{N2}, T=T5) + z8*\text{ENTHALPY}(\text{O2}, T=T5)$$

$$P5 = p0$$

$$h5 = z5*\text{ENTHALPY}(\text{CO2}, T=T5) + z6*\text{ENTHALPY}(\text{H2O}, T=T5) + z7*\text{ENTHALPY}(\text{N2}, T=T5) + z8*\text{ENTHALPY}(\text{O2}, T=T5)$$

$$s5 = z5*\text{ENTROPY}(\text{CO2}, T=T5, P=P5) + z6*\text{ENTROPY}(\text{H2O}, T=T5, P=P5) + z7*\text{ENTROPY}(\text{N2}, T=T5, P=P5) + z8*\text{ENTROPY}(\text{O2}, T=T5, P=P5)$$

$$* \text{ENTROPY}(\text{N2}, T=T5, P=P5) + z8*\text{ENTROPY}(\text{O2}, T=T5, P=P5)$$

$$B5 = (\text{mair} + \text{mgn} + \text{mcomb\_ad}) * ((h5 - h0) - T0 * (s5 - s0)) / (\text{Mgases\_qa}) \text{ {kW}}$$

$$\text{Moles\_qa} = z5 + z6 + z7 + z8$$

$$P5c = z5 * P5 / \text{Moles\_qa}$$

$$P5h = z6 * P5 / \text{Moles\_qa}$$

$$P5n = z7 * P5 / \text{Moles\_qa}$$

$$P5o = z8 * P5 / \text{Moles\_qa}$$

$$hch = z5*\text{ENTHALPY}(\text{CO2}, T=Tch) + z6*\text{ENTHALPY}(\text{H2O}, T=Tch) + z7*\text{ENTHALPY}(\text{N2}, T=Tch) + z8*\text{ENTHALPY}(\text{O2}, T=Tch)$$

$$sch = z5*\text{ENTROPY}(\text{CO2}, T=Tch, P=P5c) + z6*\text{ENTROPY}(\text{H2O}, T=Tch, P=P5h) + z7*\text{ENTROPY}(\text{N2}, T=Tch, P=P5n) + z8*\text{ENTROPY}(\text{O2}, T=Tch, P=P5o)$$

$$Bch = (\text{mair} + \text{mgn} + \text{mcomb\_ad}) * ((hch - h0) - T0 * (sch - s0)) / (\text{Mgases\_qa}) \text{ {kW}}$$

$$Tch = 1021.9 \text{ {K}}$$

$$Tcham = 433.2$$

$$\text{DH4ch} = (\text{mair} + \text{mgn}) * (h4/\text{Mgases}) - (\text{mair} + \text{mgn} + \text{mcomb\_ad}) * (hch/\text{Mgases\_qa})$$

```

DHch=(mair+mgn)*(h4/Mgases-H)
H=hch/Mgases_ga
{mcomb_ad = COMBAD(mvap_re,DHvap_re,icald_ga,DHch,PCL,H)
Bcomb_ad = mcomb_ad * Bcomb}
Mgases_ga=z5 *MOLARMASS(CO2)+ z6 *MOLARMASS(H2O)+z7*MOLARMASS(N2)+
z8*MOLARMASS(O2)
Qcc_ga=PCl*(m4+mcomb_ad)

```

{Turbina a vapor-análisis exergético}

```

RB=0.84
m7=mv
h7=h6/MOLARMASS(Steam)
P8=P6
m8=m6-m7
m80=mvap_re-m7
h8=h6
s8=s6
m9=qge*me/(h9-h10)*MOLARMASS(Steam)
Cge=qge*me
Pcog=P9
P9=47.39
x9l=(s9l-sf9)/(sg9-sf9)
sf9=ENTROPY(Water,x=0,P=Pcog)/MOLARMASS(Water)
sg9=ENTROPY(Steam,x=1,P=Pcog)/MOLARMASS(Steam)
T9l=TEMPERATURE(Steam_NBS,h=h9l,P=P9)
h9l=ENTHALPY(Steam,x=x9l,P=P9)
h9=h8-Rit*(h8-h9l)
T9=TEMPERATURE(Steam_NBS,h=h9,P=P9)
s9=ENTROPY(Steam_NBS,h=h9,P=P9)/MOLARMASS(Steam)
DHcog=m9*(h9/MOLARMASS(Steam)-h9s)
s9l=s8
B9=m9*(h9/MOLARMASS(Steam)-ho-T0*(s9-s0))
B9s=m9*(h9s-ho-T0*(s9s-s0))
h9s=ENTHALPY(Water,T=T9s,P=P9)/MOLARMASS(Water)
T9s=T9-DTre
s9s=ENTROPY(Water,T=T9s,P=P9)/MOLARMASS(Water)
m10=m6
P10=P9
T10=T9-DTre
h10=ENTHALPY(Water,T=T10,P=P10)
{kJ/kmol}
s10=ENTROPY(Water,T=T10,P=P10)/MOLARMASS(Water)
m1=m8-m9
m10=m80-m9
P11=10
{kPa}

```

```

x11l=(s11l-sf)/(sg-sf)
sf=ENTROPY(Water,x=0,P=P11)/MOLARMASS(Water)
sg=ENTROPY(Steam,x=1,P=P11)/MOLARMASS(Steam)

```

```

T11!=TEMPERATURE(Steam, P=P11, X=X11)
h11=ENTHALPY(Steam, X=X11, P=P11)
h11=h8-Rit*(h8-h11)
T11=TEMPERATURE(Steam, h=h11, P=P11)
s11=ENTROPY(Steam, h=h11, P=P11)/MOLARMASS(Steam)
s11=s8

B11=m11*(h11/MOLARMASS(Steam)-ho-T0*(s11-so)){kW}
B110= m110*(h11/MOLARMASS(Steam)-ho-T0*(s11-so)) {B120+icdtv_ga+Qcdtv_ga} {kW}

Etv=(m8*((h8-h9)/MOLARMASS(Steam))+m11*((h9-h11)/MOLARMASS(Steam))) {kW}
Etv_ga=(m8*(h8-h9)/MOLARMASS(Steam))+m11*(h9-h11)/MOLARMASS(Steam)) {kW}

Wtv=Etv
vapor}
Wtv_ga=Etv_ga
adicionai}

Wtv=Wtv-(Wb1+Wb2)
Wtv_ga=Wtv_ga-(Wb1+Wb2) {kW}

Rtv=Wtv/Qcald
vapor}
Rtv_ga=Wtv_ga/Qcald_ga
adicionai}

Rbtv=Wtv/B8
turbina a vapor}
Rbtv_ga=Wtv_ga/B80
queima adicional}

{Rendimento exergetico da turbina a vapor com
queima adicional}

DBtv=B8-(B9+B11) {Variação da exergia na turbina}
DBtv_ga=m8*((h8-h9)/MOLARMASS(Steam)-T0*(s8-s9))+m11*(h9-
h11)/MOLARMASS(Steam)-T0*(s9-s11) ) {Variação com queima adicional}

Itv=B8-(B9+B11)-Wtv
Itv_ga=m8*T0*((s9-s8)-(s11-s9)) {kW} {irreversibilidade na turbina}
adicionai}

Eptv=ntnrg*Wtve {kW} {Eleticidade produzida pela turbina a vapor}
Eptv_ga=ntnrg*Wtv_ga {kW} {Eleticidade produzida pela turbina a vapor com
queima adicional}

ftv=DBtv/(Bcomb*mgn)
ftv_1=DBtv_ga/(Bcomb*(mgn+mcomb_ad))

fb=(Wb1+Wb2)/(Bcomb*mgn)
fb_1=(Wb1+Wb2)/(Bcomb*(mgn+mcomb_ad))

cev=mvap/Wtve

{Condensador do ciclo Rankine-análisis exergetico}

P12=P11
T12=TEMPERATURE(Steam, P=P12, X=0)
h12=ENTHALPY(Water, X=0, P=P12)
s12=ENTROPY(Water, X=0, P=P12)/MOLARMASS(Water)

