

**PROJETO E MONTAGEM DE UM SISTEMA COMPACTO DE
COGERAÇÃO: APLICAÇÃO DA ANÁLISE
EXERGOECONÔMICA**

JOAQUIM ANTONIO DOS REIS

2006

JOAQUIM ANTONIO DOS REIS

PROJETO E MONTAGEM DE UM SISTEMA COMPACTO DE COGERAÇÃO:
APLICAÇÃO DA ANÁLISE EXERGOECONÔMICA

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia do
Campus de Guaratinguetá, Universidade
Estadual Paulista, para obtenção do título de
Doutor em Engenharia Mecânica, na área de
Transmissão e Conversão de Energia.

Orientador: Prof. Dr. José Luz Silveira / UNESP

Co-Orientador: Prof. Dr. Edson Bazzo / UFSC

Guaratinguetá
2006

R375p Reis, Joaquim Antonio dos
Projeto e Montagem de um Sistema Compacto de Cogeração
Aplicação da Análise Exergoeconômica. / Joaquim Antonio dos
Reis.- Guaratinguetá : [s.n.], 2006
141f.: il.

Bibliografia: f. 118-124
Tese (doutorado)-Universidade Estadual Paulista, Faculdade
de Engenharia de Guaratinguetá, 2006
Orientador: Prof. Dr. José Luz Silveira
Co-orientador: Prof. Dr. Edson Bazzo

1. Cogeração 2. Motores de combustão interna I. Título

CDU 536.72

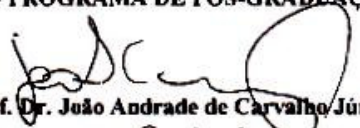
**“PROJETO E MONTAGEM DE UM SISTEMA COMPACTO DE
COGERAÇÃO: APLICAÇÃO DA ANÁLISE EXERGOCONÔMICA”**

JOAQUIM ANTONIO DOS REIS

**ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA”**

**PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA**

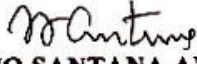
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Júnior
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. JOSÉ LUZ SILVEIRA
Orientador / Unesp-Feg


Prof. Dr. PEDRO MAGALHÃES SOBRINHO
Unesp-Feg


Prof. Dr. JÚLIO SANTANA ANTUNES
Unesp-Feg


Prof. Dr. JOSÉ RUI CAMARGO
UNITAU


Prof. Dr. NEWTON GALVÃO DE CAMPOS LEITE
UNESP

Abril de 2006

DADOS CURRICULARES

JOAQUIM ANTONIO DOS REIS

NASCIMENTO: 16 08.1954 – ROSEIRA/SP.

FILIAÇÃO: José Garcia dos Reis
Maria de Jesus de Oliveira Reis

1974/1978 – Curso de Graduação
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá - UNESP

1996/1999 - Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de
Mestrado na UNESP-Universidade Estadual Paulista-Campus de
Guaratinguetá-SP

2000/2006. - Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de
Doutorado, na UNESP-Universidade Estadual Paulista-Campus de
Guaratinguetá-SP

A meus pais que, com sua confiança, foram os responsáveis
por todas as minhas vitórias

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Prof. Dr. José Luz Silveira, que está sempre ao nosso lado, amigo e conselheiro carinhoso que é;

Ao meu co-orientador, Prof. Dr. Edson Bazzo, que acompanhou os primeiros passos deste trabalho , forneceu as ferramentas necessárias para que ele chegasse a bom termo,

Aos técnicos do Laboratório do Departamento de Energia, sempre atentos às necessidades deste pesquisador,

A todos aqueles que, com sua compreensão, facilitaram a chegada desta caminhada ao seu final.

“A sabedoria é mais do que o mero conhecimento, o homem é mais do que o seu cérebro. Sem valores, o homem pode ser inteligente, porém, não será plenamente humano
Theodore Hesburgh.

REIS, J.A., **Projeto e montagem de um sistema compacto de cogeração: aplicação da análise exergética**, 2006. 161f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2006.

RESUMO

Este trabalho desenvolve o projeto, aqui entendido como a seleção das unidades que atendam às exigências de obtenção de eletricidade, calor e frio, e a montagem de um sistema de cogeração que usa um motor de pequeno porte associado a uma máquina de absorção e trocadores de calor que satisfarão tais exigências de uma maneira a mais econômica possível, isto é, otimizado em termos de custos. Aplicando-se um método de obtenção dos custos associados à exergia, cria-se um quadro de custos exergéticos para a obtenção de cada produto, e a soma de cada custo constitui o que chama-se de custo de manufatura exergética. O estudo demonstra que é possível aplicar esse método e identificar os pontos de deficiência de um sistema térmico como o mostrado e ,com isso, tomar medidas que venham a melhorar seu desempenho. Essa otimização física não se utiliza de conhecidos algoritmos de otimização matemática, utilizando-se de dados físicos e termodinâmicos medidos, O método permite identificar a forma operacional (basicamente a rotação do motor) que apresente os menores custos. A compreensão dos aspectos gerais da cogeração, das tecnologias envolvidas, com suas vantagens e desvantagens, torna possível aplicar a avaliação exergética associada a conceitos econômicos,e, com essa análise, tomar-se medidas que melhorem o desempenho do sistema em estudo.

PALAVRAS-CHAVE: Cogeração, motor de combustão interna, refrigeração por absorção, exergia, termoeconomia.

REIS, J.A, Project and development of a compact cogeneration system: exergoeconomic analisys .2006. 161f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica)- Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2006.

ABSTRACT

This work develop the design of a cogeneration system with a small internal combustion engine coupled with an absorption refrigeration unit utilised in the production of a refrigeration effect, heating effect and electrical power generation with the utilization of exhaust waste heat, in a most possible economic way, i.e., optimized within limits of costs. By developing a method of costs associated to exergy, raises an exergetic costs for each unit, and the total costs is called manufacture exergetic cost. This study demonstrate that the appliance of this method identify the failures in the system and indicate where applies measures that improves its performance. This optimization do not utilizes mathematical algorithms, it is a physical optimization that use thermodynamics and physical data. The objective of this method is to identify the operational form that introduces the smaller cost. This compact cogeneration system have an internal combustion engine coupled with two heat exchangers and an absorption engine. The comprehension of general aspects of cogeneration technologies, its advantages and disadvantages turn possible to apply the exergetic evaluation associated with economic concepts to improve the performance of the system.

KEYWORDS: Cogeneration, internal combustion engine, absorption refrigeration cycle, exergy, thermoeconomics.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1	INTRODUÇÃO	21
1.1	OBJETIVO	22
1.2	DESENVOLVIMENTO DOS CAPÍTULOS	22
2	ASPECTOS GERAIS DA COGERAÇÃO	24
2.1	INTRODUÇÃO	24
2.2	O CONCEITO DE COGERAÇÃO	25
2.3	HISTÓRIA DA COGERAÇÃO	27
2.4	CENTRAL DE COGERAÇÃO	31
2.5	APLICAÇÃO DA COGERAÇÃO	35
2.5.1	Máquinas térmicas	35
2.5.1.1	Caldeiras	36
2.5.1.2	Turbinas	38
3	MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	45
3.1	INTRODUÇÃO E HISTÓRICO.....	45
3.2	CLASSIFICAÇÃO DOS MOTORES.....	50
3.3	COGERAÇÃO COM MOTORES ALTERNATIVOS DE COMBUSTÃO INTERNA.....	52
3.4	O USO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA EM COGERAÇÃO.....	54
3.4.1	Resultados obtidos	56
4	SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	60
4.1	INTRODUÇÃO.....	60
4.2	CONFIGURAÇÃO DE UNIDADES DE ABSORÇÃO COMERCIAIS.....	61
4.3	O PAPEL DAS UNIDADES DE ABSORÇÃO	64
4.4	COEFICIENTE DE DESEMPENHO	65
4.5	SISTEMAS DE ABSORÇÃO POR AQUECIMENTO INDIRETO..	66
5	PROJETO E MONTAGEM DO SISTEMA COMPACTO DE COGERAÇÃO COM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA ..	70
5.1	INTRODUÇÃO	70
5.2	MONTAGEM DO PROTÓTIPO 1	71
5.3	MONTAGEM DO PROTÓTIPO 2	73
5.3.1	Detalhamento do protótipo 2	74
5.4	FUNCIONAMENTO DO SISTEMA	80

6	ANÁLISE TERMODINÂMICA DO SISTEMA COMPACTO DE COGERAÇÃO: ANÁLISE EXERGOECONÔMICA	83
6.1	INTRODUÇÃO	83
6.2	DIAGRAMA DE ENERGIA E MATÉRIA E DIAGRAMA FUNCIONAL	85
6.3	DESENVOLVIMENTO DA ANÁLISE EXERGÉTICA	88
6.3.1	Análise exergetica	88
6.3.2	Propriedades termodinâmicas das correntes	94
6.3.3	Eficiência exergetica (eficiência racional exergetica)	96
6.4	ANÁLISE ECONÔMICA	96
6.4.1	Custo de manufatura exergetica	96
6.4.2	Custo dos produtos da cogeração	97
7	RESULTADOS	101
8	COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES	116
	REFERÊNCIAS.....	119
	BIBLIOGRAFIA CONSULTADA.....	122
	ANEXO A – Engineering Equation Solver – Equações e Resultados	128
	ANEXO B – Normas de correção de potência de motores	157

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – Diagrama esquemático de transformação combustível-eletricidade	24
FIGURA 2 – Comparação de sistema convencional com sistema de cogeração..	26
FIGURA.3 – Configuração para geração de energia independente e cogeração..	27
FIGURA 4 – Representação de um smokejack.....	29
FIGURA 5 – Representação de um sistema de atendimento de demandas de energias.....	32
FIGURA 6 – Representação de um ciclo Rankine (bottoming e topping).....	33
FIGURA 7 - Representação de um ciclo Brayton.....	33
FIGURA 8 - Representação De Um Ciclo Combinado.....	34
FIGURA 9 - Representação de um ciclo Diesel.....	34
FIGURA 10 - Esquema de instalação de uma caldeira convencional.....	36
FIGURA 11 - Representação de uma caldeira aquatubular de recuperação de calor.....	38
FIGURA 12 - Representação de um conjunto a gás (compressor-combustão-turbina).....	39
FIGURA 13 – Turbinas a vapor de contrapressão e de condensação.....	40
FIGURA 14 - Representação de uma turbina de contrapressão.....	41
FIGURA 15 - Representação de uma turbina de contrapressão com sangria....	41
FIGURA 16 - Representação de uma turbina de contrapressão com extração controlada.....	42
FIGURA 17 - Representação de uma turbina de condensação.....	43
FIGURA 18 - Balanço de energia típico de um motor Diesel.....	53
FIGURA 19 - Sistema de cogeração proposto para o uso do MCI na cogeração	55
FIGURA 20 - Curva da capacidade de produção de água quente, motor Guascor FG 180	57
FIGURA 21 - Curva da capacidade de produção de água quente, motor Guascor FGL D180 70°C.....	58

FIGURA 22 - Curva da capacidade de produção de água quente, motor Guascor FGL D180 55°C.....	58
FIGURA 23 - Distribuição energética para o motor Guascor FG 180.....	59
FIGURA 24 - Obtenção de vapor a alta pressão num sistema de refrigeração...	60
FIGURA 25 - Unidade básica de refrigeração por absorção.....	61
FIGURA 26 - Arranjo de componentes numa unidade comercial.....	62
FIGURA 27 - Unidade de absorção de duplo efeito	63
FIGURA 28 - Entrada/saídas de um sistema de absorção	67
FIGURA 29 - Máquina de absorção (sistema de entrada e saída).....	67
FIGURA 30 - Gerador WEG e sistemas de exaustão e ventilação.....	71
FIGURA 31 - Protótipo 1, vista interna do container.....	72
FIGURA 32 - Detalhes do acoplamento direto entre eixos.....	72
FIGURA 33 - Protótipo 2 do sistema compacto de cogeração.....	73
FIGURA 34 - Motor de combustão interna acoplado a um gerador elétrico....	74
FIGURA 35 - Sistema Rodogás.....	75
FIGURA 36 - Gerador elétrico ligado ao motor de combustão interna.....	75
FIGURA 37 - Trocador de calor água/gás.....	76
FIGURA 38 - Trocador de calor água/água.....	77
FIGURA 39 - Máquina de absorção acionada pelos gases de escape.....	78
FIGURA 40 - Válvula termostática controladora do fluxo de água de refrigeração.....	79
FIGURA 41 - Sistema de alimentação de combustível gasoso.....	79
FIGURA 42 - Medidores de pressão, vazão e temperatura instalados.....	81
FIGURA 43 - Sistema de aquisição de dados. (a) vista interna; (b) vista externa	82
FIGURA 44 - Esquema do sistema de cogeração.....	85
FIGURA 45 - Diagrama funcional para o SCCMCI.....	87
FIGURA 46 - Gráfico da influência da rotação no custo de eletricidade	107
FIGURA 47 - Gráfico da influência da rotação no custo da água fria.....	108
FIGURA 48 - Gráfico da influência da rotação no custo da água quente.....	108

FIGURA 49 - Gráfico da influência da rotação no custo de manufatura exergética.....	109
FIGURA 50 - Gráfico atualizado para a influência da rotação no custo da eletricidade.....	111
FIGURA 51 - Gráfico atualizado para a influência da rotação no custo da água fria.....	112
FIGURA 52 - Gráfico atualizado para a influência da rotação no custo da água quente.. ..	112
FIGURA 53 - Gráfico atualizado para a influência da rotação no Custo da manufatura exergética	113
FIGURA 54 - Variação do custo de eletricidade com a rotação para diversos custos de combustível.....	113

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – Comparação entre o ciclo quatro tempos de Otto e o motor Otto-Langen.....	47
TABELA 2 – Dados do motor Guascor (1994).....	56
TABELA 3 – Valores de temperatura e vazão para o SCCMCI, 2000 e 2400 rpm.....	101
TABELA 4 – Valores de temperatura e vazão para o SCCMCI, 2800 e 3000 rpm.....	102
TABELA 5 – Valores de temperatura e vazão para o SCCMCI, 3200 e 4000 rpm.....	103
TABELA 6 – Valores de temperatura e vazão para o SCCMCI, 5200 e 6000 rpm.....	104
TABELA 7 – Desempenho do sistema para cada rotação.....	105
TABELA 8 – Custos de produção de eletricidade, calor e frio para diferentes rotações do motor.....	106
TABELA 9 – Custo de manufatura exergética em função da rotação do motor.....	107
TABELA 10- Custo de produção de eletricidade, calor e frio para diferentes rotações do motor, atualizado.....	110
TABELA 11- Custo de manufatura exergética em função da rotação, atualizado.....	110
TABELA 12- Eficiência exergética racional em função da rotação.....	111

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AAR :	Refrigeração por Absorção com Amônia
APEMA :	Empresa fabricante de trocadores de calor
AQDADOS :	Sistema de Aquisição de Dados
ASHRAE :	American Society of Heating, Refrigerating Air-Conditioning Engineers
B1 :	Bomba 1
B2 :	Bomba 2
CHP :	Combined Heat Power
COP :	Coeficiente de Desempenho
CR :	Caldeira de Recuperação
DH :	District Heating
EES :	Engineering Equation Solver
EWG :	Exempt Wholesale Generator
FUA :	Fuel Use Act
GLP :	Gás Liquefeito de Petróleo
GNV :	Gás Natural Veicular
ICE :	Ignição por Centelha
LAO :	Liceu de Artes e Ofícios
LiBr :	Brometo de Lítio
MA :	Máquina de Absorção
MCI :	Motor de Combustão Interna
MG :	Grupo Motor/Gerador
MIC :	Motor de Ignição por Compressão
MIF :	Motor de Ignição por Faísca
NBR :	Norma Brasileira

NEA : National Energy Act
NETA : National Energy Conservation Policy Act
NGPA : Natural Gas Policy Act
PMI : Ponto Morto Inferior
PMS : Ponto Morto Superior
PURPA : Power Utilities Regulatory Policies Act
QF : Qualifying Facilities
ROBUR : Empresa fabricante de máquinas de absorção
SCC : Sistema Compacto de Cogeração
SCCMCI : Sistema Compacto de Cogeração com Motor de Combustão Interna
TC1 : Trocador de Calor 1
TC2 : Trocador de Calor 2
TR : Tonelada de Refrigeração

LISTA DE SÍMBOLOS

A/F	Razão ar/combustível	[1]
C_1	Constante na equação (3)	[1]
C_{aquente1}	Custo de produção de água quente no trocador de calor 1	US\$/kWh
C_{aquente2}	Custo de produção de água quente no trocador de calor 2	US\$/kWh
C_{afria}	Custo de produção de água fria	US\$/kWh
C_{consel}	Custo de eletricidade consumida	US\$/kWh
C_{el}	Custo de produção de eletricidade	US\$/kWh
c_i	Custo unitário associado à variação da corrente i	US\$/kWh
CM_{ex}	Custo de manufatura exergetica	US\$/kWh
CM_{MA}	Custo de manutenção da máquina de absorção	US\$/kWh
CM_r	Custo de manutenção da unidade r	US\$/kWh
CM_{TC1}	Custo de manutenção do trocador de calor 1	US\$/kWh
CM_{TC2}	Custo de manutenção do trocador de calor 2	US\$/kWh
COP	Coefficiente de desempenho	[1]
COP_{abs}	Coefficiente de desempenho da máquina de absorção	[1]
C_p	Custo do produto principal	US\$/kWh
C_{par}	Calor específico a pressão constante do ar	kJ/kg.K
C_{pgases}	Calor específico a pressão constante dos gases	kJ/kg.K
C_v	Calor específico volume constante	kJ/kg.K
$\frac{dE_{\text{VC}}}{dt}$	Taxa de variação de exergia no volume de controle	kW
$\frac{dV_{\text{VC}}}{dt}$	Taxa de variação de volume do volume de controle	m ³ /s
e_e	Exergia específica de entrada no volume de controle	kJ/kg
e_s	Exergia específica de saída do volume de controle	kJ/kg
e^{PH}	Exergia física específica	kJ/kg
ex_{comb}	Exergia específica do combustível	kJ/kg
ex_i	Exergia específica da corrente i	kJ/kg

\dot{E}_D	Destruição de exergia	kW
\dot{E}_{x_D}	Exergia total destruída	kW
\dot{E}_{x_F}	Exergia total do combustível	kW
\dot{E}_{x_i}	Exergia total da corrente i	kW
\dot{E}_{x_L}	Exergia total perdida	kW
\dot{E}_{x_P}	Exergia total do produto	kW
f	Fator de anuidade	[1]
H	Número de horas de utilização da unidade por ano	h/ano
h	Entalpia específica da corrente de matéria	kJ/kg
h _o	Entalpia específica na temperatura de referência	kJ/kg
I _{MA}	Investimento inicial na máquina de absorção	US\$
I _{MG}	Investimento inicial no sistema motor gerador	US\$
I _r	Investimento inicial na unidade r	US\$
\dot{I}_r	Investimento associado à exergia	US\$/kW
I _{TC1}	Investimento inicial no trocador de calor 1	US\$
I _{TC2}	Investimento inicial no trocador de calor 2	US\$
k	Período de amortização (pay-back)	ano
K	Relação C _{pi} /C _{vi}	[1]
\dot{m}_{afria}	Vazão de água proveniente da rede pública	kg/s
\dot{m}_{aref}	Vazão de água de refrigeração do motor	kg/s
\dot{m}_{comb}	Vazão mássica de combustível	kg/s
\dot{m}_{gases}	Vazão mássica dos gases de exaustão	kg/s
\dot{m}_e	Vazão mássica de entrada no volume de controle	kg/s
\dot{m}_i	Vazão mássica da corrente i	kg/s
\dot{m}_s	Vazão mássica de saída do volume de controle	kg/s
P _o	Pressão de referência	kPa
\dot{Q}_j	Taxa de transferência de calor na fronteira do volume de	

	controle	kW
q_{recup}	Calor recuperado	kW
q_{resf}	Calor de resfriamento desenvolvido pela máquina de absorção	kW
R	Constante do gás	kJ/kg.K
r	Taxa de juros anuais	% aa
s	Entropia específica da corrente de matéria	kJ/kg.K
s_0	Entropia específica na temperatura de referencia	kJ/kg.K
T	Temperatura da fonte quente (equação(1))	K,°C
T_j	Temperatura da corrente j	K,°C
T_0	Temperatura da fonte fria (equação (1))	K,°C
T_o	Temperatura de referência	K,°C
W_{elBi}	Consumo de eletricidade na bomba i	kW
\dot{W}_{vc}	Taxa de energia transferida na forma de trabalho no volume de controle	kW
$Y(x,y)$	Variação exergética associada ao produto	kW
$Y_{x,y}$	Entrada exergética y na unidade x	kW
$Y_{x,y}$	Saída exergética y da unidade x	kW
Σ	somatória	[1]
η_c	Rendimento do ciclo de Carnot	[1]
ϵ_{ex}	Eficiência racional exergética	[1]

1 INTRODUÇÃO

A economia mundial, nos dias de hoje, tem passado por uma série de crises. Nesse contexto, e com o objetivo de aumentar a sua competitividade, as empresas estudam uma maneira de reduzir seus custos de produção.

É nesse quadro que a cogeração apresenta-se como uma tecnologia alternativa de muita utilidade. Com efeito, os sistemas de cogeração não só se caracterizam por suas vantagens energéticas e de preservação do meio ambiente, como também por ser de investimentos que se apresentam com uma alta rentabilidade.

A cogeração, como tecnologia, já é utilizada desde as duas últimas décadas do século XIX, sendo que no início do século XXI, a participação dessa tecnologia representava 60% da demanda industrial de energia elétrica nos Estados Unidos.

Muitos processos na indústria química, papel e celulose, alimentícia e inúmeras outras, demandam energia na forma de vapor e de eletricidade. Quando há a geração simultânea de calor e potência mecânica ou elétrica em instalações industriais, utiliza-se o termo cogeração. Quando é o setor residencial, comercial e governamental que faz uso dessa geração simultânea, costuma-se utilizar a expressão sistemas integrados de energia, enquanto que, para o aproveitamento dos fluxos residuais de instalações termoelétricas para fins de aquecimento, usa-se a expressão aquecimento distrital (HU, 1986).

Devido aos crescentes custos dos insumos energéticos, quer dos combustíveis utilizados na geração de vapor, quer da energia elétrica comprada das concessionárias, as indústrias estão em busca do melhor aproveitamento da energia. Os custos de energia podem limitar o desenvolvimento da indústria, por isso, há a permanente necessidade se rever a postura tradicional quanto à energia, onde conseguiu-la e como utilizá-la.

1.1. OBJETIVO

Este trabalho desenvolve um sistema compacto de cogeração com motor de combustão interna, montando-o para atender às especificações de projeto (gerar 10 kW de potência elétrica, água quente a 65 °C e água fria a 7 °C) e, a partir da instrumentação adequada do dispositivo, efetuar as medidas de temperatura, pressão e vazão nos diversos pontos do sistema, aplicando-se, a seguir, uma análise exergoeconômica para obter-se os chamados Custo de Manufatura Exergética, representados pelos produtos do sistema – eletricidade, água quente e água fria – para, a partir do conhecimento do menor custo, ter um sistema otimizado.

Pretende-se cobrir, de uma maneira geral, as questões suscitadas com relação aos projetos de cogeração, além de dar uma visão das distintas tecnologias usadas no desenvolvimento de tais sistemas..

A par dessa análise, faz-se um detalhamento da cogeração com motores de combustão interna alternativo, desenvolvendo o projeto e otimizando um sistema incluído na classe dos sistemas compactos de cogeração (SCC).

1.2 – DESENVOLVIMENTO DOS CAPÍTULOS

No capítulo 2 – Aspectos Gerais da Cogeração – define-se o que é a cogeração, bem como, os diferentes termos usados. Faz-se uma revisão de sua história e expõe-se, de uma maneira geral, as distintas tecnologias usadas. Por último, apresenta-se o estado da cogeração no Brasil e assinala-se as vantagens e inconvenientes da aplicação das tecnologias citadas.

O capítulo 3 é dedicado ao estudo dos motores de combustão interna. Nesse capítulo, descreve-se os princípios básicos de um motor de ignição por centelha e por compressão, fazendo-se um apanhado dos principais parâmetros que caracterizam os motores alternativos, completa-se o capítulo fazendo-se uma referência à aplicação dos motores no setor residencial e terciário.

O capítulo 4 mostra os aspectos gerais dos sistemas de refrigeração por absorção, seu acionamento através de calor recuperado e suas aplicações.

O capítulo 5 mostra a montagem do sistema de cogeração compacto com motor de combustão interna, apresentando fotos de seus diversos componentes, do sistema de aquisição de dados para, então, fazer-se uma análise termodinâmica e econômica.

O capítulo 6 mostra o equacionamento desenvolvido e adaptado ao sistema construído para efetivar as análises termodinâmicas que irão apontar eventual mau funcionamento ou perdas excessivas, incluem-se detalhes do levantamento de custos para uma otimização física baseada no menor custo de manufatura exergetica.

Da instalação em funcionamento obtém-se valores que são usados na avaliação do desempenho do sistema compacto e, também, na aplicação de um método específico de otimização. Isso é mostrado no capítulo 7 na forma de gráficos e tabelas. Os valores são obtidos a partir da aplicação de um **software EES (Engineering Equation Solver)**.

No capítulo 8, a análise dos resultados obtidos é utilizada para se tirar as conclusões cabíveis, bem como sugerir novos estudos.

São acrescentados anexos relativos aos procedimentos para determinação do desempenho de motores, em especial a correção de potência para efeito comparativo entre motores testados em diferentes condições ambientais e dos programas computacionais usados para obtenção dos resultados.

2 ASPECTOS GERAIS DA COGERAÇÃO

2.1 – INTRODUÇÃO

A eletricidade é a forma mais nobre de energia, adequada a inúmeras aplicações tanto na indústria como no setor residencial e terciário. Por ser uma energia de qualidade superior, seu conteúdo de exergia é 100%, podendo converter-se em calor, energia mecânica ou qualquer outra forma de energia.

A eletricidade, embora sendo nobre, é gerada a partir da queima de combustíveis fósseis em centrais termoelétricas ou em centrais nucleares usando o calor liberado por reações de fusão. Esquematicamente, as transformações são como mostradas na Figura 1.

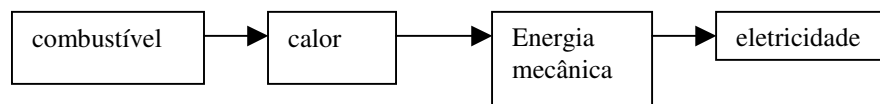


Figura 1 Diagrama esquemático da transformação combustível – eletricidade (SILVEIRA, 1994).

O elo mais fraco nessa corrente de transformação é a transformação calor em energia mecânica. Conforme a Segunda Lei da Termodinâmica, o rendimento máximo que se pode alcançar em uma máquina térmica é aquele obtido no ciclo de Carnot:

$$\eta_c = 1 - \frac{T_0}{T} \quad (1)$$

onde T_0 é a temperatura da fonte fria e T a da fonte quente

Esse valor representa um limite teórico e é o valor que se alcançaria em uma Máquina de Carnot, isto é, sem irreversibilidades internas. Na realidade estão presentes tanto as irreversibilidades do tipo mecânico (atrito, etc.), quanto térmico e químico. Assim sendo, esse rendimento térmico real será menor. Nas mais modernas

centrais termoeletricas o rendimento térmico não supera valores de 40 a 42% (ONOVWIONA; UGURSHAL, 2004).

2.2 O CONCEITO DE COGERAÇÃO

O objetivo da cogeração é produzir eletricidade ou energia mecânica de tal forma que a maior parte da energia disponível no combustível é utilizada, em lugar de somente uma pequena parte, conforme citado no item anterior.

Por volta do início da década de 80, definiu-se a cogeração como “a produção em seqüência de energia elétrica ou mecânica e de energia térmica útil, a partir de uma mesma fonte primária” (AMUNDSEN, 1990). É esse aproveitamento maior da energia térmica que torna possível um rendimento global mais elevado na utilização de energia.

Existem outras definições para o conceito de cogeração. Fala-se em “produção combinada de calor e eletricidade” (**Combined Heat and Power, CHP**) ou de “sistemas de energia total”, expressão usada para definir as instalações destinadas a um abastecimento energético próprio o mais completo possível (LIZARRAGA, 1994).

Outra expressão usada é a “calefação distrital” (**District Heating, DH**) para denominar as instalações centralizadas que produzem calor para calefação e que geram simultaneamente energia elétrica, que pode ser considerada subproduto (LIZARRAGA, 1994).

A Figura 2 compara o consumo de energia de um sistema convencional, em que a eletricidade é comprada da companhia distribuidora e a energia térmica necessária (vapor, água quente, etc.) é gerada numa caldeira, com um sistema de cogeração.

A comparação é feita com a hipótese de considerar-se a geração e distribuição de eletricidade com um rendimento de 37% e a caldeira com um rendimento de 90% , e o sistema de cogeração apresentando um rendimento de geração de eletricidade de 32% e um rendimento global de 87%, conforme Lizarraga (1994).

Na Figura 2 compara-se a energia primária necessária para a obtenção de eletricidade e calefação num sistema convencional, onde para termos 30 unidades físicas de eletricidade e 55 unidades físicas de calefação, são necessárias 153 unidades

físicas de combustível, e um sistema de cogeração, onde para o mesmo resultado são necessárias 100 unidades físicas de combustível.

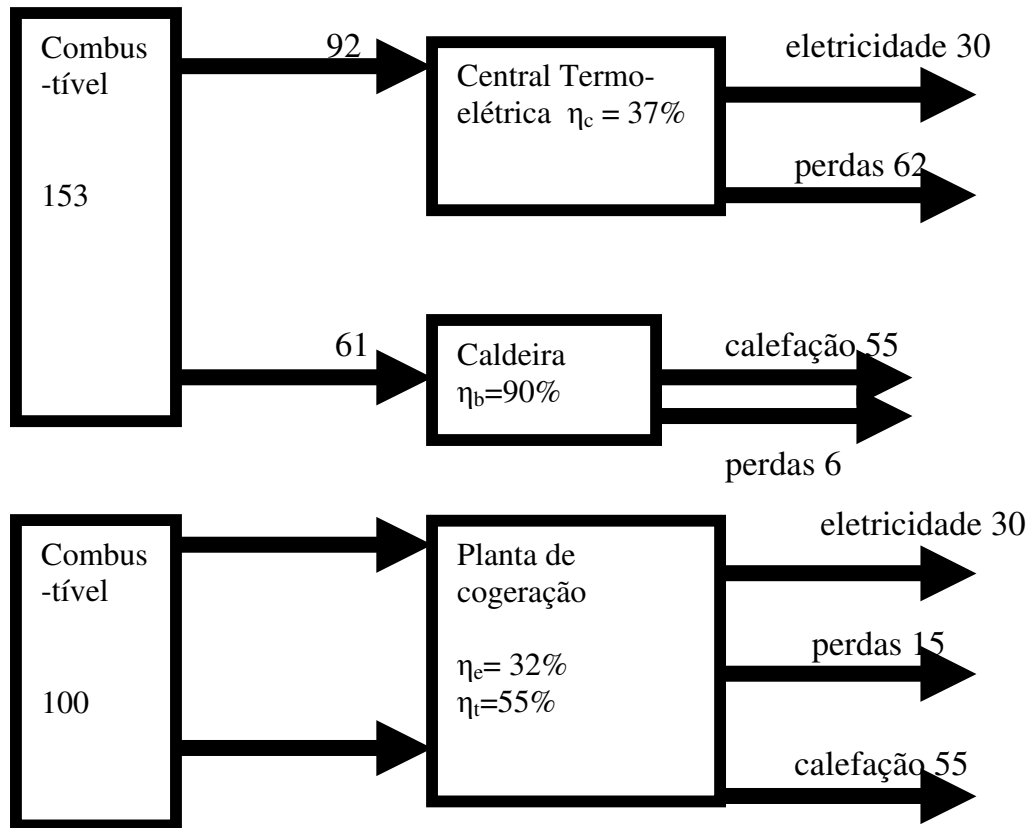


Figura 2 Comparação de sistema convencional com sistema de cogeração (LIZARRAGA, 1994).

Os sistemas de cogeração são aqueles em que se obtêm simultaneamente, e de forma seqüencial, diferentes formas de energia útil, como energia eletromecânica e térmica, para suprir as necessidades de uma unidade de processo, a partir de uma mesma fonte energética.

A aplicação destes tipos de sistemas ocorre tanto em setores industriais quanto em setores terciários, podendo estar interligados ou isolados.

No contexto industrial, os fatores principais que influenciam a decisão de se instalar um sistema de cogeração são:

- utilização de combustíveis originados no próprio processo;
- necessidade de um fornecimento confiável de energias elétrica, mecânica e/ou térmica.

Em um processo industrial, existem duas configurações possíveis de se gerar energia eletromecânica e térmica para atender às necessidades dos processos. Na primeira, denominada convencional, adquire-se energia elétrica de concessionárias e produz-se energia térmica (vapor, água quente, água gelada) pelo consumo de uma ou mais formas de energia primária (Figura 3a). No segundo caso, as duas formas de energia - eletromecânica e térmica - são geradas em conjunto (Central de Cogeração), conforme ilustrado na Figura 3b. A diferença entre eles é que, no primeiro caso os produtos energia elétrica e energia térmica são independentes, o que já não ocorre nas centrais de Cogeração, pois existe a dependência entre os produtos.

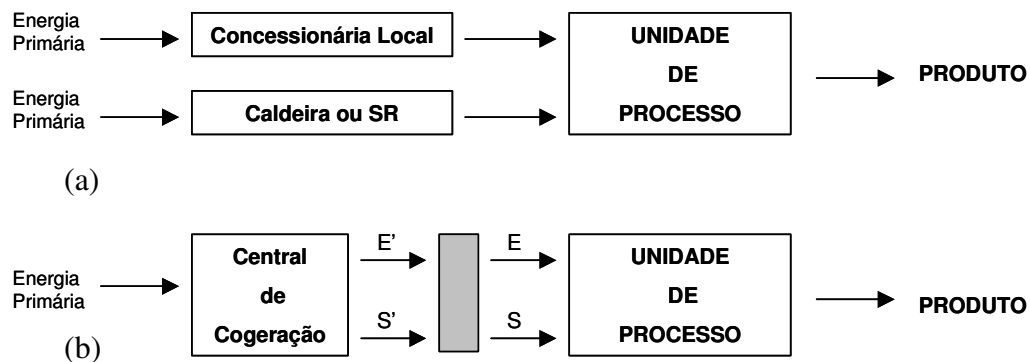


FIGURA 3 Configuração para geração de energia independente e cogeração (SILVEIRA, 1994).

Diferentes fontes de energia primária são usadas na parte (a) da figura, uma atendendo à concessionária de eletricidade e outra atendendo às necessidades da caldeira ou do sistema de refrigeração. Na parte (b) a mesma fonte de energia primária atende à central de cogeração produzindo energia eletromecânica (E) e energia térmica (S).

2.3 HISTÓRICO DA COGERAÇÃO

A cogeração não é um conceito novo, há muito tempo o calor residual das centrais elétricas é aproveitado nos países da Europa. Podemos dizer que a cogeração

iniciou-se na Europa no final do século XIX, estendendo-se posteriormente para os Estados Unidos.

O crescimento das indústrias e o desenvolvimento econômico exigem grandes quantidades de eletricidade. As redes de distribuição são muito precárias, não atendem a toda a população e o seu consumo exagerado impõe riscos às indústrias e aos demais setores da economia (“apagão”).

Por receio da falta, e dada a necessidade de aumentar a sua competitividade, as indústrias tiveram que gerar a sua própria eletricidade. Isso foi feito através dos métodos baseados na cogeração dentro da unidade industrial ou aproveitando-se de quedas d’água próximas à fábrica.

Embora se apresente como a solução dos problemas energéticos citados, a cogeração enfrentou inúmeras barreiras que impediram seu desenvolvimento:

- a) distribuidoras de eletricidade pagam um preço muito baixo para adquirir a energia elétrica (no caso em que aceitam fazer conexões);
- b) tarifas foram impostas aos cogeneradores;
- c) muita preocupação com a fiscalização do funcionamento das instalações de cogeração, para assegurar que elas submetam-se à regulamentação do setor elétrico.

A origem da prática de geração combinada de energia térmica e eletromecânica a partir de uma mesma fonte primária, está associada ao desenvolvimento de sistemas para conforto térmico.

Os primeiros sinais da cogeração podem ser identificados já no século XIV, quando sistemas de elevação a partir de gases quentes (**Smokejacks**) teriam sido introduzidos na Europa e constam de ilustrações alemãs datadas de 1350. Esses sistemas consistem basicamente de uma turbina movida por gases quentes escoando por uma chaminé, o movimento de rotação da turbina é transmitido através de um eixo para um outro sistema acoplado através de engrenagens, o qual transmite este movimento de rotação para o sistema de elevação, conforme ilustrado na Figura 4.

