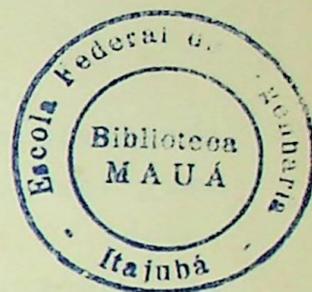


TESE

646

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO



" COGERAÇÃO INDUSTRIAL : UMA ABORDAGEM
TERMODINÂMICA E COMPUTACIONAL DE CICLOS A VAPOR "

ROLANDO NONATO DE OLIVEIRA LIMA

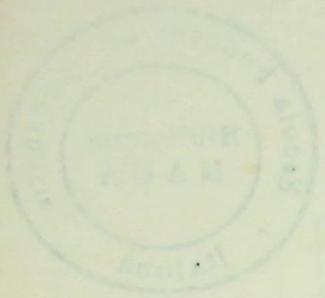
ORIENTADOR :

PROF. DR. LUIZ AUGUSTO HORTA NOGUEIRA

ITAJUBÁ - MG

1991

CLASS 620.91:536.4:519.6.001.8(043.2)
CUTT. 1732e
FORM NO 646



RESUMO

A cogeração vem mostrando um crescimento acentuado na última década pois, efetivamente tem demonstrado ser uma tecnologia bastante adequada ao melhor uso das fontes energéticas disponíveis, principalmente em se tratando de combustíveis nobres como os fósseis. Procura-se no presente trabalho efetuar uma análise termodinâmica e computacional de ciclos a vapor aplicados em esquemas de cogeração. O enfoque tradicional de avaliação de tais ciclos é o uso da 1^a Lei da Termodinâmica e dos balanços energéticos para sua caracterização. Sendo assim, passa-se em revista as técnicas tradicionais de avaliação considerando os métodos mais largamente utilizados para tanto. Alguns parâmetros tais como taxas trabalho-calor e fator de utilização de combustível surgem como destaque de tais enfoques. O que se pretende é redefini-los usando enfoque de 2^a Lei ou exergético. Faz-se então uma análise exergética minuciosa das turbinas a vapor aplicadas em esquemas de cogeração e, chega-se aos parâmetros redefinidos.

Na sequência desenvolve-se o software COGENVAP com a finalidade de mapear as instalações de vapor com o enfoque pretendido. São obtidas curvas típicas dessas instalações para condições variáveis do vapor e das turbinas envolvidas. Procura-se com isso caracterizar a melhor consistência daqueles parâmetros quando utilizados sob enfoque de 2^a Lei ou exergético.

ABSTRACT

Cogeneration shows a big growth during the last decade since it has proved to be a suitable technology for the best use of energetical inputs, mainly in the event of combustibles such as fossil fuels. The aim of this work is to make a thermodynamics and computational analysis of steam power plants applied in cogeneration, using the Second Law of Thermodynamics. The traditional approach of vapor cogeneration systems is to make use of First Law of Thermodynamics and energy balances in order to ensure their analysis. For this reason, a revision of traditional technics is made taking into account the largest used methods of evaluation. Some parameters, such as power-heat ratio and fuel utilization factor, arise as the prominence of these approaches. So, the main purpose is to redefine these parameters using the Second Law of Thermodynamics, that is, the exergetic approaches. Then, a detailed exergetic analysis of steam cycles applied in Cogeneration is made and the parameters are redefined.

In the sequence, a software named COGENVAP is made and applied to steam cogeneration systems, whose objective is to detail these installations using the Second Law approach. So, one gets typical curves to show the best consistence of those parameters when they are defined under the Second Law viewpoint.

A G R A D E C I M E N T O S

São bem poucas as chances de se conhecer a pessoa certa (na hora e local apropriados) capaz de transformar idéias e pretensões em realidade e objetivos alcançáveis. Ao MESTRE Luiz Augusto Horta Nogueira o reconhecimento por isto.

A paciência e dedicação de certas pessoas privando-se de determinadas coisas para que outras consigam seus intentos é admirável e reconfortante. À Dulce Miriam, Fernanda e Rafael os méritos dessa tarefa.

Presteza, solicitude, educação no trato e cortesia caracterizam sempre aqueles que primam pelo bem servir. Aos funcionários dos diversos setores da Escola Federal de Engenharia de Itajubá (Xerox, Biblioteca, Secretarias e outros) que demonstraram esse espírito durante minha estada nessa Instituição um sincero e cordial abraço de reconhecimento.