```

```

B12=m11*((h12/MOLARMASS(water)-ho)-T0*(s12-so))
B120=m110*((h12/MOLARMASS(water)-ho)-T0*(s12-so))
Qcdtv=(m11*(h11-h12))/MOLARMASS(Steam)
Qcdtv_ga=(m110*(h11-h12))/MOLARMASS(Steam)
Ecdtv=Qcdtv
Ecdtv_ga=Qcdtv_ga
DBcdtv=m11*(h11-h12)/MOLARMASS(Steam)-m110*(s11-s12)
DBcdtv_ga=m110*(h11-h12)/MOLARMASS(Steam)-m110*(s11-s12)
icdtv=icdtv+ipcdtv
{B11-B12}
icdtv=-m11*T0*(s11-s12)
vapor}
icdtv=-m11*T0*(s11-s12)
{Irreversibilidade destruida do condensador da turbina a vapor}
ipcdtv=Qcdtv
{Irreversibilidade perdida do condensador da turbina a vapor}
icdtv_ga=m110*T0*(s11-s12)
icdtv_ga=icdtv_ga+DBcdtv_ga
{Chiller de absorção hibrido ejetor-compressão-análisis exergetico}
{Valores iniciais}
Xc=Xd+5.0{;}
Pcd=PRESSURE(Steam_NBS,T=Tcd,x=1)
Pev=PRESSURE(Steam_NBS,T=Tev,x=1)
Tev=2+273.15
Tcd=40+273.15
Qevap=3.52*TR
Te2=16.8+273.15
Te3=31.64+273.15
T7=T6
P2=1.4 {kPa}
P3=2.5
P7=P6
Tre=T9
DTre=10
Tp=7+273.15
DTp=5
Tde=T_LIBR(Pcd,Xd,2)
Tds=T_LIBR(Pcd,Xc,2)
Tae=T_LIBR(Pev,Xc,2)
Tas=T_LIBR(Pev,Xd,2)
hde=H_LIBR(Tde,Xd,2)
hds=H_LIBR(Tds,Xc,2)
hae=H_LIBR(Tae,Xc,2)
has=H_LIBR(Tas,Xd,2)
DT=5
{Gerador}
f=Xc/(Xc-Xd)
qge=hce+(f-1)*hds-f*hde

```

{kW}

```
hce=ENTHALPY(Steam_NBS,T=Tce,P=Pcd)/MOLARMASS(Steam)
Tce=(Tds+Tde)/2+273.15
hcs=ENTHALPY(Water,T=Tcd,P=Pcd)/MOLARMASS(Steam)
qcd=hce-hcs
{Válvula de expansão}
hcs=hce
{Evaporador}
gev=hcs-hce
hes=ENTHALPY(Steam_NBS,T=Tev,P=Pev)/MOLARMASS(Steam)
{Ejetores entre o evaporador e o absorvedor}
he2=ENTHALPY(Steam_NBS,T=Te2,P=Pe2)/MOLARMASS(Steam)
he3=ENTHALPY(Steam_NBS,T=Te3,P=Pe3)/MOLARMASS(Steam)
me=(Qevap/gev)
mv1=(me*(he2-hes))/(h7-he2)
mv2=(me*(he3-he2))/(h7-he3)
mv=mv1+mv2
{Vazão de vapor de alta para operar os ejtores}
{Absorvedor}
qab=he3+(f-1)*hae-f*has
{Cálculo COP}
COP=gev/(qge+Ej+0.02*TR)
Ej=ALPHA_1*(h7-he2)+ALPHA_2*(h7-he3)
ALPHA_1=mv1/me
ALPHA_2=mv2/me
{Cálculo do rendimento exergético do chiller, RBch}
DBch=gev*theta_1
DBch_1=Qevap*theta_1
DBag=DBch_1
RBch=DBch/(qge*theta_2+Bj+0.02/me*TR)
theta_2=1-(T0)/T12
T12=DTre/LN((Tre-DTre))
theta_1=1-(T0)/T11
T11=DTP/LN((Tp+DTP)/(Tp))
Bj=(ALPHA_1*((h7-he2)-T0*(s7-se2))+ALPHA_2*((h7-he3)-T0*(s7-se3)))/MOLARMASS(Steam)
se2=ENTROPY(Steam_NBS,T=Te2,P=Pe2)
se3=ENTROPY(Steam_NBS,T=Te3,P=Pe3)
s7=ENTROPY(Steam_NBS,T=T7,P=P7)
Ech=Qevap
Ich=B7+B9-B8-DBag
fch=(qge*theta_2/me*TR)/(Bcomb*mgn)
Wbch=0.02*Qevap
```

{Cálculo dos rendimentos totais}

Ept\_ga=Eptg+Eptv\_ga

Beta\_ga=Qevap/Ept\_ga

Beta\_ga=Qevap/Ept\_ga

Netotal\_ga=(Wtve\_ga+Witig\_ga+Qevap)/Qcc\*100 { % }

Netotal\_ga=(Wtve\_ga+Witig\_ga+Qevap)/(Qcc\_ga)\*100 { % }

NBtotal\_ga=(Wtve\_ga+Witig\_ga+theta\_1\*Qevap)/(Bcomb\*mgn)\*100 { % }

NBtotal\_ga=(Wtve\_ga+Witig\_ga+theta\_1\*Qevap)/(Bcomb\*(mgn+mcomb\_ad))\*100 { % }

m\_ga=NBtotal\_ga/Netotal\_ga

total\_ga=ic+icc+itg+icaid+itv+icdtv+ich

total\_ga=ic+icc+itg+icaid+itv+icdtv+ich

{kW} {kW}

{Análise Termoeconômica}

cgn=7.325\*2 {R\$/MWh} {1 US\$ = 2 R\$}

NHO=8760 {h}

F.C=0.75 {Fator de carga (0 a 1) }

tj=0.12 {taxa de juros}

n=10 {período de recuperação do investimento}

F.AA=tj/(1+(1+tj)^n) {Fator de amortização anual}

f\_omf = 0.01 {fracção do investimento inicial gasto anualmente com despesas fixas de operação e manutenção dos equipamentos}

f\_omv = 0.09 {fracção do investimento inicial gasto anualmente com despesas variáveis de operação e manutenção dos equipamentos}

Ct=(Ctgc+Ccht+Ctv+Ccaid\_rec+C\_BMC2)\*(F.AA+f\_omf+F.C\*t\_omv)/(2\*NHO)

+cgn\*(Bcomb\_ga)/2000 {US\$/h}

CT\_e=Csc\_/(Ept\_ga+DBag)\*1000

{Análise Global Termoeconômica}

Cgn\*(Bcomb\_ga)+Ctgc\*(F.AA+f\_omf+F.C\*t\_omv)/NHO\*1000=ce\*Ept\_ga+cag\*DBag

Cto=Ctgc+Ccaid\_rec+Ctv+Ccht+C\_BMC2

{C=custo de operação; Cch=custo do chiller; C comp=custo de componentes; Cb=custo de bombas}

Ctgc=388\*Eptg\*2 {R\$} {Custo da Turbina a Gás}

Ctv=(836836.1\*(Eptv\_ga/1000)^0.68)\*2 {R\$} {Custo da Turbina a Vapor}

Ccaid\_rec=(110000\*(Qcaid\_ga/26410)^(0.78))^2 {R\$} {Custo da Caldeira de Recuperação}