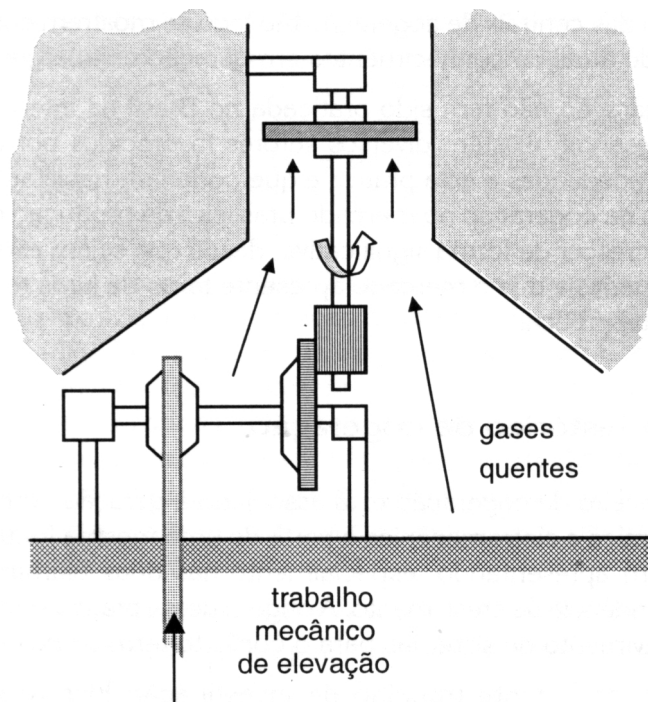


Figura 4 Representação de um **smokejack** (PIERCE, 1995).

Em meados de 1870, em aplicação de aquecimento de ambientes, iniciou-se o desenvolvimento de máquinas a vapor de eixos alternativos acoplada a geradores elétricos, em áreas urbanas com altas densidades populacionais.

Na Europa, por volta das décadas de 20 e 30, desenvolveram-se os sistemas de calefação de ambientes, principalmente nos países do Norte.

Na primeira década deste século XX, era comum que consumidores de energia elétrica de médio e grande porte instalassem suas próprias centrais de geração de energia. Esta situação perdurou até a década de 40, período onde os sistemas de cogeração chegaram a representar cerca de 50% de toda a energia elétrica gerada nos Estados Unidos

Com a proliferação das grandes centrais elétricas, que começaram a fornecer energia abundante e barata, os sistemas de cogeração foram gradualmente perdendo participação, chegando a representar apenas 3% da energia elétrica gerada nos Estados Unidos na década de 70 (BABUS`HAQ; PROBERT; SHILSTON, 1986).

No entanto, esta situação começou a ser modificada em 1973/74 e reforçada em 1979/80 com a primeira e segunda crise do petróleo, respectivamente, onde se verificou a necessidade de mudança no quadro energético dos países ocorrendo, assim, um grande incentivo para o desenvolvimento de sistemas de cogeração e aquecimento central (PIERCE, 1995.).

Diante disso, foi editado em 1978 nos Estados Unidos o **National Energy Act (NEA)**, que era composto basicamente por 5 blocos de leis independentes :

- **PURPA – Power Utilities Regulatory Policies Act;**
- **FUA – Power plant and Industrial Fuel Use Act;**
- **NGPA – Natural Gas Policy Act;**
- **NETA – National Energy Tax Act;**
- **NECPA – National Energy Conservation Policy Act.**

Dos cinco acima, o PURPA foi o que diretamente incentivou o desenvolvimento dos sistemas de cogeração. A seção 210 do PURPA impõe às concessionárias a compra de energia a preço não discriminatório baseado nos custos evitados de geração, e atender às necessidades energéticas dos cogeneradores e pequenos geradores que cumprissem as qualificações estabelecidas neste mesmo conjunto de leis (**QF. Qualifying Facilities**). Diante disto, rompeu-se o monopólio da geração e distribuição das concessionárias, introduzindo a noção de competição em mercado aberto de energia elétrica.

Desde a publicação dessas leis, a participação da energia elétrica gerada por auto-produtores aumentou gradativamente com a cogeração, representando hoje algo em torno de 8% de toda a energia gerada. As projeções indicam que até o final desta década esta participação poderá chegar a 15% (ONOVWIONA; UGURSHAL, 2004)

Em 1992, foi criada nos Estados Unidos o EWG - **exempt wholesale generator** - uma espécie de grande gerador de energia elétrica que estaria livre de obrigações prescritas no PURPA. Qualquer pessoa ou corporação, inclusive entidades afiliadas a concessionárias elétricas podem, desde então, investir em unidades de geração (BALESTIERI, 2002).

A partir da criação do EWG, originou-se um movimento que tem por objetivo eliminar a obrigatoriedade do PURPA, alegando que este estaria na contramão de suas propostas iniciais.

Os aspectos institucionais da cogeração no Brasil são apresentados na Constituição Federal, onde se encontra decretos e leis pertinentes à gestão de energia elétrica. Dentre os assuntos abordados, podemos citar: formação de consórcios, comercialização de excedentes de eletricidade, transporte de energia, caracterização de "auto-produtor", permissões e autorizações para exploração de serviços e instalações de energia elétrica, dentre outros assuntos referentes a gestão.

A cogeração no Brasil tem sido vista com grandes expectativas de desenvolvimento para os próximos anos, devido a diversos fatores, tais como: entrada do gás natural da Bolívia, privatização dos serviços de energia em muitas concessionárias federais e estaduais, programa nacional de incentivo a construções de termelétricas e também pelo advento do Mercado Atacadista de Energia.

2.4 CENTRAL DE COGERAÇÃO

Uma Central de Cogeração é caracterizada pela forma como se utiliza a energia para atendimento das demandas do ambiente em questão.

Na Figura 5 é apresentado um esquema básico de atendimento de demandas de energia utilizando-se uma Central de Cogeração. Um fator importante a ser observado é a presença de sistemas independentes de geração de energia eletromecânica e térmica. Esses sistemas têm como função aumentar a confiabilidade de geração da planta, ou seja, eles devem ser capazes de suprir demandas extras de energia térmica e/ou elétrica e também atuarem em eventuais paradas de emergência ou por manutenção.

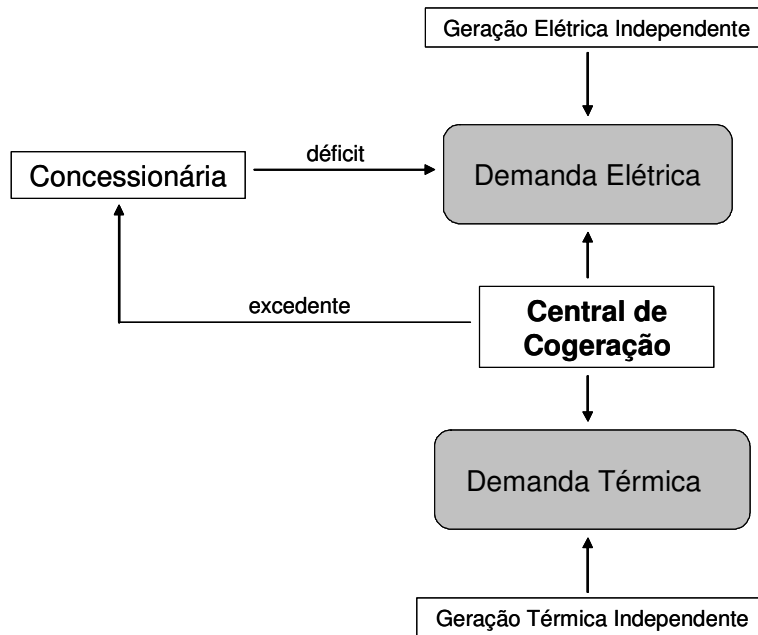


FIGURA 5 Representação de um sistema de atendimento de demandas de energias. (BALESTIERI, 2002)

As Centrais de Cogeração podem apresentar diversas configurações, conforme as necessidades e objetivos; dentre os principais ciclos utilizados podemos citar:

- Ciclo **Rankine** ou a vapor;
- Ciclo **Brayton** ou a gás;
- Ciclo Combinado;
- Ciclo Diesel.

As Centrais que utilizam Ciclo **Rankine**, como a da Figura 6, se dividem em dois ciclos: ciclos operando em regime **bottoming** e ciclo operando em regime **topping**. A diferença entre esses dois ciclos se dá pelo fato de que nos ciclos **bottoming**, o fator de maior importância é a demanda térmica, sendo que, a energia eletromecânica gerada é obtida através dos rejeitos de vapor das unidades de processo; já no ciclo **topping**, a geração de energia eletromecânica é obtida primeiramente, sendo que os rejeitos da turbina são empregados na produção de calor útil para os processos.

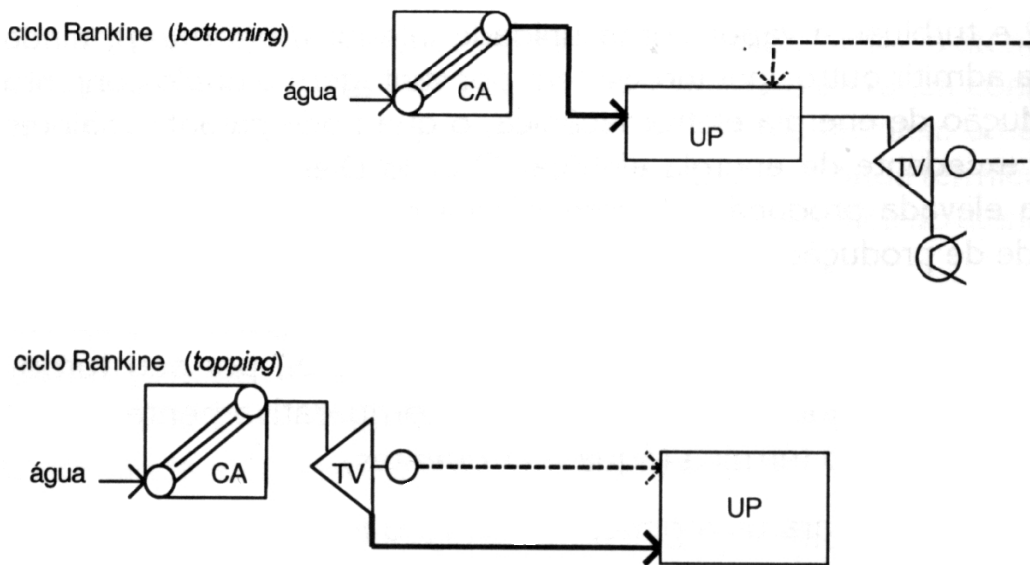


FIGURA 6 Representação de um ciclo **Rankine (bottoming e topping)** (GORGES, 1982).

Os ciclos **Brayton** ou a gás, apresentado na Figura 7, se caracterizam por apresentarem conjuntos geradores acoplados (compressor/câmara de combustão/turbina a gás). Neste tipo de ciclo, a energia térmica é obtida dos gases de exaustão, que podem ser empregados nas mais diversas situações, entre as quais: processos de secagem, aquecimento de água, geração de vapor em caldeiras de recuperação, dentre outras aplicações.

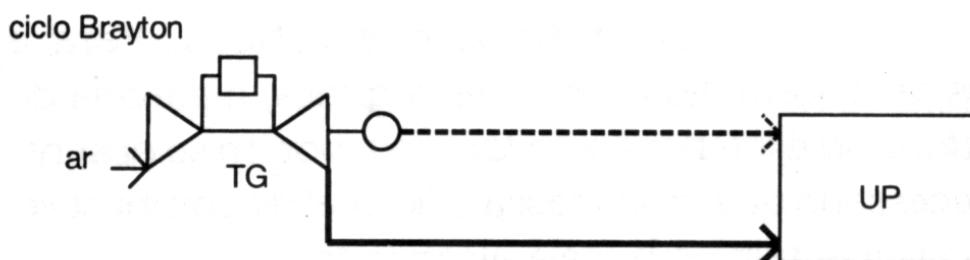


Figura 7 Representação de um ciclo **Brayton** (GORGES, 1982).

O ciclo combinado apresentado na Figura 8, é caracterizado pelo emprego de uma turbina a gás com caldeira de recuperação como unidade superior e uma turbina a vapor como unidade inferior. Neste tipo de ciclo, a unidade superior é denominada

topping, e a inferior, **bottoming**. Existe uma diferença de conceitos entre os termos **topping** e **bottoming** para ciclo combinado. **Topping** representa a unidade motora de maior capacidade, e **bottoming**, a unidade motora subsequente na cascata energética.

Este tipo de ciclo tem por vantagem dois geradores de energia eletromecânica.

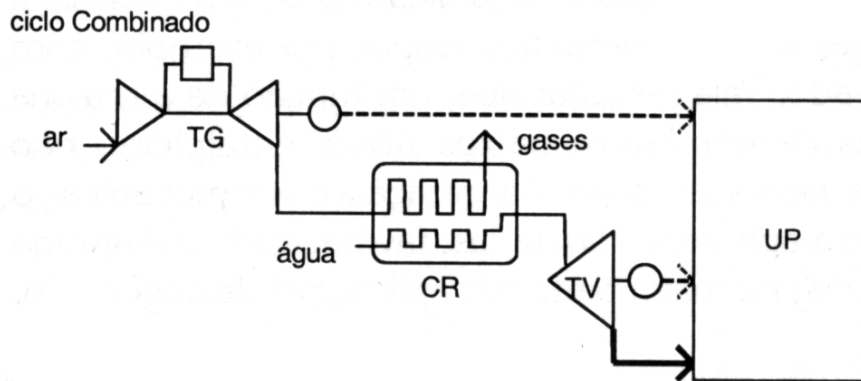


Figura 8 Representação de um ciclo combinado (GORGES, 1982).

No ciclo Diesel mostrado na Figura 9 tem-se a geração de dois produtos da energia térmica (água e ar quente) e a geração de energia eletromecânica, sendo esta última a de maior produção.

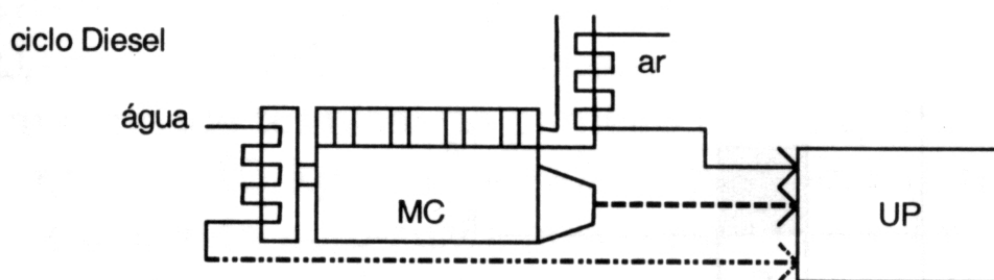


Figura 9 Representação de um ciclo Diesel [Ballestieri, 2002]. (GORGES, 1982).

Nas figuras 6 a 9, os símbolos têm o seguinte significado:

UP: unidade de processo;

TG: turbina a gás;

TV: turbina a vapor;
CA: caldeira convencional;
CR: caldeira de recuperação;
MC: motor de combustão interna.

2.5. APLICAÇÃO DA COGERAÇÃO

O campo de aplicação dos sistemas de cogeração é bastante vasto, tanto no setor industrial quanto no setor terciário. Os usuários com o maior potencial de aplicação e rentabilidade são aqueles que operam em sistemas de 24 horas, com elevado consumo de eletricidade e calor.

Na área industrial, podem-se citar as seguintes aplicações:

- Geração de vapor de baixa, média e alta pressão para processos;
- Calor direto da turbina para ar de alimentação de fornos;
- Secagem de grãos e produtos;
- Aquecimento de óleos e fluidos industriais; entre outras.

No setor terciário pode-se aplicar a cogeração em hotéis, hospitais, centros de processamento de dados, **shopping center**, edifícios comerciais dentre outros. Nestes casos o calor de descarga poderá ser empregado para geração de vapor e/ou água quente para aquecimento ambiental ou predial, ou para a utilização em cozinhas.

Aplica-se também a sistemas de condicionamento de ar, a sistemas de refrigeração (sistemas de absorção água/brometo de lítio e sistemas de absorção amônia/água).

2.5.1 Máquinas térmicas

Os equipamentos térmicos principais de uma Central de Cogeração são:

- Caldeiras;
- Turbinas;
- Motores de Combustão interna;
- Ciclos de refrigeração.

2.5.1.1 Caldeiras

As caldeiras ou geradores de vapor são equipamentos utilizados com o objetivo de geração de energia térmica na forma de vapor ou água quente. A sua aplicação é das mais variadas como secagem, cozimento, lavagem de utensílios, desinfecção, aquecimento ambiental, aquecimento de água, dentre outros.

Basicamente, existem dois tipos de geradores de vapor, os denominados geradores convencionais e os de recuperação.

As caldeiras convencionais, como a mostrada esquematicamente na Figura 10, são utilizadas para a produção de vapor ou água saturada a pressões elevadas obtidos através do calor liberado da queima de combustíveis. Denomina-se instalações de caldeiras o conjunto formado pelo gerador de vapor, sopradores de ar, bombas, chaminés, queimadores, economizadores, pré-aquecedores de água, etc.

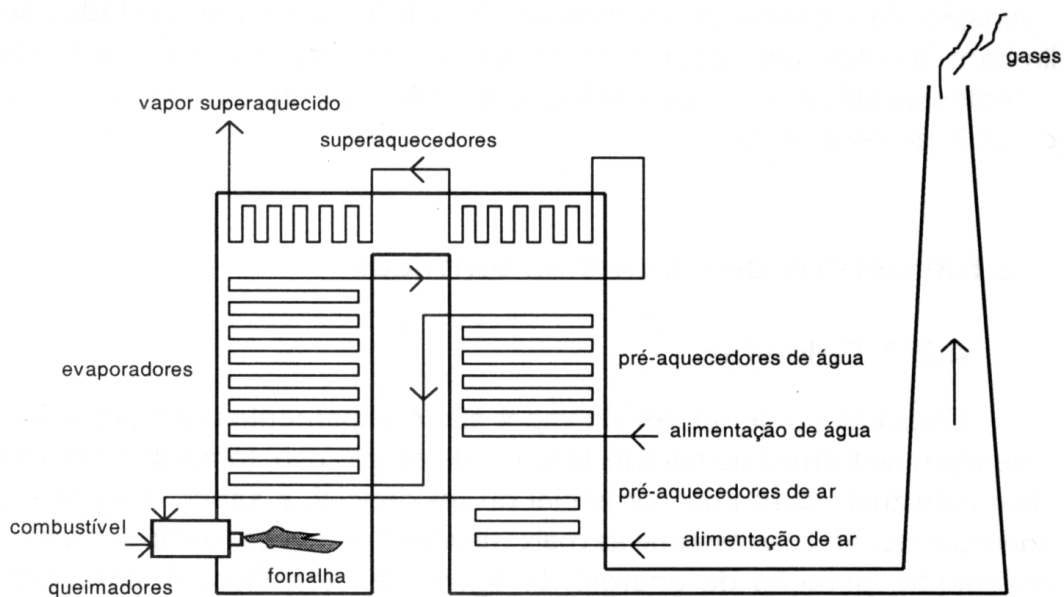


Figura 10 Esquema de instalação de uma caldeira convencional.

(REZNIKOV; LIPOV, 1985).

As caldeiras convencionais podem ser classificadas como flamotubular ou aquatubular.

As flamotubulares se caracterizam por apresentarem os gases de combustão internos aos tubos. São aplicadas a sistemas que empregam pressões inferiores a 1,7 MPa, inviabilizando assim a sua aplicação em certos processos industriais e também em sistemas de cogeração .

Utiliza-se como combustíveis, óleos, gases, carvão, lenha e resíduos. Para o emprego de carvão, lenha e resíduos é necessário que a fornalha seja formada por uma grelha, com o objetivo de assentar o combustível. Na utilização de óleo, faz-se necessário empregar atomizadores, a queima e o controle de vazão ar/combustível. Para este tipo de caldeira também são empregadas fornalhas em leito fluidizado de combustíveis sólidos ou misturas de combustíveis com materiais inertes.

Nas caldeiras aquatubulares, vista na Figura 11, o escoamento da água ocorre dentro dos tubos. Este tipo de caldeira é a mais empregada no setor industrial, por apresentar um sistema com alta troca térmica, gerando assim maiores níveis de pressão, obtendo pontos iguais ou superiores a 28 MPa (BALESTIERI, 2002).

As caldeiras denominadas de recuperação são aquelas que aproveitam calor dos gases quentes de exaustão de diversos processos ou instalações industriais. Neste tipo de caldeira a circulação do fluido nos tubos ocorre de forma forçada; a geração de vapor ocorre a pressões na faixa de 1,8 a 4,5 MPa; com temperaturas na ordem de 385 °C ou superiores e com vazões na faixa de 40 ton/h (BALESTIERI, 2002).

Esse tipo de caldeira pode-se apresentar de 3 formas diferentes:

- sem fornalha suplementar;
- com fornalha suplementar;
- de queima completa.

As Caldeiras de recuperação sem fornalha suplementar são compostas por trocadores de calor convectivos que atendem à condição de exaustão do gerador a ele acoplado. A caldeira com fornalha suplementar, difere pelo fato de que neste tipo de construção ocorre queima suplementar nesta fornalha, e também ocorre o emprego dos gases de exaustão da turbina a gás como ar de combustão pré-aquecido, gerando assim menor consumo de combustível.

Define-se caldeira de recuperação com queima completar, como sendo caldeiras que apresentam a mesma quantidade de oxigênio nos gases de exaustão na chaminé,

quando comparado com uma caldeira convencional que utiliza ar ambiente para a queima. Desse modo uma CR com queima completa é uma caldeira convencional que utiliza os gases de exaustão da turbina a gás como fonte supridora de ar.

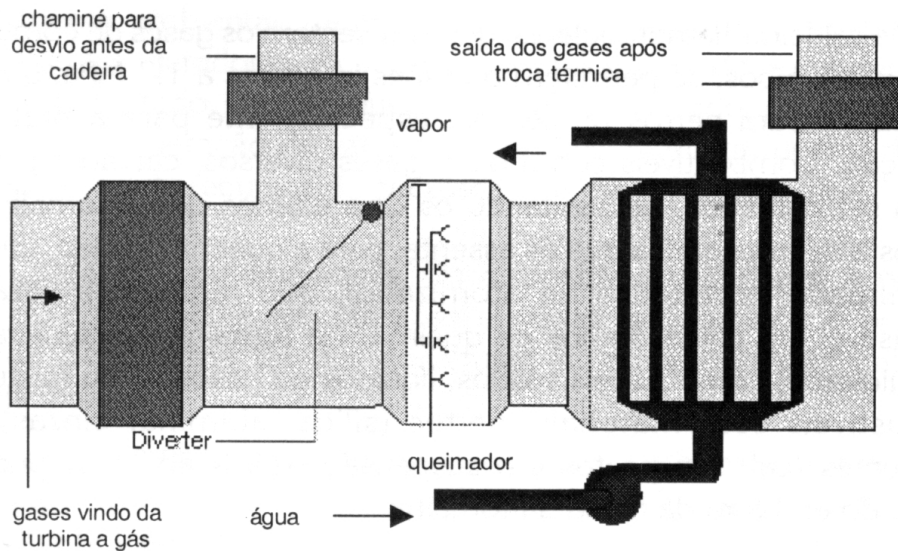


Figura 11 Representação de uma caldeira aquatubular de recuperação de calor. (LYLE, 1968).

2.5.1.2 Turbinas

São equipamentos rotativos, que normalmente operam em regime permanente, dedicados à produção de trabalho de eixo (ou potência). O trabalho realizado na turbina é produzido a partir da queda de pressão do fluido de trabalho.

Estes equipamentos se dividem em duas classes gerais:

- Turbinas a gás;
- Turbinas a vapor.

As turbinas a gás têm como característica construtiva geral, a construção compacta de seus equipamentos, constituídos normalmente por um conjunto envolvendo compressor, câmara de combustão e turbina, sendo esta construção denominada de grupo gerador.

O princípio de funcionamento de um conjunto a gás, esquematizado na Figura 12, consiste no ar passando pelo compressor, sofrendo aumento de pressão e escoando para a câmara de combustão, onde ocorre a queima de um combustível (óleo

desmineralizado, gás natural, gases oriundos de processos de gaseificação de carvão, gaseificação de biomassa, dentre outros) de forma contínua e a pressão constante e, por final, os gases aquecido são expandidos na turbina, que gera potência de eixo para acionamento do compressor e do gerador.

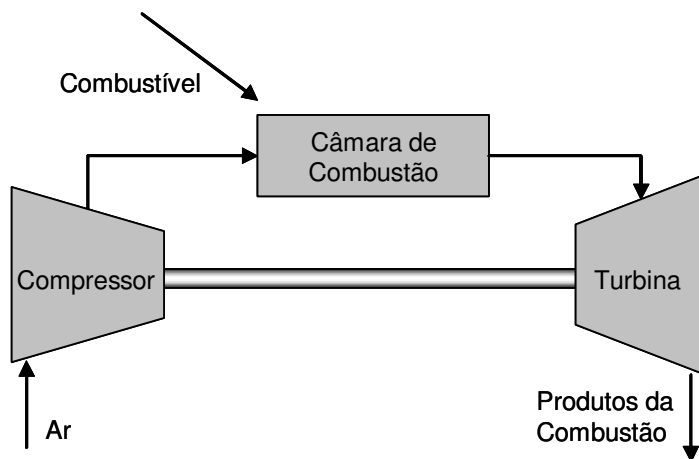


Figura 12 Representação de um conjunto a gás (compressor - câmara de combustão - turbina)

(COHEN et al.,1987)

Este tipo de unidade é de vasta aplicação, mas é ideal para aplicações em casos de atendimento de picos de carga, pois apresenta curto tempo de partida e baixo custo de investimento em caso de ciclo simples.

Turbinas a vapor , como as da Figura 13, são equipamentos que operam com vapor de alta pressão na condição de superaquecido. As turbinas são divididas em de contra pressão e de condensação e são adotadas de acordo com as funções que se pretende que sejam atendidas.

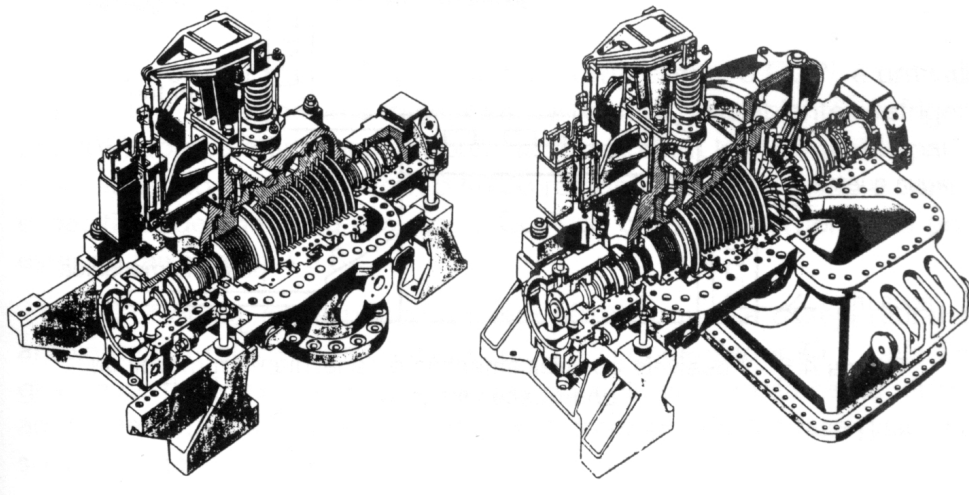


Figura 13 Turbinas a vapor de contrapressão e de condensação (ALSTOM, 2002).

As turbinas de contrapressão são usadas em processos industriais nos quais a demanda de calor é aproximadamente a demanda de energia elétrica da planta. A turbina normalmente opera a uma pressão constante do vapor de escape (da ordem de 0,2 a 1,0 MPa), sendo que as flutuações na demanda de energia elétrica, em operações e em paralelo com a rede elétrica, devem ser compensadas pela concessionária (ALSTOM, 2002).

Para o caso do processo industrial exigir uma quantidade de vapor maior do que a necessária para a geração de energia na instalação e não haver a possibilidade de venda da energia elétrica excedente, parte do vapor, que não é utilizado pelas turbinas, é enviado diretamente ao processo, através de uma estação de redução de pressão, como mostrado na Figura 14.

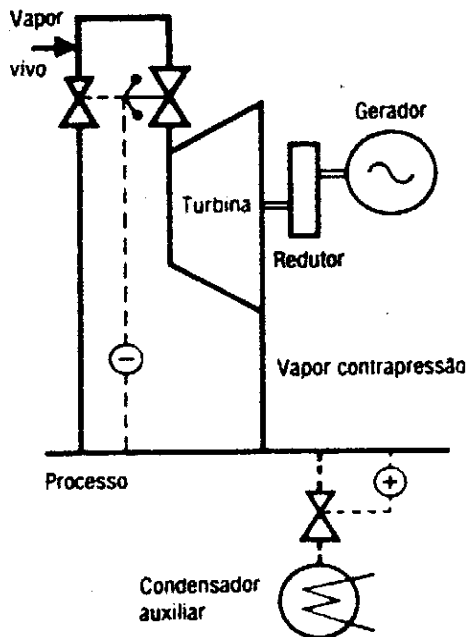


Figura 14 Representação de uma turbina de contrapressão (BLOCH, 1995).

Quando o processo exigir vapor a diferentes níveis de pressão, são utilizadas turbinas com sangrias ou extração controlada, que fornecem parte do fluxo de vapor em média e, parte, em baixa pressão. As turbinas de contrapressão com sangria, como a da Figura 15, são utilizadas quando o volume de vapor de extração (média pressão) é menor que o volume de escape.

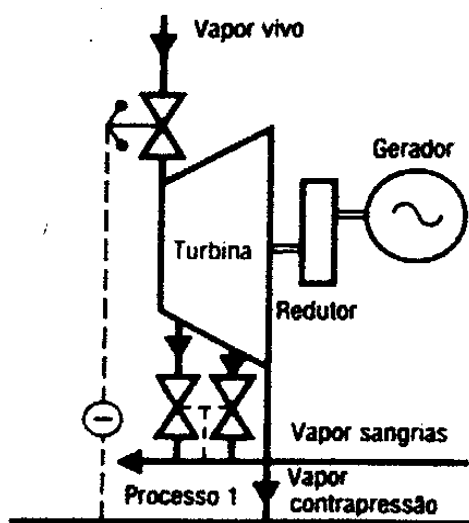


Figura 15 Representação de uma turbina de contrapressão com sangria (BLOCH, 1995).

No caso das turbinas de contrapressão com extração controlada, mostrada na Figura 16, seu emprego ocorre quando o fluxo de vapor de extração (média pressão) é relativamente alto quando comparado com o fluxo do vapor de escape (baixa pressão) e a demanda de vapor de extração, neste caso, permanece constante para qualquer carga da turbina.

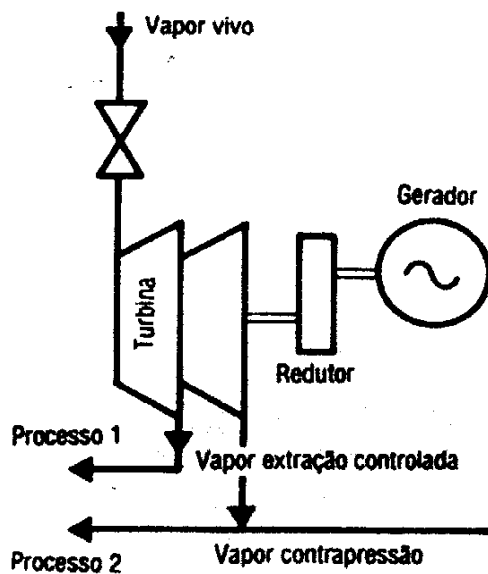


Figura 16 Representação de uma turbina de contrapressão com extração controlada (BLOCH, 1995).

Freqüentemente emprega-se esses dois tipos de turbinas de contrapressão - com sangria e com extração controlada - em casos onde o demanda térmica é prioritária em relação a demanda elétrica, devido ao fato destas terem que operar com pressões constantes do vapor por imposições do processo. Para estes casos, o não atendimento da demanda elétrica é suprido pela conexão com a rede da concessionária local.

Nos casos onde se tem como prioridade a geração de energia elétrica, empregam-se as turbinas de condensação, devido ao fato de o salto entálpico ser maior nessa situação quando comparado à turbinas de contrapressão, uma vez que a expansão nas turbinas de condensação se dá até pressões vacuométricas no condensador (da ordem de 0,005 a 0,01 MPa) (BALESTIERI, 2002).

Quando há sobra de combustível, existe a possibilidade de se combinar as turbinas de contrapressão para atender ao processo de cogeração de energia elétrica e adicionar uma turbina de condensação plena, como na Figura 17, que pode ser alimentada pela caldeira comum à planta ou por uma segunda caldeira individual, utilizando-se no máximo a queda entálpica e de pressão.

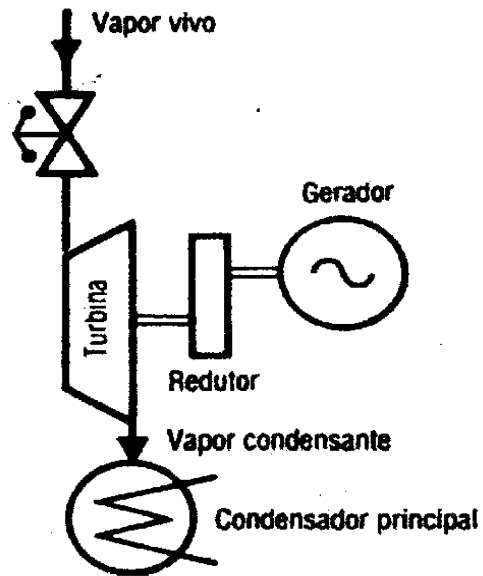


Figura 17 Representação de uma turbina de condensação (BLOCH, 1995).

Nos casos em que a demanda de energia elétrica é maior que a capacidade de auto-geração com o vapor do processo, a turbina de contrapressão pode ser substituída por uma turbina de condensação com extração pois, neste caso, a geração de energia elétrica será maior já que a energia contida no vapor excedente de processo será extraída pela expansão do vapor até a zona de vácuo, resultando num salto entálpico maior. Esta turbina permite maior flexibilidade na produção de eletricidade.

Uma turbina de condensação apresenta rendimento total inferior ao de uma turbina de contrapressão dado que a parte de energia contida no vapor se perde através da refrigeração no condensador.

Apesar da superior rentabilidade das turbinas de contrapressão, em muitos casos as plantas com turbogeradores de condensação com extração, apresentam vantagens decisivas, tais como:

- Compensação das oscilações de consumo de energia elétrica e de vapor requeridos nos processos;
- Evita-se ultrapassar o limite de potência contratado com a concessionária;
- Problemas relacionados com a falta de fornecimento de energia elétrica pelas concessionárias;
- Possibilidade do condensador principal absorver o vapor excedente quando ocorre paralisação parcial do processo.

Quanto aos motores de combustão interna e ciclos de refrigeração por absorção, dedica-se os dois capítulos seguintes à sua análise.

3 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

3.1 – INTRODUÇÃO E HISTÓRICO

As máquinas térmicas de combustão interna têm por objetivo produzir potência mecânica, a partir da energia química contida num combustível, que é liberada após um processo de combustão. Ao contrário das chamadas máquinas de combustão externa, nos motores de combustão interna a energia é liberada queimando ou oxidando o combustível dentro dele. Nesses equipamentos, os fluidos de trabalho reais podem ser considerados de dois tipos: mistura combustível/ar antes da combustão e gases queimados após a combustão.

A potência de saída desejada é fornecida pela transferência de trabalho, que ocorre diretamente entre o fluido de trabalho e os componentes mecânicos do motor. O motor que recebe a atenção desse trabalho é o motor de ignição por faísca (algumas vezes chamado Motor Otto, ou motor a gasolina, ou petróleo, embora outros combustíveis possam ser utilizados). Apresenta-se, também, alguns aspectos relacionados com o motor de ignição por compressão ou Motor Diesel. O que torna atraente tais motores é a sua simplicidade, robustez e alta relação potência/peso, daí sua aplicação ampla no transporte (terra, mar e ar) e em geração de potência.

Os motores de combustão interna não foram largamente adotados em cogeração no passado porque, embora a eficiência seja alta, uma fração significativa do calor rejeitado está a uma temperatura muito baixa para qualquer recuperação baseada no efeito de aquecimento, quando comparada com outros ciclos. A taxa de calor (**heat rate**) é relativamente baixa para tais motores, quando comparada com turbinas a gás ou vapor, e os ciclos de refrigeração por absorção apresentam baixos coeficientes de performance, o que se mostra como desvantagem para a adoção dos ciclos combinados desses equipamentos. Porém, sua versatilidade, baixo custo, e as necessidades nacionais de conservação e uso racional de energia, tornam bastante atrativos os Sistemas Compactos de Cogeração (SCCMCI) principalmente se constituídos de equipamentos disponíveis no mercado nacional.

Como a combustão ocorre dentro da parte produtora de trabalho desses motores, o seu projeto e operação é fundamentalmente diferente dos outros tipos de motores.

Os motores térmicos têm servido ao ser humano há, pelo menos, dois séculos e meio. Nos primeiros 150 anos água, levada até a condição de vapor, foi interposta entre os gases de combustão produzidos na queima do combustível e o pistão produtor de trabalho, no curso de expansão. Não foi antes dos anos de 1860 que o motor de combustão interna tornou-se uma realidade prática. Os primeiros motores desenvolvidos para uso comercial, queimavam uma mistura de gás de carvão com ar, na pressão atmosférica, não existia compressão antes da combustão. J. J. E. Lenoir (1822-1900) desenvolveu o primeiro motor desse tipo, comercializável. O gás e o ar eram introduzidos no cilindro durante a primeira metade do curso do pistão. A carga era então queimada a partir de uma centelha, a pressão aumentava e os gases queimados liberavam energia para o pistão na segunda metade do curso. O ciclo se completava com o curso de exaustão. Mais ou menos 5000 desses motores foram vendidos entre 1860 e 1865, com dimensões acima de 6 hp. A melhor eficiência alcançada era em torno de 5%. Um desenvolvimento de maior sucesso – o motor atmosférico introduzido em 1867 por Nicolaus A. Otto (1832-1891) e Eugen Langen (1833-1895)-, usando o aumento da pressão resultante da combustão precoce da carga de combustível/ar no curso de saída, para acelerar um pistão livre e estrutura, tal que, sua quantidade de movimento gere um vácuo no cilindro (HEYWOOD, 1988).