C O N T E Ú D O

Resumo	I
Abstract	II
Agradecimentos	III
Conteúdo	IV
Lista de Tabelas	VI
Lista de Figuras	VII
Lista de Símbolos	IX
Capítulo 1 - Introdução	1
Capítulo 2 - Histórico, Evolução e Perspectivas	5
Capítulo 3 - Conceitos Ligados à Cogeração	11
Capítulo 4 - Análise Termodinâmica dos Ciclos de Cogeração - - Os Métodos de Avaliação	
4.1 - Introdução	25
4.2 - A Abordagem Exergética	26
Capítulo 5 - Discussão sobre os Métodos de Avaliação	
5.1 - Considerações Iniciais	34
5.2 - O Método dos Equivalentes	34
5.3 - O Método da Eficácia	40
5.3.1 - Método do FUF	40
5.3.2 - Método da eficiência elétrica	40
5.4 - Outros Métodos	43
5.5 - O Método Exergético	44
5.5.1 - Eficiência exergética	45
5.5.2 - Perturbação da eficiência	46
5.5.3 - Irreversibilidades relativas	47
5.6 - Cotejo dos Métodos em relação ao Exergético	47
5.7 - Resumo	55
Capítulo 6 - O Método Exergético e as Instalações de Cogeração a Vapor	57

6.1 - Introdução	57
6.2 - As Turbinas a Vapor	57
6.3 - Análise Termodinâmica de Instalações a Contrapressão	57
6.3.1 - Caldeira	58
6.3.2 - As Turbinas de Contrapressão	63
6.3.2.1 - Balanço energético	64
6.3.2.2 - Balanço exergético	64
6.3.3 - Os Consumidores Térmicos	67
6.3.4 - O Trabalho de Bombeamento	70
6.4 - Análise Termodinâmica Planta de Extração/ Condensação	77
6.4.1 - Análise da Turbina	77
6.4.2 - Consumidores Térmicos da Planta de Extração/Condensação	80
6.4.3 - O Trabalho de Bombeamento	81
6.5 - Considerações Adicionais sobre Turbinas a Vapor Aplicadas em Esquemas de Cogeração	85
6.5.1 - Planta convencional	86
6.5.2 - Planta Contrapressão	89
6.5.3 - Planta Extr./Cond	93
6.5.4 - Comentários Adicionais	96
6.6 - Simulação Computacional	100
Capítulo 7 - Conclusões e Sugestões	108
Apêndices	
A - Fluxograma do Software " COGENVAP "	113
B - Entradas Típicas	116
C - Saídas Típicas	119
Bibliografia	123

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	- Valores Típicos de Taxas Térmicas	18
Tabela 2	- Valores Típicos de β para Cogeração	19
Tabela 3	- Performances Típicas de Ciclos Altos	23
Tabela 4	- Resumo de Resultados	39
Tabela 5	- Os Métodos do FUF e η_{eL}	42
Tabela 6	- A Alternativa de POLSKY	43
Tabela 7	- Parâmetros do Vapor e o valor de A	61
Tabela 8	- Relação η_{ex} / η_{en}	61
Tabela 9	- Eficiências de Bombeamento	73
Tabela 10	- Exemplo de dados de Bombeamento	84
Tabela 11	- Dados de Referência para Simulação	100
Tabela 12	- Dados dos Arranjos Simulados	101