Cbch=Cch\*0.05 {R\$} {Custo de Bombas}

Cch=600\*TR\*2 {R\$} {Custo de Chiller}{U\$600/TR}



```

{Método da Igualdade}
ce=cag

{Análise de Custos Detalhada}
{Subsistema 1: Turbina a gás-compressor de ar}
cgn*Bcomb_1+Ctg*(FAA+f_omt+ F.C*f_omv)/NHO*1000=ce_1*Eptg+c4*B4
{Método da Igualdade}
ce_1=c4
{Ep_tg= eletricidade produzida pela turbina a gás}
{Método da Extração}
{cg=cgn}
cee_1*Eptg=cgn*(Bcomb_1- B4)+Ctg*(FAA+f_omt+ F.C*f_omv)/NHO*1000

{Subsistema 2: Turbina a vapor-caldeira de recuperação}
c6*B60=c4*B4+c14*B140+cgn*Bcomb_ad+Ccald_rec*(FAA+f_omt+ F.C*f_omv)/NHO*1000
c14*B140=c9*B110+c9*B9s+C_BMC2*(FAA+f_omt+ F.C*f_omv)/NHO*1000
{C_BMC2=C_Bomb1+C_Bomb2+C_Bomb3+C_Mist+C_Cond1+C_Cond2}
C_BMC2=400000*2 {R$} {custo de Bomba+Misturador+Condensador}
W_Bomb2=Wb11+Wb22+Wb3
ce_2*Eptv_ga+c9*B9+c9*B110=c6*B80+Civ*(FAA+f_omt+ F.C*f_omv)/NHO*1000

{Método da Igualdade}
c9=ce_2
{c9=c11}
{Método da Extração}
{c6=c9}
{c6=c11}
cee_2=(c6*(B80-B9-B110)+Civ*(FAA+f_omt+ F.C*f_omv)/NHO*1000)/(Eptv_ga)

```

{Subsistema 3: Sistema de refrigeração a Absorção Pura}

$$c_9(B7-B7s)+c_9(B9-B9s)+Ccht*(FAA+f_{omf}+F.C*f_{omv})/NHO*1000 = cag_{!}DBag$$

{Custo de água gelada , quando  $c_9=ce_{-2}$ }

$$c_6(B7-B7s)+c_6(B9-B9s)+Ccht*(FAA+f_{omf}+F.C*f_{omv})/NHO *1000 = cag_{e}DBag$$

{Custo de água gelada , quando  $c_6=c_9$ }

$$Ccht=Cch+Cbch$$

$$B7s=mv*((h7s-ho)-T0*(s7s-so))$$

$$h7s=ENTHALPY(Steam_NBS, T=T_{e3}, P=P_{e3})/MOLARMASS(Steam)$$

$$s7s=ENTROPY(Steam, T=T_{e3}, P=P_{e3})/MOLARMASS(Steam)$$

{resultados finais de custos de vapor de alta e baixa}

$$b_{-60}=B60/mvap_{re} \quad \{kJ/kg\}$$

$$b_{-9}=B9/m_9$$

$$c_6_{-1}=c_6*b_{-60}/3600 \quad \{R\$/ton\}$$

$$c_9_{-1}=c_9*b_{-9}/3600$$

$$c14_{-1}=(c14*B140/mvap_{re})/3600$$

$$mag=Qevap/(4.18*6)$$

$$b_{-ag}=DBag/mag$$

$$c_{-ag!}=cag_{!}b_{-ag}/3600 \quad \{R\$/ton\}$$

$$c_{-age}=cag_{e}b_{-ag}/3600 \quad \{R\$/ton\}$$

{Custo global da eletricidade do sistema de cogeração aplicando a análise detalhada}

$$Cce_{-!}=(Eptg_{ce_{-1}}+Eptv_{qa_{ce_{-2}}})/2000 \quad \{US\$/h\}$$

{método da igualdade}

$$Cgag_{!}=(cag_{!}DBag)/2000 \quad \{US\$/h\}$$

$$Csc_{-!}=cgag_{!}+Cce_{-!} \quad \{US\$/h\}$$

$$Cce_{-e}=(Eptg_{ce_{-1}}+Eptv_{qa_{ce_{-2}}})/2000 \quad \{US\$/h\}$$

{método da extração}

$$Cgag_{-e}=(cag_{-e}DBag)/2000 \quad \{US\$/h\}$$

$$Csc_{-e}=Cce_{-e}+Cgag_{-e} \quad \{US\$/h\}$$

$$Csc=(ce_{-e}Ept_{qa}+cag_{e}DBag)/2000 \quad \{US\$/h\}$$

$$c_{-ag}=cag_{e}b_{-ag}/3600$$

**Equacionamento da queima adicional do combustível na caldeira de recuperação**

A equação da combustão da queima de gás natural adicional na caldeira de recuperação

com os produtos da combustão da turbina a gás é:

$$(0,81\text{CH}_4 + 0,029\text{C}_2\text{H}_6 + 0,004\text{C}_3\text{H}_8 + 0,002\text{C}_4\text{H}_{10} + 0,146\text{N}_2 + 0,009\text{CO}_2) = \text{GN}$$

$$(0,897\text{CO}_2 + 1,733\text{H}_2\text{O} + 6,597(1,022 + \text{X}/100)\text{N}_2 + 1,7545(\text{X}/100)\text{O}_2) = \text{GRTG}$$

$$(z_5\text{CO}_2 + z_6\text{H}_2\text{O} + z_8\text{O}_2) = \text{PCCR}$$

GN: gás natural

GRTG: gases rejeitos da turbina a gás

PCCR: produtos da combustão da caldeira de recuperação

Logo:

$$\text{GN} + \text{GRTG} \rightarrow \text{PCCR}$$

(A4.1)

Calculando a temperatura de chama  $T_5$ .

HP : entalpia dos produtos

HR : entalpia dos reagentes

$$\text{HP} = z_5\text{H}(\text{CO}_2, T = T_5) + z_6\text{H}(\text{H}_2\text{O}, T = T_5) + z_7\text{H}(\text{N}_2, T = T_5) + z_8\text{H}(\text{O}_2, T = T_5) +$$

$$\text{Hr} = 0,81\text{H}(\text{CH}_4, T = T_0) + 0,029\text{H}(\text{C}_2\text{H}_6, T = T_0) + 0,004\text{H}(\text{C}_3\text{H}_8, T = T_0) +$$

$$+ 0,002\text{H}(\text{C}_4\text{H}_{10}, T = T_0) + 0,146\text{H}(\text{N}_2, T = T_0) + 0,009\text{H}(\text{CO}_2, T = T_0) +$$

$$+ 0,897\text{H}(\text{CO}_2, T = T_4) + 1,733\text{H}(\text{H}_2\text{O}, T = T_4) + 6,597(1,022 + \text{X}/100)\text{H}(\text{N}_2, T = T_4) +$$

$$+ 1,7545\text{X}/100\text{H}(\text{O}_2, T = T_4)$$

$$\text{HP} = \text{HR}$$

(A4.2)

Depois de introduzir esta equação no EES:  $T_s = T_{chama} = 1370\text{K}$ , confirmando a recomendação de Ganapathy, que para queima adicional indica valores de  $T_s$  de 1200 K a 2033 K.

Esta equação também nos proporciona o fluxo de massa de combustível adicional.

**SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO:  
COM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COMERCIAL**

**ANEXO V**

$$\begin{aligned} Z_4 &= 1.7545 \cdot X / 100 \\ Z_3 &= 6.597 \cdot (1.022 + X / 100) \\ Z_2 &= (4 \cdot 0.81 + 6 \cdot 0.029 + 8 \cdot 0.004 + 10 \cdot 0.002) / 2 \\ Z_1 &= 0.81 + 2 \cdot 0.029 + 3 \cdot 0.004 + 4 \cdot 0.002 + 0.009 \\ \{0.81C_4H_4 + 0.029C_2H_6 + 0.004C_3H_8 + 0.002C_4H_{10} + 0.146N_2 + 0.009CO_2 + 1.7545(1 + X/100)(O_2 + 3.76N_2)\} \end{aligned}$$

{Equação da combustão da queima do gás natural com Bcesso de ar}

{Câmara de combustão - análise exergetica}

$$\begin{aligned} RBC &= DBc/Wc \\ RBC &= Wc / (Bcomb \cdot mgn) \quad \text{{fator de compressor}} \\ RBC &= DBc/Wc \quad \text{{Rendimento exergetico do compressor}} \\ IC &= (T_0 \cdot (s_2 - s_1)) / (MOLARMASS(Air) \cdot mair) \quad \text{{irreversibilidade do compressor}} \\ DBc &= mair \cdot ((h_2 - h_1) - T_0 \cdot (s_2 - s_1)) / (MOLARMASS(Air)) \quad \text{{Variação de exergia de ar no compressor}} \\ Wc &= (h_2 - h_1) / MOLARMASS(Air) \cdot mair \quad \text{{kW}} \quad \text{{potencia do compressor}} \\ DBc &= mair \cdot ((h_2 - h_1) - T_0 \cdot (s_2 - s_1)) / (MOLARMASS(Air)) \quad \text{{kW}} \quad \text{{Variação de exergia de ar no compressor}} \\ s_2 &= ENTROPY(Air, h=h_2, P=p_2) \\ h_2 &= (h_2 + h_1 \cdot (Rc - 1)) / Rc \\ h_2i &= ENTHALPY(Air, T=T2i) \\ T2i &= TEMPERATURE(Air, s=s1, P=p2) \\ s1 &= ENTROPY(Air, T=T1, P=p1) \\ h1 &= ENTHALPY(Air, T=T1) \\ mair &= mgn \cdot Rm \\ Mar &= 1.7545 \cdot (1 + X/100) \cdot (MOLARMASS(O_2) + 3.76 \cdot MOLARMASS(N_2)) \quad \text{{kg/kmol}} \\ T2 &= TEMPERATURE(Air, s=s2, P=p2) \\ p2 &= Rp \cdot p1 \end{aligned}$$

{calculando}

$$\begin{aligned} p1 &= p0 \\ T1 &= T0 \\ Rp &= 14 \\ Rc &= 0.84 \quad \text{{Relação de pressão}} \\ T0 &= 303.15 \quad \text{{K}} \\ p0 &= 101.325 \quad \text{{kPa}} \end{aligned}$$

{dados iniciais}

{Compressor - análise exergetica}

{Ciclo Brayton} {ciclo turbina a gás}

$$Xd = 55 \quad \text{{Concentração diluída em \%}}$$

$$TR = 334 \quad \text{{ton de refrigeração}}$$

$$Witg = 5540 \quad \text{{Potência requerida em kW}}$$

{Dados requeridos}

{Análise de um sistema de cogeração sim queima adicional} {Caso simples}

```

exergia fisica do combustivel:(0.81CH4+0.029 C2H6+0.004 C3H8+0.002 C4H10+0.146
N2+0.009 CO2)+1.7545(1+X/100) (O2 +3.76 N2) }
EcombF=R/16.043*T0*LN(Rp)/Mcomb
exergia quimica do combustivel:(0.81CH4+0.029 C2H6+0.004 C3H8+0.002 C4H10+0.146
N2+0.009 CO2)+1.7545(1+X/100) (O2 +3.76 N2) }
Ecombq=SUM Xk*Bch Xk + RT0*(SUM Xk*LN Xk)}
{Valores de exergia quimica segundo Szargut}
Bch4=831650
Bc2h6=1495840
Bc3h8=2154000
Bc4h10=2805800
Bo2=3970
Bn2=720
Bco2=19870
Bh2o=9500
Ecombq=(0.81*Bch4+0.029*Bc2h6+0.004*Bc3h8+0.002*Bc4h10+0.146*Bn2+0.009*Bco2+R*T
*LN(0.009))/Mcomb {kJ/kgcomb}
R=8.314 {kJ/kmol-K}
Mcomb=0.81*MOLARMASS(C4H10)+0.029*MOLARMASS(C2H6)+0.004*MOLARMASS(C3H8)+
0.002*MOLARMASS(C4H10)+0.146*MOLARMASS(N2)+0.009*MOLARMASS(CO2)
{kg/kmol}
Ecomb=EcombF+Ecombq
Ecomb_1=mgn*Bcomb
PC1=37830
Qcc=PC1*mgn
Bcc=mgn*Bcomb +Dbc - icc
Rm=Mar/Mcomb
Bgn=Bcomb_1 {kW} {exergia do gás natural}
{Referência para cálculo da exergia dos gases de combustão}
h0=0.897*ENTHALPY(CO2,T=T0)+1.733*ENTHALPY(H2O,T=T0)+6.5970*(1.022+X/100)*ENT
HALPY(N2,T=T0)+1.7545*X/100*ENTHALPY(O2,T=T0)
h0=0.897*ENTROPY(CO2,T=T0,P=Poc)+1.733*ENTROPY(Steam_NBS,T=T0,P=Poh)+6.5970
*(1.022+X/100)*ENTROPY(N2,T=T0,P=Pon)+1.7545*X/100*ENTROPY(O2,T=T0,P=Poo)
{kJ/kmol-K}
ho=h0/Mgases
so=s0/Mgases

```

```

{Pressões parciais dos componentes do combustível}
Poc=0.0335
Poh=2.2
Pon=75.78
Poo=20.39
B3=(mair+mgn)*(h3-h0-T0*(s3-s0))/Mgases
B3={kW}
Icc=DBC+Bcomb-1-B3
RBcc=B3/(DBC+Bgn)
{kJ}
{Pressões parciais dos produtos de combustão}
p3=p2
p3c=0.897*p3/Moles
p3h=1.733*p3/Moles
p3n=6.597*(1.022+X/100)*p3/Moles
p3o=1.7545*X/100*p3/Moles
Moles=(0.897+1.733+6.597*(1.022+X/100)+1.7545*X/100)
Rit=0.84
Kg=1.33
T4i=T3*(1/Rp)**((Kg-1)/Kg)
T4=(T3-Rit*(T3-T4i))
h4=(0.897*ENTHALPY(CO2,T=T4)+1.733*ENTHALPY(H2O,
T=T4)+6.597*(1.022+X/100)*ENTHALPY(N2,T=T4)+1.7545*X/100*ENTHALPY(O2,T=T4))
{s4=(0.897*ENTROPY(CO2,T=T4,P=P4c)+1.733*ENTROPY(Steam_NBS,T=T4,
P=P4h)+6.597*(1.022+X/100)*ENTROPY(N2,T=T4,P=P4n)+1.7545*X/100*ENTROPY(O2,
T=T4,P=P4o)) {kJ/kmol-K}
}Turbina a gás- análise exergético}
HR=0.81*enthalpy(CH4,T=T0)+0.029*enthalpy(C2H6,T=T0)+0.004*enthalpy(C3H8,T=T0)+0.00
2*enthalpy(C4H10,T=T0)+0.146*enthalpy(N2,T=T0)+0.009*enthalpy(CO2,T=T0)+1.7545*(1+
X/100)*(enthalpy(O2,T=T2)+3.76*enthalpy(N2,T=T2)))
HP = HR {Adiabatic}
HP=z1*enthalpy(CO2,T=T3)+z2*enthalpy(H2O,T=T3)+z3*enthalpy(N2,T=T3)+z4*
enthalpy(O2,T=T3)
X=270 {excesso de ar}
Mgases=0.897*MOLARMASS(CO2)+1.733*MOLARMASS(Steam_NBS)+6.597*(1.022+X/100)
*MOLARMASS(N2)+1.7545*X/100*MOLARMASS(O2) {kg/kmol}
h3=(0.897*ENTHALPY(CO2,T=T3)+1.733*ENTHALPY(H2O,T=T3)+6.597*(1.022+X/100)*ENT
HALPY(N2,T=T3)+1.7545*X/100*ENTHALPY(O2,T=T3)) {kJ/kmol}
s3=(0.897*ENTROPY(CO2,T=T3,P=P3c)+1.733*ENTROPY(Steam_NBS,T=T3,
P=P3h)+6.597*(1.022+X/100)*ENTROPY(N2,T=T3,P=P3n)+1.7545*X/100*ENTROPY(O2,
T=T3,P=P3o)) {kJ/kmol-K}
{Pressões parciais dos produtos de combustão}
p3=p2
p3c=0.897*p3/Moles
p3h=1.733*p3/Moles
p3n=6.597*(1.022+X/100)*p3/Moles
p3o=1.7545*X/100*p3/Moles
Moles=(0.897+1.733+6.597*(1.022+X/100)+1.7545*X/100)
Rit=0.84
Kg=1.33
T4i=T3*(1/Rp)**((Kg-1)/Kg)
T4=(T3-Rit*(T3-T4i))
h4=(0.897*ENTHALPY(CO2,T=T4)+1.733*ENTHALPY(H2O,
T=T4)+6.597*(1.022+X/100)*ENTHALPY(N2,T=T4)+1.7545*X/100*ENTHALPY(O2,T=T4))
{s4=(0.897*ENTROPY(CO2,T=T4,P=P4c)+1.733*ENTROPY(Steam_NBS,T=T4,
P=P4h)+6.597*(1.022+X/100)*ENTROPY(N2,T=T4,P=P4n)+1.7545*X/100*ENTROPY(O2,
T=T4,P=P4o)) {kJ/kmol-K}