A pressão atmosférica empurra o pistão para dentro do cilindro, sendo o conjunto fixado através de uma garra cilíndrica ao eixo de saída de potência. As máquinas assim fabricadas, das quais foram vendidas mais ou menos 5.000 unidades, obtiveram eficiências térmicas acima de 11 %.

Para superar essa falha dos motores – a baixa eficiência térmica e peso excessivo -, Otto propôs um ciclo motor com quatro cursos do pistão: um curso de admissão, depois um curso de compressão antes da ignição, um curso de expansão ou curso de potência, onde o trabalho é entregue para o eixo de manivelas e, finalmente, um curso de exaustão.

Ele também propôs a incorporação de um sistema de indução de carga estratificada, embora isso não seja encontrado na prática. Seu protótipo de um motor

de quatro tempos começou a rodar em 1876. Uma comparação entre o motor Otto e seu predecessor, como a mostrada na Tabela 1, indica a razão de seu sucesso: a enorme redução no seu peso e volume.

Tabela 1 – Comparação entre o ciclo quatro tempos de Otto e o motor Otto-Langen

	Otto - Langen	Otto 4 tempos
Potência de eixo	2 hp	2 hp
Peso	4000 lb	1250 lb
Deslocamento do pistão	4900 m ³	310 m ³
Curso potência/min	28	80
Velocidade do eixo	90 rev/min	160 rev/min
Eficiência mecânica	68%	84%
Eficiência global	11%	14%
Razão de compressão	10	2,5

(HEYWOOD, 1988).

Essa foi a inovação que efetivamente estabeleceu a indústria de motores de combustão interna. Nos anos de 1890, 50.000 desses motores foram vendidos na Europa e EUA.

Em 1884, uma patente não publicada, desenvolvida por Alphonse Beau de Rochas (1815-1893), mostrou a descrição dos princípios do ciclo de quatro tempos. Essa possibilidade de descoberta anterior a Otto, lança dúvidas sobre a validade de sua patente (a de Otto) para esse conceito e, na Alemanha, ela foi declarada inválida. Beau de Rochas também delineou as condições sob as quais a máxima eficiência de um motor de combustão interna pode ser obtida. São elas:

- 1.O maior volume possível do cilindro, com uma mínima superfície limite;
- 2.A maior velocidade de trabalho possível;

3. Uma maior razão de compressão;
4. São possíveis maiores pressões no início da expansão.

As duas primeiras condições mantêm as perdas de calor dentro de um valor mínimo. A terceira condição reconhece que quanto maior a expansão dos gases de combustão, maior o trabalho extraído. A quarta condição mostra que maior a pressão inicial, maior a expansão possível, e proporciona altas pressões ao longo do processo, ambos resultando em maior transferência de trabalho. Embora o trabalho não publicado de Beau de Rochas tenha prejudicado os desenvolvimentos de Otto, ele nunca colocou suas idéias em prática. Assim, Otto, no modo de ver da construção, foi o inventor dos modernos motores de combustão interna, como os conhecemos hoje.

Posteriormente desenvolvimentos seguiram-se ao primeiro impacto daquele que Otto obteve. Por volta dos anos 1880, vários engenheiros (Dugald Clerk, 1854-1913; e James Robson, 1833-1913, na Inglaterra; e Karl Benz, 1844-1929, na Alemanha) obtiveram sucesso no desenvolvimento de motores de combustão interna de dois cursos, onde os processos de admissão e exaustão ocorrem durante o final do curso de potência e início do curso de compressão. James Atkinson (1846-1914) na Inglaterra, constrói um motor com um curso de expansão maior que o de compressão que tem, às vezes, uma alta eficiência, porém, é fraco mecanicamente. Reconhece-se que a eficiência é uma função direta da razão de expansão, levando as taxas de compressão a serem limitadas a menos que quatro, se problemas de batidas quiserem ser evitados com os combustíveis disponíveis. Desenvolvimentos substanciais nos sistemas de carburação e injeção eram necessários, e ocorreram, antes de ter-se motores para automóvel a gasolina, de alta velocidade, disponíveis ao final dos anos 1880. O progresso nos motores estacionários também continuou. Motores a óleo, de baixa taxa de compressão, com combustível vaporizado, aquecido externamente e ignição elétrica, foram desenvolvidos com eficiências comparáveis às daquelas dos motores a gás (14 a 18%). O motor Hornsby-Ackroyd tornou-se o mais popular motor a óleo na Inglaterra e foi também construído em larga escala nos Estados Unidos.

Em 1892, o engenheiro alemão Rudolf Diesel (1858-1913) descreveu em sua patente, uma nova forma de motor de combustão interna. Seu conceito de iniciar a

combustão pela injeção de combustível líquido dentro de ar aquecido somente por compressão permitiu uma melhoria na eficiência comparado com outros motores de combustão interna. Razões de expansão muito maiores, sem a detonação ou batida, foram então possíveis. Entretanto, apesar dos esforços de Diesel, demorou cinco anos para desenvolver-se um motor prático.

O desenvolvimento de motores, embora menos fundamentais, porém não menos importantes para o estabelecimento de um mercado de motores de combustão interna estável, continuaram a se efetivar desde então (AGNEW, 1978). O mais recente avanço é o motor rotativo Wankel, que não tem tido sucesso em seus testes desde 1975. Esse motor que envolveu vários anos de pesquisa e desenvolvimento está baseado no projeto do inventor germânico Felix Wankel (ANSDALE, 1968).

Os combustíveis tiveram também um grande impacto no desenvolvimento dos motores. Os primeiros motores usaram a queima de gás para gerar potência mecânica. Gasolina e frações leves de óleo cru tornaram-se disponíveis ao final dos anos 1880 e vários tipos de carburadores foram desenvolvidos para vaporizar o combustível e misturá-lo com o ar. Antes de 1905 existia algum problema com a gasolina; a taxa de compressão era baixa (4 ou menos) para evitar batidas, porém a alta volatilidade do combustível tornava a partida fácil e tinha um bom desempenho a frio. Vários avanços permitiram obter combustíveis, com melhores propriedades anti-batidas, produzidos em grande quantidade, dessa forma, a taxa de compressão pode ser aumentada, melhorando a potência e eficiência.

Durante as últimas três décadas, novos fatores de mudança tornaram-se importantes e agora afetam de maneira significativa o projeto e operação dos motores de combustão interna. Esses fatores são, primeiro, a necessidade de controlar a contribuição dos automóveis para a poluição do ar urbano e, segundo, a necessidade de significativas melhorias no consumo de combustível pelos automóveis.

O problema da poluição automotiva começa a aparecer nos anos de 1940. Em 1952, foi demonstrado pelo Prof. A. J. Haagen-Smit que o problema da fumaça era resultado das reações entre os óxidos de nitrogênio e componentes hidrocarbonetos na presença da luz do sol. Ficou claro que o automóvel era o maior contribuinte para a

emissão de hidrocarbonetos e óxidos de nitrogênio, bem como a principal causa dos altos níveis de monóxido de carbono nas áreas urbanas (URBAN,1989).

O necessário controle da emissão de poluentes e os desenvolvimentos dos combustíveis, produziram significantes mudanças na forma como os motores de combustão interna são projetados e operados.

Os motores são também fontes importantes de emissão de ruídos. Existem inúmeras possibilidades de ruído na operação dessas máquinas: o sistema de exaustão, o sistema de admissão, ventiladores usados para resfriamento, e a superfície do bloco dos motores. O ruído pode ser gerado por efeitos aerodinâmicos, podem ser devidos a forças que resultam do processo de combustão ou podem resultar da rotação dos componentes do motor.

Embora pareça que o desenvolvimento dos motores de combustão tenha atingido o seu ápice, existe ainda um grande potencial de crescimento. Os motores convencionais de ignição por faísca e diesel, continuam a mostrar substanciais melhorias em eficiência, potência e controle do grau de emissão de poluentes. Novos materiais já são disponíveis, oferecendo possibilidade da diminuição do peso, custo e perdas de calor e de novos sistemas de motores de combustão interna mais eficientes. As oportunidades de desenvolvimento dos motores no futuro são inúmeras.

3.2 - CLASSIFICAÇÃO DOS MOTORES

Existem diferentes tipos de motores de combustão interna. Eles podem ser classificados em:

1. Aplicação. Automóveis, caminhões, locomotivas, aeronaves leves, marítimos, sistemas portáteis de potência, geração de potência;
2. Projeto básico do motor. Motores alternativos (por sua vez subdivididos conforme o arranjo dos cilindros, i.e., em linha, V, radiais, opostos), motores rotativos (Wankel e outras geometrias);
3. Ciclo de trabalho. Ciclo quatro tempos: aspiração natural (ar de admissão atmosférico), super-carregados (admitindo mistura fresca pré-comprimida),

e turbo-carregados (admitindo mistura fresca comprimida num compressor acionado por uma turbina de exaustão), ciclo dois tempos: manivelas limpas, super-carregado ou turbo-carregado;

4. Projeto e localização de válvulas e portas. Válvulas superiores (ou cabeça em I), inferiores (ou cabeça em L) válvulas rotativas, limpeza (varredura) cruzada (portas de entrada e exaustão em lados opostos do cilindro ao final), fluxo único ou cruzado de varredura (portas de exaustão e admissão em diferentes finais do cilindro);
5. Combustível. Gasolina (ou petróleo), óleo combustível (ou combustível diesel), gás natural, gás liquefeito de petróleo, álcoois (metanol, etanol), hidrogênio, combustível dual;
6. Método de preparação da mistura. A preparação pode ser por carburação, injeção de combustível dentro das portas de admissão ou no **manifold** de admissão, injeção de combustível dentro do cilindro do motor;
7. Método de ignição. Ignição por faísca (em motores convencionais onde a mistura é uniforme ou em motores com carga estratificada onde a mistura não é uniforme);
8. Desenho da câmara de combustão. Câmaras abertas (alguns projetos: i.e, disco, cunha, hemisférica, vaso no pistão), câmara dividida (pequenas e grandes câmaras auxiliares, alguns desenhos: câmaras em espiral, pré-câmaras);
9. Método do controle de carga. Estrangulamento do combustível e do fluxo de ar juntos, tal que, a composição da mistura é essencialmente não mudada, controle do fluxo de combustível apenas, uma combinação dos dois anteriores;
10. Método de resfriamento. Resfriamento a água, resfriamento a ar, sem resfriamento (outro que a convecção e radiação natural).

Todas essas distinções são importantes e elas ilustram a quantidade dos projetos de motores disponíveis.

3.3 – COGERAÇÃO COM MOTORES ALTERNATIVOS DE COMBUSTÃO INTERNA

Os avanços, dos últimos anos, na recuperação do calor eliminado, juntamente com a conjuntura dos preços de energia, tornam a utilização dos motores alternativos em instalações de cogeração, cada vez mais freqüente.

Em um motor alternativo, aproximadamente de 30 a 35% da energia que há no combustível é convertida em trabalho de eixo. A energia restante é eliminada na forma de calor ou energia térmica dos gases de exaustão. A fonte mais conveniente de calor recuperável é a que corresponde à água de resfriamento das jaquetas do motor, que pode ser utilizado quase na sua totalidade.

A segunda fonte de calor recuperável é a exaustão, da qual podemos retirar economicamente em torno de 60%. Há uma terceira fonte de calor recuperável, ainda que de menor importância, que é o calor do circuito de lubrificação do motor. A Figura 18 representa o balanço típico de energia de um motor diesel. (VAN GERPEN, 1992)

Como podemos notar, em um motor alternativo, a relação calor/eletricidade é próxima da unidade. A maior porcentagem do calor útil produzido corresponde ao circuito de refrigeração, uns 35 a 40%, em segundo lugar os gases de escape contribuem com 20 a 25%. A recuperação no circuito de óleo lubrificante é muito menor, em torno de 5% .

A potência de eixo pode ser usada para gerar eletricidade, acionar uma bomba, um compressor ou qualquer outra carga. O calor recuperado pode ser utilizado de diversas formas, tais como, calefação industrial ou de um edifício, secagem, obtenção de água quente para usos domésticos, uso na refrigeração por absorção, para produção de vapor a baixa pressão.

As oportunidades no mercado para a aplicação da cogeração com este tipo de motor são praticamente ilimitadas. Edifícios de escritórios, hotéis, hospitais, centros comerciais e também instalações industriais, oferecem um excelente potencial para a aplicação dos motores alternativos.

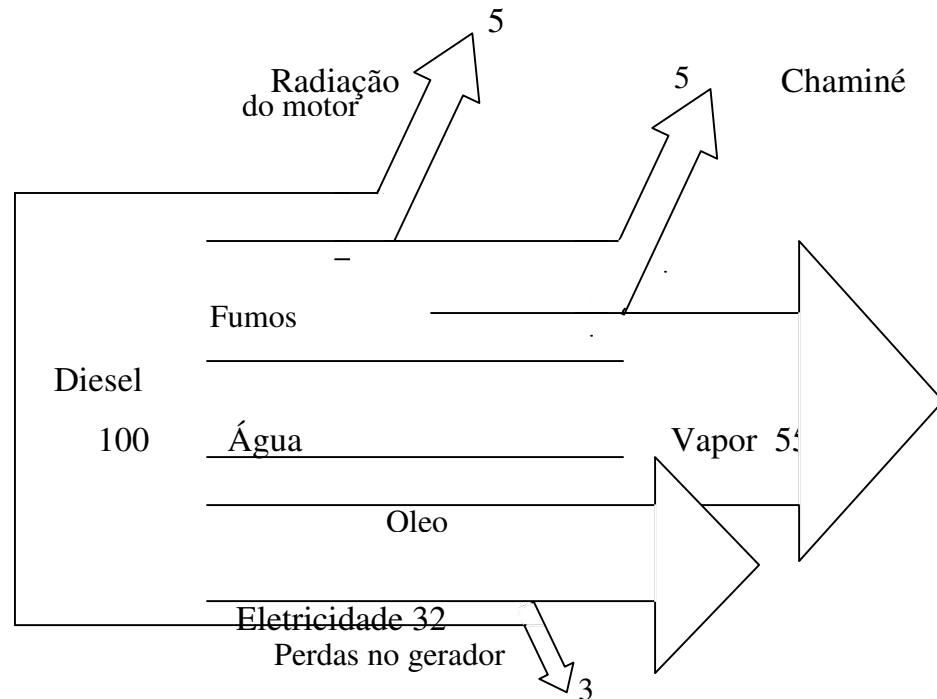


Figura 18 Balanço de energia típico de um motor Diesel (LIZARRAGA, 1994).

Para 100% de combustível queimado é possível obter-se, do calor disponível nos fumos, água de refrigeração e óleo lubrificante, 55% de energia térmica e 32 % de eletricidade, sendo o restante perdido.

São numerosos os fatores que contribuem para potencializar a utilização dos motores alternativos na cogeração. Além das razões gerais, há uma série de fatores específicos, tal como,

- . Disponibilidade de motores de funcionamento seguro e eficiente em uma ampla gama de tamanhos;

- .O aperfeiçoamento dos reguladores de velocidade que asseguram a geração de eletricidade na frequência exata;

- .A disponibilidade de combustíveis de baixa qualidade e preço atrativo, como o gás natural;

- .Um maior conhecimento sobre onde e como utilizar esse tipo de sistema.

Nos anos recentes, os países industrializados têm incrementado de maneira eficiente a geração descentralizada de energia elétrica. Nesse contexto, têm se destacado as tecnologias de cogeração que consistem em técnicas de produção simultânea de duas formas de energia, a partir da queima de um único combustível.

No Brasil, a evolução desta técnica, ocorreu principalmente nas indústrias de grande porte, que se viram obrigadas a investir na cogeração para evitar um risco de déficit energético.

Nos Estados Unidos e na Europa, além das empresas de grande porte, vêm se destacando os cogeneradores compactos, os quais trouxeram significativas contribuições para esses países. O cogenerador compacto é um sistema de cogeração de pequeno porte, que pode ser aplicado no setor terciário.

A implementação da cogeração no setor terciário deve obedecer às seguintes condições:

- Existência de um balanço energético satisfatório nos cogeneradores;
- Garantia de compra do excedente gerado por parte das concessionárias;
- Custo baixo de produção de calor e eletricidade.

Os obstáculos para essa tecnologia, são:

- Máxima valorização de recursos energéticos;
- Existência de penalidades no caso dos produtores independentes não produzirem o que haviam proposto e, terem que usar energia da concessionária.

3.4 – USO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA EM COGERAÇÃO

O objetivo deste tópico é apontar o uso de motores de combustão interna, utilizados para a cogeração de energia elétrica ou mecânica e calor, visando atender uma maior eficiência do sistema energético.

O aumento do custo do petróleo decorrente das crises tem provocado mudanças no processo de conceber calor e eletricidade. Entre as formas de cogeração, também se considera a produção de calor e eletricidade através do uso de gases de escape e de

água de refrigeração de motores de combustão interna, o que, além de não poluir, provoca uma economia de energia primária. Essa forma de conceber calor e eletricidade tem sido muito difundida, principalmente motores acoplados a geradores elétricos e a trocadores de calor para recuperação do calor residual. Essas tecnologias chamadas de cogeneradores compactos usam motores que podem queimar gás natural, GLP, biogás, óleo diesel, entre outros.

Os componentes principais são: um motor, um gerador elétrico, um sistema de recuperação do calor residual, um sistema de controle e, quando necessário um isolante acústico.

O rendimento destes sistemas pode variar de 75% a 98%, sendo que o calor residual pode estar disponível numa faixa de temperatura de 80 a 550°C (SILVEIRA,1994). Pode-se visualizar através da Figura 19 o circuito proposto para o sistema de cogeração utilizando motor de combustão interna.

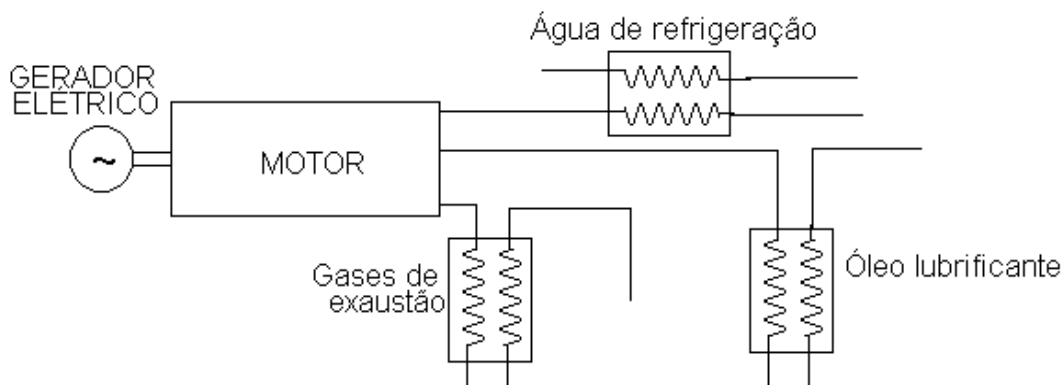


Figura 19 Sistema de cogeração proposto para o uso do MCI na cogeração

A tabela 2 mostra a disponibilidade para uso em cogeração de motores Guascor, obtida através de dados de catálogos.

Tabela 2 - Dados dos motores Guascor (1994)

Modelo	Potência Ep [kW]	Ecomb [kW]	Eágua [kW]	Eóleo [kW]	Vazão gases [kg/s]
FG 180	170	520	182	15	0,21
FGL D180 70°	265	792	196	37	0,44
FGL D180 55°	265	792	196	37	0,44
FGL D180 30°	284	853	192	45	0,47
FG 240	225	699	195	20	0,29
FGL D240 70°	356	1045	263	45	0,58
FGL D240 55°	356	1045	263	45	0,58
FGL D240 30°	381	1144	287	53	0,62
FGL D360 70°	536	1523	404	72	0,83
FGL D360 55°	536	1523	404	72	0,83

GUASCOR, 1994).

O objetivo da análise das disponibilidades dos motores Guascor é saber quais as vazões mássicas de água quente que podem ser obtidas mediante a variação da temperatura de saída dos diversos componentes que num motor de combustão interna são responsáveis pela perda de calor. Ao final, são traçadas curvas que denotam o perfil de distribuição energética do motor de combustão interna e, finalmente é possível visualizar onde reside o potencial de recuperação de calor residual.

3.4.1 Resultados Obtidos

Com este estudo, obtém-se as curvas de capacidade de produção de água quente na faixa de temperatura de 40°C até 90°C, utilizando-se para isso o calor da água de refrigeração do motor, do óleo lubrificante e dos gases de exaustão. Considera-se para efeito desse trabalho, um rendimento do trocador de calor de 80% (KERN, 1980),

então, por exemplo, o motor FG 180 que possui potência perdida na água de refrigeração $E_{\text{ág.refr}} = 182 \text{ kW}$, considerando um rendimento de 80% (KERN, 1980), tem-se para efeito de cálculo que a potência que efetivamente pode ser recuperada é de 145,6 kW. Os resultados dos cálculos, usando as equações elementares da transferência de calor referentes a alguns motores são apresentados obtendo, para cada motor, para uma determinada temperatura, a sua respectiva vazão de água quente.

1. Motor FG 180

A Figura 20 mostra a capacidade de produção do Motor Guascor FG180, onde tem-se as diferentes vazões de água passíveis de serem obtidas, nas diversas temperaturas.

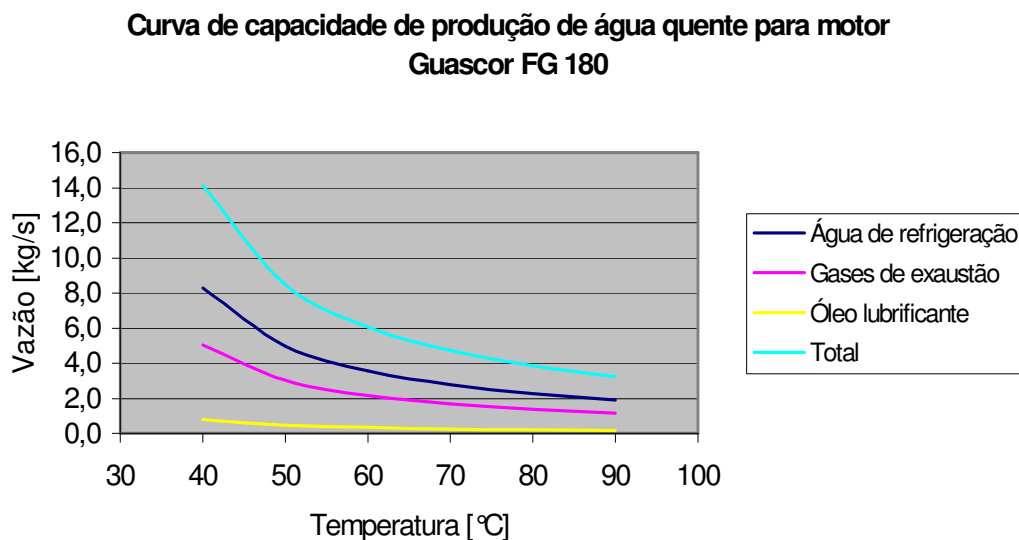


Figura 20 Curva de capacidade de produção de água quente, motor Guascor FG180

2. Motor FGL D180 70°C

A Figura 21 mostra a capacidade de produção do Motor Guascor FGL D180 70 °C, onde tem-se as diferentes vazões de água passíveis de serem obtidas, nas diversas temperaturas.

Curva de capacidade de produção de água quente para motor Guascor FGL D180 70°C

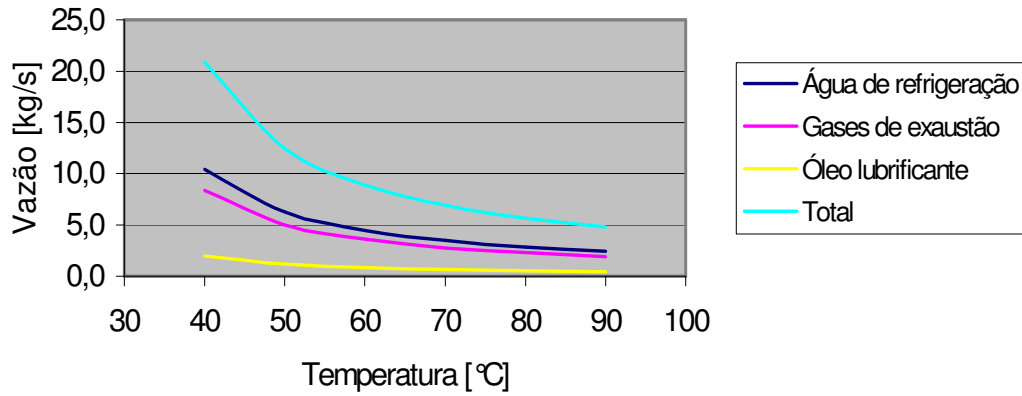


Figura 21 Curva de capacidade de produção de água quente, motor GuascorFGL D18-70°C

3. Motor Motor FGL D180 55°C

A Figura 22 mostra a capacidade de produção do Motor Guascor FGL D180 55 °C , onde tem-se as diferentes vazões de água passíveis de serem obtidas, nas diversas temperaturas.

Curva de capacidade de produção de água quente para motor Guascor FGL D180 55°C

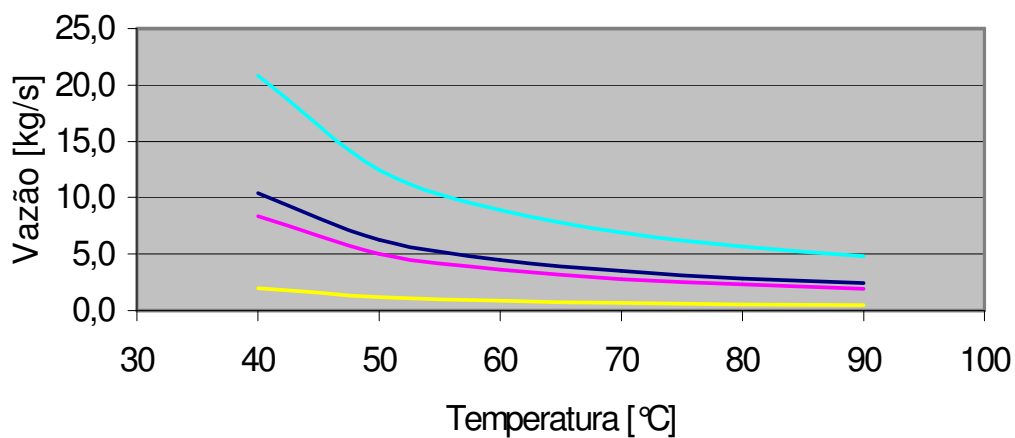


Figura 22 Curva de capacidade de produção de água quente, motor Guascor FGL D180 55°C

Essa análise é para justificar a utilização de motores de combustão interna em sistemas de cogeração. A Figura 23 resume o potencial dos motores Guascor

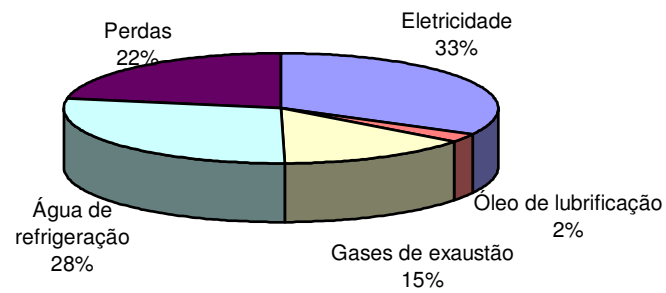


Figura 23 Distribuição energética para motor Guascor FG 180

Identifica-se, assim, que é plenamente viável o uso dos motores de combustão interna em cogeração, cabendo agora montar um sistema e identificar seus pontos de falhas, para o desenvolvimento de um sistema ótimo, principalmente do ponto de vista de seus custos...

4 SISTEMAS DE RESFRIAMENTO POR ABSORÇÃO

4.1 INTRODUÇÃO

Em 1860, o francês Ferdinand Carré inventou o sistema de absorção e tirou uma patente nos Estados Unidos. O primeiro uso do sistema foi feito pelos Estados Confederados durante a Guerra Civil, para suprimento de gelo natural que havia sido cortado pelo norte.

Em se tratando de um ciclo de refrigeração, este opera com um condensador, uma válvula de expansão e um evaporador, conforme mostrado na Figura 24, desde que o vapor de baixa pressão do evaporador possa ser transformado em vapor de alta pressão e entregue ao condensador

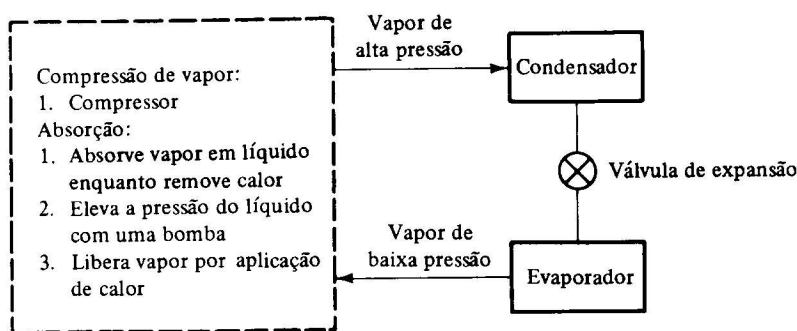


Figura 24 Obtenção de vapor a alta pressão num sistema de refrigeração (STOECKER; JONES, 1985).

Num ciclo de absorção básico temos que o vapor de baixa pressão do evaporador é absorvido por uma solução líquida no absorvedor, que é resfriado por água ou ar, este, por sua vez, rejeita esse calor para a atmosfera. Uma bomba recebe o líquido de baixa pressão do absorvedor, eleva a sua pressão e entrega ao gerador. No gerador, calor de uma fonte de alta temperatura expulsa o vapor que tinha sido absorvido pela solução. A solução líquida retorna para o absorvedor por válvula redutora de pressão, a fim de promover a queda de pressão para manter as diferenças de pressão entre o gerador e o absorvedor.

A Figura 25 mostra uma unidade básica de absorção.

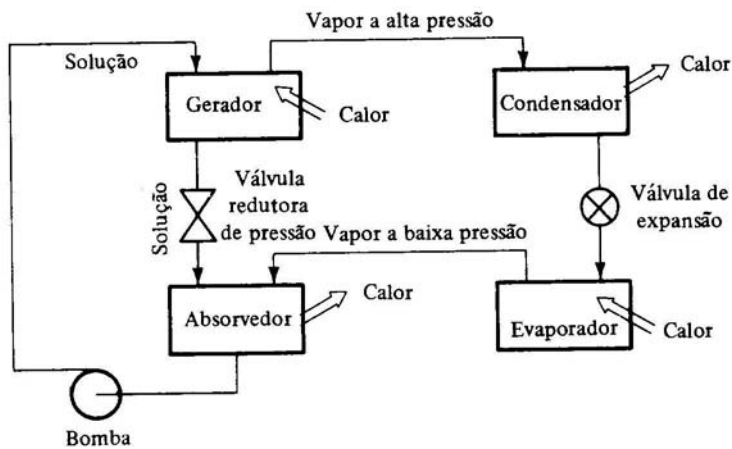


Figura 25 Unidade básica de refrigeração por absorção (STOECKER; JONES,1985).

Os fluxos de calor envolvidos no ciclo de absorção ocorrem da seguinte forma: o calor de uma fonte de alta temperatura entra no gerador, enquanto que o calor a baixa temperatura da substância que está sendo resfriada entra no evaporador. A rejeição de calor do ciclo ocorre no absorvedor e condensador a temperaturas tais que o calor possa ser rejeitado.

4.2 CONFIGURAÇÃO DE UNIDADES DE ABSORÇÃO COMERCIAIS

A construção de uma instalação de absorção comercial tira proveito do fato de que o condensador e o gerador operam à mesma pressão e combinam estes componentes em um mesmo vaso. Ao mesmo tempo, desde que o evaporador e o absorvedor operam à mesma pressão, estes componentes também podem ser instalados em um mesmo vaso, conforme mostrado na Figura 26.

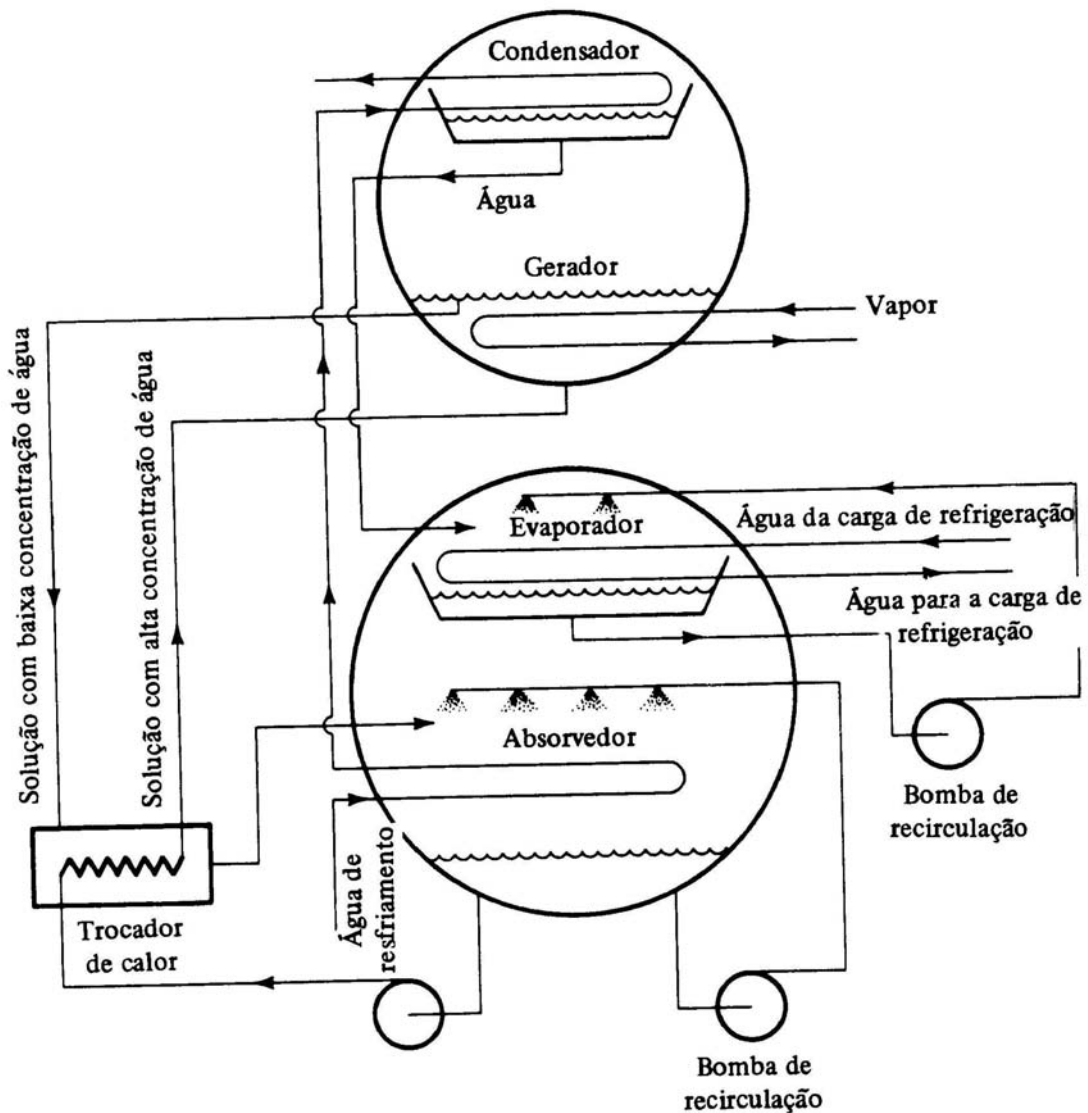


Figura 26 Arranjo de componentes numa unidade de absorção comercial (ASHRAE,1994).

No vaso de alta pressão o vapor de água do gerador dirige-se para o condensador onde é liquefeito enquanto que, no vaso de baixa pressão, o vapor de água liberado no evaporador escoar para baixo, para o absorvedor. Para aumentar a taxa de transferência de calor no evaporador, uma bomba de recirculação pulveriza a água a ser evaporada sobre os tubos do evaporador para resfriar a água de refrigeração. Observa-se que a água gelada que serve a carga de refrigeração é um circuito separado da água que serve como refrigeração na unidade de absorção. O fato de haver circuitos separados de água ajuda a manter uma maior pureza na unidade de absorção e permite à água que serve de refrigeração, operar a pressões acima da atmosfera. Um outro aspecto é que a

água da torre de resfriamento, que eventualmente seja necessária, passa em série pelo absorvedor e condensador, extraindo calor de ambos. A figura 25 mostra o esquema de um sistema de simples efeito.

Pode-se adotar um sistema como o mostrado esquematicamente na figura 27.