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	- Processos Industriais de Combustão	2
Figura 2	- Esquema Geral de Cogeração	11
Figura 3	- Ciclos Altos e Baixos com e sem Cogeração ...	13
Figura 4	- Configurações de Ciclos Altos e Baixos	14
Figura 5	- Ciclo Combinado Típico	15
Figura 6	- Sistemas de Cogeração	17
Figura 7	- Geração de Calor e Trabalho	21
Figura 8	- Demanda Elétrica/Térmica Típica EUA	24
Figura 9	- Definição de Eficiência 1 ^a Lei	25
Figura 10	- O Enfoque de Primeira Lei	26
Figura 11	- O Enfoque de Segunda Lei	27
Figura 12	- Os Enfoques de 1 ^a e 2 ^a Leis	27
Figura 13	- Análise exergética da Turbina	28
Figura 14	- Processos de Cogeração	35
Figura 15	- Relação entre energias/equivalentes	35
Figura 16	- Configuração do estudo de KELLER	39
Figura 17	- Processos Básicos de Conversão	46
Figura 18	- Visão exergética da sub-região B	49
Figura 19	- Processos de troca Térmica	52
Figura 20	- Instalação de Contrapressão	58
Figura 21	- Diagrama T-S representativo	58
Figura 22	- Volume de Controle para Caldeiras	59
Figura 23	- Diagrama T-S representativo	62
Figura 24	- Turbina de Contrapressão	63
Figura 25	- Diagrama T-S representativo	63
Figura 26	- Fatores que Penalizam Turbinas	66
Figura 27	- Relação η_{ex}/η_{en} em função de r/i	67
Figura 28	- Instalação de Contrapressão - Cons. Térm. ...	68
Figura 29	- Exergia dos Consumidores Térmicos	70
Figura 30	- Seção de Bombeamento - Contrapressão	70
Figura 31	- Fatores que penalizam Bombeamento	73
Figura 32	- A Impossibilidade de $X_{BCP} = Y_{BCP}$	74
Figura 33	- O resultado do uso de η_T ou η_{ex_T}	76
Figura 34	- Instalação de Extração/Condensação	77

Figura 35 - Penalidades da planta Extr./ Condens.	79
Figura 36 - Expansão na Turbina Extr. / Condens.	80
Figura 37 - Consumidores Térmicos - planta Extr./Cond. ...	80
Figura 38 - Bombeamento - planta Extr./Condens.	81
Figura 39 - Os fatores X_{BEC} e Y_{BEC} no Bombeamento	82
Figura 40 - Instalação Convencional	86
Figura 41 - Instalação Contrapressão - Simplificada	90
Figura 42 - Instalação Extr./Cond. - Simplificada	93
Figura 43 - O Enfoque energético de SCHWARZENBACH	93
Figura 44 - Seção de Condens. Simulada como Unidade	94
Figura 45 - Turbina de Contrapressão - Cond. G1	102
Figura 46 - Turbina de Contrapressão - Cond. G2	102
Figura 47 - Turbina de Contrapressão - Cond. G3	103
Figura 48 - Turbina de Contrapressão - Cond. G4	103
Figura 49 - Turbina Extr./Condens. - Cond. G1	104
Figura 50 - Turbina Extr./Condens. - Cond. G2	104
Figura 51 - Turbina Extr./Condens. - Cond. G3	105
Figura 52 - Turbina Extr./Condens. - Cond. G4	105

LISTA DE SÍMBOLOS

(...) - inteiros entre parêntesis referem-se a número das equações

[...] - inteiros entre colchetes indicam referências bibliográficas

a_n - exergia específica no ponto "n" ("n" \rightarrow n° inteiro)
para sistema fechado

$a_{\text{índice}}$ - exergia específica de um dado tipo (índice \rightarrow c = consumida, u = útil, a = ambiente, etc...) associada a sistemas fechados

E - energia na forma mais geral

C_0 - velocidade em relação ao referencial inercial

E_a - energia nas condições ambientais

E_c - energia consumida

E_n - entrada energética no ponto "n" ("n" \rightarrow n° inteiro)

\dot{E}_{NTP} - energia térmica potencial ou teórica

\dot{E}_{NTR} - energia térmica recuperada

\dot{E}_{Nu} - energia não utilizável (resíduo energético)

E_p - energia perdida

E_q - equivalente associado a uma dada forma de energia segundo

E_u - energia utilizável ou útil

Ex_c - exergia cinética (efeitos de variação de velocidade) em volume de controle

\dot{Ex}_e - fluxo de entrada exergética (volume de controle)

Ex_f - exergia física (mudanças de estado) em volume de controle

Ex_n - entrada exergética no ponto "n" ("n" \rightarrow n^o inteiro)

Ex_{Nu} - exergia não utilizada

Ex_p - exergia potencial gravitacional em volume de controle

Ex_q - exergia química (transformações e reações químicas) em VC

\dot{Ex}_s - fluxo de saída exergética (volume de controle)

\dot{Ex}^T - exergia térmica (volume de controle)

Ex^T - exergia térmica referida a um sistema fechado

\dot{Ex}_{cald}^T - parcela de exergia perdida em caldeiras por fluxo de calor KOTAS [29]

\dot{Ex}_{Tcond} - exergia térmica da parcela condensada - planta extração/condensação