```



```

{Pressões parciais dos gases na saída da turbina a gás}
p4=p1
P4c=0.897*p1/Moles
P4h=1.733*p1/Moles
P4n=6.597*(1.022+X/100)*p1/Moles
P4o=1.7545*X/100*p1/Moles
B4=(mair+mgn)*(h4-h0-T0*(s4-s0))/Mgases
Tcham=T4-((h6-h14*MOLARMASS(Water))/(h6-hw))*(T4-Tpinch)
T5=Tcham
hcham=h5
h5=(0.897*ENTHALPY(CO2,
T=T5)+1.733*ENTHALPY(H2O,T=T5)+6.597*(1.022+X/100)*ENTHALPY(N2,
T=T5)+1.7545*X/100*ENTHALPY(CO2,T=T5)) {kJ/kmol}
s5=(0.897*ENTROPY(CO2,T=T5,P=P5c)+1.733*ENTROPY(Steam_NBS,T=T5,
P=P5h)+6.597*(1+X/100)*ENTROPY(N2,T=T5,P=P5n)+1.7545*X/100*ENTROPY(O2,T=T5,
P=P5o)) {kJ/kmol-K}
B5=(mair+mgn)*(h5-h0-T0*(s5-s0))/Mgases
{Pressões parciais dos gases de exaustão na chaminé}
p5=p4
P5c=0.897*p5/Moles
P5h=1.733*p5/Moles
P5n=6.597*(1.022+X/100)*p5/Moles
P5o=1.7545*X/100*p5/Moles
Wtg=(mair+mgn)*(h3-h4)/Mgases*0.96 {kJ/kgcomb} {Potência gerada por os gases na
turbina}
Wltg=Wtg-Wc {kW} {Potência líquida da turbina}
mg=mair+mgn {kg/s}
DBtg=(mair+mgn)*((h3-h4)-T0*(s3-s4))/Mgases {kW} {Variação de exergia dos gases na
turbina a gás}
ltg=(mair+mgn)*T0*(s4-s3)/Mgases {irreversibilidade da turbina a gás}
Rtg=Wltg/(mgn*PC1)
RBtg=Wltg/B3
ng=0.95
nr=0.95
Ep_tg=nr*ng*Wltg
fig=DBtg/(Bcomb*mgn)
cectg=Mcomb/Wltg {consumo específico de combustível da turbina a gás}{kg comb/kW-h}

```

```

{Ciclo Rankine}
{Caldeira de recuperação-análisis exergético}
cpg=1.063
{kJ/kg-K}
vb1=VOLUME(Water, T=T12, x=0)
h13=h12+vb1*(P9-P11)/Rb
Tsat=TEMPERATURE(Water, P=P6, x=1)
{Temperatura de saturação}
Tpinch=Tsat+20
{pinch}
vb2=VOLUME(Steam, T=T10, x=0)
h14=(h10/MOLARMASS(Water)+vb2*(P6-P9)/Rb)
{kJ/kg}
s14=s10
Wb1=m11*vb1*(Pcog-P11)/Rb
Wb2=m6*vb2*(Pcald-Pcog)/Rb
cpa=4.183
{kJ/kg-K}
T13=Wb1/(m11*cpa)+T12
Tw=Tsat-10
{approach}
hw=ENTHALPY(Steam, T=Tw, P=P6)
T14=Wb2/(m6*cpa)+T10
m6=((h4-h5)/Mgases)*(mair+mgn)/((h6/MOLARMASS(Steam)-h14))
m_vap=m6
TH=m_vap*3.6
{ton/hde vapor}
{Pcald=3000}
P6=Pcald
Tsup=T6
T6=Tsat+50
hsup=h6
h6=ENTHALPY(Steam_NBS, T=T6, P=P6)
s6=ENTROPY(Steam_NBS, T=T6, P=P6)/MOLARMASS(Steam)
ssup=s6
B6=m6*(h6/MOLARMASS(Steam)-ho-T0*(s6-so))
Qre=Qcald+Icald
Qcald=m6*(h6/MOLARMASS(Steam)-h14)
{kJW}
DBcald=B4-B5
Icald=B4-B5-B6+B14
B14=m6*(h14-ho-T0*(s14-so))
RBcald=DBcald/(B4+B14)
exergético na caldeira}
Rcald=Qcald/Qre
Icald=DBcald/(Bcomb*mgn)
}Turbina a vapor-análisis exergético}
RB=0.84
P8=P6
m8=m6
h8=h6
s8=s6