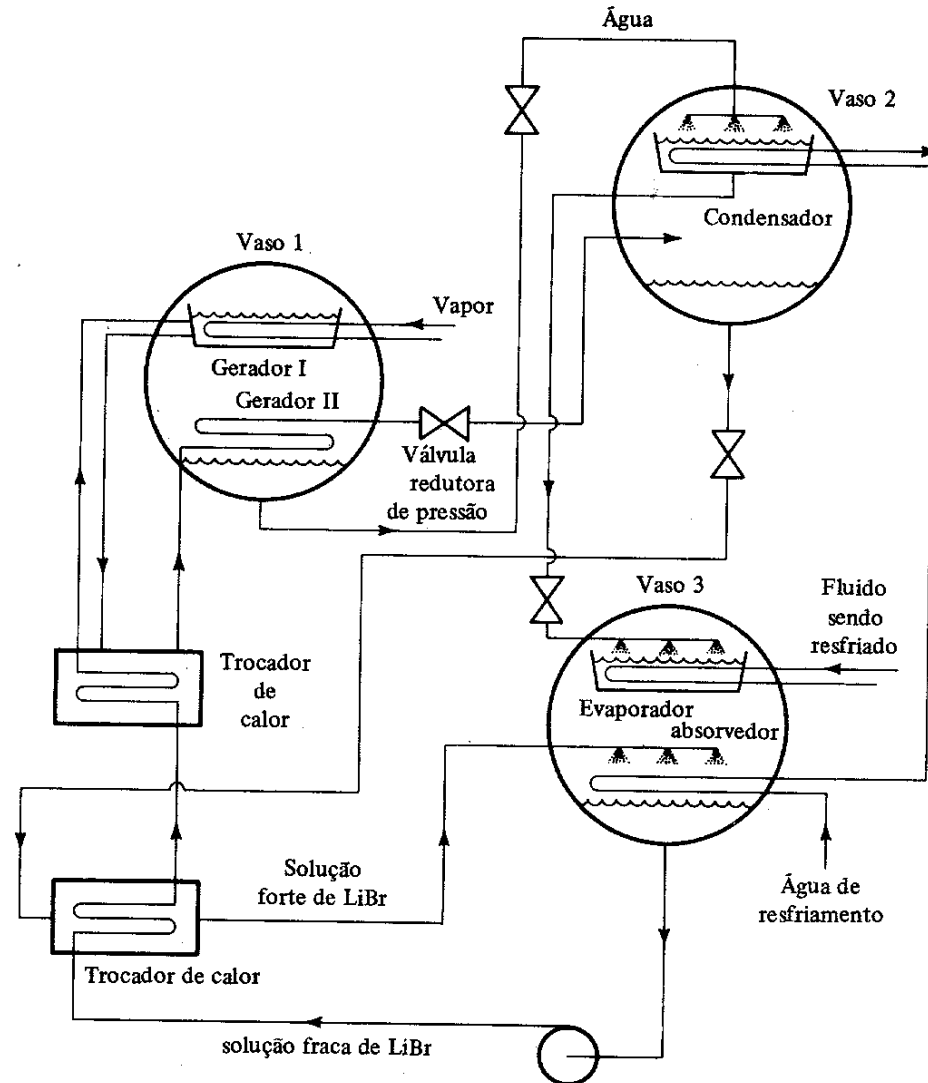


Figura 27 Unidade de absorção de duplo efeito (ASHRAE, 1994).

O sistema mostrado é uma unidade de absorção de Brometo de Lítio (LiBr) com a eficiência melhorada. O aspecto que distingue o sistema de duplo efeito é que este incorpora um segundo gerador, gerador II, que usa o vapor da água que condensa o gerador I para prover seu abastecimento de calor. Há três níveis diferentes de pressão

em cada vaso mostrado na Figura 27, e um vapor de pressão média (da ordem de 1.000 kPa) é suprido ao gerador I, em vez do vapor de baixa pressão (aproximadamente 120 kPa) fornecido ao gerador em uma unidade de único estágio.

4.3 – O PAPEL DAS UNIDADES DE ABSORÇÃO

O sistema de absorção foi antecessor do sistema de compressão de vapor no século XIX. O sistema LiBr-água foi comercializado nos anos 40 e 50 como refrigeradores de água para ar condicionado de grandes edifícios. Eles eram energizados por vapor ou água quente gerados em caldeiras a óleo e gás natural. Nos anos 70 a substituição da combustão direta de óleo e gás natural afetou a aplicação de unidades de absorção, mas ao mesmo tempo abriu outras oportunidades como a utilização de calor derivado de coletores solares para energizar unidades de absorção.

Também em função do aumento crescente do custo de energia, o calor de baixo nível de temperatura (na faixa de 90 °C a 110 °C) que anteriormente era rejeitado para a atmosfera em instalações químicas e de processo, é hoje freqüentemente usado para operar sistemas de absorção que fornece a refrigeração necessária em algum ponto da fábrica.

Os sistemas de absorção apresentam inúmeras vantagens:

- . sistemas de absorção têm menores exigências elétricas quando comparados aos sistemas de compressão de vapor;
- . as unidades de absorção são silenciosas e livres de vibrações;
- . o calor recuperado pode ser utilizado para acionar o ciclo de refrigeração por absorção;
- . as unidades de absorção não apresentam perigo ao ambiente global de esgotamento de ozônio e podem ter um menor impacto no aquecimento global do que qualquer outra opção, e
- . as unidades de absorção são economicamente atrativas quando o custo do combustível é substancialmente menor que os custos elétricos (normalmente se os

custos dos combustíveis são de 12 a 20% dos custos elétricos), conforme Smith (1994 apud ASHRAE, 1994) e Furlong (1994 apud ASHRAE, 1994).

A aplicação de máquinas de absorção com aquecimento indireto, junto com sistemas de cogeração é a forma mais comum em uso. O calor recuperado de uma corrente de gás de exaustão e do sistema de resfriamento de um motor é usado para acionar uma máquina de absorção. Quando o calor da instalação de cogeração é usado, isso não somente atende a carga de resfriamento, como também reduz a demanda elétrica de pico de um sistema.

4.4 – COEFICIENTE DE DESEMPENHO

O coeficiente de desempenho (COP) de uma máquina de absorção é a razão entre a refrigeração obtida e a taxa de energia transferida efetivamente para a máquina. Para a refrigeração isto é geralmente conhecido como eficiência. O COP, definido na equação (2), é a quantidade de refrigeração obtida com a máquina dividido pela quantidade de entrada de energia exigida para produzir tal refrigeração (ASHRAE, 1993). Isso é uma razão de energia transferida por energia entregue. O COP não inclui a eletricidade auxiliar para operar bombas e ventiladores

$$COP = \frac{\text{refrigeração..obtida}}{\text{Energia..entregue}} \quad (2)$$

O COP para um sistema de simples efeito é, geralmente, dois terços do de um sistema de duplo efeito. Para um sistema de simples efeito, o COP varia de 0,6 a 0,7; para um de duplo efeito, varia de 0,9 a 1,2 sendo uma máquina mais eficiente no uso da energia. Para sistemas a baixa temperatura, o COP varia de 0,1 a 0,8 (ASHRAE, 1988).

Para sistemas de compressão de vapor o COP varia de 2 a 6,75. Enquanto o COP desses sistemas é maior que aqueles dos sistemas de absorção, eles exigem um alto grau de energia para acioná-los. Entretanto, quando comparamos o COP de um ciclo de absorção com um ciclo de compressão de vapor, é importante considerar a

diferença de custos de energia exigida por ambos. Num ciclo de compressão de vapor, o COP é determinado pela quantidade de energia mecânica exigida para comprimir o vapor; num ciclo de absorção, o COP é determinado pela quantidade de calor necessária para operar o ciclo.

A energia necessária para acionar ventiladores dos condensadores, torres de resfriamento, bombas de circulação e outros usos auxiliares de energia não estão incluídos na avaliação do COP e, portanto, esses custos de energia devem ser incluídos numa avaliação econômica mais completa do sistema, para unidades de grande porte.

4.5 SISTEMAS DE ABSORÇÃO POR AQUECIMENTO INDIRETO

Atualmente existem dois tipos principais de sistemas de absorção comercialmente disponíveis. São eles os sistemas de água-brometo de lítio (LiBr) e água-amônia (AAR).

Num sistema LiBr, o brometo de lítio é o absorvente e a água é o refrigerante. Tipicamente, sistemas LiBr são apresentados como máquinas de simples e duplo efeito; num sistema AAR, a água é o absorvente e a amônia é o refrigerante. A Figura 28 mostra os parâmetros gerais de entrada e saída para um sistema de absorção por aquecimento indireto.

São mostradas as temperaturas do fluido que aquece o gerador e a correspondente temperatura da água resfriada, tanto para máquinas de simples efeito como máquinas de duplo efeito. Contemplam-se, também, os sistemas que usam Brometo de Lítio e Água, e os sistemas que usam Amonia e Água.

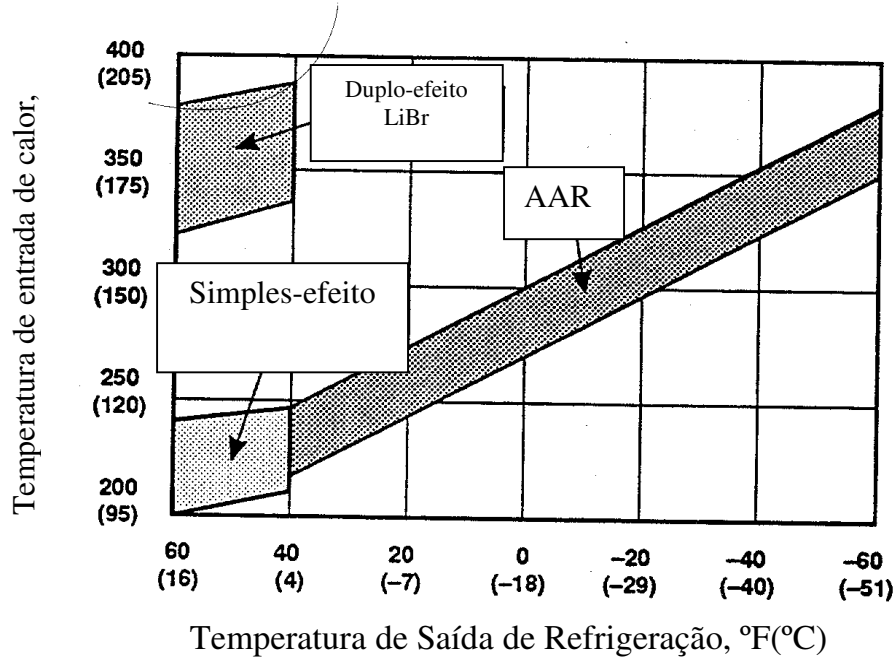


Figura 28 Entradas/saídas de um sistema de absorção (ASHRAE, 1994).

A Figura 29 mostra como observar as variações na entrada do sistema de absorção e verificar como afetam as condições de saída.

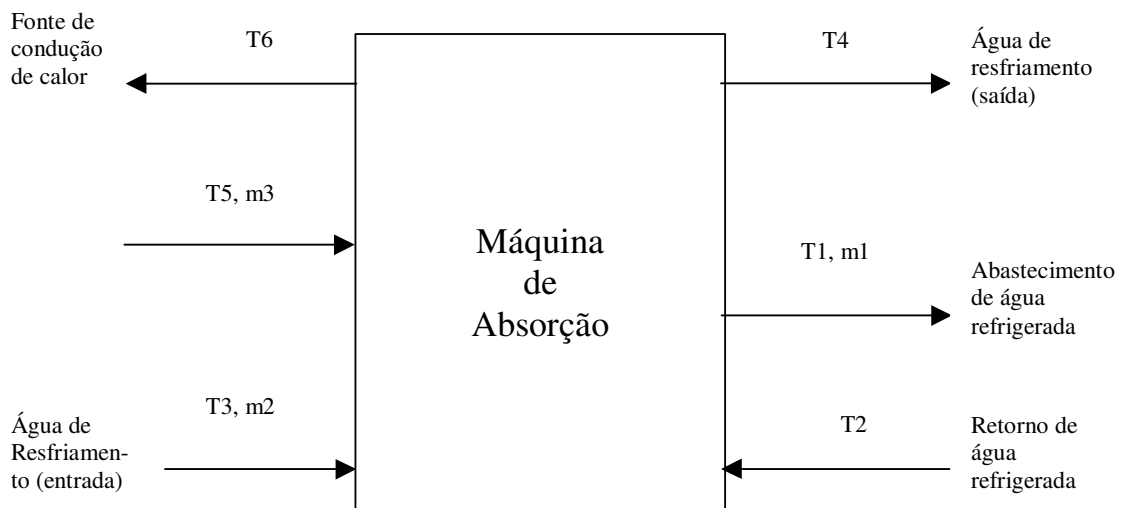


Figura 29 Máquina de absorção (sistema de entrada e saída) (ASHRAE, 1993).

. quando a quantidade de calor de entrada (m_3, T_5 a T_6) é diminuída, a saída de resfriamento (vazão m_1, T_1 a T_2) também diminui;

. com a temperatura de entrada constante, quando a diferença de temperatura da água de resfriamento (T_4-T_5) através da máquina de absorção aumenta, a saída de resfriamento diminui;

. se a capacidade de saída de resfriamento é mantida constante, uma entrada de calor a temperaturas mais altas (T_5) é necessária quando a temperatura de saída (T_1) diminui.

Essas quantidades de calor estão relacionadas com o calor recuperado. Se esse valor de calor recuperado é conhecido, a quantidade de refrigeração pode ser aproximada pela equação

$$q_{resf} = COP_{ABS} \frac{q_{recup}}{C_1} \quad (3)$$

onde

q_{resf} = saída de resfriamento, tons (kW);

COP_{ABS} = coeficiente de desempenho da máquina de absorção;

q_{recup} = calor recuperado da jaqueta/gás de escape Btu/h (kW); e

C_1 = constante, 12000 Btu/h/ton (1 kW)

A recuperação de calor (energia “pobre” que é muitas vezes jogada fora) para produção de frio é possível através de máquinas com ciclo de absorção.

É importante que os técnicos e engenheiros fiquem atentos às possibilidades de recuperação de calor com a finalidade de produção de frio.

No cálculo de custo/benefício da produção de frio a partir de calor recuperado, pode-se considerar como zero a parcela “custo energético”, tornando o “retorno” do investimento bastante atrativo.

O setor industrial, bem como o setor doméstico, apresentam a necessidade de geração simultânea de potência elétrica e refrigeração a baixa temperatura e também de calor para processos.

Nesses casos, um sistema de trigeriação, isto é, uma instalação de cogeração que produz eletricidade e usa o calor rejeitado para acionar um sistema de refrigeração por absorção é uma opção viável e, sob certas circunstâncias, econômica (COLONNA; GABRIELLI, 2003).

5 PROJETO E MONTAGEM DO SISTEMA COMPACTO DE COGERAÇÃO COM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

5.1. INTRODUÇÃO

Sistemas de cogeração que utilizam motores de combustão interna, são vistos como uma alternativa válida para atender à demanda de energia elétrica e térmica criadas pela existência de comunidades remotas, pelas exigências ambientais, pela crise energética e pela disponibilidade de gás natural. Tais sistemas têm uma eficiência animadora, são de fácil manutenção e relativamente insensíveis às variações climáticas, podendo queimar uma ampla variedade de combustíveis de origem fóssil ou orgânica. As baixas temperaturas dos gases de exaustão produzidos pelos motores de combustão interna podem torná-los não atrativos para fins de cogeração, porém, o calor residual dos motores, quando direcionado para uma unidade de refrigeração por absorção, pode ser usado para melhorar a eficiência dos processos de geração de potência, para o controle do meio ambiente, ou ambos.

Montou-se um sistema compacto de cogeração utilizando um motor de combustão interna GM Corsa MPFI, 1.0L, e acoplou-se a ele um gerador de energia elétrica, para a obtenção de potências da ordem de 10-15 kW. Para aproveitamento dos gases de escape foi instalado um trocador de calor gás/água, e para o aproveitamento da água de refrigeração, instalou-se um trocador de calor água/água. Parte do calor disponível nos gases de exaustão foi usado para aquecer água proveniente da rede pública, e o calor restante é utilizado para acionar um sistema de refrigeração por absorção, marca ROBUR, de 5 TR, utilizando $\text{NH}_3/\text{Água}$ como fluido de trabalho.

Instalaram-se medidores de pressão, temperatura, vazão em pontos do sistema, de forma a permitir uma análise energética para a verificação da aplicabilidade do sistema, valores de eficiência, e posterior otimização.

A utilização do calor residual é bem conhecida e forma a base de muitas instalações combinadas de potência e calor. A diferença fundamental entre os sistemas existentes e o utilizado neste estudo é que o motor de combustão interna, que é de

pequeno porte e fabricação nacional, está associado a uma unidade de refrigeração, também de porte análogo, tal que a energia residual é utilizada na produção de água gelada a 7 °C (efeito refrigerante), água quente a 65 °C (efeito de aquecimento) e a energia elétrica pode ter as mais diversas destinações, esses produtos podendo ser utilizados para iluminação, condicionamento, água para banhos e outros.

5.2 – MONTAGEM DO PROTÓTIPO 1.

Uma primeira versão de um sistema compacto de cogeração com motor de combustão interna (SCCMCI) foi projetada e desenvolvida. Esse primeiro protótipo consta de um motor Corsa MPFI, 1.0L, que foi acoplado a um gerador WEG, para a geração de energia elétrica.

A Figura 30 mostra o gerador WEG usado no sistema, bem como o sistema de exaustão e o de isolamento térmico e acústico, que garantem o funcionamento com segurança e conforto para os usuários.

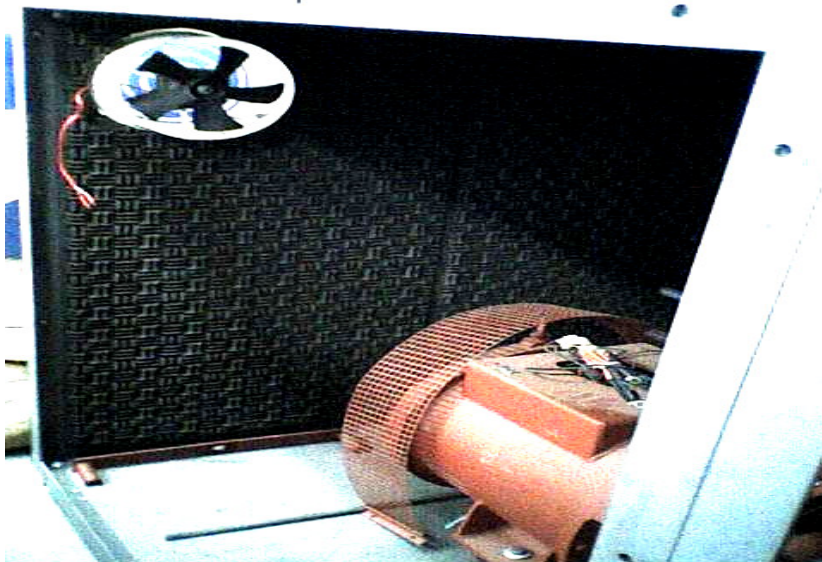


Figura 30 Gerador WEG e sistema de exaustão e ventilação

A Figura 31 mostra o sistema compacto de cogeração conforme sua concepção primeira.



Figura 31 Protótipo 1, vista interna do **container**

Nesse primeiro sistema de cogeração, experimentou-se o acoplamento direto mostrado em detalhes na Figura 32.



Figura 32 Detalhes do acoplamento direto entre eixos

Colocado em funcionamento, o sistema mostrou uma vibração excessiva que foi atribuída à forma com que a junção foi feita. Por outro lado, como o protótipo ainda apresenta dimensões fora do desejado- o mais compacto possível-desenvolveu-se um

novo sistema com um gerador de menor porte, porém com a mesma capacidade, e o acoplamento agora feito através de polia e correia.

5.3 – MONTAGEM DO PROTÓTIPO 2

O novo sistema (protótipo 2), é montado num **container** menor, de dimensões 1,30 m x 1,30 m, por 1,30 m de altura e com os mesmos dispositivos de exaustão e isolamento aplicados ao protótipo 1.

Como esse dispositivo é definitivo, foi instrumentado e associado aos trocadores de calor e máquina de refrigeração por absorção. A instalação é caracterizada por cinco pontos principais, quais sejam: um motor de combustão interna operando com gasolina e/ou gás, um gerador de eletricidade, um trocador de calor água/água, onde a troca de calor é entre a água de refrigeração do motor e a água a ser aquecida, um trocador de calor gás/água, onde o calor trocado é entre o gás de exaustão do motor e a água a ser aquecida, uma máquina de refrigeração por absorção acionada pesos gases de exaustão do motor, após os mesmos trocarem calor no segundo trocador (gás/água), para obtenção de água gelada.

No **container** o SCCMCI ficou como mostrado na Figura 33.



Figura 33 Protótipo 2 do sistema compacto de cogeração.

5.3.1 – Detalhamento do protótipo 2

Dadas as exigências do projeto (10kW de energia elétrica e um sistema compacto) procura-se, junto a fabricantes, os componentes que satisfaçam as necessidades. A partir de informações obtidas de catálogos e em comunicações pessoais monta-se o protótipo 2.

O protótipo 2 consiste de um motor de combustão interna do tipo GM, CORSA 1.0L, “98”, a quatro tempos, com sistema de injeção MPFI – Delphi, taxa de compressão 9,4:1, potência máxima de 44 kW, torque máximo de 81 Nm, e rotação máxima de 6.000 rpm, conforme visto na Figura 34.

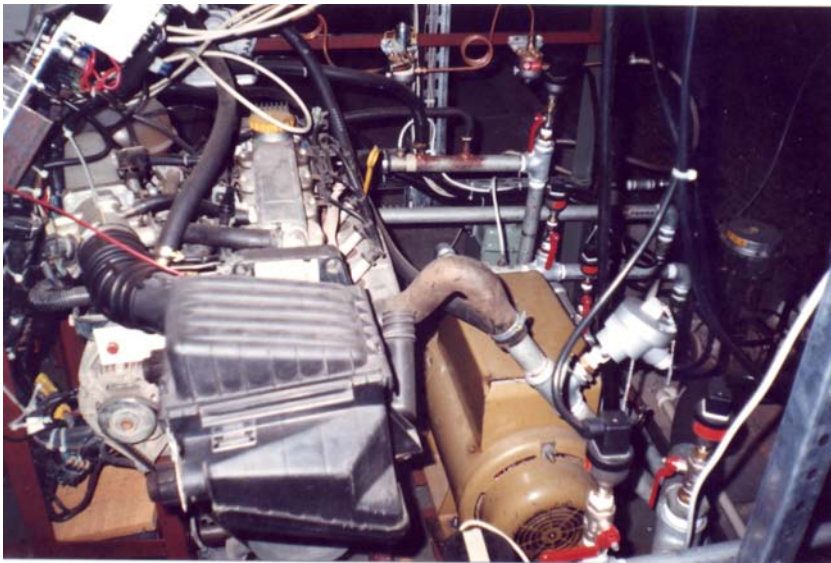


Figura 34 Motor de combustão interna acoplado a um gerador elétrico

Nesse motor foi adaptado um sistema “Rodogás” que permite a queima de combustível líquido (gasolina) e gasoso (GLP, GNV), conforme mostra a Figura 35.

O Rodogás (reductor de pressão) é um instrumento modelo TE-01, com capacidade para até 43 m³/h de combustível, e serve para motores com potência até 120 HP. As pressões de trabalho são: Pressão de entrada – máxima = 250 bar e mínima = 26 bar; é comandado por uma eletroválvula e alimentado com a tensão de 12 V.



Figura 35 Sistema Rodogás

Um gerador é acoplado ao motor através de uma polia e correia, por onde recebe a energia mecânica produzida pelo motor de combustão. O gerador elétrico, – alternador trifásico – mostrado na Figura 36, funciona numa frequência de 60 kHz, tem 4 pólos, potência 12,5 kW – 10 kW, com uma corrente em 220 V de 32,8 A, valores nominais.



Figura 36 Gerador elétrico ligado ao motor de combustão interna

Os trocadores de calor em número de dois, são utilizados para obtenção de água quente. O primeiro deles é um trocador carcaça-tubos, água/água, com 40 tubos de 9,525 mm de diâmetro, espessura de 0,79 mm, com um passo nos tubos de 12,5 mm, e 7 chicanas com corte de 30%. O segundo trocador de calor, água/gás, também é do tipo carcaça-tubo, com 76 tubos de igual diâmetro e espessura que o anterior, mesmo passo nos tubos e possui 3 chicanas com corte de 27 %.

O trocador de calor água/gás é dimensionado para uma vazão de água equivalente a 120 kg/h, entrando a 25 °C e saindo a 60 °C e gás circulando do lado dos tubos a uma vazão de 56 kg/h, entrando a 450 °C e saindo a 150 °C, dados de projeto. O casco é construído em aço DIN 2440, os tubos, chicanas e espelho em aço carbono, as conexões de entrada e saída do casco são do tipo BSP, classe rosca e nos tubos tipo FLG, classe especial, conforme mostrado na Figura 37.

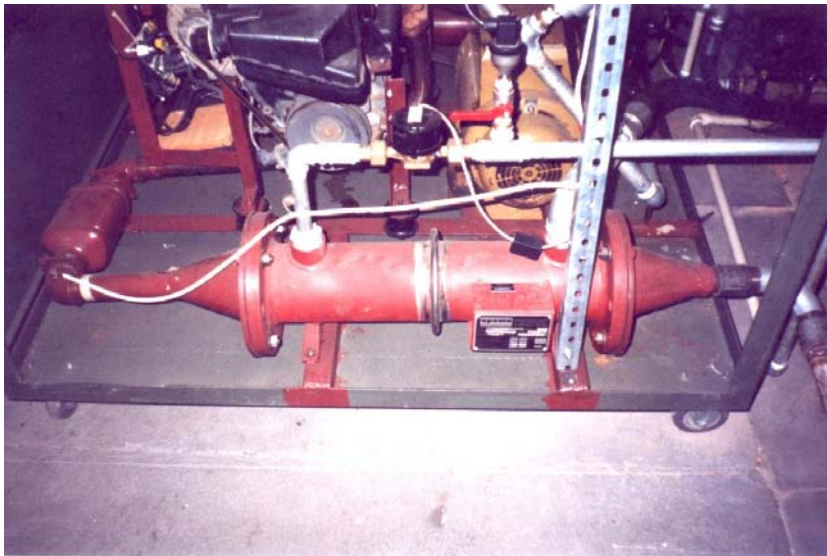


Figura 37 Trocador de calor água/gás

O trocador condensado/água, é projetado para uma vazão de 1109 kg/h de condensado do lado do casco, entrando a 25 °C e saindo a 60 °C, e água do lado dos tubos com uma vazão de 1940 kg/h, entrando a 90 °C e saindo a 70 °C. O casco é construído com aço DIN 2440, os tubos com cobre, a chicana de aço carbono, o espelho em aço A-36 e a tampa em ferro fundido. A Figura 38 mostra um trocador acoplado ao sistema.

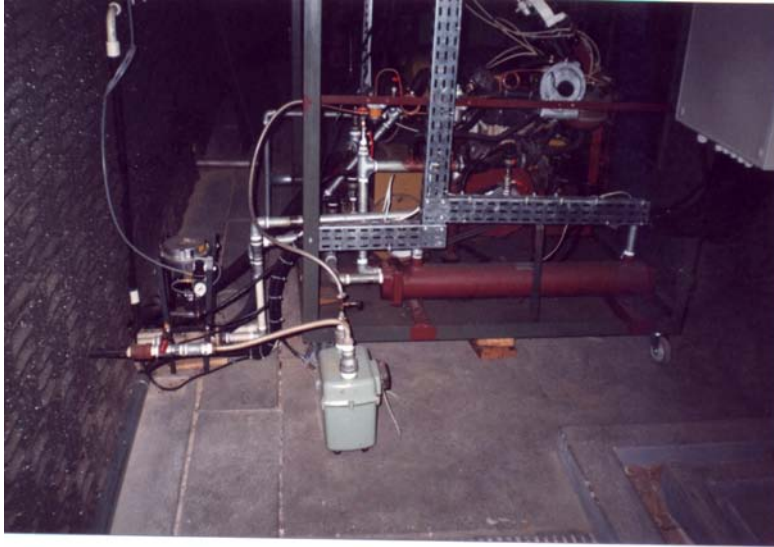


Figura 38 Trocador de calor água/água

Essa montagem, também chamada de trigeriação por produzir eletricidade, água quente e água fria, necessita de um sistema de refrigeração. O sistema utilizado é o de refrigeração por absorção.

A máquina de absorção funciona com amônia/água, tem uma capacidade de refrigeração de 17,4 kW (5 TR), consome o equivalente a 2,55 kg/h de GLP se utilizada com queima direta, e tem um consumo elétrico de 1.275 W. É uma máquina marca ROBUR, que foi adaptada para ser acionada por gases quentes, neste caso, diretamente após limpeza dos gases, ao contrário dos sistemas habituais, onde o gás quente é utilizado para, primeiro gerar vapor e esse vapor acionar o dispositivo de refrigeração.

A instalação é feita conforme mostra a Figura 39.



Figura 39 Máquina de absorção acionada pelos gases de escape

Detalhes de funcionamento devem ser observados para o bom desempenho do sistema. Dessa forma, quando se substitui o sistema de radiador a ar, do motor de combustão interna original, é necessário controlar a temperatura da água de refrigeração que não pode passar de 90° C, pois pode fundir o motor.

Uma válvula controladora de vazão, acionada pela variação de temperatura é incluída para que, quando a temperatura exceder o valor limite, aumente-se a vazão de água no trocador de calor água/água..

A Figura 40 mostra a válvula controladora de fluxo instalada, tendo um sensor de temperatura na saída da água da jaqueta de refrigeração do cilindro. Já a Figura 41 mostra o sistema de alimentação de combustível gasoso..



Figura 40 Válvula termostática controladora do fluxo da água de refrigeração



Figura 41 Sistema de alimentação de combustível gasoso

5.4 – FUNCIONAMENTO DO SISTEMA

O motor pode utilizar-se de GLP, GNV ou gasolina como combustível, gerando uma potência de eixo da ordem de até 44 kW a 6400 rpm e aciona um gerador elétrico com rendimento nominal de 80%. Esse motor, refrigerado a água, teve seu radiador original substituído por um trocador de calor (TC1) (efetividade 0,7) onde a energia térmica retirada no arrefecimento (água sai do motor a 90 °C e entra a 70 °C) é usada para a produção de água quente. Os gases de exaustão são direcionados para um segundo trocador de calor (TC2) com efetividade 0,7 onde têm sua temperatura reduzida aos níveis exigidos pelo sistema de absorção (197°C). Antes de ir para o trocador de calor (TC2), eles passam por catalisadores para reduzir a emissão de poluentes e, após acionar o sistema de absorção, são lançados na atmosfera a temperaturas mais baixas (149°C). O calor rejeitado nesse processo de abaixamento de temperatura, (os gases saem do motor a 541 °C e vão para a máquina de absorção a 197 °C), é utilizado para aquecer água, somando-se à água quente produzida pelo sistema de refrigeração do motor. Já com os níveis de temperatura compatíveis, os gases são levados ao gerador da máquina de absorção iniciando o processo de refrigeração. A unidade de absorção opera com a mistura amônia/água e produz a água gelada necessária a 7 °C que pode ser utilizada em bebedouros ou em “fan coils” para condicionamento de ambientes.

A energia elétrica produzida no gerador é dissipada num banco de resistências elétricas mergulhado num tanque com água. Esse banco consta de 27 resistências de 1 kVA cada, e é imerso em uma caixa de água de 500 L. Apresenta 9 contactores o que permite acionar as resistências de 3 em 3. Para que não ocorra superaquecimento das resistências, a água passa por um ciclo de resfriamento, passando por um radiador a ar e, através de uma bomba hidráulica, retorna à caixa de água. O COP do sistema de refrigeração é da ordem de 0,58 e o motor de combustão interna trabalha com razões ar/combustível em torno de 12.

Para uma análise do desempenho do sistema, é instalada uma série de medidores: medidor de vazão, medidor de pressão e de temperatura. A Figura 42 mostra

instrumentos de vazão e de pressão colocados na tubulação de água, bem como um termopar para medida de temperatura.



Figura 42 – Medidores de pressão, vazão e temperatura instalados

Os medidores de vazão são fabricados pelo Liceu de Artes e Ofícios (LAO), hidrômetro multijato de $\frac{3}{4}$ " vazão de $3 \text{ m}^3/\text{h}$; medidor de temperatura, Pt100 e termopares. Os dados obtidos são encaminhados para um sistema de armazenamento, conforme mostra a Figura 43.



(a)



(b)

Figura 43 Sistema de aquisição de dados: (a) vista interna; (b) vista externa

Os dados captados pelo sistema de aquisição são enviados para um computador que, através do **software** AQDADOS, transforma os sinais elétricos em medidas de temperatura, pressão e vazão.

6 ANÁLISE TERMODINÂMICA DO SISTEMA COMPACTO DE COGERAÇÃO: ANÁLISE EXERGOECONÔMICA.

6.1 - INTRODUÇÃO

A análise termodinâmica de um sistema térmico conduz a compreender o seu desempenho, identificar pontos de deficiências e sugerir, ao projetista, modificações para otimizar o sistema. Para isso são realizados os balanços de energia em cada componente do sistema obedecendo aos princípios da primeira e segunda leis da termodinâmica.

Para o sistema de cogeração para a produção combinada de energia elétrica, água quente e gelada, descrito em detalhes no capítulo anterior, desenvolve-se uma análise exergoeconômica que consta de uma análise exergética detalhada, uma análise econômica aplicada a cada componente, cálculo do custo de cada corrente usando um método apropriado de custo da exergia e uma avaliação final de cada componente e do sistema como um todo.

O sistema energético proposto, como já detalhado, consta de um motor de combustão interna pequeno, de fabricação nacional, o qual está acoplado a uma máquina de refrigeração por absorção de 5 TR para geração de água fria e a dois trocadores de calor para obter-se água quente. O motor pode usar combustível líquido ou gasoso, gerando uma potência de eixo da ordem de 40 kW a 6400 rpm, e aciona um gerador elétrico com um rendimento de 78%, considerado constante com a rotação. Esse motor refrigerado a água tem acoplado um trocador de calor, TC1, onde a energia térmica da água de refrigeração do cilindro é usada para produzir água quente – no sistema de refrigeração as temperaturas da água são mantidas constantes, entrando no cilindro em torno de 84 °C e saindo a aproximadamente 90 °C. Os gases de exaustão são direcionados a um segundo trocador de calor, TC2, onde sua temperatura é reduzida aos níveis exigidos pela refrigeração por absorção. Antes de passar pelo trocador de calor, os gases têm sua emissão de poluentes reduzida por um catalisador,

sendo em seguida lançado à atmosfera a uma temperatura de 149 °C. O calor retirado no TC2 dos gases que entram a 541 °C, é utilizado para aquecer água.

A água quente é obtida elevando-se sua temperatura da condição ambiente, em torno de 25 °C, para temperaturas de 65 °C. Esses trocadores de calor tem sua efetividade igual a 0,7, conforme seu fornecedor (APEMA)

A unidade de absorção opera com uma mistura água/amônia e produz água gelada a 7 °C, a partir da água fornecida por um reservatório nas condições ambientes. Bombas hidráulicas impulsionam a água a ser aquecida nos trocadores e a água resfriada no sistema de absorção é alimentada por gravidade.

A energia elétrica produzida pelo gerador é dissipada em um banco de resistências elétricas colocadas em um tanque com água. O COP do sistema de absorção varia com a temperatura de acionamento no gerador da máquina.

O motor de combustão interna trabalha com razão ar/combustível real de 12,1. O alternador trifásico regula sua tensão com um sistema **compound** que garante uma boa relação, independente do tipo de carga aplicada. A alimentação do circuito de regulação é feita por uma bobina auxiliar localizada no estator, em fase com o enrolamento da armadura.

Na máquina de refrigeração uma solução de água e amônia se aquece em um trocador de calor (gerador), evaporando a amônia que se separa da água. A amônia no estado vapor é transferida a outro trocador de calor onde se esfria com ar a temperatura ambiente e se transforma em líquido (esses primeiros passos do ciclo têm a mesma função do compressor dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor). A amônia líquida vai para um terceiro trocador de calor (evaporador) onde esfria a água do circuito dos climatizadores (**fan coils**), absorvendo calor e vaporizando novamente. A seguir, o vapor de amônia passa pelo absorvedor, onde encontra uma solução que sobrou da separação inicial da amônia no gerador. Ocorre então o processo de absorção, que é o nobre de todo o ciclo, com a amônia sendo absorvida pela água, voltando ao estado líquido, formando uma solução concentrada que volta ao gerador e o ciclo se reinicia.

6.2 – DIAGRAMA DE ENERGIA E MATÉRIA E DIAGRAMA FUNCIONAL

O sistema compacto de cogeração com motor de combustão interna, montado conforme descrito, é submetido a uma análise exergetica (segunda lei da termodinâmica), e os fluxos de matéria e energia em cada um de seus componentes é mostrado na Figura 44.