\dot{Ex}_{Tf} - exergia térmica potencial ou teórica de uma dada fonte

\dot{Ex}_{TP} - exergia térmica potencial de turbinas (teórica ou ideal)

\dot{Ex}_{TR} - exergia térmica recuperada em processos (real)

\dot{Ex}_{Tu} - exergia térmica de um dado usuário

Ex_u - exergia utilizada

e_q - índice indicador do equivalente associado a uma dada forma energética ($e_q = e$, $e_q = ex$, $e_q = m$, etc... onde e = energia, ex = exergia, m = monetário, etc...)

ex - exergia específica em volume de controle

exc - exergia específica do combustível

$ex_{\text{índice}}$ - exergia específica de cada tipo anterior em VC (índice $\rightarrow c$ = consumida, u = útil, a = ambiente, etc...)

$FUC_{ex_{lc}}$ - fator de utilização de combustível - instalação convencional (enfoque de 1^a Lei)

$FUC_{ex_{cp}}$ - fator de utilização de combustível - instalação contrapressão (enfoque de 2^a Lei)

$FUC_{ex_{EC}}$ - fator de utilização de combustível - planta de extração/condensação (enfoque de 2^a Lei)

$FUC_{ex_{lc}}$ - fator de utilização de combustível - instalação convencional (enfoque de 2^a Lei)

FUF - fator de utilização de combustível POLSKY [33], TRICK [9]

h - entalpia específica

$h_{\text{índice}}$ - entalpia específica (índice $\rightarrow f$ = estado final real; n° inteiro; s = isentrópico; etc...)

i - irreversibilidade em volume de controle (taxa de variação)

IC - instalação convencional

I , I_{rr} - irreversibilidade (parcela irrecuperável da exergia)

i - irreversibilidade específica

índice RT - recuperação térmica

\dot{m} - vazão em massa (taxa de variação)

\dot{m}_c - vazão em massa de combustível na instalação convencional
(índice 1 = seção CALOR; índice 2 = seção POTÊNCIA)

\dot{m}_{c1} - entrada de combustível da seção CALOR na instalação convencional

\dot{m}_{c2} - entrada de combustível da seção POTÊNCIA na instalação convencional

\dot{m}_{cp} - vazão em massa de combustível - planta de contrapressão

\dot{m}_{ec} - vazão em massa de combustível - planta extração/condensação

$\dot{m}_{ic} = (\dot{m}_{c1} + \dot{m}_{c2})$ - entrada total de combustível da instalação convencional

\dot{m}_v - vazão em massa de vapor

N - total de energia elétrica (mecânica) gerada POLSKY [33]

P - potência da planta convencional e de contrapressão - SCHWARZENBACH [34]

PC - processo de conversão

PCI - poder calorífico inferior do combustível

PCP - planta de contrapressão

PEC - planta de extração/condensação

P_w - potência da planta extração/condensação - SCHWARZENBACH [34]

- Q_f - energia térmica consumida POLSKY [33]
- Q_{fo} - parcela de combustível associada à produção de energia elétrica na cogeração POLSKY [33]
- Q_{ft} - parcela de combustível associada à produção de calor na cogeração POLSKY [33]
- Q_H - calor disponível para a seção condensação (1^a Lei) - planta extração/condensação
- Q_P - calor perdido nas caldeiras via fluxo KOTAS [29]
- Q_r - fluxo de energia térmica na região "r" de um volume de controle (taxa de variação)
- Q_r - troca de calor numa dada região "r" de um sistema fechado (massa de controle)
- Q_t - calor de processo produzido na cogeração POLSKY [33]
- q_{vc} - calor por unidade de massa em volume de controle
- SC - superfície de controle
- SF - sistema fechado
- SK - relação Potência/Calor - SCHWARZENBACH [34]
- S_{ko} - relação P/H para seção condensação (1^a Lei) - SCHWARZENBACH [34] - turbina extração/condensação
- s - entropia específica
- T_f - temperatura de uma dada fonte térmica
- T_m - temperatura média

T_o - temperatura da vizinhança ou ambiente relativo a um volume de controle

T_p - temperaturas em locais das perdas das caldeiras

T_r - temperatura local de uma dada região "r"

T_{sat} - temperatura de saturação

T_u - temperatura do usuário

VC - volume de controle

\dot{W}_B - potência de bombeamento

W_B - trabalho específico de bombeamento

W_L - trabalho líquido

W_{Max} - exergia térmica (volume de controle)