```

```

B8=B6
m9=qge*mev/(h9/MOLARMASS(Steam)-h10/MOLARMASS(Water)) {kg/s}
Cge=qge*mev {kW}
Pcog=P9
P9= 96.53 {kPa}
x9!=(s9!-sf9)/(sg9-sf9)
hf9=ENTHALPY(Water,x=0,P=P9)/MOLARMASS(Water)
sf9=ENTROPY(Water,x=0,P=Pcog)/MOLARMASS(Water)
sg9=ENTROPY(Steam,x=1,P=Pcog)/MOLARMASS(Steam)
T9f=TEMPERATURE(Steam_NBS,h=h9,P=P9)
h9f=ENTHALPY(Steam,x=x9f,P=P9)
h9=h8-Rit*(h8-h9f)
T9=TEMPERATURE(Steam_NBS,h=h9,P=P9)
s9=ENTROPY(Steam_NBS,h=h9,P=P9)/MOLARMASS(Steam)
DHcog=m9*(h9/MOLARMASS(Steam)-h9s)
s9f=s8
B9=m9*(h9/MOLARMASS(Steam)-ho)-T0*(s9-s0))
h9s=ENTHALPY(Water,T=T9s,P=P9)/MOLARMASS(Water)
T9s=T9-DTre
s9s=ENTROPY(Water,T=T9s,P=P9)/MOLARMASS(Water)
m10=m6
P10=P9 {kPa}
T10=T9s
h10=ENTHALPY(Water,T=T10,P=P10) {kJ/kg}
s10=ENTROPY(Water,T=T10,P=P10)/MOLARMASS(Water)
m1=m8-m9
P11=10
x11=(s11-sf)/(sg-sf)
sf=ENTROPY(Water,x=0,P=P11)/MOLARMASS(Water)
sg=ENTROPY(Steam,x=1,P=P11)/MOLARMASS(Steam)
T11f=TEMPERATURE(Steam,P=P11,x=x11f)
h11f=ENTHALPY(Steam,x=x11f,P=P11)
h11=h8-Rit*(h8-h11f)
T11=TEMPERATURE(Steam,h=h11,P=P11)
s11=ENTROPY(Steam,h=h11,P=P11)/MOLARMASS(Steam)
s11f=s8
B11=m11*(h11/MOLARMASS(Steam)-ho)-T0*(s11-s0))
E1v=(m8*(h8-h9)/MOLARMASS(Steam))+m11*(h9-h11)/MOLARMASS(Steam)) {kW}
Wtv=E1v
Wtv=(Wb1+Wb2)
R1v=Wtve/Qcald
Rb1v=(Wtve)/B6
DB1v=B6-(B9+B11)*(m8*(h8-h9)/MOLARMASS(Steam)-T0*(s8-s9))+m11*(h9-
h11)/MOLARMASS(Steam)-T0*(s9-s11) ) {Variação da exergia na turbina}
Itv=B6-(B9+B11)-Wtve/(m8*T0*(s8-s9)+m11*T0*(s9-s11))
{kW} {Inversibilidade na turbina}
Ep_tv=nt*ng*Wtve {Eficiência produzida pela turbina a vapor/kg de comb}
Itv=DB1v/(Bcomb*mgn)
fb=(Wb1+Wb2)/(Bcomb*mgn)
cev=m_vap/Wtve {consumo específico de vapor} {kg vapor/kW-h}

```

```

{Condensador do ciclo Rankine-análisis exergetico}
P12=P11
T12=TEMPERATURE(Steam,P=P12,x=0)
h12=ENTHALPY(Water,x=0,P=P12)
s12=ENTROPY(Water,x=0,P=P12)
B12=m11*((h12/MOLARMASS(Water)-ho)-T0*(s12-so))
Qcdtv=(m11*(h11-h12))/MOLARMASS(Steam)
Ecdtv=Qcdtv
DBcdtv=m11*(h11-h12)/MOLARMASS(Steam)-m11*T0*(s11-s12)
Icdtv=m11*T0*(s11-s12)
fcdtv=DBcdtv/(Bcomb*mgn)
}Cálculo do chiller a absorgão}
gev=hes-hee
qcd=hce-hcs
qge=hce+(f-1)*hds-f*hde
f=Xc/(Xc-Xd)
gab=hes+(f-1)*hae-f*has
COP=qev/qge
Xc=Xd+5
Tev=2+273.15{C}
Tcd=29.45+273.15{C}
Pev=PRESSURE(Steam_NBS,T=Tev,x=1)
Pcd=PRESSURE(Steam_NBS,T=Tcd,x=1)
hcs=ENTHALPY(Steam_NBS,T=Tcd,x=0)/MOLARMASS(Steam)
he=hcs
hde=H_LIBR(Tde,Xd,Units)
Units=2
Tde=T_LIBR(Pcd,Xd,Units)
hds=H_LIBR(Tds,Xc,Units)
Tds=T_LIBR(Pcd,Xc,Units)
hae=H_LIBR(Tae,Xc,Units)
Tae=T_LIBR(Pev,Xc,Units)
has=H_LIBR(Tas,Xd,Units)
Tas=T_LIBR(Pev,Xd,Units)
hce=ENTHALPY(Steam_NBS,T=Tce,P=Pcd)/MOLARMASS(Steam)
Tce=(Tds+Tde)/2+273.15
hes=ENTHALPY(Steam_NBS,T=Tes,P=Pev)/MOLARMASS(Steam)
Tes=273.15+(Tae+Tas)/2
{Qvap=((Hst-Hsch)/MOLARMASS(Steam_NBS))*m_vap
Hst=0.85*(Hst-Hsup)+Hsup}
Qref=mev*(hes-hee)
mev=Qevap/qev
Qsep=mev*qge
Qcond=mev*qcd
Qabs=mev*qab
D1=(Qsep+Qevap)-(Qcond+Qabs)
{Wfd=(Pcd-Pev)*mev*V_LIBR(Tas;Xd;Units)}
Q1=f*(has-hde)
Q2=(hds-hae)*(f-1)
Qevap=3.52*TR
DBag=Qevap*theta_1
D2=(Q2+Q1)*mev
Bref=Qref*theta_1
theta_1=abs(1-T0/Tin1)
Tin1=(Tws-Twe)/LN(Tws/Twe)

```

{Cálculo dos rendimentos totais}

$$Twe=7+273.15$$

$$Tws=12+273.15$$

$$Bge=qge*\theta_2$$

$$\theta_2=abs(1-T0/Tin2)$$

$$Tin2=Dtre/LN(T9/T10)$$

$$DTre=10$$

$$Wbs=0.02*Qevap$$

$$Ep_t=Ep_tg+Ep_tv$$

$$Beta=Qevap/Ep_t$$

$$Netotal=(Wtve+Wlitg+Qevap)/Ccc*100 \quad \{\%\}$$

$$NBtotal=(Wtve+Wlitg+Qevap*\theta_1)/(Bgn)*100 \quad \{\%\}$$

$$m=NBtotal/Netotal$$

$$Itotal=lc+lcct+itg+lcald+ltv+lctdv$$

$$cec=mgn/Ep_t \quad \{\text{consumo específico de combustível total}\}$$

{Análise Termoeconômica}

$$cgn=7.325*2 \quad \{\text{R\$/MWh}\} \quad \{1 \text{ US\$} = 2 \text{ R\$}\}$$

$$NHO=8760 \quad \{h\}$$

$$F.C=0.75 \quad \{\text{Fator de carga (0 a 1)}\}$$

$$tj=0.12 \quad \{\text{taxa de juros}\}$$

$$n=10 \quad \{\text{período de recuperação do investimento}\}$$

$$FAA=tj/(1-(1+tj)^n) \quad \{\text{Fator de amortização anual}\}$$

$$f_omf = 0.01 \quad \{\text{fracção do investimento inicial gasto anualmente com despesas fixas de operação e manutenção dos equipamentos}\}$$

$$f_omv = 0.09 \quad \{\text{fracção do investimento inicial gasto anualmente com despesas variáveis de operação e manutenção dos equipamentos}\}$$

$$Ctg=388*Ep_tg*2 \quad \{\text{R\$}\} \quad \{\text{Custo da Turbina a Gás}\}$$

$$Ctv=(836836.1*(Ep_tv/1000)^0.68)*2 \quad \{\text{R\$}\} \quad \{\text{Custo da Turbina a Vapor}\}$$

$$Ccald_{rec}=(1100000*(Qcald/26410)^{0.78})*2 \quad \{\text{R\$}\} \quad \{\text{Custo da Caldeira de Recuperação}\}$$

$$Cbs=Cch*0.05 \quad \{\text{R\$}\} \quad \{\text{Custo de Bombas}\}$$

$$Cch=850*TR*2 \quad \{\text{R\$}\} \quad \{\text{Custo de Chiller}\} \quad \{US\$850/TR\}$$