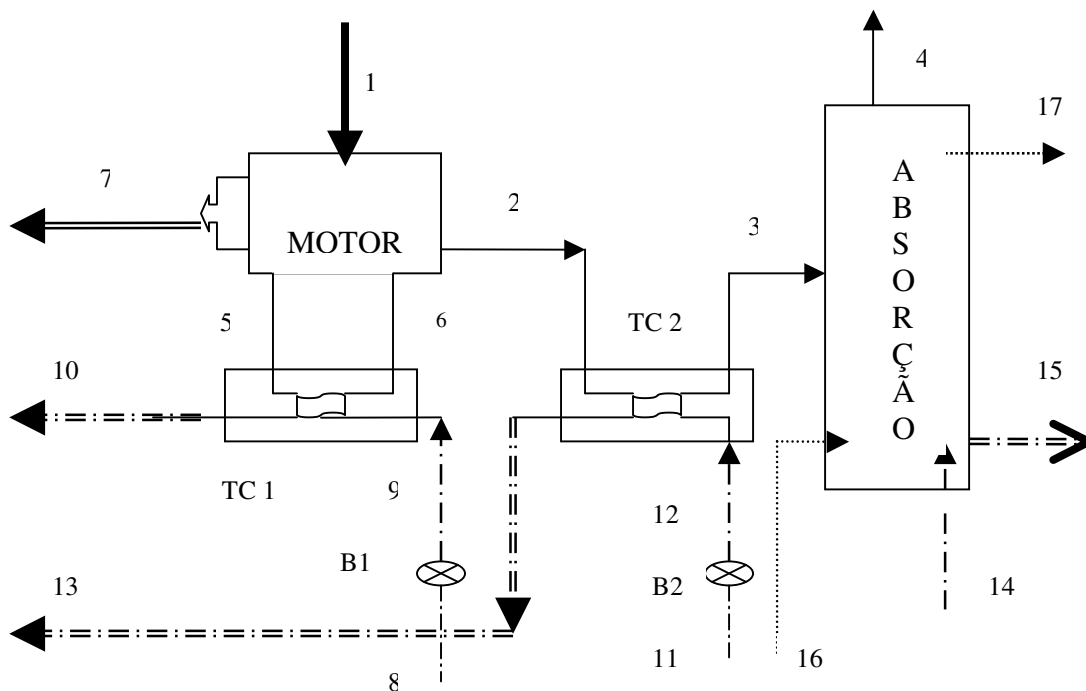


Figura 44 Esquema do sistema de cogeração

Na Figura 44, temos os fluxos de matéria e energia que entram e saem do sistema de cogeração. As correntes 8, 11 e 14 representam os fluxos de água a ser aquecida (8 e 11) e a ser resfriada (14) que entram no sistema, proveniente da rede de distribuição pública e estão na temperatura ambiente.

As correntes 10 e 13 mostram a água na saída dos trocadores de calor, TC1 e TC2, e são um dos produtos do dispositivo (água quente). Outro produto é a água gelada que sai da máquina de absorção, aqui representada pela corrente 15.

A eletricidade que sai do cogerador (motor/gerador elétrico) está representada pela corrente 7 e é outro produto do sistema de cogeração.

O fluxo numerado como 1, é o combustível (energia primária) que alimenta o sistema e as correntes 16 e 17 representam o ar que refrigera o sistema de absorção.

As correntes 2,3 e 4 referem-se ao gás de combustão resultante na queima no cilindro do motor de combustão interna em seus diferentes estados: saindo da câmara de combustão (corrente 2), após trocar calor com a água da rede (corrente 3) e após acionar a máquina de absorção e ser lançada na atmosfera (corrente 4).

As bombas hidráulicas B1 e B2 regulam o fluxo de água que é aquecida pela água de refrigeração do motor e pelos gases quentes de combustão, respectivamente.

Um sistema térmico (instalação de potência térmica, instalação de refrigeração, instalação química, sistema de cogeração, etc.) é considerado como um conjunto de unidades inter-relacionadas. Cada unidade tem uma função particular (objetivo ou produto). Conseqüentemente, a análise funcional não implica numa série específica de procedimentos matemáticos, porém, numa determinação formal e documentada de cada função de um sistema como um todo e de cada unidade individualmente.

O diagrama funcional de um sistema será composto de pequenas figuras geométricas representando as unidades, e uma rede de linhas representando a distribuição das funções das unidades. Existe uma considerável flexibilidade na construção do diagrama funcional e na definição de cada ponto. Pode-se usar o próprio julgamento e introduzir considerações pertinentes ao problema particular.

A Figura 45 mostra o diagrama funcional para o sistema compacto de cogeração com motor de combustão interna, em termos das unidades e da distribuição de funções (diagrama funcional), onde cada unidade tem uma função particular (propósito ou produto), que pode ser quantificada tanto por meio das quantidades da primeira lei da termodinâmica (energia), quanto pelas da segunda lei (exergia).

O objetivo da análise exergética é identificar as fontes de ineficiência e facilitar o desenvolvimento de mudanças no projeto, de tal forma que melhorem a eficiência global do sistema.

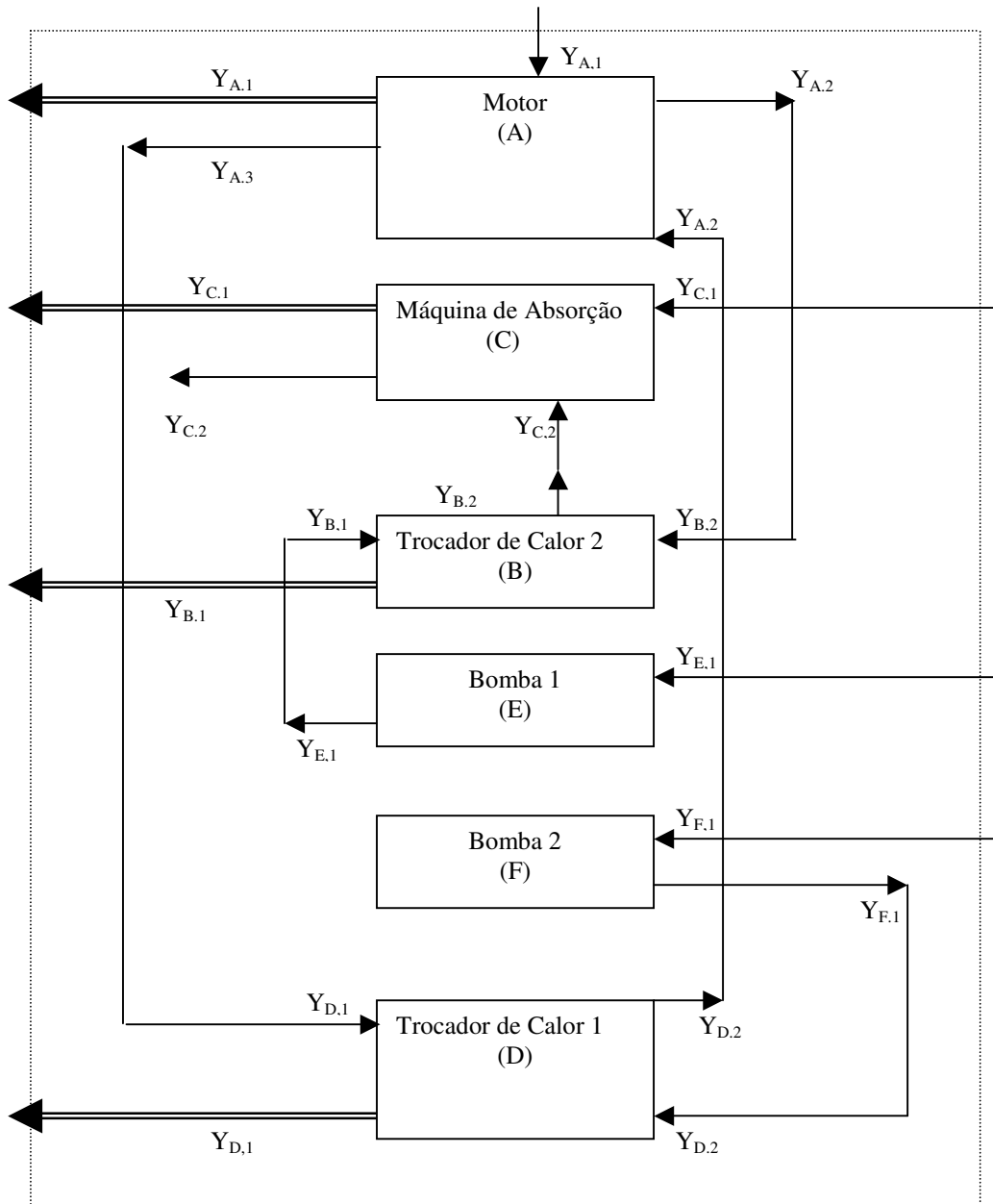


Figura 45 Diagrama funcional para o SCCMCI

A notação $Y_{x,y}$ significa entrada y na unidade (ou componente) x ; $Y_{x,y}$ denota saída y da unidade (ou componente) x .

O diagrama funcional serve de base para a obtenção do Custo de Manufatura Exergética, que é função a ser otimizada. Cada fluxo exergético é apontado e os fluxos que cruzam a fronteira funcional do sistema são os produtos, combustíveis e as perdas associadas ao funcionamento da planta de cogeração em estudo.

Neste diagrama, o conjunto motor/gerador (unidade A) produz energia elétrica ($Y_{A,1}$), consumindo combustível e ar ($Y_{A,1}$) e, aumentando a exergia da água de refrigeração ($Y_{A,2}$), torna possível aquecer água da rede de distribuição pública, a partir do novo conteúdo exergético ($Y_{A,3}$). São gerados também gases quentes ($Y_{A,2}$) que serão usados para aquecer mais água da rede e acionar a máquina de absorção.

O trocador de calor TC2 (unidade B) aquece a água vinda da rede pública, que é impelida por uma bomba hidráulica B1 ($Y_{B,1}$), consumindo o calor disponível nos gases quentes provenientes do conjunto motor/gerador ($Y_{B,2}$). O produto dessa unidade é água a 65 °C ($Y_{B,1}$).

A máquina de refrigeração por absorção (unidade C), resfria água vinda da rede pública alimentada naturalmente ($Y_{C,1}$), consumindo o conteúdo exergético dos gases quentes provenientes do trocador de calor TC2 ($Y_{C,2}$), produzindo água gelada a 7 °C ($Y_{C,1}$). Os gases de exaustão são lançados à atmosfera a 149 °C ($Y_{C,2}$).

O trocador de calor TC1 (unidade D), aquece água proveniente da rede impelida pela bomba hidráulica B2 ($Y_{D,2}$), consumindo o conteúdo térmico da água de refrigeração que sai dos cilindros do motor a 90 °C ($Y_{D,1}$), produzindo água quente a 65 °C ($Y_{D,1}$) e retornando a água de refrigeração para o motor a 70° C ($Y_{D,2}$).

A bomba hidráulica 1 (unidade E) impele água para o TC2 ($Y_{E,1}$) consumindo energia elétrica ($Y_{E,1}$). Esse processo introduz um acréscimo de exergia mecânica na água da rede muito pequeno. Nos custos da exergia disponível na água da rede é considerado somente o preço de compra da bomba, já que a energia elétrica consumida é muito pequena (bomba de pequena potência).

A bomba hidráulica 2 (unidade F) impele a água da rede pública para o trocador de calor 1, TC1, ($Y_{F,1}$), onde ela é aquecida consumindo o calor dos gases de exaustão. São válidas as mesmas considerações feitas para a bomba 1.

6.3 – DESENVOLVIMENTO DA ANÁLISE EXERGÉTICA

6.3.1. Análise exergética

Na análise exérgica feita no sistema compacto de cogeração com motor de combustão interna (SCCMCI), quantifica-se as exergias destruídas e perdidas em cada componente (ou em cada processo simples, tais como, combustão, troca de calor e mistura) e relaciona-se isso com a exergia do componente combustível, com a exergia total fornecida ao sistema e com a destruição total de exergia no sistema.

O método da análise exérgica é o mais apropriado quando se quer obter um uso mais efetivo das fontes primárias de energia em novos projetos de sistemas térmicos ou para aumentar a eficiência de sistemas já existentes.

Kottas (1985) e Bejan; Tsatsaronis; Moran (1999), apresentam uma forma bastante apropriada para ser aplicada a um sistema de cogeração. Quando aplica-se o balanço de exergia a um volume de controle, tem-se

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{vc} - P_o \frac{dV_{vc}}{dt}\right) + \sum_e \dot{m}_e e_e - \sum_s \dot{m}_s e_s - \dot{E}_D \quad (4)$$

O termo à esquerda da equação (4) representa a taxa de variação de exergia; o termo \dot{Q}_j representa a taxa de transferência de calor na fronteira do volume de controle onde a temperatura instantânea é T_j e a transferência de exergia associada é dada por

$$\dot{E}_{q,j} = \left(1 - \frac{T_o}{T_j}\right) \dot{Q}_j \quad (5)$$

O termo \dot{W}_{vc} representa a taxa de energia transferida na forma de trabalho. A transferência de exergia associada é

$$\dot{E}_w = \dot{W}_{vc} - P_o \frac{dV_{vc}}{dt} \quad (6)$$

onde $\frac{dV_{vc}}{dt}$ é a taxa de variação de volume do volume de controle.

Os termos $\dot{m}_e e_e$ e $\dot{m}_s e_s$ consideram a transferência de exergia para dentro e para fora do volume de controle, respectivamente.

Finalmente, \dot{E}_D representa a taxa de destruição de exergia devido às irreversibilidades dentro do volume de controle

$$\dot{E}_D = T_o \dot{S}_{gen} \quad (7)$$

Desde que, na análise a ser feita no sistema de cogeração com motor de combustão interna, objeto deste trabalho, o volume de controle é considerado em regime permanente, tem-se

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e e_e - \sum_s \dot{m}_s e_s - \dot{E}_D \quad (8)$$

Para completar o balanço de exergia num volume de controle, precisa-se caracterizar as transferências de exergia representadas pelos termos e_e e e_s .

As propriedades na entrada do dispositivo são aquelas da corrente sob consideração: h , s , V e z , enquanto que na saída as propriedades correspondentes são h_o , s_o , $V_o=0$, $z_o=0$, onde h_o e s_o correspondem, respectivamente, à entalpia específica e entropia específica no estado de referência. Assim, a seguinte expressão representa a transferência de exergia associada com uma corrente de matéria

$$e = (h - h_o) - T_o (s - s_o) + \frac{1}{2} V^2 + g z + e^{CH} \quad (9)$$

A o componente físico da exergia é convencionalmente identificado como

$$e^{PH} = (h - h_o) - T_o (s - s_o) \quad (10)$$

O balanço exerético é a ferramenta utilizada para a obtenção dos incrementos exeréticos apontados no diagrama funcional. Assim,

a. Motor/gerador (unidade A)

A função da unidade motor/gerador é produzir eletricidade, sendo necessária a refrigeração do cilindro do motor, aquecido após a combustão da mistura ar/combustível, refrigeração essa feita através da água de refrigeração.

A geração de eletricidade é dada por

$$Y_{A,1} = \dot{P}_{el} \quad (11)$$

sendo

$Y_{A,1}$ = saída 1 na unidade A (motor/gerador)

\dot{P}_{el} = potência elétrica gerada na unidade A (kW)

e é obtida a partir da queima do combustível

$$Y_{A,1} = \dot{m}_{comb} \cdot ex_{comb} \quad (12)$$

sendo

$Y_{A,1}$ = entrada 1 na unidade A

\dot{m}_{comb} = vazão de combustível (kg/s)

sendo refrigerado por água fria

$$Y_{A,2} = \dot{m}_{aref} \cdot (ex_6 - ex_5) \quad (13)$$

sendo

$Y_{A,2}$ = saída 2 da unidade A

\dot{m}_{aref} = vazão de água de refrigeração (kg/s)

ex_6 e ex_5 = exergias específicas das correntes 6 e 5 na Figura 44

tendo como subproduto os gases quentes

$$Y_{A,2} = \dot{m}_{gases} \cdot ex_2 \quad (14)$$

sendo

$Y_{A,2}$ = saída 2 da unidade A

\dot{m}_{gases} = vazão de gases de exaustão gerados na combustão (kg/s)

b. Trocador de calor 2 (unidade B)

O trocador de calor 2 produz água quente aumentando a exergia da água proveniente da bomba B2

$$Y_{B,1} = \dot{m}_{a13} (ex_{13} - ex_{12}) \quad (15)$$

sendo

\dot{m}_{a13} = vazão da corrente 13 na Figura 44.

a partir do consumo do conteúdo exergético dos gases de escape

$$Y_{B,2} = \dot{m}_{gases} (ex_2 - ex_3) \quad (16)$$

e da exergia acrescida à água pela bomba

$$Y_{E,1} = W_{elB2} \quad (17)$$

c. Máquina de Absorção (unidade C)

A máquina de absorção resfria a água proveniente da rede pública

$$Y_{C,1} = \dot{m}_{afria} (ex_{14} - ex_{15}) \quad (18)$$

utilizando-se do conteúdo térmico dos gases quentes

$$Y_{C,2} = \dot{m}_{gases} (ex_3 - ex_4) \quad (19)$$

lançando na atmosfera gases quentes não passíveis de utilização

$$Y_{C,2} = Ex_{gases4} \quad (20)$$

onde

Ex_{gases4} = exergia total dos gases na corrente 4.

d. Trocador de Calor 1 (unidade D)

O trocador de calor 1 produz um acréscimo de exergia (gera água quente) na água proveniente da bomba 1

$$Y_{D,1} = m_{a10} (ex_{10} - ex_9) \quad (21)$$

consumindo o conteúdo térmico da água proveniente da bomba B1

$$Y_{D,2} = W_{elB1} \quad (22)$$

onde

W_{elB1} = consumo de energia elétrica na bomba B1

e da água de refrigeração dos cilindros do motor

$$Y_{D,1} = \dot{m}_{arefr} (ex_6 - ex_5) \quad (23)$$

e. Bomba Hidráulica 1 (unidade E)

A bomba hidráulica 1 impulsiona a água proveniente da rede pública, consumindo energia elétrica

$$Y_{F,1} = W_{elB1} \quad (24)$$

f. Bomba Hidráulica 2 (unidade F)

A bomba hidráulica 2 impulsiona a água da rede pública consumindo energia elétrica

$$Y_{E,1} = W_{elB2} \quad (25)$$

6.3.2. Propriedades termodinâmicas das correntes

As propriedades são encontradas a partir de um ambiente de referência definido como segue:

Pressão de referência = pressão atmosférica = 1,013 MPa

Temperatura de referência = temperatura atmosférica = 25° C

Substância de referência = ar com umidade relativa 60%

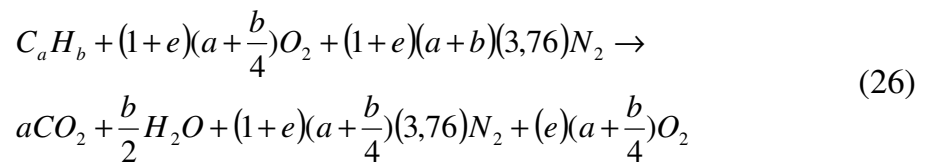
Na referência a exergia é zero para cada substância.

Composição química dos fluxos:

Correntes de ar = mesma composição química que do ambiente referência

Combustível = gasolina e GLP

Na obtenção dos produtos da combustão é assumida combustão completa e ocorre conforme a equação:



onde, no caso específico

$$a = 8$$

$$b = 18 \quad (27)$$

$$e = \frac{(A/F)_{real}}{(A/F)_{esteq}}$$

Valores de exergia específica:

Exergia específica do combustível = Poder Calorífico Inferior

Combustível = Isooctano (C₈H₁₈)

Poder Calorífico Inferior = 44,3 MJ/kg

Adição de exergia ao sistema de aquecimento e resfriamento de água:

$$ex_6 - ex_5 = h_6 - h_5 - T_0(s_6 - s_5) \quad (28)$$

$$ex_{13} - ex_{12} = h_{13} - h_{12} - T_0(s_{13} - s_{12}) \quad (29)$$

$$ex_{10} - ex_9 = h_{10} - h_9 - T_0(s_{10} - s_9) \quad (30)$$

$$ex_{14} - ex_{15} = h_{14} - h_{15} - T_0(s_{14} - s_{15}) \quad (31)$$

Condições para o ar:

$$\text{Calor específico do ar } (c_{\text{par}}) = 1,004 \text{ kJ/kg.K}$$

$$k_{\text{ar}} = 1,4$$

$$R_{\text{ar}} = 0,287 \text{ kJ/kg.K}$$

Exergia específica para as correntes de ar:

$$ex_i = c_{\text{par}} \left(T_i - T_0 - T_0 \ln \frac{T_i}{T_0} \right) + R_{\text{ar}} T_0 \ln \frac{P_i}{P_0} \quad (32)$$

como a corrente de ar está nas condições atmosféricas, sua exergia é zero.

Condições para os gases de combustão:

Calor específico dos gases (c_{pgases}) = 1,04 kJ/kg.K (adotado constante com a temperatura)

$$k_{\text{gases}} = 1,33$$

$$R_{\text{gases}} = 0,290 \text{ kJ/kg.K}$$

Exergia específica para as correntes de gases de combustão:

$$ex_{\text{gas}(i)} = h_i - h_0 - T_0 (s_i - s_0) \quad (33)$$

$$\text{Razão ar/combustível real} = (A/F)_{\text{real}} = 12,1$$

$$\text{Razão ar/combustível estequiométrica} = 15$$

Os cálculos de entalpia, entropia e outros necessários para quantificar as quantidades termodinâmicas são feitos com o auxílio do **software EES (Engineering Equation Solver)** apresentado no anexo A.

6.3.3 – Eficiência exergetica (eficiência racional exergetica)

A eficiência exergetica (eficiência da segunda lei, efetividade ou eficiência racional) fornece uma medida conveniente do desempenho de um sistema energético do ponto de vista termodinâmico.

Para definir-se a eficiência racional é necessário identificar produto, combustível e destruição de exergia, para o sistema que está sendo analisado. O produto representa o resultado desejado, produzido pelo sistema. Dessa forma, a definição de produto deve ser consistente com o propósito de uso do sistema. O combustível representa os recursos gastos para gerar o produto e não está necessariamente restrito a um combustível como gás natural, carvão e outros. A destruição de exergia é devida às irreversibilidades dentro do volume de controle.

Kottas (1995) e Haywood (1980 apud HORLOCK, 1992) definem, de forma similar, a eficiência racional, como sendo

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\dot{E}x_P}{\dot{E}x_F} = 1 - \frac{\dot{E}x_D + \dot{E}x_L}{\dot{E}x_F} \quad (34)$$

6.4 ANÁLISE ECONÔMICA

6.4.1 Custo de manufatura exergetica

Quando avalia-se o custo de uma planta térmica é necessário considerar o custo anual do combustível, o investimento inicial e os custos de manutenção dos componentes do sistema. Neste trabalho define-se Custo de Manufatura Exergetica, como sendo o somatório do custo de produção da eletricidade, da água quente e da água fria, associados às variações exergeticas, definidos como:

$$CM_{ex} = C_{el} + C_{aque1} + C_{aque2} + C_{afria} \quad (35)$$

sendo

CM_{ex} : custo de manufatura exergetico (US\$/kWh)

C_{el} : custo de producao de eletricidade (US\$/kWh)

$C_{aqueante1}$: custo de producao de agua quente no trocador de calor 1 (US\$/kWh)

$C_{aqueante2}$: custo de producao de agua quente no trocador de calor 2 (US\$/kWh)

C_{afria} : custo de producao de agua fria na maquina de absorcao (US\$/kWh)

Considerando-se que o produto dos dois trocadores de calor e o mesmo, isto e, agua quente, pode-se fazer

$$CM_{ex} = C_{el} + C_{afria} + C_{aqueante} \quad (36)$$

aqui, o $C_{aqueante}$ e uma media ponderada de $C_{aqueante1}$ e $C_{aqueante2}$, cujos pesos sao as variacoes exergeticas em cada trocador, associadas a agua quente produzida.

6.4.2 Custo dos produtos da cogerao

Os custos dos produtos da cogerao serao associados ao incremento exergetico que resultou naquele produto especifico. A equacao geral de custos e definida como:

Custo de Producao associado a exergetia = Custo de Consumo associado a exergetia

$$C_P \cdot Y_{(x,y)} = \dot{I}_r + CM_r + \sum c_i Y_{(x_i,y_i)} \quad (37)$$

onde

C_P : custo do produto principal (US\$/kWh)

$Y_{(x,y)}$: variacao exergetica associada ao produto

\dot{I}_r : custo de investimento na unidade associado a exergetia

CM_r : custo de manutencao (10% \dot{I}_r) (SILVEIRA,1994)

c_i : custo associado a variacao de exergetia da corrente i

$Y_{(x_i,y_i)}$: variacao da exergetia da corrente i

Aqui,

$$i_r = \frac{I_r \cdot f}{H \cdot Y_{1(x,y)}} \quad (38)$$

onde

f : fator de anuidade, calculado conforme equação (38)

H: número de horas de utilização da unidade por ano

I_r : investimento inicial na unidade

$Y_{1(x,y)}$: variação da exergia total do componente

O fator de anuidade pode ser obtido de

$$f = \frac{q^k \cdot (q - 1)}{q^k - 1} \quad (39)$$

com

$$q = 1 + \frac{r}{100} \quad (40)$$

onde

k é o período de **pay-back**

r é a taxa de juros anuais

a. Custo de Produção de eletricidade

$$C_{el} = \frac{I_{MG} \cdot f}{H \cdot Y_{1A,1}} + CM_{MG} + C_{comb} \frac{Y_{A,1} - Y_{A,2} - Y_{A,2}}{Y_{A,1}} \quad (41)$$

onde

I_{MG} : investimento inicial no sistema motor/gerador, para obtenção do máximo de energia elétrica.

$Y_{1A,1}$: máximo de energia elétrica possível

Na análise do SCCMCI, o sistema motor/gerador, constituído do motor Corsa e gerador Kolback, exige um investimento inicial de US\$2,400.00

O custo de manutenção, CM_{MG} é estimado em 10% do valor relativo ao investimento inicial associado ao tempo de uso e à variação exérgica do produto (primeira parcela do lado direito da equação.(40)) conforme Silveira (1998).

O custo do combustível, C_{comb} , pode ser usado igual a 0,011 US\$/kWh, conforme Silveira (1998).

b. Custo de Produção de água fria

$$C_{afria} = \frac{I_{MA} \cdot f}{H \cdot Y_{1C,1}} + CM_{MA} + C_{comb} \frac{Y_{c,2}}{Y_{C,1}} \quad (42)$$

Para esta unidade, máquina de absorção, que é fabricada pela ROBUR, e foi adaptada em nossos laboratórios, o investimento inicial, I_{MA} , é de US\$3,000.00.

$Y_{1C,1}$: capacidade total de produção de frio da máquina de absorção (5TR)

CM_{MA} : 10% do primeiro termo do lado direito da equação (SILVEIRA, 1994)

c. Custo de Produção de água quente 1

$$C_{aque1} = \frac{I_{TC1} \cdot f}{H \cdot Y_{D,1}} + CM_{TC1} + C_{comb} \frac{Y_{D,1}}{Y_{D,1}} + C_{consel} \frac{Y_{D,2}}{Y_{D,1}} \quad (43)$$

O custo do investimento inicial no trocador de calor gás/água é, segundo a APEMA, US\$200.00

d. Custo de Produção de Água quente 2

$$C_{aque2} = \frac{I_{TC2} \cdot f}{H \cdot Y_{B,1}} + CM_{TC2} + C_{consel} \frac{Y_{E,1}}{Y_{B,1}} + C_{ccomb} \frac{Y_{B,2}}{Y_{B,1}} \quad (44)$$

No sistema em estudo, a bomba hidráulica não acrescenta exergia à corrente de água que está sendo aquecida, razão pela qual o último termo do lado direito da

equação (42) e o penúltimo termo do lado direito da equação (43) podem ser negligenciados.

O custo inicial de investimento no trocador 2 é, segundo a APEMA, US\$700.00

O custo de manutenção de trocadores de calor é fixado de conformidade com Silveira, 1998.

O número de horas de utilização H foi considerado como sendo 7.000 h/ano, e considerou-se a taxa de juros anuais como sendo de 12% ao ano. O custo do consumo de eletricidade é da ordem de 0,070 US\$/kWh (SILVEIRA, 1998).

Dados atualizados através de comunicação verbal indicam que os custos de investimento inicial nos trocadores de calor e no conjunto motor/gerador continuam inalterados. Já o custo inicial da máquina de absorção é de US\$9,000.00.

O custo da energia elétrica a ser comprada da concessionária é de 0,1624 US\$/kWh e o custo do combustível é variável, por isso faz-se uma análise dessa da influência no custo da eletricidade produzida no sistema compacto de cogeração.

7 RESULTADOS

O sistema compacto de cogeração é instrumentado para a obtenção de valores de pressão, temperatura e vazão.

As Tabelas 3 a 6 apresentam os dados obtidos, para diversas rotações. Rotações maiores que a do gerador (1800 rpm) são reduzidas por caixas redutoras de velocidade, que têm influência nos custos finais do sistema. Os pontos referem-se às correntes da figura 43.

Tabela 3 – Valores de temperatura e vazão para o SCCMCI, 2000 rpm e 2400 rpm

Rotação : 1802 rpm			Rotação: 2402 rpm		
Pontos	Temperatura (°C)	Vazão (kg/s)x10 ³	Pontos	Temperatura (°C)	Vazão (kg/s)x10 ³
1	25,0	1,197	1	25,0	1,408
2	541,1	15,44	2	543,1	18,449
3	197,0	15,44	3	197,0	18,449
4	149,0	15,44	4	149,0	18,449
5	85,0	550,0	5	84,0	550,0
6	90,3	550,0	6	90,7	550,0
7	-	-	7	-	-
8	25,0	144,5	8	25,0	181,9
9	25,0	144,5	9	25,0	181,9
10	65,0	144,5	10	65,0	181,9
11	25,0	27,04	11	25,0	33,66
12	25,0	27,04	12	25,0	33,66
13	65,0	27,04	13	65,0	33,66
14	25,0	67,8	14	25,0	79,79
15	7,0	67,8	15	7,0	79,79

Tabela 4 – Valores de temperatura e vazão para o SCCMCI- 2800 rpm;3000 rpm

Rotação : 2801 rpm			Rotação: 3001 rpm		
Pontos	Temperatura (°C)	Vazão (kg/s)x10 ³	Pontos	Temperatura (°C)	Vazão (kg/s)x10 ³
1	25,0	1,75	1	25,0	1,891
2	543,6	22,925	2	543,6	24,772
3	197,0	22,925	3	197,0	24,772
4	149,0	22,925	4	149,0	24,772
5	84,9	550,0	5	84,1	550,0
6	90,6	550,0	6	90,7	550,0
7	-	-	7	-	-
8	25,0	179,1	8	25,0	179,3
9	25,0	179,1	9	25,0	179,3
10	65,0	179,1	10	65,0	179,3
11	25,0	36,37	11	25,0	39,28
12	25,0	36,37	12	25,0	39,28
13	65,0	36,37	13	65,0	39,28
14	25,0	99,15	14	25,0	107,14
15	7,0	99,15	15	7,0	107,14

Tabela 5 – Valores de temperatura e vazão para o SCCMCI- 3200 rpm;4000 rpm

Rotação : 3201 rpm			Rotação: 4002 rpm		
Pontos	Temperatura (°C)	Vazão (kg/s)x10 ³	Pontos	Temperatura (°C)	Vazão (kg/s)x10 ³
1	25,0	2,039	1	25,0	2,516
2	544,1	26,710	2	545,7	32,968
3	197,0	26,710	3	197,0	32,968
4	149,0	26,710	4	149,0	32,968
5	84,1	550,0	5	84,7	550,0
6	90,6	550,0	6	90,5	550,0
7	-	-	7	-	-
8	25,0	176,5	8	25,0	158,0
9	25,0	176,5	9	25,0	158,0
10	65,0	176,5	10	65,0	158,0
11	25,0	48,7	11	25,0	67,64
12	25,0	48,7	12	25,0	67,64
13	65,0	48,7	13	65,0	67,64
14	25,0	115,52	14	25,0	142,59
15	7,0	115,52	15	7,0	142,59

Tabela 6 – Valores de temperatura e vazão para o SCCMCI- 5200 rpm;6000 rpm

Rotação : 5202 rpm			Rotação: 6002 rpm		
Pontos	Temperatura (°C)	Vazão (kg/s)x10 ³	Pontos	Temperatura (°C)	Vazão (kg/s)x10 ³
1	25,0	3,494	1	25,0	3,897
2	545,8	45,771	2	544,0	51,054
3	197,0	45,771	3	197,0	51,054
4	149,0	45,771	4	149,0	51,054
5	84,9	550,0	5	85,0	550,0
6	90,7	550,0	6	90,8	550,0
7	-	-	7	-	-
8	25,0	158,5	8	25,0	158,7
9	25,0	158,5	9	25,0	158,7
10	65,0	158,5	10	65,0	158,7
11	25,0	75,03	11	25,0	86,69
12	25,0	75,03	12	25,0	86,69
13	65,0	75,03	13	65,0	86,69
14	25,0	197,96	14	25,0	220,81
15	7,0	197,96	15	7,0	220,81

São efetuadas também as medidas que mostram o desempenho do sistema para cada rotação estabelecida.

Os valores da relação ar/combustível são os utilizados nos motores do tipo do empregado neste trabalho. O COP do sistema de absorção foi medido conforme a equação (2), e os valores oscilaram em torno de 0,58 (0,578; 0,581).

A medida da potência de eixo é efetuada, bem como os valores de consumo de combustível, e são apresentados nas tabelas anteriores. A potência é corrigida

conforme os termos do anexo B e é aquela que se obtém usando os fatores multiplicativos recomendados (NBR5484).

Apresentamos os resultados na tabela 7.

Tabela 7 Desempenho do sistema para cada rotação

Rotação Rpm	1800	2400	2800	3000	3200	4000	5200	6000
Relação A/F	12,1	12,1	12,1	12,1	12,1	12,1	12,1	12,1
COP _{abs}	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58
Potencia de eixo – corrigida (kW)	14,9	18,1	23,1	24,8	26,1	29,8	40,2	43,3
Potência de eixo medida (kW)	12,8	16,4	20,8	22,4	23,6	26,7	36,1	39,1
Potência elétrica (kW)	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0

Usando do sistema de obtenção de custos desenvolvido no trabalho, calculamos os custos de produção de energia elétrica, de água fria e de água quente, para diferentes rotações do motor e a tabela 8 apresenta os resultados obtidos através do uso do **software** EES (anexo A).

Tabela 8 Custos de produção de eletricidade, calor e frio para diferentes rotações do motor

Rotação (rpm)	Custo de Eletricidade (US\$/kWh)	Custo de água quente (US\$/kWh)	Custo da água fria (US\$/kWh)
1800	0,06924	0,03541	0,02523
2400	0,08068	0,03121	0,02522
2800	0,1003	0,03139	0,02522
3000	0,1083	0,03111	0,02522
3200	0,1168	0,03016	0,02523
4000	0,1444	0,02931	0,02522
5200	0,2003	0,02933	0,02523
6000	0,2234	0,02833	0,02522

O custo de manufatura exergetica, que quantifica todos os produtos do sistema, sendo a somatória do custo individual de cada um deles apresenta o comportamento mostrado na Tabela 9.

Tabela 9 Custo de Manufatura Exergética em função da rotação

Rotação (rpm)	Custo de Manufatura Exergética (US\$/kWh)
1800	0,1229
2400	0,1371
2800	0,1569
3000	0,1647
3200	0,1722
4000	0,1989
5200	0,25480
6000	0,2769

As propriedades termodinâmicas de cada corrente da Figura 44 podem ser vistas no anexo A.