W_{REST} - trabalho necessário para restaurar condições anteriores

W_a - potência no eixo (ideal ou isentrópica)

W_{tr} índice - trabalho de expansão em turbinas (índice = n° inteiro
 → trabalho real; índice = "a" → trabalho ideal ou isentrópico)

W_x - potência no eixo real

W_{xcond} - potência da seção de condensação

$W_{x.extr}$ - potência da seção de extração

$W_{x_{TEC}}$ - potência total da planta extração/condensação
 ($W_{x_{TEC}} = W_{x.extr.} + W_{xcond}$)

XBCP - penalidade de bombeamento na instalação de contrapressão
(1^a lei)

XBCP - penalidade de bombeamento específica na instalação de
contrapressão (1^a lei)

XBEC - penalidades de bombeamento na instalação de contrapressão
(1^a Lei)

XTCP - penalidades energéticas em turbinas de contrapressão

XTEC - penalidade de turbinas extração/condensação (1^a Lei)

XTEC - penalidade específica de turbinas extração/condensação
(1^a Lei)

YBCP - penalidade de bombeamento na instalação de contrapressão
(2^a lei)

YBEC - penalidades de bombeamento na instalação de contrapressão
(2^a Lei)

YTCP - penalidades exergeticas em turbinas de contrapressão

YTEC - penalidade de turbinas extração/condensação (2^a Lei)

YTEC - penalidade específica de turbinas extração/condensação
(2^a Lei)

Z₀ - altura em relação ao referencial inercial

α - fator de utilização de combustível (1^a Lei) - SCHWARZENBACH
[34]

α indice - parcelas extraídas locais (indice $\rightarrow n^{\circ}$ inteiro)

β - taxa P/H (relação Potência/Calor)

β_{en} - taxa P/H (relação Potência/Calor) - enfoque de 1^a Lei

β_{ex} - taxa P/H (relação Potência/Calor) - enfoque de 2^a Lei

$\beta_{ex, extr.}$ - taxa P/H da seção de extração

$\beta_{ex, TEC}$ - taxa P/H da planta de extração/condensação como um todo

Δ_{ex} - salto exergetico

Δh - salto entálpico

Δh_s - salto entálpico isentrópico

ΔP - potência produzida na seção condensação (1^a Lei) - SCHWARZENBACH [34] - turbina extração/condensação

$[\Delta S]_{sistema isolado}$ - variação de entropia do universo (universo no sentido termodinâmico)

η - eficiência de 1^a Lei

η_B - eficiência de bombeamento (1^a Lei)

η_{BK} - eficiência térmica do ciclo (1^a Lei) - SCHWARZENBACH [34]

$\eta_{BK, cond.}$ - eficiência 1^a Lei da seção condensação - planta extração/condensação

η_b - eficiência de caldeira POLSKY [33]

η_{ic} - eficiência de ciclo térmico (1^a Lei) - seção POTÊNCIA - instalação convencional

$\eta_{CTex\ cond}$ - eficiência exergética da seção de condensação

η_{el} - eficiência elétrica POLSKY [33]

η_{en} - eficiência energética (1^a Lei); eficiência de caldeiras (1^a Lei)

$\eta_{en_{cp}}$ - eficiência energética da caldeira - planta de contrapressão (1^a Lei)

$\eta_{en_{EC}}$ - eficiência energética da caldeira - planta de extração/condensação

$\eta_{en_{ic}}$ - eficiência energética (1^a Lei) da seção CALOR - instalação convencional

η_{ex} - eficiência de 2^a Lei

η_{ex} - eficiência exergética (2^a Lei) KOTAS [29]

η_{ex_B} - eficiência de bombeamento (2^a Lei)

$\eta_{ex_{cp}}$ - eficiência energética da caldeira - planta de contrapressão (2^a Lei)

$\eta_{ex_{CT}}$ - eficiência de ciclo térmico (2^a Lei) - seção POTÊNCIA - instalação convencional

$\eta_{ex_{EC}}$ - eficiência exergética da caldeira - planta de extração/condensação

$\eta_{ex_{ic}}$ - eficiência exergética (2^a Lei) da seção CALOR - instalação convencional

η_{ex_T} - eficiência de turbinas (2^a Lei)

η_K - eficiência de caldeira - (1^a Lei) - SCHWARZENBACH [34]

η_T - eficiência de turbinas (1^a Lei)