$$CT=(Ctg+Ccht+Ctv+Ccald_{rec}+C_{BMC})*(FAA+f_omf+F.C*f_omv)/(2*NHO)$$

$$+cgn*Bcomb_1/2000 \quad \{\text{US\$/h}\}$$

{Análise Global Termoeconômica}

$$Cgn*Bcomb_1+Cto*(FAA+f_omf+F.C*f_omv)/NHO*1000=ce*Ep_t+cag*DBag$$

$$Cto=Ctg+Ccald_{rec}+Ctv+Cch+Cbs+C_{BMC}$$

{Co=custo de operação; Cch=custo do chiller; C comp=custo de componentes; Cb=custo de bombas}

```

{Método da Igualdade}
ce=cag
{Análise de Custos Detalhada}
{Subsistema 1: Turbina a gás-compressor}
cgn*Bcomb_1+Ctg*(FAA+f_omf+ F.C*f_omv)/(NHO)*1000=ce_1*Ep_tg+c4*B4
{Método da Igualdade}
ce_1=c4
{Ep_tg= eletricidade produzida pela turbina a gás}
{Método da Extração}
{c4=cgn}
cee_1*Ep_tg=cgn*(Bcomb_1-B4)+Ctg*(FAA+f_omf+ F.C*f_omv)/(NHO)*1000
{Subsistema 2: Turbina a Vapor-Caldreira de recuperação}
c6*B6=c4*B4+c14*B14+Ccald_rec*(FAA+f_omf+ F.C*f_omv)/(NHO)*1000
c9*B11+c9*B9s+ce_2*W_Bomb+C_BMC*(FAA+f_omf+ F.C*f_omv)/(NHO)*1000=c14*B14
W_Bomb=Wb1+Wb2
C_BMC=30000*2 {R$} {custo de Bomba+Misturador+Condensador}
ce_2*Ep_tv+c9*B9+c9*B11=c6*B6+Ctv*(FAA+f_omf+ F.C*f_omv)/(NHO)*1000
{Método da Igualdade}
c9=ce_2
{c9=c11}
{Método da Extração}
{c9=c11=c6}
cee_2=(c6*(B6-B9-B11)+Ctv*(FAA+f_omf+ F.C*f_omv)/(NHO)*1000)/Ep_tv
{Subsistema 3: Sistema de refrigeração a Absorção Pura}
ce_2*(B9-B9s)+ce_2*Wbs+Ccht*(FAA+f_omf+ F.C*f_omv)/(NHO)*1000 = cag_1*DBag
{Custo de água gelada , quando c9=ce_2}

```

$c6 = (B9 - B9s) + cee\_2 * Wbs + Ccht * (FAA + t\_omf + F.C * t\_omv) / (NHO) * 1000 = cag\_e * DBag$   
 {Custo de água gelada, quando c6=c9}

Ccht=Cch+Cbs

{resultados finais de custos de vapor de alta e baixa}

$b\_6 = B6/m6$  {kJ/kg}  
 $b\_9 = B9/m9$

$c6\_1 = c6 * b\_6 / 3600$  {R\$/ton}

$c9\_1 = c9 * b\_9 / 3600$

$c14\_1 = (c14 * B14 / m6) / 3600$

$mag = Qevap / (4.18 * 6)$

$b\_ag = DBag / mag$

$c\_agi = cag\_i * b\_ag / 3600$  {R\$/ton}

$c\_age = cag\_e * b\_ag / 3600$  {R\$/ton}

{Custo global da eletricidade do sistema de cogeração aplicando a análise detalhada}

$Cce\_i = (Ep\_ig * ce\_1 + Ep\_iv * ce\_2) / 2000$  {US\$/h} {método da igualdade}

$Cgag\_i = (cag\_i * DBag) / 2000$  {US\$/h}

$Csc\_i = Cgag\_i + Cce\_i$  {US\$/h}

$Cce\_e = (Ep\_ig * cee\_1 + Ep\_iv * cee\_2) / 2000$  {US\$/h} {método da extração}

$Cgag\_e = (cag\_e * DBag) / 2000$  {US\$/h}

$Csc\_e = Cce\_e + Cgag\_e$  {US\$/h}

$Csc = (ce * Ep\_i + cag * DBag) / 2000$  {US\$/h}

$c\_ag = cag * b\_ag / 3600$

$ces\_t = (ce + cag) / 2$

$ces\_ti = (ce\_1 + ce\_2 + cag\_i) / 2$

$ces\_te = (cee\_1 + cee\_2 + cag\_e) / 2$

$CT\_e = Csc\_i / (Ep\_i + DBag) * 1000$

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

1 Arbon, I. M. The Compression of Fuel Gas for Turbines, Engines, and Boilers in Cogeneration Plants, Journal of Eng. For Gas Turbines and Power, vol.117, pp. 67-73, January 1995.

2 Badar, M.A.; Zubiar, S.M. On Thermoeconomics of a Sensible Heat, Thermal Energy Storage System. Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME v 117 n 3 Aug 1995. P 255-259

3 Bejan, A., Advanced Engineering Thermodynamics, John Wiley & Sons, New York, 1988.

4 Bejan, A. Minimizing Entropy in Thermal Systems, Advanced Energy Systems, Mechanical Engineering, pp. 88-91/August 1989.

5 Bejan, A., Tsatsaronis G., Moran M., Thermal Design & Optimisation John Wiley, New York, 1996.

6 Baughn, J.W. Bagheri, N. The effect of Thermal Matching on the Thermodynamic Performance of Gas Turbine and IC Engine Cogeneration Systems. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. January 1987, Vol. 109/39

7 Boehm, Robert. F. Design Analysis of Thermal Systems. John Wiley & Sons Canada, 1987.

8 Bolland, O. A Comparative Evaluation of Advanced Combined Cycle Alternatives, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. April 1991, Vol. 113. pp. 190-197. Transaction of the ASME.

9 Cate Jones Competitive realities change focus of boiler/HRSG design. Boiler and combustion systems. Power, February 1996

10 Chih, Wu. Power Optimization of an Endoreversible Brayton Gas Heat Engine, Energy Convers. Mgmt Nº6 vol.31, pp. 561-565. Pergamon Press, Great Britain, 1991.

11 Chin, W.W. El-Masri, M. A. Exergy Analysis of Combined Cycles: Part 2— Analysis and Optimization of Two-Pressure Steam Bottoming Cycles, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol.109, pp. 237-243, April 1987. Transaction of the ASME.



- 12 Da Silva, A. C., Bajay, S. V., Horta Nogueira, L. A. Métodos de Alocação de Custos Comuns em Instalações de Cogeração, XI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica-São Paulo, SP- Brazil, Dezembro 1991.
- 13 De Lucia, Maurizio; Lantanchi, Carlo Analysis of an Industrial Cogeneration Unit Driven by a Gas Engine: Part 2 – Exergy and Thermo-economic Analysis. American Society of Mechanical Engineers, International Gas Turbine Institute IGTI 9 1994, ASME, New York, NY, USA. P 265-271
- 14 De Lucia, Maurizio Performance and Economic Enhancement of Cogeneration Gas Turbine Through Compressor Inlet Air Cooling 1994.
- 15 De Oliveira Junior, S. Exergy Analysis of Cogeneration and Combined Cycle Plants, Proceeding of the Int. Conference : Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Aspect of Energy Systems (ECOS ' 98), Nancy, France. 1998.
- 16 De Oliveira Junior, S. Avaliação Termodinâmica de Sistemas de Cogeração de Central de Utilidades de Indústria Química. VII ENCIT 98, RJ. Brasil. 1998.
- 17 Dhole, V. R., Zheng, J. P. Applying Combined Pinch and Exergy Analysis to Closed-Cycle Gas Turbine System Design, Journal of Eng. For Gas Turbines and Power, vol.117, pp. 47-52, January 1995.
- 18 El-Masri, M. A. Exergy Analysis of Combined Cycles:Part 1---Air- Cooled Brayton-Cycle Gas Turbines, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol.109, pp. 228-236, April 1987. Transaction of the ASME.
- 19 El-Masri, M. A. GASCAN---na Interactive Code for Thermal Analysis of Gas Turbine Systems Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol.110, pp. 201-209, April 1988. Transaction of the ASME.
- 20 El-Sayed, Y. M. A Decomposition Strategy for Thermo-economic Optimization, Journal of Energy Resources Technology, vol. 111, pp. 111-120. September 1989. Transaction of the ASME.