Para uma melhor visualização dos resultados que vão orientar os comentários e conclusões, plota-se alguns valores como segue:

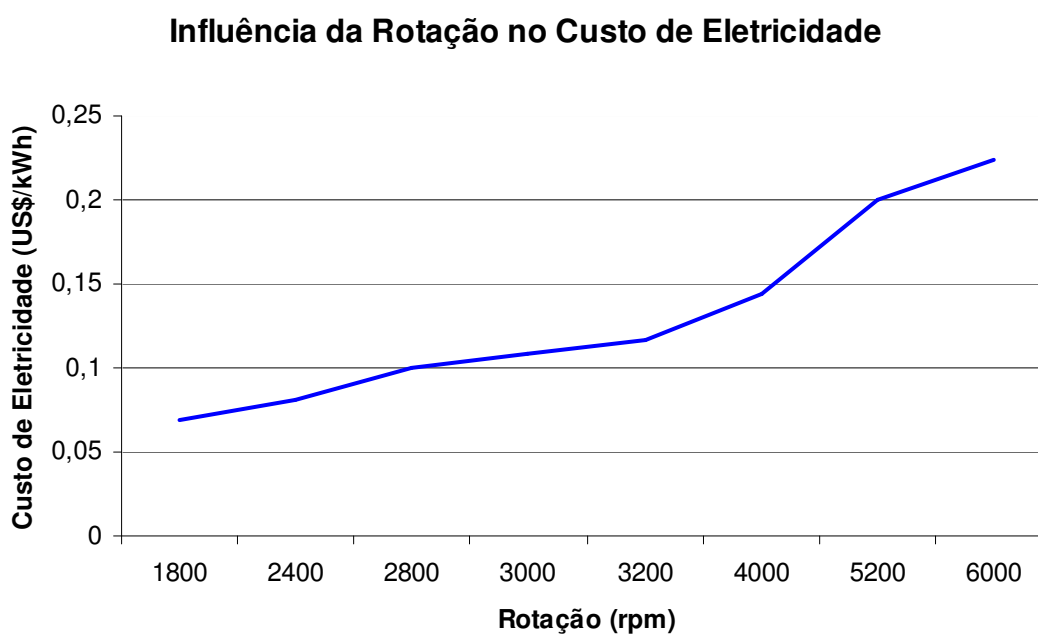


Figura 46 Gráfico da influência da rotação no custo da eletricidade

Influência da Rotação no Custo da Água Fria

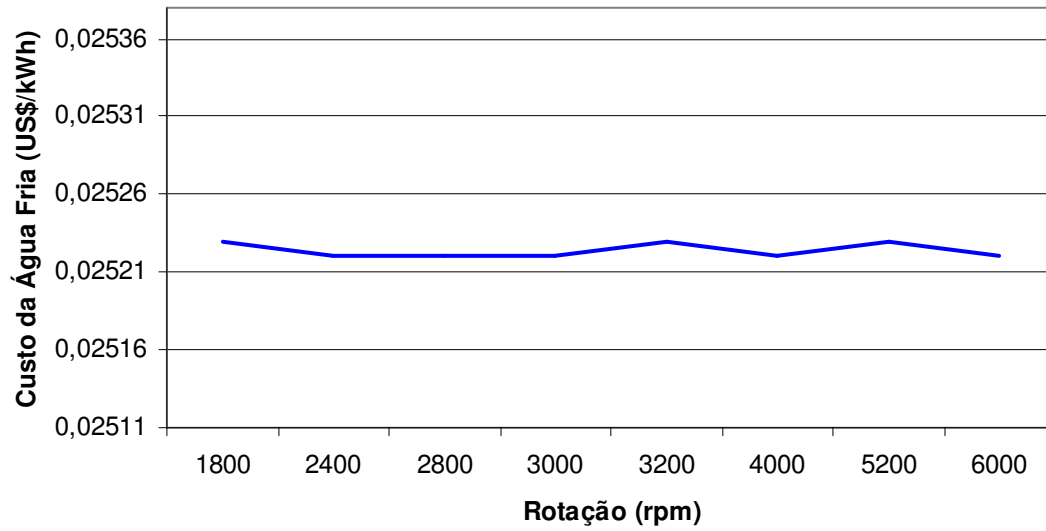


Figura 47 Gráfico da influência da rotação no custo da água fria

Influência da Rotação no Custo da Água Quente

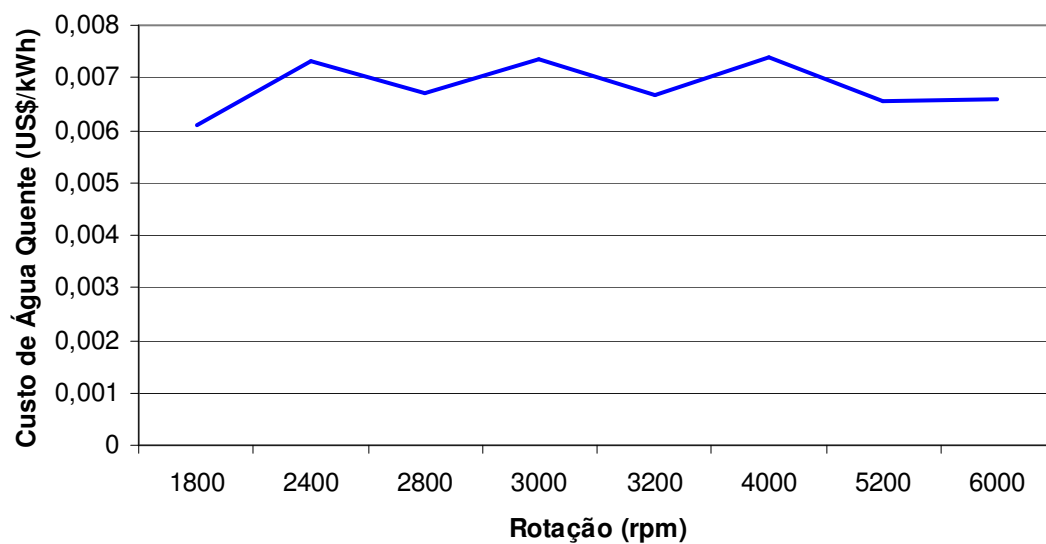


Figura 48 Gráfico da influência da rotação no custo da água quente

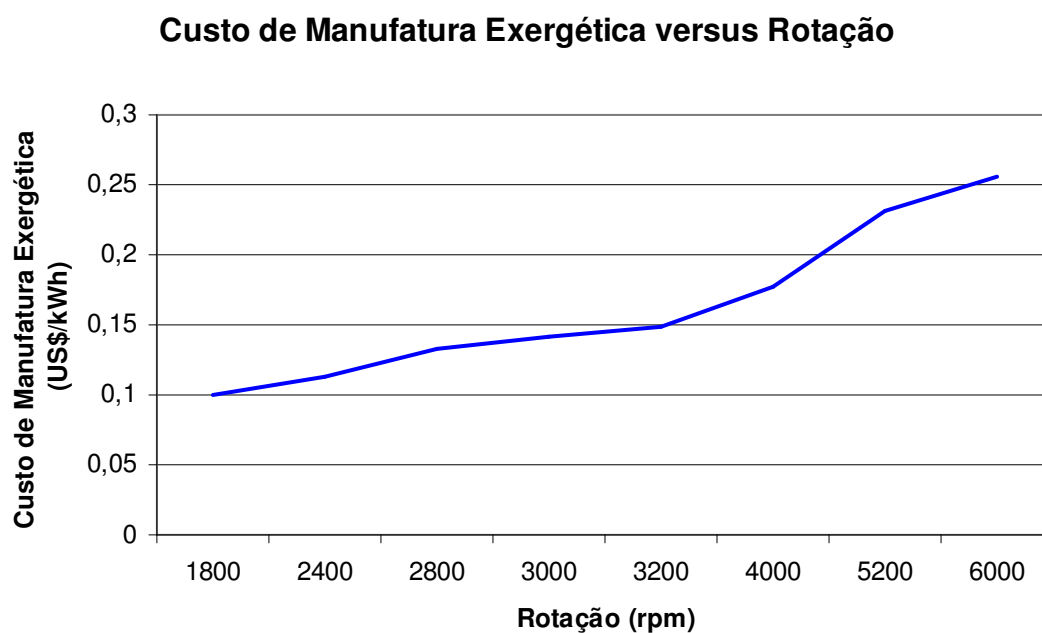


Figura 49 Gráfico da influência da rotação no custo de manufatura exergética

Atualizando-se os valores do custo de investimento inicial, já que os valores mostrados no capítulo anterior referem-se ao ano em que montou-se o sistema compacto de cogeração, os valores dos custos de eletricidade, água quente e fria e custo de manufatura exergética assumem a forma mostrada na Tabela 10 e.11

Tabela 10 Custos de produção de eletricidade, calor e frio para diferentes rotações do motor, atualizado

Rotação (rpm)	Custo de Eletricidade (US\$/kWh)	Custo de água quente (US\$/kWh)	Custo da água fria (US\$/kWh)
1800	0,05537	0,05402	0,04105
2400	0,06436	0,04864	0,04076
2800	0,07999	0,05896	0,04076
3000	0,08642	0,05415	0,04076
3200	0,09321	0,05427	0,04076
4000	0,1152	0,05896	0,04076
5200	0,1598	0,06909	0,04076
6000	0,1782	0,06436	0,04076

Tabela 11 – Custo de Manufatura Exergética em função da rotação, atualizado

Rotação (rpm)	Custo de Manufatura Exergética (US\$/kWh)
1800	0,1504
2400	0,1537
2800	0,1738
3000	0,1813
3200	0,1882
4000	0,2149
5200	0,2696
6000	0,2895

Com os valores calculados pelo EES, conforme o programa do anexo A, pode-se calcular a eficiência racional exergética e os valores constam da tabela 12.

Tabela 12 Eficiência racional exergética em função da rotação

Rotação (rpm)	Eficiência racional exergética
1800	0,2313
2400	0,2416

Dos dados constantes das Tabelas 10 e 11, constroem-se os gráficos que mostram a influência da rotação nos diversos custos, atualizada para o ano de 2005.

A Figura 50 mostra a influência da rotação no custo da eletricidade.

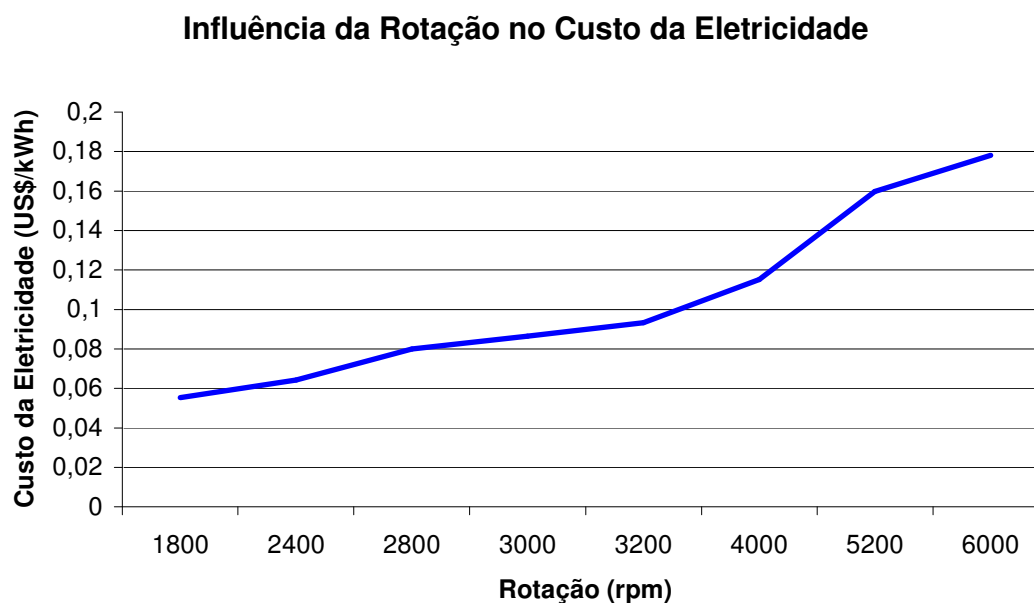


Figura 50 Gráfico atualizado para a influência da rotação no custo de eletricidade

A Figura 51 mostra a influência da rotação no custo da água fria.

Influência da Rotação no Custo da Água Fria

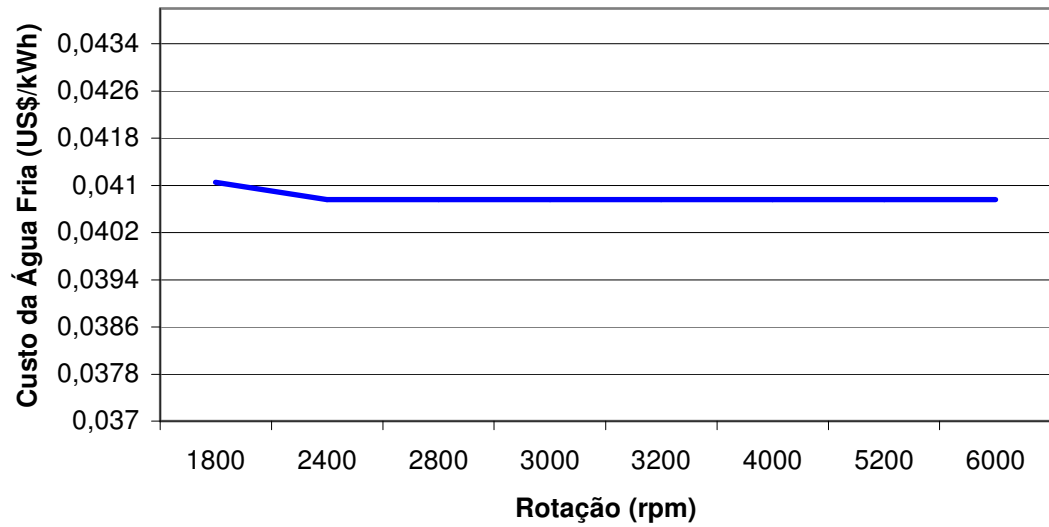


Figura 51 Gráfico atualizado da influência da rotação no custo da água fria

A Figura 52. mostra como o custo da água quente é influenciado pela rotação.

Influência da Rotação no Custo da Água Quente

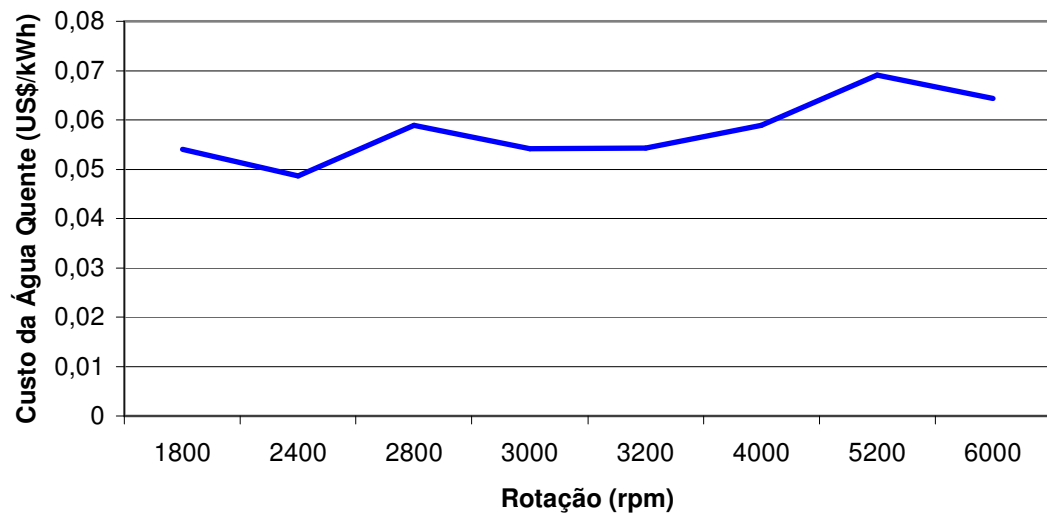


Figura 52 Gráfico atualizado da influência da rotação no custo de água quente

A Figura 53 mostra o custo de manufatura exergetica atualizado

Influência da Rotação no Custo de Manufatura Exergética

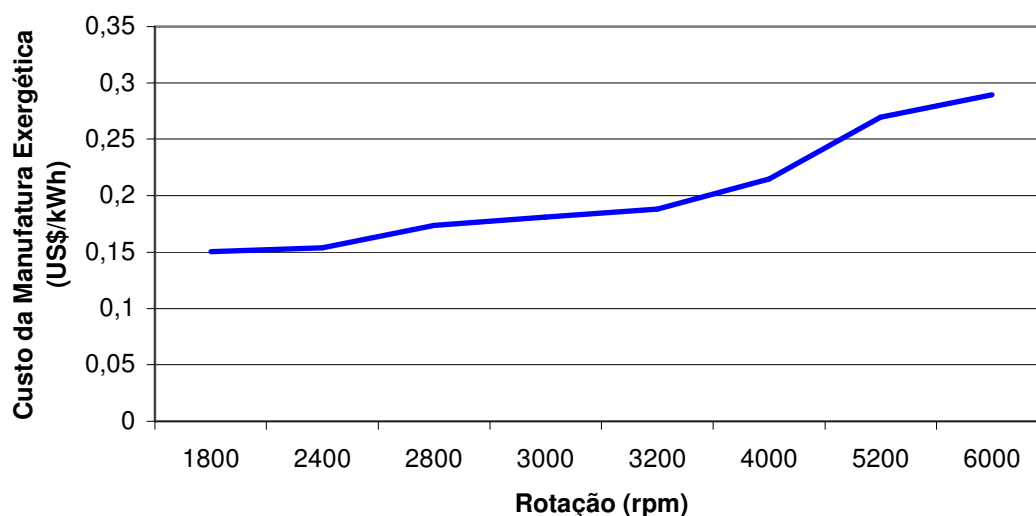


Figura 53 Gráfico atualizado da influência da rotação no custo de manufatura exergética.

Na Figura 54 faz-se uma análise do custo de velocidade quando o custo de combustível assume diferentes valores. Compara-se esses custos com o custo da energia elétrica adquirida da concessionária, para residências e comércio.

Custo da Eletricidade versus Rotação

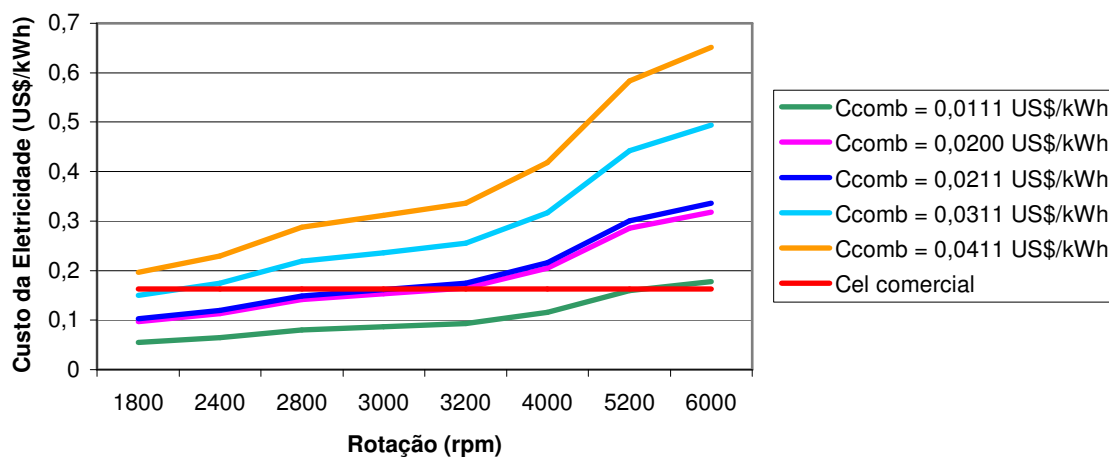


Figura 54 Variação do custo de eletricidade com a rotação para diversos custos de combustível

As Figuras e Tabelas mostram o desempenho típico do sistema compacto de cogeração com motor de combustão interna.

8 COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

A análise desenvolvida neste trabalho foi feita com a adoção de algumas simplificações, tais como, considerar os gases de combustão como uma mistura de gases ideais, desprezar o consumo de eletricidade nas bombas hidráulicas e na máquina de absorção, o sistema opera em regime permanente, as pressões são consideradas constantes ao longo de todos as unidades, desconsidera-se a contribuição do ar atmosférico para a exergia já que ele encontra-se nas condições ambiente, a troca de calor ocorre à temperatura ambiente T_0 .

O sistema de refrigeração por absorção necessita do aporte de energia elétrica para energizar os seus equipamentos de controle, bem como, acionar as bombas internas de circulação do fluido de trabalho (mistura amônia/água), através dos seus componentes (gerador, absorvedor, condensador e evaporador).

Se a máquina de refrigeração é relativamente grande, de algumas dezenas de toneladas de refrigeração (TR), essa energia elétrica, que também será gasta na torre de refrigeração, é significativa, porém no caso em estudo optou-se por desprezá-la, já que ela só acionará as bombas e o ventilador que faz circular o ar de refrigeração do sistema. Na obtenção do custo da água fria, não incluímos a parcela relativa ao ar de refrigeração, que é gratuito na natureza, e o correspondente custo de acionamento do ventilador.

Os investimentos iniciais nos diversos equipamentos foram obtidos juntos aos fabricantes: ROBUR para a máquina de refrigeração por absorção; APEMA para os trocadores de calor e GM e Kolbach para o conjunto motor/gerador.

A literatura apresenta formas de se avaliar esses custos, com boa aproximação, como a avaliação mostrada por Boehm (1987).

O investimento inicial feito nas bombas hidráulicas, que alimentam os trocadores de calor, foi incorporado aos custos desses trocadores.

Acoplou-se um gerador específico, que exige 12,8 kW para acioná-lo e produz 10 kW de potência elétrica a 1800 rpm. Como o motor fornece potências de eixo maiores, com as correspondentes rotações maiores, como mostra a tabela 7, é necessário a

colocação de uma caixa redutora de velocidades e seu custo inicial há que ser considerado.

Com a temperatura da água nas condições ambientes (25°C), verifica-se que a amônia exige algum tempo de operação (aproximadamente 40 minutos) para evaporar. Assim sendo, recomenda-se uma recirculação da água gelada para diminuir essa temperatura.

Observa-se que, se a água está a 12 ou 14°C , esse tempo reduz-se para algo em torno de 15 minutos.

Observando-se os gráficos escolhidos para analisar o desempenho do sistema, com valores atualizados, vê-se que a análise é bem sucedida. Em termos de desempenho exergético, o sistema compacto de cogeração com motor de combustão interna revela-se equiparado aos sistemas analisados por outros pesquisadores. Kottas (1995) encontra, para uma instalação combinada de calor e potência, o valor da eficiência exergética racional de 0,2366 até 0,3608; já Horlock (1992), trabalhando com um sistema constituído de turbina a gás e trocadores de calor, encontra a eficiência igual a 0,249; o sistema analisado neste trabalho obteve valores que variam entre 0,2313 e 0,2669.

Da curva de influência da rotação no custo da energia elétrica gerada, nota-se que à medida que o custo do combustível consumido como energia primária aumenta, os valores de rotação em que o motor deve funcionar vão se restringindo até que, para valores de 0,411US\$/kWh, em nenhuma rotação os custos de eletricidade são menores que o cobrado pelas concessionárias e distribuidoras.

O custo da geração de água fria permanece constante com o aumento da rotação do motor, isso devido a que quanto maior a rotação mais calor tenho disponível nos gases de combustão, significando maior custo unitário de combustível para a máquina de absorção, porém produz mais água gelada, o que diminui o custo associado ao produto.

Uma maior rotação é conseguida ao custo de um maior consumo de combustível; a análise do custo global de manufatura exergética aponta o melhor para o sistema.

O custo da água aquecida com o calor disponível na água de refrigeração tem valores altos para baixas rotações, passando por um mínimo, voltando a crescer e

depois se estabilizando. A perda de calor dos motores de combustão interna para as paredes do cilindro, é devido à transferência de calor e ao atrito mecânico.

Já a água aquecida a partir do calor residual dos gases de exaustão tem seu custo diminuído com o aumento da velocidade, mais calor disponível nos gases.

A soma desses desempenhos constitui-se no desempenho do custo de manufatura exergética, a partir do qual otimiza-se a operação do sistema compacto de cogeração com motor de combustão interna.

A potência de eixo não aproveitada aumenta muito o custo da energia elétrica produzida. Na operação desses tipos de sistema, é conveniente aproveitá-la; sabendo-se que os demais componentes do custo de manufatura exergética manterão o mesmo padrão de comportamento, a diminuição do custo de energia elétrica poderá apontar outro ponto de ótimo de operação relacionado com a rotação do motor.

O levantamento do custo de manufatura exergético da forma desenvolvida nesse trabalho, mostrou-se uma ferramenta eficaz para indicar atitudes a serem adotadas para melhorar a operacionalização do sistema, tais como, que rotação apresenta vantagens competitivas com a forma convencional de obtenção de energia elétrica.

Universalizar esta análise é difícil, já que cada sistema térmico apresenta componentes os mais diversos, porém conhecida a instalação, a aplicação do método indica a forma de atuação para melhorar o desempenho do sistema.

Pode-se adotar, na ausência de informação dada pelo fabricante, a avaliação de custos disponíveis na literatura, e aplicá-las ao sistema térmico, conhecidas as variáveis de funcionamento.

REFERÊNCIAS

AGNEW, W.G., Fifty years of combustion research at General Motors, **Progress in Energy and Combustion Science**, v.4, p.115-156, 1978.

ALSTOM BRASIL LTDA. **Propostas técnicas e comerciais**. Taubaté: Alstom Power Turbinas a Vapor, 2002.

AMUNDSEN, R.N., The cogeneration revolution , **Applied Energy** , v.36, p.79-83, 1990

ANSDALE, R.F., **The Wankel RC engine design and performance**, Iliffe Books, London, 1968.

ASHRAE, **1988 ASHRAE handbook – Equipment**, Atlanta: American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1988.

ASHRAE, **1993 ASHRAE handbook – Fundamentals**, Atlanta: American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1993.

ASHRAE94, **1994 ASHRAE handbook – Refrigeration Systems and Applications**, Atlanta: American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1994.

BALESTIERI, J.A.P., **Cogeração – geração combinada de eletricidade e calor**, Florianópolis: Editora da UFSC, 2002, p.279.

BEJAN, A., TSATSARONIS, G., MORAN, M., **Thermal Design and Optimization**, A Wiley-Interscience Publication, p.533, 1999.

BLOCH, H.P. **A Practical Guide to Steam Turbine Technology**, New York:McGraw-Hill, 1995.

BOEHM, R.F. **Design Analysis of Thermal Systems**, New York: John Wiley & Sons, p.239, 1987.

BABUS'HAQ, R.F.;PROBERT, S.D.;SHILSTON, M.J. The total energy approach: evolution of CHP for DH and/or DC. **Applied Energy**, v.25, n.2, p.9-166, 1986.

COHEN, H.; ROGERS, G.F.C.; SARAVANAMUTTOO, H.I.H. **Gas Turbine Theory**. Essex, Longman, 1987.

COLONNA, P., GABRIELLI, S., Industrial trigeneration using ammonia-water absorption refrigeration systems(AAR), **Applied Thermal Engineering**, v.23, p.381-396, 2003.

FERGUSON, C.R., **Internal Combustion Engines – Applied Thermosciences**, New York: John Wiley & Sons, 1986. p.546.

GORGES, H.A. Cogeneration for the industrial end user, **Gas Turbine World**, v.12, n.5, p.42-47, 1982.

HEYWOOD, J.B., **Internal Combustion Engine Fundamentals**, New York: McGraw-Hill Inc., 1988, p.930.

HORLOCK, J.H., The Rational Efficiency of Power Plants and their Components, **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v.114, p.603-611, 1992.

HU, S.D., **Cogeneration**, Reston: Reston Publishing, 1986, p.428.

KOTAS, T. J., **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**, Malabar, Florida: Krieger Publishing Company, 1995, p.328.

KUEHN, T.H., RAMSEY, J.W., THRELKELD, J.L. **Thermal Environmental Engineering**, New Jersey: Prentice Hall, 3ed., 1998, p.740.

LYLE, O. **The Efficient use of steam**, 9a.ed., London: Her Majesty's Stationery Office, 1968.

LIZARRAGA, J.M.S., **Cogeneration – Aspectos Termodinâmicos, Tecnológicos y Económicos**, Bilbao: Servicio Editorial de la Universidad del País Vasco, 2 ed, 1994, p.565.

ONOVWIONA, H.I., UGURSHAL, V.I., Residential cogeneration systems: review of the current technology, **Renewable & Sustainable Energy Reviews**, p.1-43, 2004.

PIERCE, M.A. A history of cogeneration before PURPA, **ASHRAE Journal**, v.37, n.5, p.53-60, 1995.

SILVEIRA, J.L., Cogeração disseminada para pequenos usuários: estudo de casos para o setor terciário, **Tese de Doutorado**, Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP, 1994.

REZNIKOV, M.I.; LIPOV, Y.M. **Steam Boilers of thermal power plants**, Moscou: MIR, 1985.

SILVEIRA, J.L., Estudo de sistema de cogeração aplicado a fabricação de papel e celulose, **Dissertação de Mestrado**. Itajubá: Escola Federal de Engenharia de Itajubá-EFEI, p.141, 1990.

SILVEIRA, J.L., Uma contribuição para a modelagem termoeconômica: otimização de operação e do projeto de sistemas energéticos, **Tese de Livre Docência**, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá-SP, 1998.

STOECKER, W.F., JONES, J.W., **Refrigeração e Ar Condicionado**, São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985, p.481.

URBAN, C.M. DIETZMANN, H.E., FANICK, E.R., Emission Control Technology for Stationary Natural Gas Engines, **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v.11, p.369-373, 1989.

VAN GERPEN, J.H., SHAPIO, H.N., Second Law Analysis of Diesel Engine Combustion, **Journal of Engineering Gas Turbines and Power**, v.112, p.129-137, 1990.

VAN WYLEN, G. J., BORGNACKE, C., SONNTAG, R.3., **Fundamentos da Termodinâmica**, Edgard Blücher, Ltda, 2000, 537p.

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

AL-NAJEM, N.M., DIAB, J.M., Energy- exergy Analysis of a Diesel Engine, **Heat Recovery Systems & CHP**, v.12, n.6, p.552-529, 1992.

AL-RABGHI, O.M., BEIRUTTY, M., AKYURT, M., NAJJAR, Y., ALP, T., Recovery and Utilization of Waste Heat, **Heat Recovery Systems & CHP**, v.13, n.5, p.463-470, 1993.

ALVARADO, S., GHERARDELLI, C., Exergoeconomic Optimization of a Cogeneration Plant, **Energy**, v.19, n.2, p.1225-1233, 1994.

ASHLEY, S.C., **Thermodynamic Analysis of Combustion Engines**, New York: John Wiley & Sons, 1979, 359p.

BABUS'HAQ, R.F., PROBERT, S.D., O'CALLAGHAN, P.W., Assessing the Prospects and Commercial Viabilities of Small-scale CHP schemes, **Applied Energy**, v.31, n.1, p.19-33,1988.

BALLESTER, J.M., DOPAZO, C., FUEYO, N., HERNÁNDEZ, M., VIDAL, P.J., Investigation of Low NO_x Strategies for Natural Gas Combustion, **Fuel**, v.76, n.5, 435-446, 1997.

BATA, R.M., ELROD, A.C., RICE, R.W., Emissions from IC Engines Fueled with Alcohol-Gasoline Blends: a Literature Review, **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v.111, p.424-431, 1989.

BIDINI, G., DESIDERI, U. SAETTA, S., BOCCHINI, P.P., Internal Combustion Engine Combined Heat and Power Plants. Case Study of the University of Perugia Power Plant, **Applied Thermal Engineering**, v.18, n.6, p.401-412, 1998.

CHENG, C.S., SHIH, Y.S., Exergy and Energy Analysis of Absorption Heat Pumps, **International Journal of Energy Research**, v.12, p.189-203, 1988.

CHUA, H.T., GORDON, J.M., NG, K.C., HAN, Q., Entropy Production Analysis and Experimental Confirmation of Absorption Systems, **International Journal of Refrigeration**, v.20, n.3, p.179-190, 1997.

D'ACCADIA, M.D., Optimal Operation of a Complex Thermal System; a Case Study. **International Journal of Refrigeration**, v.24, 290-301, 2001.

EGRICAN, N., The Second Law Analysis of Absorption Cooling Cycles, **Heat Recovery Systems & CHP**, v.8,n.6, p. 549-558, 1988.

EVAN, R., Environmental and Economic Implications of Small-scale CHP, **Energy Policy**, Butterworth-Heinemann Ltd., London, 1993.

FRANGOPOULOS, C.A., Application of the Thermo-economic Functional Approach to the CGAM Problem, **Energy**, v.19, n.3, p.323-342, 1994.

FRANGOPOULOS, C.A., DIMOPOULOS, G.G., Effect of Reliability Considerations on the Optimal Synthesis, Design and Operation of a Cogeneration System, **Energy**, v.29, n.3, p.309-329, 2004.

FRANGOPOULOS, C.A., Optimal Synthesis and Operation of Thermal Systems by the Thermo-economic Functional Approach, **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v.114, p.707-713, 1992.

GOMES, A.L., MANSOORI, G.A., Thermodynamic Equation of State Approach for the Choice of Working Fluids of Absorption Cooling Cycles, **Solar Energy**, v.31, p.557-566, 1983.

HASE, K., KORI, Y., Effect of Premixing of Fuel Gas, and Air on NO_x Formation, **Fuel**, v.75, n.13, p.1559-1514, 1996.

HAVELSKY, V., Energetic Efficiency of Cogeneration Systems for Combined Heat, Cold and Power Production, **International Journal of Refrigeration**, v.22, p.479-485, 1999.

HUA, B., CHEN, Q.L., WANG, P., A new Exergoeconomic Approach for Analysis and Optimization of Energy Systems, **Energy- The International Journal**, v.22, n.11, p.1071-1078, 1997.

HUANG, J., CROOKES, R.J., Assessment of Simulated Biogas as a Fuel for the Spark Ignition Engine, **Fuel**, v.77, n.15, p.1793-1801, 1998.

KIM, SI-MOON., OH, SIDOEK., KWON YONG-HO., KWAK,HO-YOUNG, Exergoeconomic Analysis of Thermal Systems, **Energy- The International Journal**, v.23, n.5, p.393-406, 1998.

KWAK, H.Y., KIM, J., JENON, S., Exergetic and Thermo-economic Analysis of Power Plants, **Energy**, v.28, n.4, p. 343-360, 2003.

LAZZARIN, R.M., GASPARELLA, A., ROMAGNONI, P., Experimental Report on the Reliability of Ammonia-Water Absorption Chillers, **International Journal of Refrigeration**, v.19, n.4, p. 247-256, 1996.

LAZZARIN, R.M., LONGO, G.A., GASPARELLA, A., Ammonia-Water Absorption Machines for Refrigeration: Theoretical and Real Performances, **International Journal of Refrigeration**, v.19, n.4, 239-246, 1996.

LOZANO, M.A., VALERO, A., Theory of Exergetic Cost, **Energy**, v.18, n.9, p930-960, 1993.

LUCAS, K., On the Thermodynamic of Cogeneration, **International Journal of Thermal Sciences**, v.39, n.9, p. 1039-1046, 2000.

MOSTAFAVI, M., AGNEW, B., thermodynamic Analysis of Combined Diesel Engine and Absorption Refrigeration Unit – Naturally Aspirated Diesel Engine, **Applied Thermal Engineering**, v.17, n.5, p.471-478, 1997.

NASH, F., Internal Combustion Engine Systems, **Energy Management**, p.17-19, 1988.

RAKOPOULOS, C.D., GIAKOUMIS, E.G., Simulation and Exergy Analysis of Transient Diesel Engine Operation, **Energy**, v.22, n.9, p.875-885, 1997.

REIS, J.A., SILVEIRA, J.L., AGUIRRE, A.B., Sistema Compacto de Cogeneración Brasileño (BCCS): Integración de Motores Alternativos de Combustión Interna con los Frigoríficos de Absorción, **Proceedings of Power Gen Latin America**, Monterrey, México, CD-ROM, 2002.

ROGDAKIS, E.D. ANTONOPOULOS, K.A., A High Efficiency NH₃/H₂O Absorption Power Cycle, **Heat Recovery Systems & CHP**, v.11., n.4, p.263-275, 1991.

SILVEIRA, J.L. WALTER, A.C.S, LUENGO, C.A., A Case Study of a Compact Cogeneration Using Various Fuels, **Fuel**, v.76,n.5, p.447-451, 1997.

SILVEIRA, J.L., Analisis Funcional Termoeconomica: Um Critério para la Optimización Del Diseño de Sistema de Cogeneración Aplicado a la Indústria de Celulose, **Revista de Informacion Tecnológica**, La Serena, Chile, 1997.

STACHEL, K., FRUTSCHI, H.U., HASELBACHER, H., Thermodynamic Heating with Various Types of Cogeneration Plants and Heat Pumps , **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v.117, 1995, p.251-258, 1990.

STOECKER, W.F., **Design of Thermal Systems**, New York: McGraw-Hill Book Company, 2^aed., 1980, p.312.

TOZER, R.M., JAMES, R.W., Fundamental of Ideal Absorption Cycles, **International Journal of Refrigeration**, v.20, n.2, p.120-135, 1997.

TSATSARONIS, G., PISA., Exergoeconomic Evaluation and Optimization of Energy Systems – Application to the CGAM Problem, **Energy**, v.19, n.3, p.287-321, 1994.

VALERO, A., LOZANO, M.A., SERRA, L., TORRES, C., Application of the Exergetic Cost Theory to the CGAM Problem, **Energy**, v.19, n.3, p.365-381, 1994.

VALERO, A., LOZANO, M.A., SERRA, L., TSATSARONIS, G., PISA, J., FRANGOPOULOS, C., VAN SPAKOVSKY, M.R., CGAM Problem: Definition and Conventional Solution, **Energy**, v.19, n.3, p.279-286, 1994.

VON SPAKOVSKY, M., Application of Engineering Functional Analysis to the Analysis and Optimization of the CGAM Problem, **Energy**, v.19, n.3, p.343-364, 1994.

VON SPAKOVSKY, M.R., EVANS, R.B., The Design and Performance Optimization of Thermal Systems, **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v.112, p.86-93, 1990.

YILMAZ, T., Optimization of Cogeneration Systems under Alternative Performance Criteria, **Energy Conversion and Management**, v.45, n.6, p.939-945, 2004.

ZHANG, D., FRANKEL, S.H., A numerical Study of Natural Gas Combustion in a Lean Burn Engine, **Fuel**, v.77, n.12, p.1339-1347, 1998.