η_t - fator de utilização de combustível ou eficiência térmica global POLSKY [33]

η_v - coeficiente de eficiência global KELLER [32]

η_{va} - coeficiente de eficiência específica KELLER [32]

η_{vaa} - coeficiente de eficiência seletiva de um dado equivalente consumo Eqc KELLER [32]

μ_{eq} - parâmetro configurador de balanços de equivalentes segundo KELLER [32]

ν - volume específico

Φ_c - calor da condensação na planta extração/condensação (1^a Lei)-

Φ_w - calor útil gerado - SCHWARZENBACH [34]

Φ_{zu} - entrada térmica da planta - SCHWARZENBACH [34]

φ - relação exergia / poder calorífico (para um dado combustível)

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO:

Na utilização dos recursos naturais o homem conta com o apoio essencial dos processos energéticos, para as diversas transformações físicas e químicas requeridas em busca de bem estar e poder. E foi também da Natureza que se obtiveram e se obtém as fontes primárias de energia como a força dos ventos, das águas e a radiação solar. Uma forma muito importante de energia primária é constituída pelo grupo dos combustíveis, pois desde tempos imemoriais tais substâncias se prestam ao fornecimento de calor e, mais recentemente de energia mecânica e eletricidade através de ciclos térmicos apropriados. É inerente aos processos de utilização de combustíveis a existência de perdas de calor normalmente referidas como calor rejeitado.

Pode-se avaliar a qualidade de um fluxo de calor a partir de seu nível de temperatura. Ou seja, energia térmica a uma temperatura mais alta é dita de maior qualidade, seja porque permite maior produção de trabalho, seja porque permite maior fluxo nos processos de transferência de calor. Além disso a variação da qualidade do calor rejeitado nos diversificados processos industriais de queima, é um fator marcante de diferenciação entre as parcelas rejeitadas. Há um complexo variado de rotas tecnológicas a partir dos processos de combustão que geram formas utilizáveis de energia e, a parcela inevitável de calor rejeitado. A figura 1 a seguir mostra de forma diagramática tais assertivas. Em geral os processos industriais utilizam combustíveis (na grande maioria dos casos, fósseis) para atender suas necessidades térmicas e utilizam energia elétrica fornecida por concessionárias para atendimento de outras demandas. A produção de calor atende às mais variadas aplicações, que tanto podem ser do tipo direto como indireto e, ocorre sempre rejeição de parcela apreciável dessa forma energética. Isto é, há uma parcela do conteúdo térmico da combustão sistematicamente dissipada que contribue unicamente para o aumento da entropia do planeta, o que evidentemente não é um bom uso desse potencial energético. Caso se utilizasse esses "subprodutos" energéticos poderíamos tornar tais