- 21 Fallek, M. Absorption Chiller for Cogeneration Applications, ASHRAE Transactions:SF-86-03, No-2, pp. 141-148
- 22 Ficarella A. Laforgia D. Operating Experiences, on site Performances and Thermo-economic Analysis of a 5 MW Combined Cycle Plant in Agrofood Industry. ECOS'96, June 25,27, Stockholm. Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems
- 23 Frangopoulos Christos. A. Optimal synthesis and operation of Thermal Systems by the Thermo-economic functional Approach, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol.114, pp. 707-714, October 1992. Transaction of the ASME.
- 24 Frangopoulos Christos. A. Application of the thermo-economic Functional Approach to the CGAM Problem, Energy vol. 19 N°3, pp. 323-342, Pergamon Great Britain. 1994.
- 25 Freedman, B. Z. A Novel High- Temperature Ejector- Topping Power Cycle, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol.116, pp. 1-7, January 1994. Transaction of the ASME.
- 26 Gomme K., Grossman G. Performance Analysis of Staged Absorption Heat Pumps: Water-Lithium Bromide Systems ASHRAE Transactions:AT-90-30-6, . pp. 1590-1598.
- 27 Habib, M. A. First-and Second- Law Analysis of Steam-Turbine Cogeneration Systems, Journal of Engineering. for Gas Turbines and Power, vol.116, pp. 15-19, January 1994.
- 28 Hall, A. D., Stover, J.C., Breisch, R.L. Gas Turbine Inlet-Air Chilling at a Cogeneration Facility, ASHRAE Transactions:Symposia, No-94-1-5. Pp. 595-600.

- 29 Herbert Serrate, Y., Horta Nogueira L. A. Análise Exergética de Ciclos Combinados: Turbinas a Gás/Turbinas a Vapor, XII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – Brasília – Brasil. Dezembro, 1993.
- 30 Horlock, J.H., Cogeneneration: Combined Heat and Power-Thermodynamic and Economics, Pergamon Press, Oxford, 1987.
- 31 Horta Nogueira, L. A. Metodologia Expedida para Estudo Energetico e Econômico de Sistemas de Cogeração com Turbinas à Gás, para Operação em paridade Térmica e Uso de Gás Natural, Escola Federal de Engenharia de Itajubá-MG, 1991.
- 32 Hua, B., Yin, Q., Wu, G. Energy Optimization Through Exergy-Economic Evaluation, Journal of Energy Resources Technology, vol. 111, pp. 148-153. September 1989. Transaction of the ASME.
- 33 Huang, F.F., Performance Evaluation of Selected Combustion Gas Turbine Cogeneneration Systems Based on First and Second-Law Analysis, Journal of Eng. for Gas Turbines and Power, vol.112, pp. 117-121, 1990.
- 34 Hufford P. E. Absorption Chiller Maximize Cogeneneration Value, ASHRAE Transactions:Symposia, No-91-2-3. Pp. 428-432.
- 35 Ito, K., Yokoyama, R., Matsumoto, Y. Optimal Operation of Cogeneneration Plants With Steam-Injected Gas Turbines, Journal of Engineering. for Gas Turbines and Power, vol.117, pp. 60-66, January 1995. Transaction of the ASME.
- 36 Kenneth Wark, Jr., Advanced Thermodynamics for Engineers.McGraw-Hill, Inc. New York. 1995
- 37 Korkianitis, T., Wilson D. G. Models for Predicting the Performance of Brayton-Cycle Engines, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, April 1994, vol. 116, pp. 381-388

- 38 Korobitsyn M.A, Hirs G.G. Analysis of Cogeneration Alternatives ASME Cogen-turbo Congress, August 23-25, Vienna, Austria, 1995
- 39 Kotas, T, J. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Butterworths, London, 1985
- 40 Larson, E. D. Williams R. H. Steam-Injected Gas Turbines, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, January 1987, vol. 109, pp. 55-62.
- 41 Limhoff, B. Supertargeting: Optimum Synthesis of energy Management Systems, Journal of Energy Resources Technology, vol. 111, pp. 121-130. September 1989. Transaction of the ASME.
- 42 Morris, A. Pierce, A History of Cogeneration before PURPA, ASHRAE Journal May 1995.
- 43 Peral Cespedes, J. F., De Oliveira Junior, S. Cogeração no setor Terçiarío: Análise exergetica e Termoeconômica, Workshop potencialidades das Tecnologias de Cogeração em São Paulo, Brasil. Junho 1995.
- 44 Rizk N. K Modeling of Gas Turbine Fuel Nozzle Spray. Transactions of the ASME 34/Vol. 119, January 1997
- 45 Roy G. K. Selecting Gas Turbines for Power Cogeneration. Hydrocarbon Processing / March 1993.
- 46 Shun-Fu Lee, Sherif S. A. Second Law Analysis of Multi Effect Lithium Bromide/Water Absorption Chillers. ASHRAE Transactions: CH-99-23-3, pp. 1256-1266.

- 47 Si-Dock Oh, Hyo-Sum Pang, Si-Moon Kim, Ho-Young Kwak. Exergy Analysis for a Gas Turbine Cogeneration System. Transactions of the ASME 34/Vol. 118, October 1996
- 48 Smith A. J. Cogeneration from the Perspective of an Engineer/Constructor. ASHRAE Transactions, N°3. SF-86-03.
- 49 Solt J. C. Analysis of Prime Movers for Internal Combustion Cogeneration Plants, ASHRAE Transactions, N°4. SF-86-03.
- 50 Szargut, J. et al., Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes, Hemisphere Pub. Corp., New York, 1988
- 51 Tozer, R. M. Absorption Refrigeration, Large Scale Direct fired Chillers, MSc thesis, IOEE, South Bank Polytechnic, London, 1991.
- 52 Tsatsaronis, G., Lan lin, Pisa, J., Tawfik, T. Design Optimization of IGCC Power Plants, Center for Electric Power Tennessee Technological University Cookeville, Tennessee, 1992.
- 53 Tsatsaronis, G. Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy Systems, Prog. Energy Combust.Sci. 1993, vol.19, pp. 227-257. Pergamon Press Ltd.
- 54 Tuzson J. Status of Steam-Injected Gas Turbines.transaction of the ASME, 682/vol. 114, pp. 682-686. October 1992.
- 55 Uzgikar P. S., Dubey S.P., Prasada Rao P.J. Thermoeconomic Analysis of Gas Turbine Cogeneration plant—a Case Study, Journal of Power and Energy Proc. Instn. Mech Engrs, vol. 209. November 1995.
- 56 Valero, A. C. Lozano Serrano, M. A. Thermoeconomia, UNICAMP, Campinas-SP Brazil 1994.

- 57 Von Spakovsky, M. R., Evans, R. B. The Design and Performance Optimization of Thermal Systems, Journal of Engineering. for Gas Turbines and Power, vol.112, pp. 86-93, January 1990. Transaction of the ASME.
- 58 Von Spakovsky, M. R. Application of Engineering Functional analysis to the Analysis and Optimization of the CGAM Problem, Energy vol. 19 N°3, pp. 343-364, Pergamon Great Britain. 1994.
- 59 Yanzi Chen. Exergoeconomic Analysis of an Indirectly Coal-Fired Combined Power System. TAIES'97, June 10-13, 1997, Beijing Thermodynamic Analysis and Improvement of Energy Systems.