ANEXO A – Engineering Equation Solver – Equações e Resultados

PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DAS CORRENTES

FLUIDO IDEAL

Propriedades dos produtos da combustão

$$AF_{\text{real}} = 12,1$$

$$AF_{\text{esteq}} = 15$$

$$e = \frac{AF_{\text{real}}}{AF_{\text{esteq}}}$$

$$n_{\text{N}_2} = 84,93$$

$$n_{\text{O}_2} = 10,1$$

$$n_{\text{CO}_2} = 8$$

$$n_{\text{H}_2\text{O}} = 9$$

$$n_{\text{H}_2\text{OL}} = 5,66$$

$$N_{\text{H}_2\text{OG}} = 3,34$$

$$n_{\text{P}} = n_{\text{N}_2} + n_{\text{O}_2} + n_{\text{CO}_2} + n_{\text{H}_2\text{O}}$$

$$\bar{x}_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{n_{\text{H}_2\text{O}}}{n_{\text{P}}}$$

$$\bar{x}_{\text{N}_2} = \frac{n_{\text{N}_2}}{n_{\text{P}}}$$

$$\bar{x}_{\text{O}_2} = \frac{n_{\text{O}_2}}{n_{\text{P}}}$$

$$\bar{x}_{\text{CO}_2} = \frac{n_{\text{CO}_2}}{n_{\text{P}}}$$

$$\bar{x}_{\text{H}_2\text{OL}} = \frac{n_{\text{H}_2\text{OL}}}{n_{\text{P}}}$$

$$\bar{x}_{\text{H}_2\text{Og}} = \frac{N_{\text{H}_2\text{OG}}}{n_{\text{P}}}$$

$$x_{\text{N}_2} = \bar{x}_{\text{N}_2} \cdot \frac{\text{MolarMass} ('N_2')}{M_{\text{T}}}$$

$$x_{\text{O}_2} = \bar{x}_{\text{O}_2} \cdot \frac{\text{MolarMass} ('O_2')}{M_{\text{T}}}$$

$$x_{\text{CO}_2} = \bar{x}_{\text{CO}_2} \cdot \frac{\text{MolarMass} ('CO_2')}{M_{\text{T}}}$$

$$x_{\text{H}_2\text{OL}} = \bar{x}_{\text{H}_2\text{OL}} \cdot \frac{\text{MolarMass} ('H_2O')}{M_{\text{T}}}$$

$$x_{\text{H}_2\text{Og}} = \bar{x}_{\text{H}_2\text{Og}} \cdot \frac{\text{MolarMass} ('H_2O')}{M_{\text{T}}}$$

$$x_{\text{H}_2\text{O}} = \bar{x}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \frac{\text{MolarMass} ('H_2O')}{M_{\text{T}}}$$

$$M_t = \bar{x}_{N_2} \cdot \text{MolarMass}('N_2') + \bar{x}_{O_2} \cdot \text{MolarMass}('O_2') + \bar{x}_{CO_2} \cdot \text{MolarMass}('CO_2') + \bar{x}_{H_2O} \cdot \text{MolarMass}('H_2O')$$

$$PT = 101,3$$

$$P_{H_2O} = \bar{x}_{H_2O} \cdot PT$$

$$P_{H_2O} = \bar{x}_{H_2O} \cdot PT$$

$$P_{H_2Og} = \bar{x}_{H_2Og} \cdot PT$$

$$P_{CO_2} = \bar{x}_{CO_2} \cdot PT$$

$$P_{N_2} = \bar{x}_{N_2} \cdot PT$$

$$P_{O_2} = \bar{x}_{O_2} \cdot PT$$

$$P_{vapp} = 3,17$$

$$T_0 = 25$$

$$h_{0g} = x_{N_2} \cdot h('N_2'; T=T_0) + x_{O_2} \cdot h('O_2'; T=T_0) + x_{H_2O} \cdot h('H_2O'; T=T_0) + x_{CO_2} \cdot h('CO_2'; T=T_0)$$

$$h_{CO_2,0} = h('CO_2'; T=T_0)$$

$$h_{H_2Og,0} = h('H_2O'; T=T_0)$$

$$h_{N_2,0} = h('N_2'; T=T_0)$$

$$h_{O_2,0} = h('O_2'; T=T_0)$$

$$s_{0g} = x_{N_2} \cdot s('N_2'; T=T_0; P=P_{N_2}) + x_{O_2} \cdot s('O_2'; T=T_0; P=P_{O_2}) + x_{H_2O} \cdot s('H_2O'; T=T_0; P=P_{H_2O}) + x_{CO_2} \cdot s('CO_2'; T=T_0; P=P_{CO_2})$$

$$s_{CO_2,0} = s('CO_2'; T=T_0; P=P_{CO_2})$$

$$s_{H_2Og,0} = s('H_2O'; T=T_0; P=P_{H_2Og})$$

$$s_{H_2O,0} = s('Steam1'; T=T_0; P=PT)$$

$$s_{N_2,0} = s('N_2'; T=T_0; P=P_{N_2})$$

$$s_{O_2,0} = s('O_2'; T=T_0; P=P_{O_2})$$

$$T_2 = 541,1$$

$$h_2 = x_{N_2} \cdot h('N_2'; T=T_2) + x_{O_2} \cdot h('O_2'; T=T_2) + x_{H_2O} \cdot h('H_2O'; T=T_2) + x_{CO_2} \cdot h('CO_2'; T=T_2)$$

$$h_{CO_2,2} = h('CO_2'; T=T_2)$$

$$h_{H_2O,2} = h('H_2O'; T=T_2)$$

$$h_{N_2,2} = h('N_2'; T=T_2)$$

$$h_{O_2,2} = h('O_2'; T=T_2)$$

$$s_2 = x_{N_2} \cdot s(N_2; T=T_2; P=P_{N_2}) + x_{O_2} \cdot s(O_2; T=T_2; P=P_{O_2}) + x_{H_2O} \cdot s(H_2O; T=T_2; P=P_{H_2O}) + x_{CO_2} \cdot s(CO_2; T=T_2; P=P_{CO_2})$$

$$s_{CO_2,2} = s(CO_2; T=T_2; P=P_{CO_2})$$

$$s_{H_2O,2} = s(H_2O; T=T_2; P=P_{H_2O})$$

$$s_{N_2,2} = s(N_2; T=T_2; P=P_{N_2})$$

$$s_{O_2,2} = s(O_2; T=T_2; P=P_{O_2})$$

$$T_3 = 197$$

$$h_3 = x_{N_2} \cdot h(N_2; T=T_3) + x_{O_2} \cdot h(O_2; T=T_3) + x_{H_2O} \cdot h(H_2O; T=T_3) + x_{CO_2} \cdot h(CO_2; T=T_3)$$

$$h_{CO_2,3} = h(CO_2; T=T_3)$$

$$h_{H_2O,3} = h(H_2O; T=T_3)$$

$$h_{N_2,3} = h(N_2; T=T_3)$$

$$h_{O_2,3} = h(O_2; T=T_3)$$

$$s_3 = x_{N_2} \cdot s(N_2; T=T_3; P=P_{N_2}) + x_{O_2} \cdot s(O_2; T=T_3; P=P_{O_2}) + x_{H_2O} \cdot s(H_2O; T=T_3; P=P_{H_2O}) + x_{CO_2} \cdot s(CO_2; T=T_3; P=P_{CO_2})$$

$$s_{CO_2,3} = s(CO_2; T=T_3; P=P_{CO_2})$$

$$s_{H_2O,3} = s(H_2O; T=T_3; P=P_{H_2O})$$

$$s_{N_2,3} = s(N_2; T=T_3; P=P_{N_2})$$

$$s_{O_2,3} = s(O_2; T=T_3; P=P_{O_2})$$

$$T_4 = 149$$

$$h_4 = x_{N_2} \cdot h(N_2; T=T_4) + x_{O_2} \cdot h(O_2; T=T_4) + x_{H_2O} \cdot h(H_2O; T=T_4) + x_{CO_2} \cdot h(CO_2; T=T_4)$$

$$h_{CO_2,4} = h(CO_2; T=T_4)$$

$$h_{H_2O,4} = h(H_2O; T=T_4)$$

$$h_{N_2,4} = h(N_2; T=T_4)$$

$$h_{O_2,4} = h(O_2; T=T_4)$$

$$s_4 = x_{N_2} \cdot s(N_2; T=T_4; P=P_{N_2}) + x_{O_2} \cdot s(O_2; T=T_4; P=P_{O_2}) + x_{H_2O} \cdot s(H_2O; T=T_4; P=P_{H_2O}) + x_{CO_2} \cdot s(CO_2; T=T_4; P=P_{CO_2})$$

$$s_{CO_2,4} = s(CO_2; T=T_4; P=P_{CO_2})$$

$$s_{H_2O,4} = s(H_2O; T=T_4; P=P_{H_2O})$$

$$s_{N_2,4} = s(N_2; T=T_4; P=P_{N_2})$$

$$s_{O_2,4} = s(O_2; T=T_4; P=P_{O_2})$$

$$T_5 = 85$$

$$T_6 = 90,3$$

$$T_9 = 25$$

$$T_{10} = 65$$

$$T_{12} = 25$$

$$T_{13} = 65$$

$$T_{14} = 25$$

$$T_{15} = 7$$

$$h_5 = h (\text{'Steam'} ; T = T_5 ; P = PT)$$

$$h_6 = h (\text{'Steam'} ; T = T_6 ; P = PT)$$

$$h_9 = h (\text{'Steam'} ; T = T_9 ; P = PT)$$

$$h_{10} = h (\text{'Steam'} ; T = T_{10} ; P = PT)$$

$$h_{12} = h (\text{'Steam'} ; T = T_{12} ; P = PT)$$

$$h_{13} = h (\text{'Steam'} ; T = T_{13} ; P = PT)$$

$$h_{14} = h (\text{'Steam'} ; T = T_{14} ; P = PT)$$

$$h_{15} = h (\text{'Steam'} ; T = T_{15} ; P = PT)$$

$$s_5 = s (\text{'Steam'} ; T = T_5 ; P = PT)$$

$$s_6 = s (\text{'Steam'} ; T = T_6 ; P = PT)$$

$$s_9 = s (\text{'Steam'} ; T = T_9 ; P = PT)$$

$$s_{10} = s (\text{'Steam'} ; T = T_{10} ; P = PT)$$

$$s_{12} = s (\text{'Steam'} ; T = T_{12} ; P = PT)$$

$$s_{13} = s (\text{'Steam'} ; T = T_{13} ; P = PT)$$

$$s_{14} = s (\text{'Steam'} ; T = T_{14} ; P = PT)$$

$$s_{15} = s (\text{'Steam'} ; T = T_{15} ; P = PT)$$

CALCULO DO CUSTO DE MANUFATURA EXERGÉTICA

Custo de produção de eletricidade

$$C_{el} = \frac{I_{MG} \cdot f}{H \cdot x_{a1aa}} + CM_{MG} + C_{comb} \cdot \left[\frac{y_{a1a} - x_{a21a} - x_{a2a}}{x_{a1a}} \right]$$

$$CM_{MG} = \frac{10}{100} \cdot \frac{I_{MG} \cdot f}{H \cdot x_{a1aa}}$$

$$f = \frac{q^k \cdot (q - 1)}{q^k - 1}$$

$$q = 1 + \frac{r}{100}$$

$$T_0 = T_0 + 273,15$$

$$H = 7000$$

$$I_{MG} = 2400$$

$$C_{comb} = 0,02$$

$$r = 12$$

$$k = 5$$

$$x_{a1aa} = 33,77$$

$$x_{a1a} = \dot{P}_{el}$$

$$y_{a1a} = \dot{m}_{comba} \cdot ex_{comb}$$

$$x_{a21a} = \dot{m}_{gasesa} \cdot ex_2$$

$$x_{a2a} = \dot{m}_{arefra} \cdot delex_{56a}$$

$$delex_{56a} = h_6 - h_5 - T_0 \cdot (s_6 - s_5)$$

$$\dot{m}_{comba} = 0,001197$$

$$\dot{m}_{gasesa} = (1 + AF_{real}) \cdot \dot{m}_{comba}$$

$$ex_2 = h_2 - h_{0,g} - T_0 \cdot (s_2 - s_{0,g})$$

$$\dot{P}_{el} = 10$$

$$\dot{m}_{arefra} = 0,55$$

$$ex_{comb} = PCI$$

$$PCI = 44300$$

$$T2b = 543,1$$

$$h_{2b} = x_{N_2} \cdot h('N_2'; T=T2b) + x_{O_2} \cdot h('O_2'; T=T2b) + x_{H_2O} \cdot h('H_2O'; T=T2b) + x_{CO_2} \cdot h('CO_2'; T=T2b)$$

$$h_{CO_2,2b} = h('CO_2'; T=T2b)$$

$$h_{N_2,2b} = h('N_2'; T=T2b)$$

$$h_{O_2,2b} = h('O_2'; T=T2b)$$

$$s_{2b} = x_{N_2} \cdot s('N_2'; T=T2b; P=P_{N_2}) + x_{O_2} \cdot s('O_2'; T=T2b; P=P_{O_2}) + x_{H_2O} \cdot s('H_2O'; T=T2b; P=P_{H_2O}) + x_{CO_2} \cdot s('CO_2'; T=T2b; P=P_{CO_2})$$

$$s_{CO_2,2b} = s('CO_2'; T=T2b; P=P_{CO_2})$$

$$s_{H_2O,2b} = s('H_2O'; T=T2b; P=P_{H_2O})$$

$$s_{N_2,2b} = s('N_2'; T=T2b; P=P_{N_2})$$

$$s_{O_2,2b} = s('O_2'; T=T2b; P=P_{O_2})$$

$$T5b = 84$$

$$T6b = 90,7$$

$$h_{5b} = h('Steam'; T=T5b; P=PT)$$

$$h_{6b} = h('Steam'; T=T6b; P=PT)$$

$$s_{5b} = s('Steam'; T=T5b; P=PT)$$

$$s_{6b} = s('Steam'; T=T6b; P=PT)$$

$$C_{elb} = \frac{I_{MG} \cdot f}{H \cdot x_{a1ba}} + CM_{MGb} + C_{comb} \cdot \left[\frac{y_{a1b} - x_{a2b1} - x_{a2b}}{x_{a1b}} \right]$$

$$CM_{MGb} = \frac{10}{100} \cdot \frac{I_{MG} \cdot f}{H \cdot x_{a1ba}}$$

$$x_{a1ba} = 33,77$$

$$x_{a1b} = \dot{P}_{elb}$$

$$y_{a1b} = \dot{m}_{crrtb} \cdot ex_{comb}$$

$$x_{a2b1} = \dot{m}_{gesesb} \cdot ex_{2b}$$

$$x_{a2b} = \dot{m}_{erfrb} \cdot delex_{6b}$$

$$delex_{6b} = h_{6b} - h_{5b} - T_0 \cdot (s_{6b} - s_{5b})$$

$$\dot{m}_{crrtb} = 0,001408$$

$$\dot{m}_{gesesb} = (1 + AF_{real}) \cdot \dot{m}_{crrtb}$$

$$ex_{2b} = h_{2b} - h_{0,g} - T_0 \cdot (s_{2b} - s_{0,g})$$

$$\dot{P}_{elb} = 10$$

$$\dot{m}_{erfrb} = 0,55$$

$$T2c = 543,6$$

$$h_{2c} = x_{N_2} \cdot h('N_2'; T=T2c) + x_{O_2} \cdot h('O_2'; T=T2c) + x_{H_2O} \cdot h('H_2O'; T=T2c) + x_{CO_2} \cdot h('CO_2'; T=T2c)$$

$$h_{CO_2,2c} = h('CO_2'; T=T2c)$$

$$h_{H_2O,2c} = h('H_2O'; T=T2c)$$

$$h_{N2,2c} = h('N2'; T=T2c)$$

$$h_{O2,2c} = h('O2'; T=T2c)$$

$$s_{2c} = x_{N2} \cdot s('N2'; T=T2c; P=P_{N2}) + x_{O2} \cdot s('O2'; T=T2c; P=P_{O2}) + x_{H2O} \cdot s('H2O'; T=T2c; P=P_{H2O}) + x_{CO2} \cdot s('CO2'; T=T2c; P=P_{CO2})$$

$$s_{CO2,2c} = s('CO2'; T=T2c; P=P_{CO2})$$

$$s_{H2O,2c} = s('H2O'; T=T2c; P=P_{H2O})$$

$$s_{N2,2c} = s('N2'; T=T2c; P=P_{N2})$$

$$s_{O2,2c} = s('O2'; T=T2c; P=P_{O2})$$

$$T5c = 84$$

$$T6c = 90,6$$

$$h_{5c} = h('Steam1'; T=T5c; P=PT)$$

$$h_{6c} = h('Steam1'; T=T6c; P=PT)$$

$$s_{5c} = s('Steam1'; T=T5c; P=PT)$$

$$s_{6c} = s('Steam1'; T=T6c; P=PT)$$

$$C_{elc} = \frac{I_{MG} \cdot f}{H \cdot x_{a1ca}} + CM_{MGc} + C_{comb} \cdot \left[\frac{y_{a1c} - x_{a21c} - x_{a2c}}{x_{a1c}} \right]$$

$$CM_{MGc} = \frac{10}{100} \cdot \frac{I_{MG} \cdot f}{H \cdot x_{a1ca}}$$

$$x_{a1ca} = 33,77$$

$$x_{a1c} = \dot{P}_{elc}$$

$$y_{a1c} = \dot{m}_{combc} \cdot ex_{comb}$$

$$x_{a21c} = \dot{m}_{gasesc} \cdot ex_{2c}$$

$$x_{a2c} = \dot{m}_{arefrc} \cdot delex_{56c}$$

$$delex_{56c} = h_{6c} - h_{5c} - T_0 \cdot (s_{6c} - s_{5c})$$

$$\dot{m}_{combc} = 0,00175$$

$$\dot{m}_{gasesc} = (1 + AF_{real}) \cdot \dot{m}_{combc}$$

$$ex_{2c} = h_{2c} - h_{0;g} - T_0 \cdot (s_{2c} - s_{0;g})$$

$$\dot{P}_{elc} = 10$$

$$\dot{m}_{arefrc} = 0,55$$

$$T2d = 543,6$$

$$h_{2d} = x_{N2} \cdot h('N2'; T=T2d) + x_{O2} \cdot h('O2'; T=T2d) + x_{H2O} \cdot h('H2O'; T=T2d) + x_{CO2} \cdot h('CO2'; T=T2d)$$

$$h_{CO2,2d} = h('CO2'; T=T2d)$$

$$h_{H2O,2d} = h('H2O'; T=T2d)$$

$$h_{N2,2d} = h('N2'; T=T2d)$$

$$s_{O_2;2d} = s('O_2'; T=T_{2d}; P=P_{O_2})$$

$$T_{5d} = 84,1$$

$$T_{6d} = 90,7$$

$$h_{5d} = h('Steam'; T=T_{5d}; P=PT)$$

$$h_{6d} = h('Steam'; T=T_{6d}; P=PT)$$

$$s_{5d} = s('Steam'; T=T_{5d}; P=PT)$$

$$s_{6d} = s('Steam'; T=T_{6d}; P=PT)$$

$$C_{eld} = \frac{I_{MG} \cdot f}{H \cdot x_{a1da}} + CM_{MGd} + C_{comb} \cdot \left[\frac{y_{a1d} - x_{a21d} - x_{a2d}}{x_{a1d}} \right]$$

$$CM_{MGd} = \frac{10}{100} \cdot \frac{I_{MG} \cdot f}{H \cdot x_{a1da}}$$

$$x_{a1da} = 33,77$$

$$x_{a1d} = \dot{P}_{eld}$$

$$y_{a1d} = \dot{m}_{combd} \cdot ex_{comb}$$

$$x_{a21d} = \dot{m}_{gasesd} \cdot ex_{2d}$$

$$x_{a2d} = \dot{m}_{arefrd} \cdot delex_{56d}$$

$$delex_{56d} = h_{6d} - h_{5d} - T_0 \cdot (s_{6d} - s_{5d})$$

$$\dot{m}_{combd} = 0,001891$$

$$\dot{m}_{gasesd} = (1 + AF_{real}) \cdot \dot{m}_{combd}$$

$$ex_{2d} = h_{2d} - h_{0,g} - T_0 \cdot (s_{2d} - s_{0,g})$$

$$\dot{P}_{eld} = 10$$

$$\dot{m}_{arefrd} = 0,55$$

$$T_{2e} = 544,1$$

$$h_{2e} = x_{N_2} \cdot h('N_2'; T=T_{2e}) + x_{O_2} \cdot h('O_2'; T=T_{2e}) + x_{H_2O} \cdot h('H_2O'; T=T_{2e}) + x_{CO_2} \cdot h('CO_2'; T=T_{2e})$$

$$h_{CO_2e} = h('CO_2'; T=T_{2e})$$

$$h_{H_2Oe} = h('H_2O'; T=T_{2e})$$

$$h_{N_2e} = h('N_2'; T=T_{2e})$$

$$h_{O_2e} = h('O_2'; T=T_{2e})$$

$$s_{2e} = x_{N_2} \cdot s('N_2'; T=T_{2e}; P=P_{N_2}) + x_{O_2} \cdot s('O_2'; T=T_{2e}; P=P_{O_2}) + x_{H_2O} \cdot s('H_2O'; T=T_{2e}; P=P_{H_2O}) + x_{CO_2} \cdot s('CO_2'; T=T_{2e}; P=P_{CO_2})$$

$$s_{CO_2e} = s('CO_2'; T=T_{2e}; P=P_{CO_2})$$

$$s_{H_2Oe} = s('H_2O'; T=T_{2e}; P=P_{H_2O})$$

$$s_{N_2e} = s('N_2'; T=T_{2e}; P=P_{N_2})$$

$$s_{O_2e} = s('O_2'; T=T_{2e}; P=P_{O_2})$$

$$T_{5e} = 84,1$$

$$T_{6e} = 90,6$$

$$h_{5e} = h(\text{'Steam'}; T=T_{5e}; P=PT)$$

$$h_{6e} = h(\text{'Steam'}; T=T_{6e}; P=PT)$$

$$s_{5e} = s(\text{'Steam'}; T=T_{5e}; P=PT)$$

$$s_{6e} = s(\text{'Steam'}; T=T_{6e}; P=PT)$$

$$C_{ele} = \frac{I_{MG} \cdot f}{H \cdot x_{a1ea}} + CM_{MGe} + C_{comb} \cdot \left[\frac{y_{a1e} - x_{a21e} - x_{a2e}}{x_{a1e}} \right]$$

$$CM_{MGe} = \frac{10}{100} \cdot \frac{I_{MG} \cdot f}{H \cdot x_{a1ea}}$$

$$x_{a1ea} = 33,77$$

$$x_{a1e} = \dot{P}_{ele}$$

$$y_{a1e} = \dot{m}_{combe} \cdot ex_{comb}$$

$$x_{a21e} = \dot{m}_{gasese} \cdot ex_{2e}$$

$$x_{a2e} = \dot{m}_{arefre} \cdot delex_{56e}$$

$$delex_{56e} = h_{6e} - h_{5e} - T_0 \cdot (s_{6e} - s_{5e})$$

$$\dot{m}_{combe} = 0,002039$$

$$\dot{m}_{gasese} = (1 + AF_{real}) \cdot \dot{m}_{combe}$$

$$ex_{2e} = h_{2e} - h_{0,g} - T_0 \cdot (s_{2e} - s_{0,g})$$

$$\dot{P}_{ele} = 10$$

$$\dot{m}_{arefre} = 0,55$$

$$T_{2f} = 545,7$$

$$h_{2f} = x_{N_2} \cdot h(\text{'N2'}; T=T_{2f}) + x_{O_2} \cdot h(\text{'O2'}; T=T_{2f}) + x_{H_2O} \cdot h(\text{'H2O'}; T=T_{2f}) + x_{CO_2} \cdot h(\text{'CO2'}; T=T_{2f})$$

$$h_{CO_2,2f} = h(\text{'CO2'}; T=T_{2f})$$

$$h_{H_2O,2f} = h(\text{'H2O'}; T=T_{2f})$$

$$h_{N_2,2f} = h(\text{'N2'}; T=T_{2f})$$

$$h_{O_2,2f} = h(\text{'O2'}; T=T_{2f})$$

$$T_{5f} = 84,7$$

$$T_{6f} = 90,5$$

$$h_{5f} = \mathbf{h} (\text{'Steam'} ; T = T_{5f} ; P = P_T)$$

$$h_{6f} = \mathbf{h} (\text{'Steam'} ; T = T_{6f} ; P = P_T)$$

$$s_{5f} = \mathbf{s} (\text{'Steam'} ; T = T_{5f} ; P = P_T)$$

$$s_{6f} = \mathbf{s} (\text{'Steam'} ; T = T_{6f} ; P = P_T)$$

$$C_{elf} = \frac{I_{MG} \cdot f}{H \cdot x_{a1fa}} + CM_{MGf} + C_{comb} \cdot \left[\frac{y_{a1f} - x_{a21f} - x_{a2f}}{x_{a1f}} \right]$$

$$CM_{MGf} = \frac{10}{100} \cdot \frac{I_{MG} \cdot f}{H \cdot x_{a1fa}}$$

$$x_{a1fa} = 33,77$$

$$x_{a1f} = \dot{P}_{elf}$$

$$y_{a1f} = \dot{m}_{comb f} \cdot ex_{comb}$$

$$x_{a21f} = \dot{m}_{gases f} \cdot ex_{2f}$$

$$x_{a2f} = \dot{m}_{aref rf} \cdot delex_{56f}$$

$$delex_{56f} = h_{6f} - h_{5f} - T_0 \cdot (s_{6f} - s_{5f})$$

$$\dot{m}_{comb f} = 0,002516$$

$$\dot{m}_{gases f} = (1 + AF_{real}) \cdot \dot{m}_{comb f}$$

$$ex_{2f} = h_{2f} - h_{0,g} - T_0 \cdot (s_{2f} - s_{0,g})$$

$$\dot{P}_{elf} = 10$$

$$\dot{m}_{aref rf} = 0,55$$

$$T_{2g} = 545,8$$

$$h_{2g} = x_{N_2} \cdot \mathbf{h} (\text{'N}_2 ; T = T_{2g}) + x_{O_2} \cdot \mathbf{h} (\text{'O}_2 ; T = T_{2g}) + x_{H_2O} \cdot \mathbf{h} (\text{'H}_2\text{O} ; T = T_{2g}) + x_{CO_2} \cdot \mathbf{h} (\text{'CO}_2 ; T = T_{2g})$$

$$h_{CO_2,2g} = \mathbf{h} (\text{'CO}_2 ; T = T_{2g})$$

$$h_{H_2O,2g} = \mathbf{h} (\text{'H}_2\text{O} ; T = T_{2g})$$

$$h_{N_2,2g} = \mathbf{h} (\text{'N}_2 ; T = T_{2g})$$

$$h_{O_2,2g} = \mathbf{h} (\text{'O}_2 ; T = T_{2g})$$

$$s_{2g} = x_{N_2} \cdot \mathbf{s} (\text{'N}_2 ; T = T_{2g} ; P = P_{N_2}) + x_{O_2} \cdot \mathbf{s} (\text{'O}_2 ; T = T_{2g} ; P = P_{O_2}) + x_{H_2O} \cdot \mathbf{s} (\text{'H}_2\text{O} ; T = T_{2g} ; P = P_{H_2O}) + x_{CO_2} \cdot \mathbf{s} (\text{'CO}_2 ; T = T_{2g} ; P = P_{CO_2})$$

$$s_{CO_2,2g} = \mathbf{s} (\text{'CO}_2 ; T = T_{2g} ; P = P_{CO_2})$$

$$s_{H_2O,2g} = \mathbf{s} (\text{'H}_2\text{O} ; T = T_{2g} ; P = P_{H_2O})$$

$$s_{N_2,2g} = \mathbf{s} (\text{'N}_2 ; T = T_{2g} ; P = P_{N_2})$$

$$s_{O_2,2g} = \mathbf{s} (\text{'O}_2 ; T = T_{2g} ; P = P_{O_2})$$

$$T_{5g} = 84,9$$

$$T_{6g} = 90,7$$

$$h_{5g} = h('Steam'; T=T_{5g}; P=PT)$$

$$h_{6g} = h('Steam'; T=T_{6g}; P=PT)$$

$$s_{5g} = s('Steam'; T=T_{5g}; P=PT)$$

$$s_{6g} = s('Steam'; T=T_{6g}; P=PT)$$

$$C_{elg} = \frac{I_{MG} \cdot f}{H \cdot x_{a1ga}} + CM_{MGg} + C_{comb} \cdot \left[\frac{y_{a1g} - x_{a21g} - x_{a2g}}{x_{a1g}} \right]$$

$$CM_{MGg} = \frac{10}{100} \cdot \frac{I_{MG} \cdot f}{H \cdot x_{a1ga}}$$

$$x_{a1ga} = 33,77$$

$$x_{a1g} = \dot{P}_{elg}$$

$$y_{a1g} = \dot{m}_{combg} \cdot ex_{comb}$$

$$x_{a21g} = \dot{m}_{gasesg} \cdot ex_{2g}$$

$$x_{a2g} = \dot{m}_{arefrg} \cdot delex_{56g}$$

$$delex_{56g} = h_{6g} - h_{5g} - T_0 \cdot (s_{6g} - s_{5g})$$

$$\dot{m}_{combg} = 0,003494$$

$$\dot{m}_{gasesg} = (1 + AF_{real}) \cdot \dot{m}_{combg}$$

$$ex_{2g} = h_{2g} - h_{0;g} - T_0 \cdot (s_{2g} - s_{0;g})$$

$$\dot{P}_{elg} = 10$$

$$\dot{m}_{arefrg} = 0,55$$

$$T_{2h} = 544$$

$$h_{2h} = x_{N_2} \cdot h('N_2'; T=T_{2h}) + x_{O_2} \cdot h('O_2'; T=T_{2h}) + x_{H_2O} \cdot h('H_2O'; T=T_{2h}) + x_{CO_2} \cdot h('CO_2'; T=T_{2h})$$

$$h_{CO_2,2h} = h('CO_2'; T=T_{2h})$$

$$h_{H_2O,2h} = h('H_2O'; T=T_{2h})$$

$$h_{N_2,2h} = h('N_2'; T=T_{2h})$$

$$h_{O_2,2h} = h('O_2'; T=T_{2h})$$

$$s_{2h} = x_{N_2} \cdot s('N_2'; T=T_{2h}; P=P_{N_2}) + x_{O_2} \cdot s('O_2'; T=T_{2h}; P=P_{O_2}) + x_{H_2O} \cdot s('H_2O'; T=T_{2h}; P=P_{H_2O}) + x_{CO_2} \cdot s('CO_2'; T=T_{2h}; P=P_{CO_2})$$

$$s_{CO_2,2h} = s('CO_2'; T=T_{2h}; P=P_{CO_2})$$

$$s_{H_2O,2h} = s('H_2O'; T=T_{2h}; P=P_{H_2O})$$

$$s_{N_2,2h} = s('N_2'; T=T_{2h}; P=P_{N_2})$$

$$s_{O_2,2h} = s('O_2'; T=T_{2h}; P=P_{O_2})$$

$$T_{5h} = 85$$

$$T_{6h} = 90,8$$

$$h_{5h} = h ('Steam' ; T = T_{5h} ; P = PT)$$

$$h_{6h} = h ('Steam' ; T = T_{6h} ; P = PT)$$

$$s_{5h} = s ('Steam' ; T = T_{5h} ; P = PT)$$

$$s_{6h} = s ('Steam' ; T = T_{6h} ; P = PT)$$

$$C_{elh} = \frac{I_{MG} \cdot f}{H \cdot x_{a1ha}} + CM_{MGh} + C_{comb} \cdot \left[\frac{y_{a1h} - x_{a21h} - x_{a2h}}{x_{a1h}} \right]$$

$$CM_{MGh} = \frac{10}{100} \cdot \frac{I_{MG} \cdot f}{H \cdot x_{a1ha}}$$

$$x_{a1ha} = 33,77$$

$$x_{a1h} = \dot{P}_{elh}$$

$$y_{a1h} = \dot{m}_{combh} \cdot ex_{comb}$$

$$x_{a21h} = \dot{m}_{gasesh} \cdot ex_{2h}$$

$$x_{a2h} = \dot{m}_{aref rh} \cdot delex_{56h}$$

$$delex_{56h} = h_{6h} - h_{5h} - T_0 \cdot (s_{6h} - s_{5h})$$

$$\dot{m}_{combh} = 0,003897$$

$$\dot{m}_{gasesh} = (1 + AF_{real}) \cdot \dot{m}_{combh}$$

$$ex_{2h} = h_{2h} - h_{0;g} - T_0 \cdot (s_{2h} - s_{0;g})$$

$$\dot{P}_{elh} = 10$$

$$\dot{m}_{aref rh} = 0,55$$

Custo de produção de água fria

$$C_{afria} = \frac{I_{MA} \cdot f}{H \cdot x_{a30}} + CM_{MA} + C_{comb} \cdot \frac{y_{a3a}}{x_{a3a}}$$

$$CM_{MA} = \frac{10}{100} \cdot \frac{I_{MA} \cdot f}{H \cdot x_{a30}}$$

$$I_{MA} = 9000$$

$$delex_{1415} = h_{15} - h_{14} - T_0 \cdot (s_{15} - s_{14})$$

$$delex_{43} = h_3 - h_4 - T_0 \cdot (s_3 - s_4)$$

$$x_{a30} = 17,6$$

$$x_{a3a} = \dot{m}_{afria} \cdot delex_{1415}$$

$$y_{a3a} = \dot{m}_{gasesa} \cdot delex_{43}$$

$$\dot{m}_{afria} = \dot{m}_{15a}$$

$$\dot{m}_{15a} = 0,06678$$

$$C_{afriab} = \frac{I_{MA} \cdot f}{H \cdot x_{a30}} + CM_{MA} + C_{comb} \cdot \frac{y_{a3b}}{x_{a3b}}$$

$$x_{a3b} = \dot{m}_{afriab} \cdot delex_{1415}$$

$$y_{a3b} = \dot{m}_{gasesb} \cdot delex_{43}$$

$$\dot{m}_{afriab} = \dot{m}_{15b}$$

$$\dot{m}_{15b} = 0,07979$$

$$C_{afriac} = \frac{I_{MA} \cdot f}{H \cdot x_{a30}} + CM_{MA} + C_{comb} \cdot \frac{y_{a3c}}{x_{a3c}}$$

$$x_{a3c} = \dot{m}_{afriac} \cdot delex_{1415}$$

$$y_{a3c} = \dot{m}_{gasesc} \cdot delex_{43}$$

$$\dot{m}_{afriac} = \dot{m}_{15c}$$

$$\dot{m}_{15c} = 0,09915$$

$$C_{afriad} = \frac{I_{MA} \cdot f}{H \cdot x_{a30}} + CM_{MA} + C_{comb} \cdot \frac{y_{a3d}}{x_{a3d}}$$

$$x_{a3d} = \dot{m}_{afriad} \cdot delex_{1415}$$

$$y_{a3d} = \dot{m}_{gasesd} \cdot delex_{43}$$

$$\dot{m}_{afriad} = \dot{m}_{15d}$$

$$\dot{m}_{15d} = 0,10714$$

$$C_{afriae} = \frac{I_{MA} \cdot f}{H \cdot x_{a30}} + CM_{MA} + C_{comb} \cdot \frac{y_{a3e}}{x_{a3e}}$$

$$x_{a3e} = \dot{m}_{afriae} \cdot delex_{1415}$$

$$y_{a3e} = \dot{m}_{gasese} \cdot delex_{43}$$

$$\dot{m}_{afriae} = \dot{m}_{15e}$$

$$\dot{m}_{15e} = 0,11551$$

$$C_{afriaf} = \frac{I_{MA} \cdot f}{H \cdot x_{a30}} + CM_{MA} + C_{comb} \cdot \frac{y_{a3f}}{x_{a3f}}$$

$$x_{a3f} = \dot{m}_{afriaf} \cdot delex_{1415}$$

$$y_{a3f} = \dot{m}_{gasesf} \cdot delex_{43}$$

$$\dot{m}_{afriaf} = \dot{m}_{15f}$$

$$\dot{m}_{15f} = 0,14259$$

$$C_{afriag} = \frac{I_{MA} \cdot f}{H \cdot x_{a30}} + CM_{MA} + C_{comb} \cdot \frac{y_{a3g}}{x_{a3g}}$$

$$x_{a3g} = \dot{m}_{afriag} \cdot delex_{1415}$$

$$y_{a3g} = \dot{m}_{gasesg} \cdot delex_{43}$$

$$\dot{m}_{afriag} = \dot{m}_{15g}$$

$$\dot{m}_{15g} = 0,19796$$

$$C_{afriah} = \frac{I_{MA} \cdot f}{H \cdot x_{a30}} + CM_{MA} + C_{comb} \cdot \frac{y_{a3h}}{x_{a3h}}$$

$$x_{a3h} = \dot{m}_{afriah} \cdot delex_{1415}$$

$$y_{a3h} = \dot{m}_{gasesh} \cdot delex_{43}$$

$$\dot{m}_{afriah} = \dot{m}_{15h}$$

$$\dot{m}_{15h} = 0,22081$$

Custo Produção água quente

$$C_{aque1a} = \frac{I_{TC1} \cdot f}{H \cdot x_{a5a}} + CM_{TC1} + C_{comb} \cdot \frac{y_{a5a}}{x_{a5a}}$$

$$I_{TC1} = 200$$

$$CM_{TC1} = 0,000381$$

$$delex_{910} = h_{10} - h_9 - T_0 \cdot (s_{10} - s_9)$$

$$\dot{m}_{10a} = 0,1445$$

$$x_{a5a} = \dot{m}_{aque1a} \cdot delex_{910}$$

$$y_{a5a} = \dot{m}_{arefra} \cdot delex_{56a}$$

$$\dot{m}_{aque1a} = \dot{m}_{10a}$$

$$C_{aque1b} = \frac{I_{TC1} \cdot f}{H \cdot x_{a5b}} + CM_{TC1} + C_{comb} \cdot \frac{y_{a5b}}{x_{a5b}}$$

$$x_{a5b} = \dot{m}_{aque1b} \cdot delex_{910}$$

$$y_{a5b} = \dot{m}_{arefrb} \cdot delex_{56b}$$

$$\dot{m}_{aque1b} = \dot{m}_{10b}$$

$$\dot{m}_{10b} = 0,1819$$

$$C_{\text{aquente1c}} = \frac{I_{\text{TC1}} \cdot f}{H \cdot X_{\text{a5c}}} + CM_{\text{TC1}} + C_{\text{comb}} \cdot \frac{Y_{\text{a5c}}}{X_{\text{a5c}}}$$

$$X_{\text{a5c}} = \dot{m}_{\text{aquente1c}} \cdot \text{delex}_{910}$$

$$Y_{\text{a5c}} = \dot{m}_{\text{arefrc}} \cdot \text{delex}_{56c}$$

$$\dot{m}_{\text{aquente1c}} = \dot{m}_{10c}$$

$$\dot{m}_{10c} = 0,1791$$

$$C_{\text{aquente1d}} = \frac{I_{\text{TC1}} \cdot f}{H \cdot X_{\text{a5d}}} + CM_{\text{TC1}} + C_{\text{comb}} \cdot \frac{Y_{\text{a5d}}}{X_{\text{a5d}}}$$

$$X_{\text{a5d}} = \dot{m}_{\text{aquente1d}} \cdot \text{delex}_{910}$$

$$Y_{\text{a5d}} = \dot{m}_{\text{arefrd}} \cdot \text{delex}_{56d}$$

$$\dot{m}_{\text{aquente1d}} = \dot{m}_{10d}$$

$$\dot{m}_{10d} = 0,1793$$

$$C_{\text{aquente1e}} = \frac{I_{\text{TC1}} \cdot f}{H \cdot X_{\text{a5e}}} + CM_{\text{TC1}} + C_{\text{comb}} \cdot \frac{Y_{\text{a5e}}}{X_{\text{a5e}}}$$