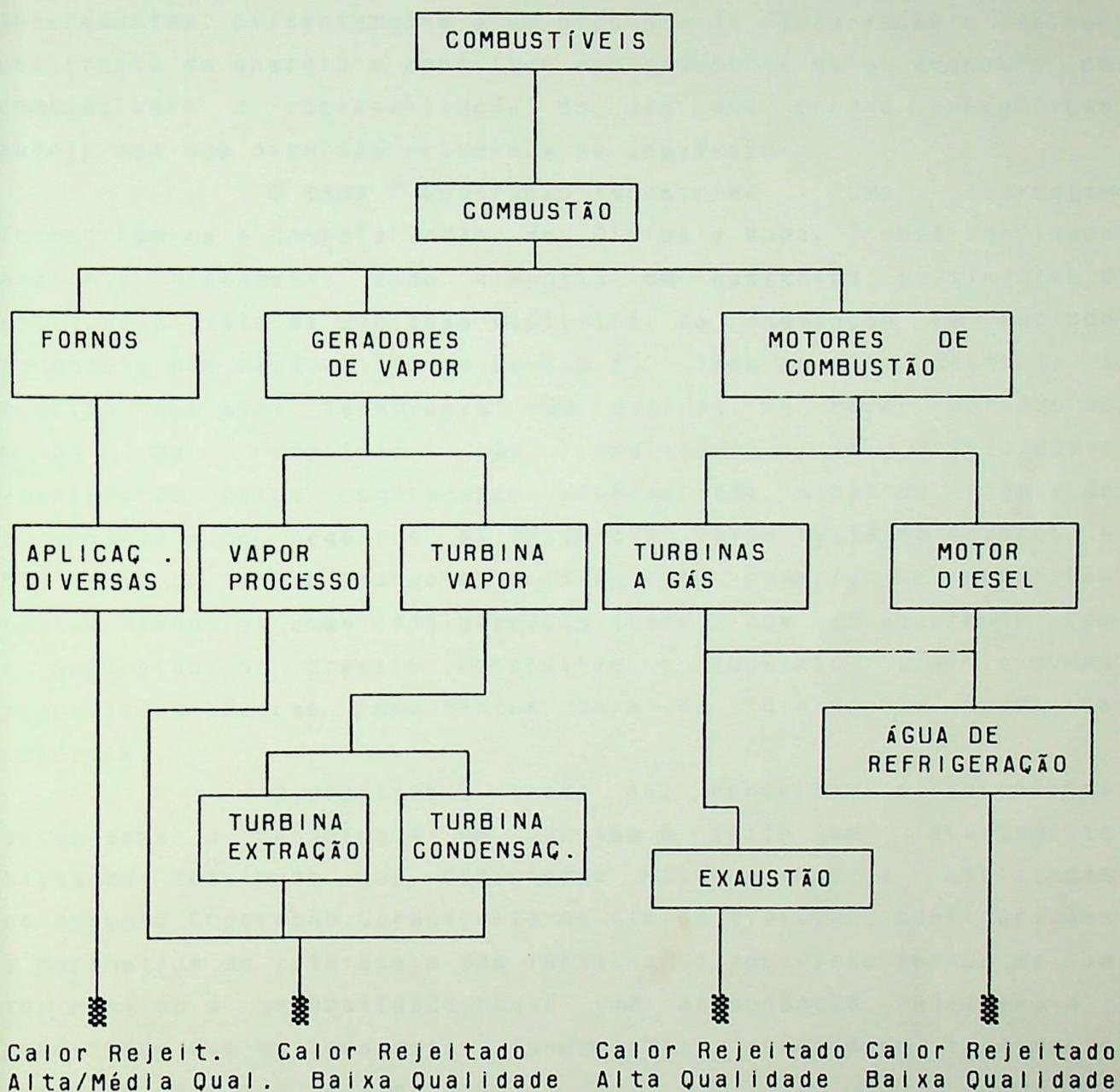


Fig. 01 - Processos industriais de combustão e rejeição de calor
Adaptado de [1].

resíduos cada vez mais "frios" e extrair energia utilizável para propósitos mais "nobres". Evidentemente que, conforme foi dito antes, a qualidade do calor rejeitado varia largamente desde níveis inferiores até aqueles mais apreciáveis. A cogeração se vale desse resíduo e em termos genéricos transforma esse calor rejeitado numa fonte de energia para processos de conversão

subsequentes. Evidentemente é um processo de conservação e melhor utilização de energia e contribue decididamente para economia de combustíveis e racionalização do uso das formas energéticas envolvidas nos diversos processos de conversão

O tema " Cogeração Industrial : Uma Abordagem Termodinâmica e Computacional de Ciclos a Vapor " será analisado aqui e, o tratamento dado disposto em capítulos pertinentes. O capítulo 2 trata da evolução histórica da cogeração em período recente e num cenário típico, os E.U.A. . Isso permite destacar a atenção que essa tecnologia vem obtendo no maior mercado do mundo . No capítulo são analisadas as dificuldades encontradas pelos cogeneradores considerando aspectos legais, de engenharia e de negócios .As restrições foram bastante severas e não houve um início tranquilo e calmo como poderia se supor. São feitas também algumas considerações sobre o que vem ocorrendo com a Cogeração no Brasil. Conclui-se o capítulo com algumas observações básicas importantes para se iniciar no mundo da cogeração.

O capítulo 3 trata dos conceitos e definições associados à tecnologia em questão. É feito um levantamento bastante detalhado das definições mais comuns e utilizadas no assunto Cogeração. Caracteriza-se ciclos típicos , configurações e parâmetros de referência das instalações possíveis. Apesar de se ter mantido a generalidade, houve uma abrangência considerável, permitindo que os conceitos fundamentais recebessem tratamento adequado para sua explicitação.

O capítulo 4 introduz os conceitos fundamentais ao tratamento exergetico da cogeração. Analisá-se os conceitos de eficiência de 1^a e 2^a Lei e, faz-se um tratamento básico da exergia enfocando sistemas fechados ("massa de controle") e abertos (volume de controle). É o patamar inicial para se entender as avaliações posteriores dos ciclos de cogeração encontrados em uso.