$$X_{\text{a5e}} = \dot{m}_{\text{aquente1e}} \cdot \text{delex}_{910}$$

$$Y_{\text{a5e}} = \dot{m}_{\text{arefre}} \cdot \text{delex}_{56e}$$

$$\dot{m}_{\text{aquente1e}} = \dot{m}_{10e}$$

$$\dot{m}_{10e} = 0,1765$$

$$C_{\text{aquente1f}} = \frac{I_{\text{TC1}} \cdot f}{H \cdot X_{\text{a5f}}} + CM_{\text{TC1}} + C_{\text{comb}} \cdot \frac{Y_{\text{a5f}}}{X_{\text{a5f}}}$$

$$X_{\text{a5f}} = \dot{m}_{\text{aquente1f}} \cdot \text{delex}_{910}$$

$$Y_{\text{a5f}} = \dot{m}_{\text{arefrf}} \cdot \text{delex}_{56f}$$

$$\dot{m}_{\text{aquente1f}} = \dot{m}_{10f}$$

$$\dot{m}_{10f} = 0,158$$

$$C_{\text{aquente1g}} = \frac{I_{\text{TC1}} \cdot f}{H \cdot X_{\text{a5g}}} + CM_{\text{TC1}} + C_{\text{comb}} \cdot \frac{Y_{\text{a5g}}}{X_{\text{a5g}}}$$

$$X_{\text{a5g}} = \dot{m}_{\text{aquente1g}} \cdot \text{delex}_{910}$$

$$Y_{\text{a5g}} = \dot{m}_{\text{arefrg}} \cdot \text{delex}_{56g}$$

$$\dot{m}_{\text{aquente1g}} = \dot{m}_{10g}$$

$$\dot{m}_{10g} = 0,1585$$

$$C_{\text{aqueante1h}} = \frac{I_{\text{TC1}} \cdot f}{H \cdot x_{\text{a5h}}} + CM_{\text{TC1}} + C_{\text{comb}} \cdot \frac{y_{\text{a5h}}}{x_{\text{a5h}}}$$

$$x_{\text{a5h}} = \dot{m}_{\text{aqueante1h}} \cdot \text{delex}_{910}$$

$$y_{\text{a5h}} = \dot{m}_{\text{arefrh}} \cdot \text{delex}_{56h}$$

$$\dot{m}_{\text{aqueante1h}} = \dot{m}_{10h}$$

$$\dot{m}_{10h} = 0,1587$$

Cálculo di

$$C_{\text{aqueante2a}} = \frac{I_{\text{TC2}} \cdot f}{H \cdot x_{\text{b1a}}} + CM_{\text{TC2}} + C_{\text{comb}} \cdot \frac{y_{\text{b2a}}}{x_{\text{b1a}}}$$

$$I_{\text{TC2}} = 700$$

$$CM_{\text{TC2}} = 0,000381$$

$$x_{\text{b1a}} = \dot{m}_{13a} \cdot \text{delex}_{1312}$$

$$\text{delex}_{1312} = h_{13} - h_{12} - T_0 \cdot (s_{13} - s_{12})$$

$$y_{\text{b2a}} = \dot{m}_{\text{gasesa}} \cdot \text{delex}_{23}$$

$$\dot{m}_{13a} = 0,02704$$

$$C_{\text{aqueante2b}} = \frac{I_{\text{TC2}} \cdot f}{H \cdot x_{\text{b1b}}} + CM_{\text{TC2}} + C_{\text{comb}} \cdot \frac{y_{\text{b2b}}}{x_{\text{b1b}}}$$

$$x_{\text{b1b}} = \dot{m}_{13b} \cdot \text{delex}_{1312}$$

$$y_{\text{b2b}} = \dot{m}_{\text{gasesb}} \cdot \text{delex}_{23}$$

$$\dot{m}_{13b} = 0,03366$$

$$\text{delex}_{23} = h_2 - h_3 - T_0 \cdot (s_2 - s_3)$$

$$C_{\text{aqueante2c}} = \frac{I_{\text{TC2}} \cdot f}{H \cdot x_{\text{b1c}}} + CM_{\text{TC2}} + C_{\text{comb}} \cdot \frac{y_{\text{b2c}}}{x_{\text{b1c}}}$$

$$x_{\text{b1c}} = \dot{m}_{13c} \cdot \text{delex}_{1312}$$

$$y_{\text{b2c}} = \dot{m}_{\text{gasesc}} \cdot \text{delex}_{23}$$

$$\dot{m}_{13c} = 0,03637$$

$$C_{\text{aqueante2d}} = \frac{I_{\text{TC2}} \cdot f}{H \cdot x_{\text{b1d}}} + CM_{\text{TC2}} + C_{\text{comb}} \cdot \frac{y_{\text{b2d}}}{x_{\text{b1d}}}$$

$$x_{\text{b1d}} = \dot{m}_{13d} \cdot \text{delex}_{1312}$$

$$y_{\text{b2d}} = \dot{m}_{\text{gasesd}} \cdot \text{delex}_{23}$$

$$\dot{m}_{13d} = 0,03928$$

$$C_{\text{aqueate2e}} = \frac{I_{\text{TC2}} \cdot f}{H \cdot x_{b1e}} + CM_{\text{TC2}} + C_{\text{comb}} \cdot \frac{y_{b2e}}{x_{b1e}}$$

$$x_{b1e} = \dot{m}_{13e} \cdot \text{delex}_{1312}$$

$$y_{b2e} = \dot{m}_{\text{gasese}} \cdot \text{delex}_{23}$$

$$\dot{m}_{13e} = 0,0487$$

$$C_{\text{aqueate2f}} = \frac{I_{\text{TC2}} \cdot f}{H \cdot x_{b1f}} + CM_{\text{TC2}} + C_{\text{comb}} \cdot \frac{y_{b2f}}{x_{b1f}}$$

$$x_{b1f} = \dot{m}_{13f} \cdot \text{delex}_{1312}$$

$$y_{b2f} = \dot{m}_{\text{gasesf}} \cdot \text{delex}_{23}$$

$$\dot{m}_{13f} = 0,06764$$

$$C_{\text{aqueate2g}} = \frac{I_{\text{TC2}} \cdot f}{H \cdot x_{b1g}} + CM_{\text{TC2}} + C_{\text{comb}} \cdot \frac{y_{b2g}}{x_{b1g}}$$

$$x_{b1g} = \dot{m}_{13g} \cdot \text{delex}_{1312}$$

$$y_{b2g} = \dot{m}_{\text{gasesg}} \cdot \text{delex}_{23}$$

$$\dot{m}_{13g} = 0,07503$$

$$C_{\text{aqueate2h}} = \frac{I_{\text{TC2}} \cdot f}{H \cdot x_{b1h}} + CM_{\text{TC2}} + C_{\text{comb}} \cdot \frac{y_{b2h}}{x_{b1h}}$$

$$x_{b1h} = \dot{m}_{13h} \cdot \text{delex}_{1312}$$

$$y_{b2h} = \dot{m}_{\text{gasesh}} \cdot \text{delex}_{23}$$

$$\dot{m}_{13h} = 0,086694$$

valores com as letras a,b,c,d,e,f,g,h refrem-se respectivamente às rotações 1800, 2400, 2800, 3000, 3200, 4000, 5200, 6000.

Custo de manufatura exergética total

$$C_{\text{aqueatea}} = \frac{X_{a5a} \cdot C_{\text{aqueate1a}} + X_{b1a} \cdot C_{\text{aqueate2a}}}{X_{a5a} + X_{b1a}}$$

$$C_{\text{aqueateb}} = \frac{X_{a5b} \cdot C_{\text{aqueate1b}} + X_{b1b} \cdot C_{\text{aqueate2b}}}{X_{a5b} + X_{b1b}}$$

$$C_{\text{aqueatec}} = \frac{X_{a5c} \cdot C_{\text{aqueate1c}} + X_{b1c} \cdot C_{\text{aqueate2c}}}{X_{a5c} + X_{b1c}}$$

$$C_{\text{aqueated}} = \frac{X_{a5d} \cdot C_{\text{aqueate1d}} + X_{b1d} \cdot C_{\text{aqueate2d}}}{X_{a5d} + X_{b1d}}$$

$$C_{\text{aqueatee}} = \frac{X_{a5e} \cdot C_{\text{aqueate1e}} + X_{b1e} \cdot C_{\text{aqueate2e}}}{X_{a5e} + X_{b1e}}$$

$$C_{\text{aqueatef}} = \frac{X_{a5f} \cdot C_{\text{aqueate1f}} + X_{b1f} \cdot C_{\text{aqueate2f}}}{X_{a5f} + X_{b1f}}$$

$$C_{\text{aqueateg}} = \frac{X_{a5g} \cdot C_{\text{aqueate1g}} + X_{b1g} \cdot C_{\text{aqueate2g}}}{X_{a5g} + X_{b1g}}$$

$$C_{\text{aqueateh}} = \frac{X_{a5h} \cdot C_{\text{aqueate1h}} + X_{b1h} \cdot C_{\text{aqueate2h}}}{X_{a5h} + X_{b1h}}$$

$$C_{\text{Mexa}} = C_{\text{el}} + C_{\text{afria}} + C_{\text{aqueatea}}$$

$$C_{\text{Mexb}} = C_{\text{elb}} + C_{\text{afriab}} + C_{\text{aqueateb}}$$

$$C_{\text{Mexc}} = C_{\text{elc}} + C_{\text{afriac}} + C_{\text{aqueatec}}$$

$$C_{\text{Mexd}} = C_{\text{eld}} + C_{\text{afriad}} + C_{\text{aqueated}}$$

$$C_{\text{Mexe}} = C_{\text{ele}} + C_{\text{afriae}} + C_{\text{aqueatee}}$$

$$C_{\text{Mexf}} = C_{\text{elf}} + C_{\text{afriaf}} + C_{\text{aqueatef}}$$

$$C_{\text{Mexg}} = C_{\text{elg}} + C_{\text{afriag}} + C_{\text{aqueateg}}$$

$$C_{\text{Mexh}} = C_{\text{elh}} + C_{\text{afriah}} + C_{\text{aqueateh}}$$

Cálculo da Eficiência Exergética

$$E_{\text{ficexa}} = 1 - \frac{E_{\text{Da}}}{E_{\text{comb}}}$$

$$E_{\text{Da}} = -X_{a1a} - X_{a3a} - X_{a5a} - X_{b1a} + Y_{a1a} - X_{a4a}$$

$$E_{\text{comb}} = Y_{a1a}$$

$$X_{a4a} = \dot{m}_{\text{gasesa}} \cdot (h_4 - h_{0;g} - T_0 \cdot (s_4 - s_{0;g}))$$

$$E_{\text{ficexb}} = 1 - \frac{E_{\text{Db}}}{E_{\text{comb}}}$$

$$E_{\text{Db}} = -X_{a1b} - X_{a3b} - X_{a5b} - X_{b1b} + Y_{a1a} - X_{a4b}$$

$$X_{a4b} = \dot{m}_{\text{gasesb}} \cdot (h_4 - h_{0;g} - T_0 \cdot (s_4 - s_{0;g}))$$

$$\text{EfiC}_{\text{exc}} = 1 - \frac{E_{Dc}}{E_{\text{comb}}}$$

$$E_{Dc} = -x_{a1c} - x_{a3c} - x_{a5c} - x_{b1c} + y_{a1a} - x_{a4c}$$

$$x_{a4c} = \dot{m}_{\text{gasesc}} \cdot (h_4 - h_{0;g} - T_0 \cdot (s_4 - s_{0;g}))$$

$$\text{EfiC}_{\text{exd}} = 1 - \frac{E_{Dd}}{E_{\text{comb}}}$$

$$E_{Dd} = -x_{a1d} - x_{a3d} - x_{a5d} - x_{b1d} + y_{a1a} - x_{a4d}$$

$$x_{a4d} = \dot{m}_{\text{gasesd}} \cdot (h_4 - h_{0;g} - T_0 \cdot (s_4 - s_{0;g}))$$

$$\text{EfiC}_{\text{exe}} = 1 - \frac{E_{De}}{E_{\text{comb}}}$$

$$E_{De} = -x_{a1e} - x_{a3e} - x_{a5e} - x_{b1e} + y_{a1a} - x_{a4e}$$

$$x_{a4e} = \dot{m}_{\text{gasese}} \cdot (h_4 - h_{0;g} - T_0 \cdot (s_4 - s_{0;g}))$$

$$\text{EfiC}_{\text{exf}} = 1 - \frac{E_{Df}}{E_{\text{comb}}}$$

$$E_{Df} = -x_{a1f} - x_{a3f} - x_{a5f} - x_{b1f} + y_{a1a} - x_{a4f}$$

$$\text{EfiC}_{\text{exg}} = 1 - \frac{E_{Dg}}{E_{\text{comb}}}$$

$$E_{Dg} = -x_{a1g} - x_{a3g} - x_{a5g} - x_{b1g} + y_{a1a} - x_{a4g}$$

$$x_{a4g} = \dot{m}_{\text{gasesg}} \cdot (h_4 - h_{0;g} - T_0 \cdot (s_4 - s_{0;g}))$$

$$\text{EfiC}_{\text{exh}} = 1 - \frac{E_{Dh}}{E_{\text{comb}}}$$

$$E_{Dh} = -x_{a1h} - x_{a3h} - x_{a5h} - x_{b1h} + y_{a1a} - x_{a4h}$$

$$x_{a4h} = \dot{m}_{\text{gasesh}} \cdot (h_4 - h_{0;g} - T_0 \cdot (s_4 - s_{0;g}))$$

Solução

AF_esteq=15
AF_real=12,1
CMexa=0,2342
CMexb=0,2435
CMexc=0,2796
CMexd=0,2934
CMexe=0,3062
CMexf=0,3543
CMexg=0,4533
CMexh=0,4897
CM_MA=0,002027
CM_MG=0,0002816
CM_MGb=0,0002816
CM_MGc=0,0002816
CM_MGd=0,0002816
CM_MGe=0,0002816
CM_MGf=0,0002816
CM_MGg=0,0002816
CM_MGh=0,0002816
CM_TC1=0,000381
CM_TC2=0,000381
C_afria=0,05609
C_afriab=0,05556
C_afriac=0,05557
C_afriad=0,05557
C_afriae=0,05557
C_afriaf=0,05556
C_afriag=0,05557
C_afriah=0,05557
C_aquente1a=0,03425
C_aquente1b=0,03316
C_aquente1c=0,03322
C_aquente1d=0,03322
C_aquente1e=0,03329
C_aquente1f=0,0338
C_aquente1g=0,03377
C_aquente1h=0,03377
C_aquente2a=0,3299
C_aquente2b=0,2976
C_aquente2c=0,3243
C_aquente2d=0,319
C_aquente2e=0,2732
C_aquente2f=0,2334
C_aquente2g=0,2782
C_aquente2h=0,265
C_aquentea=0,08085
C_aquenteb=0,07446
C_aquentec=0,08236
C_aquented=0,08458

C_aquentee=0,08516
C_aquentef=0,09364
C_aquenteg=0,1123
C_aquenteh=0,1154
C_comb=0,02
C_el=0,09728
C_elb=0,1135
C_elc=0,1416
C_eld=0,1532
C_ele=0,1655
C_elf=0,2051
C_elg=0,2854
C_elh=0,3187
delex_1312=10,31
delex_1415=2,371
delex_23=204,4
delex_43=17,06
delex_56a=3,867
delex_56b=4,868
delex_56c=4,792
delex_56d=4,799
delex_56e=4,723
delex_56f=4,228
delex_56g=4,24
delex_56h=4,245
delex_910=10,31
e=0,8067
Efic_exa=0,2313
Efic_exb=0,2416
Efic_exc=0,2442
Efic_exd=0,2459
Efic_exe=0,2484
Efic_exf=0,2522
Efic_exg=0,2614
Efic_exh=0,2669
ex_2=243
ex_2b=244,5
ex_2c=244,9
ex_2d=244,9
ex_2e=245,3
ex_2f=246,5
ex_2g=246,6
ex_2h=245,2
ex_comb=44300
E_comb=53,03
E_Da=40,76
E_Db=40,22
E_Dc=40,08
E_Dd=39,99
E_De=39,86

E_Df=39,65
E_Dg=39,16
E_Dh=38,87
f=0,2774
H=7000
h_0_g=-1655
h_10=272,1 [kJ/kg]
h_12=104,8 [kJ/kg]
h_13=272,1 [kJ/kg]
h_14=104,8 [kJ/kg]
h_15=29,51 [kJ/kg]
h_2=-1084
h_2b=-1082
h_2c=-1081
h_2d=-1081
h_2e=-1081
h_2f=-1079
h_2g=-1079
h_2h=-1081
h_3=-1473
h_4=-1524
h_5=356 [kJ/kg]
h_5b=351,8 [kJ/kg]
h_5c=351,8 [kJ/kg]
h_5d=352,2 [kJ/kg]
h_5e=352,2 [kJ/kg]
h_5f=354,7 [kJ/kg]
h_5g=355,5 [kJ/kg]
h_5h=356 [kJ/kg]
h_6=378,2 [kJ/kg]
h_6b=379,9 [kJ/kg]
h_6c=379,5 [kJ/kg]
h_6d=379,9 [kJ/kg]
h_6e=379,5 [kJ/kg]
h_6f=379,1 [kJ/kg]
h_6g=379,9 [kJ/kg]
h_6h=380,3 [kJ/kg]
h_9=104,8 [kJ/kg]
h_CO2_0=-8942 [kJ/kg]
h_CO2_2=-8407 [kJ/kg]
h_CO2_2b=-8405 [kJ/kg]
h_CO2_2c=-8404 [kJ/kg]
h_CO2_2d=-8404 [kJ/kg]
h_CO2_2e=-8404 [kJ/kg]
h_CO2_2f=-8402 [kJ/kg]
h_CO2_2g=-8402 [kJ/kg]
h_CO2_2h=-8404 [kJ/kg]
h_CO2_3=-8783 [kJ/kg]
h_CO2_4=-8830 [kJ/kg]
h_H2Og_0=-13423 [kJ/kg]

h_H2O_2=-12393 [kJ/kg]
h_H2O_2b=-12388 [kJ/kg]
h_H2O_2c=-12387 [kJ/kg]
h_H2O_2d=-12387 [kJ/kg]
h_H2O_2e=-12386 [kJ/kg]
h_H2O_2f=-12383 [kJ/kg]
h_H2O_2g=-12382 [kJ/kg]
h_H2O_2h=-12386 [kJ/kg]
h_H2O_3=-13097 [kJ/kg]
h_H2O_4=-13189 [kJ/kg]
h_N2_0=0 [kJ/kg]
h_N2_2=553,8 [kJ/kg]
h_N2_2b=556 [kJ/kg]
h_N2_2c=556,6 [kJ/kg]
h_N2_2d=556,6 [kJ/kg]
h_N2_2e=557,2 [kJ/kg]
h_N2_2f=559 [kJ/kg]
h_N2_2g=559,1 [kJ/kg]
h_N2_2h=557,1 [kJ/kg]
h_N2_3=179,4 [kJ/kg]
h_N2_4=129,2 [kJ/kg]
h_O2_0=0 [kJ/kg]
h_O2_2=510,2 [kJ/kg]
h_O2_2b=512,3 [kJ/kg]
h_O2_2c=512,9 [kJ/kg]
h_O2_2d=512,9 [kJ/kg]
h_O2_2e=513,4 [kJ/kg]
h_O2_2f=515,1 [kJ/kg]
h_O2_2g=515,2 [kJ/kg]
h_O2_2h=513,3 [kJ/kg]
h_O2_3=161,2 [kJ/kg]
h_O2_4=115,4 [kJ/kg]
I_MA=9000
I_MG=2400
I_TC1=200
I_TC2=700
k=5
m_dot_10a=0,1445
m_dot_10b=0,1819
m_dot_10c=0,1791
m_dot_10d=0,1793
m_dot_10e=0,1765
m_dot_10f=0,158
m_dot_10g=0,1585
m_dot_10h=0,1587
m_dot_13a=0,02704
m_dot_13b=0,03366
m_dot_13c=0,03637
m_dot_13d=0,03928
m_dot_13e=0,0487

m_dot_13f=0,06764
m_dot_13g=0,07503
m_dot_13h=0,08669
m_dot_15a=0,06678
m_dot_15b=0,07979
m_dot_15c=0,09915
m_dot_15d=0,1071
m_dot_15e=0,1155
m_dot_15f=0,1426
m_dot_15g=0,198
m_dot_15h=0,2208
m_dot_afria=0,06678
m_dot_afriab=0,07979
m_dot_afriac=0,09915
m_dot_afriad=0,1071
m_dot_afriae=0,1155
m_dot_afriaf=0,1426
m_dot_afriag=0,198
m_dot_afriah=0,2208
m_dot_aquente1a=0,1445
m_dot_aquente1b=0,1819
m_dot_aquente1c=0,1791
m_dot_aquente1d=0,1793
m_dot_aquente1e=0,1765
m_dot_aquente1f=0,158
m_dot_aquente1g=0,1585
m_dot_aquente1h=0,1587
m_dot_arefra=0,55
m_dot_arefrb=0,55
m_dot_arefrc=0,55
m_dot_arefrd=0,55
m_dot_arefre=0,55
m_dot_arefrf=0,55
m_dot_arefrg=0,55
m_dot_arefrh=0,55
m_dot_comba=0,001197
m_dot_combb=0,001408
m_dot_combc=0,00175
m_dot_combd=0,001891
m_dot_combe=0,002039
m_dot_combf=0,002516
m_dot_combg=0,003494
m_dot_combh=0,003897
m_dot_gasesa=0,01568
m_dot_gasesb=0,01844
m_dot_gasesc=0,02293
m_dot_gasesd=0,02477
m_dot_gasese=0,02671
m_dot_gasesf=0,03296
m_dot_gasesg=0,04577

m_dot_gasesh=0,05105
M_T=28,71
n_CO2=8
n_H2O=9
N_H2OG=3,34
n_H2OL=5,66
n_N2=84,93
n_O2=10,1
n_P=112
PCI=44300
PT=101,3
P_CO2=7,234
P_dot_el=10
P_dot_elb=10
P_dot_elc=10
P_dot_eld=10
P_dot_ele=10
P_dot_elf=10
P_dot_elg=10
P_dot_elh=10
P_H2O=8,138
P_H2Og=3,02
P_H2Ol=5,118
P_N2=76,8
P_O2=9,133
P_vapor=3,17
q=1,12
r=12
s_0_g=6,993
s_10=0,8935 [kJ/kg-K]
s_12=0,3669 [kJ/kg-K]
s_13=0,8935 [kJ/kg-K]
s_14=0,3669 [kJ/kg-K]
s_15=0,1063 [kJ/kg-K]
s_2=8,094
s_2b=8,097
s_2c=8,097
s_2d=8,097
s_2e=8,098
s_2f=8,1
s_2g=8,101
s_2h=8,098
s_3=7,476
s_4=7,361
s_5=1,134 [kJ/kg-K]
s_5b=1,123 [kJ/kg-K]
s_5c=1,123 [kJ/kg-K]
s_5d=1,124 [kJ/kg-K]
s_5e=1,124 [kJ/kg-K]
s_5f=1,131 [kJ/kg-K]

s_5g=1,133 [kJ/kg-K]
s_5h=1,134 [kJ/kg-K]
s_6=1,196 [kJ/kg-K]
s_6b=1,201 [kJ/kg-K]
s_6c=1,199 [kJ/kg-K]
s_6d=1,201 [kJ/kg-K]
s_6e=1,199 [kJ/kg-K]
s_6f=1,198 [kJ/kg-K]
s_6g=1,201 [kJ/kg-K]
s_6h=1,202 [kJ/kg-K]
s_9=0,3669 [kJ/kg-K]
s_CO2_0=5,352 [kJ/kg-K]
s_CO2_2=6,364 [kJ/kg-K]
s_CO2_2b=6,367 [kJ/kg-K]
s_CO2_2c=6,368 [kJ/kg-K]
s_CO2_2d=6,368 [kJ/kg-K]
s_CO2_2e=6,368 [kJ/kg-K]
s_CO2_2f=6,371 [kJ/kg-K]
s_CO2_2g=6,371 [kJ/kg-K]
s_CO2_2h=6,368 [kJ/kg-K]
s_CO2_3=5,769 [kJ/kg-K]
s_CO2_4=5,664 [kJ/kg-K]
s_H2Og_0=12,09 [kJ/kg-K]
s_H2O1_0=0,3669 [kJ/kg-K]
s_H2O_2=13,61 [kJ/kg-K]
s_H2O_2b=13,62 [kJ/kg-K]
s_H2O_2c=13,62 [kJ/kg-K]
s_H2O_2d=13,62 [kJ/kg-K]
s_H2O_2e=89,78 [kJ/kg-K]
s_H2O_2f=13,62 [kJ/kg-K]
s_H2O_2g=13,62 [kJ/kg-K]
s_H2O_2h=13,62 [kJ/kg-K]
s_H2O_3=12,49 [kJ/kg-K]
s_H2O_4=12,29 [kJ/kg-K]
s_N2_0=6,915 [kJ/kg-K]
s_N2_2=7,985 [kJ/kg-K]
s_N2_2b=7,988 [kJ/kg-K]
s_N2_2c=7,988 [kJ/kg-K]
s_N2_2d=7,988 [kJ/kg-K]
s_N2_2e=7,989 [kJ/kg-K]
s_N2_2f=7,991 [kJ/kg-K]
s_N2_2g=7,992 [kJ/kg-K]
s_N2_2h=7,989 [kJ/kg-K]
s_N2_3=7,39 [kJ/kg-K]
s_N2_4=7,277 [kJ/kg-K]
s_O2_0=7,029 [kJ/kg-K]
s_O2_2=8,01 [kJ/kg-K]
s_O2_2b=8,013 [kJ/kg-K]
s_O2_2c=8,013 [kJ/kg-K]
s_O2_2d=8,013 [kJ/kg-K]

s_O2_2e=8,014 [kJ/kg-K]
s_O2_2f=8,016 [kJ/kg-K]
s_O2_2g=8,016 [kJ/kg-K]
s_O2_2h=8,014 [kJ/kg-K]
s_O2_3=7,455 [kJ/kg-K]
s_O2_4=7,353 [kJ/kg-K]
T0=25
T10=65
T12=25
T13=65
T14=25
T15=7
T2=541,1
T2b=543,1
T2c=543,6
T2d=543,6
T2e=544,1
T2f=545,7
T2g=545,8
T2h=544
T3=197
T4=149
T5=85
T5b=84
T5c=84
T5d=84,1
T5e=84,1
T5f=84,7
T5g=84,9
T5h=85
T6=90,3
T6b=90,7
T6c=90,6
T6d=90,7
T6e=90,6
T6f=90,5
T6g=90,7
T6h=90,8
T9=25
T_0=298,2
x_a1a=10
x_a1aa=33,77
x_a1b=10
x_a1ba=33,77
x_a1c=10
x_a1ca=33,77
x_a1d=10
x_a1da=33,77
x_a1e=10
x_a1ea=33,77

x_a1f=10
x_a1fa=33,77
x_a1g=10
x_a1ga=33,77
x_a1h=10
x_a1ha=33,77
x_a21a=3,811
x_a21c=5,614
x_a21d=6,067
x_a21e=6,552
x_a21f=8,124
x_a21g=11,29
x_a21h=12,52
x_a2a=2,127
x_a2b=2,677
x_a2b1=4,51
x_a2c=2,636
x_a2d=2,639
x_a2e=2,597
x_a2f=2,326
x_a2g=2,332
x_a2h=2,335
x_a30=17,6
x_a3a=0,1583
x_a3b=0,1891
x_a3c=0,235
x_a3d=0,254
x_a3e=0,2738
x_a3f=0,338
x_a3g=0,4693
x_a3h=0,5234
x_a4a=0,3378
x_a4b=0,3973
x_a4c=0,4938
x_a4d=0,5336
x_a4e=0,5754
x_a4f=0,71
x_a4g=0,9859
x_a4h=1,1
x_a5a=1,49
x_a5b=1,875
x_a5c=1,846
x_a5d=1,849
x_a5e=1,82
x_a5f=1,629
x_a5g=1,634
x_a5h=1,636
x_b1a=0,2788
x_b1b=0,347
x_b1c=0,375

x_b1d=0,405
x_b1e=0,5021
x_b1f=0,6973
x_b1g=0,7735
x_b1h=0,8938
x_bar_CO2=0,07141
x_bar_H2O=0,08034
x_bar_H2Og=0,02981
x_bar_H2Ol=0,05052
x_bar_N2=0,7581
x_bar_O2=0,09015
x_CO2=0,1095
x_H2O=0,05041
x_H2Og=0,01871
x_H2Ol=0,0317
x_N2=0,7397
x_O2=0,1005
y_a1a=53,03
y_a1b=62,37
y_a1c=77,53
y_a1d=83,77
y_a1e=90,33
y_a1f=111,5
y_a1g=154,8
y_a1h=172,6
y_a3a=0,2675
y_a3b=0,3146
y_a3c=0,3911
y_a3d=0,4226
y_a3e=0,4557
y_a3f=0,5622
y_a3g=0,7808
y_a3h=0,8709
y_a5a=2,127
y_a5b=2,677
y_a5c=2,636
y_a5d=2,639
y_a5e=2,597
y_a5f=2,326
y_a5g=2,332
y_a5h=2,335
y_b2a=3,206
y_b2b=3,771
y_b2c=4,687
y_b2d=5,064
y_b2e=5,461
y_b2f=6,738
y_b2g=9,357
y_b2h=10,44

ANEXO B – Normas de correção de potência de motores

POTÊNCIA CORRIGIDA

A potência de um motor está relacionada com as condições atmosféricas ambientes, sendo variáveis importantes: a pressão barométrica, a umidade do ar e a temperatura ambiente, devendo ser por isso submetida a um fator de correção (Heywood,1988).

1.Pressão Barométrica

Esta variável interfere diretamente no rendimento volumétrico e, por conseqüência, na potência, isto é, quanto menor for a pressão barométrica menor será a potência observada no motor. Essa interferência deve-se ao fato de que em grandes alturas o ar se torna mais rarefeito, diminuindo sua densidade.

O coeficiente de correção, devido à pressão, é dado pela seguinte forma:

$$K_b = \frac{P_r}{P_i} \quad (\text{B.1})$$

onde

K_b = coeficiente de correção da pressão barométrica;

P_r = pressão barométrica de referência;

P_i = pressão barométrica indicada.

A potência corrigida em função da pressão será:

$$Ne_{cb} = Ne.K_b \quad (\text{B.2})$$

onde,

Ne_{cb} = potência corrigida em função da pressão barométrica;

N_e = potência efetiva.

2. Teor de umidade do ar

Considerando-se somente a umidade relativa do ar, teoricamente podemos dizer que a potência do motor é inversamente proporcional à umidade relativa do ar, isto é, quando a umidade cresce, a potência deve diminuir, entretanto a água presente no ar atua como aditivo antidetonante e multiplicador da taxa de compressão.

O coeficiente de correção da potência em função da umidade relativa do ar é dado por

$$K_a = \frac{P_i}{P_i - Ur.P_{vs}} \quad (\text{B.3})$$

onde,

K_a = coeficiente de correção da potência em função da umidade relativa do ar (padrão $Ur=0\%$);

Ur = umidade relativa do ar;

P_{vs} = pressão de vapor saturado;

P_i = pressão barométrica indicada.

A potência corrigida em função da umidade relativa do ar é dada pela expressão

$$N_{e_{ca}} = N_e.K_a \quad (\text{B.4})$$

onde,

$N_{e_{ca}}$ = potência corrigida em função da umidade do ar;

N_e = potência efetiva;

K_a = fator de correção.

3. Temperatura ambiente

O aumento de temperatura para uma mesma pressão atmosférica acarreta um aumento de volume do ar a ser aspirado, diminuindo sua densidade e, por conseguinte o rendimento volumétrico.

A correção é dada por:

$$K_t = \frac{\sqrt{273+t_a}}{\sqrt{273+t_r}} \quad (\text{B.5})$$

onde

K_t = potência corrigida em função do ar;

t_a = temperatura do ar aspirado;

t_r = temperatura de referência.

Analisando a equação (B.5), observa-se que quanto menor a temperatura do ar aspirado, maior será a potência fornecida pelo motor. Entretanto, essa temperatura está limitada a um valor ideal (aproximadamente 15°C).

A potência corrigida em função da temperatura, pode ser obtida de:

$$Ne_{ct} = Ne.K_t \dots \quad (\text{B.6})$$

onde,

Ne_{ct} = potência corrigida em função da temperatura;

Ne = potência efetiva;

K_t = coeficiente de correção devido à temperatura.

4. Potência totalmente corrigida

A correção total da potência é feita aplicando-se os fatores multiplicativos mostrados acima:

$$Ne_c = Ne(K_b + K_a + K_t) \quad (\text{B.7})$$

5. Normas de correção da potência

Como a potência de um motor é influenciada pelas condições ambientais do local onde ele trabalha, foram criadas certas normas que estabelecem as condições ambientais padrão e tipos de acessórios a serem montados. As normas mais utilizadas são: SAE, DIN, CUNA e ABNT.

A norma SAE se divide em dois grupos, segundo o tipo de acessórios e condições atmosféricas a que está sujeito o motor durante os testes. São elas SAE (líquida) e SAE (Bruta).

A SAE (líquida) estabelece as seguintes condições padrões:

- Temperatura ambiente de 29,4 °C;
- Pressão barométrica de 746,25 mmHg;
- pressão de vapor de 9,65 mmHg.

Acessórios que não são utilizados no motor durante os testes:

- Filtro de ar;
- Ventilador de refrigeração;
- Silencioso;
- Alternador ou dínamo (deve ser montado no motor, mas não gerar corrente)
-

SAE (Bruta) – estabelece as mesmas condições atmosféricas da SAE (líquida), sendo que o motor deve funcionar com todos os acessórios.

A norma DIN (Deutsche Industrie Normen), é uma norma alemã que estabelece que o motor deve ser testado nas mesmas condições de como é montado no veículo, isto é, com ventilador, tubo de descarga completo e demais acessórios de utilização:

- Temperatura padrão = 20° C;
- Pressão barométrica padrão = 0,1 MPa.

A norma CUNA (Commissione Técnica Unificazione Automobile) estabelece que o motor deve ser testado nas mesmas condições em que é montado no veículo, sem o ventilador e o silencioso, Condições padrão:

- Pressão barométrica = 0,1 MPa;
- Temperatura ambiente = 15°C.

A norma ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas), como a norma SAE, está dividida em ABNT (Líquida) e ABNT (Bruta). A ABNT (Líquida) estabelece que o motor deve funcionar com os seguintes acessórios: tubo de descarga, silencioso, filtro de ar, gerador com carga e ventilador. A ABNT (Bruta) diz que o motor deve funcionar sem silencioso, gerador sem carga, sem ventilador e filtro de ar (opcional)

NORMA NBR ISSO 1585/96

Essa norma tem como finalidade a padronização dos testes de motores para aplicações em veículos rodoviários, tirando-se a potência líquida do mesmo. Ela se aplica aos motores de combustão interna utilizados para a propulsão de veículos de passageiros ou carga, bem como outros veículos automotores, excluindo motocicletas, motonetas e tratores agrícolas, normalmente trafegando em rodovias e incluídos em uma das seguintes categorias:

- Motores alternativos de combustão interna (ignição por centelha ou por compressão), mas excluindo motores de pistão livre;
- Motores de pistões rotativos.

Esses motores podem ser naturalmente aspirados ou sobrealimentados, usando um sobrealimentador mecânico ou turbocompressor (veículos rodoviários – código de ensaio de motores – potência líquida efetiva – ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas, Junho/1996).

Essa norma prevê muitos itens padrões para ensaios, como as condições ambientes, as posições dos sensores de leitura, tolerâncias de leitura, etc., como segue:

Posição do acelerador ou bomba injetora (p/motores diesel) : plenamente acionado;

Dados de desempenho: devem ser obtidos sob condições estabilizadas de operação, com fornecimento de ar fresco para o motor;

Temperatura do ar de admissão: deve ser medida a até 0,15m a montante do conduto de admissão do ar. O termômetro ou termopar deve ser isolado do calor radiante e localizado diretamente na corrente de ar;

Pressão absoluta na entrada de ar do motor: deve ser medida a jusante do compressor e do trocador de calor. Se montados, deve ser medida no coletor de admissão e em qualquer outro ponto onde a pressão tenha que ser mantida para calcular os fatores de correção;

Temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor: deve ser mantida dentro de $\pm 5\text{K}$ da temperatura mais alta controlada termostaticamente. Caso não esteja especificada, considerar 353 K, $\pm 5\text{K}$;

Esses itens, acrescidos de outros encontrados na Norma, são de fundamental importância para determinar os fatores de correção da potência, devidos “à temperatura e pressão.

1. Para motores de ignição por centelha naturalmente aspirados e sobrealimentados

$$\alpha_a = \left(\frac{99}{P_d}\right)^{1,2} \cdot \left(\frac{T}{298}\right)^{0,6} \quad (\text{B.8})$$

onde

α_a = fator de correção

T = temperatura absoluta em Kelvin, na entrada do motor,

P_d = pressão atmosférica seca em kPa, isto é, pressão barométrica total menos a pressão de vapor de água;

Esta equação aplica-se quando

$$0,93 \leq \alpha_a \leq 1,07 \quad (\text{B.9})$$

Se os limites forem excedidos, o valor corrigido de ensaio deve ser apresentado com as condições de pressão e temperatura devidamente declaradas no relatório de ensaio.