No capítulo 5 são apresentados diversos métodos de avaliação em prática com os respectivos parâmetros associados. Essa revisão é necessária pois, ao avaliar plantas típicas recorre-se a alguns desses métodos no tratamento considerado. É feita uma extensão comparando esses métodos com o enfoque exergetico a ser

adotado aqui. A partir das discussões feitas conclui-se que há três grandes critérios fundamentais para análise da cogeração: o termodinâmico; o econômico ou financeiro e, o ecológico. Constitui escopo do presente trabalho o tratamento exergético do primeiro deles.

O capítulo 6 faz uma análise minuciosa das configurações de cogeração a vapor utilizando e comparando conceitos de 1^a e 2^a Leis. São avaliadas as turbinas de extração/condensação e as de contrapressão. A análise abarca, numa primeira etapa, as irreversibilidades típicas dessas instalações. Em seguida são feitas considerações adicionais estabelecendo-se dois parâmetros com enfoque exergético para avaliação das mesmas. Os parâmetros redefinidos são mais consistentes e, traça-se curvas típicas de desempenho das configurações básicas comparando-as às curvas de uma instalação convencional (geração separada) em condições variadas, com dados obtidos através do software COGENVAP desenvolvido com essa finalidade. Esses parâmetros guardam relações estreitas com a taxa trabalho/calor e, com o fator de utilização de combustível. A contribuição consiste em tratá-los do ponto de vista exergético e, avaliá-los através da simulação computacional procurando um indicador de sensibilidade dos mesmos.

O capítulo 7 trata das conclusões e sugestões obteníveis a partir do tratamento dado. Procura-se reforçar ali a necessidade do uso de parâmetros exergéticos no uso da análise termodinâmica bem como a extensão do tratamento feito a ciclos a gás e ciclos combinados. Tenta-se ainda sugerir possíveis arranjos computacionais básicos para futuros refinamentos e aplicações. Discute-se também a possibilidade de se comparar efeitos clássicos de melhora de ciclos (regeneração, reaquecimento, resfriamento intermediário, etc...) com o uso da cogeração combinada a esses arranjos.

Com essa disposição acredita-se ter conseguido uma forma adequada de tratamento do tema sob o título proposto e, espera-se que a colocação das idéias na forma em que estão contribua como suporte para compreensão do assunto tratado.

CAPÍTULO 2 - HISTÓRICO, EVOLUÇÃO E PERSPECTIVAS :

Praticada no início do século nos E.U.A. com nomes diversos e, também, em alguns países europeus, a cogeração sofreu um rápido declínio após a II Grande Guerra. Problemas de legislação, preço de combustíveis, barateamento das tarifas energéticas das grandes concessionárias, condições de disputa de mercado (concessionárias se opondo a que "terceiros" se metessem nos "seus" negócios), restrições em fornecer e/ou pagar por potência adicional vendida e/ou comprada dos cogeradores, foram os fatores que na grande maioria dos casos inibiram seu desenvolvimento. Assim, a concepção "moderna" de cogeração só veio a ser estabelecida a partir do momento em que se foram eliminando essas barreiras, e, mais especificamente nos E.U.A., a partir do momento em que a vizinhança de uma crise energética (1973) levou o governo americano de então a iniciar a formulação de políticas adequadas de forma a reverter esse estado de coisas. Respondendo ao ceticismo generalizado com relação à política energética da nação, a administração Carter desenvolveu um Plano Energético Nacional no final dos anos 70. Para os cogeradores surgiu o Public Utility Regulatory Policy Act - PURPA, aprovado no Congresso em 1978. Criava-se assim um mercado convidativo para os interessados em cogeração, pois as concessionárias eram obrigadas a se interligar aos cogeradores qualificados pela Federal Energy Regulatory Commission - FERC - uma associação de normas que definia os parâmetros necessários para se ter o status de cogerador. Em linhas bastante genéricas o PURPA definia que as concessionárias eram obrigadas a comprar o excedente energético das cogeradoras a um preço denominado "avoided costs", isto é, o custo marginal da concessionária para compra ou produção daquela eletricidade. Além disso, as concessionárias ficaram proibidas de sobretaxar qualquer demanda adicional por parte dos cogeradores, ou seja, ficou proibida a prática de uma política de preços discriminatória. A FERC estabeleceu normas para utilização de energia térmica e, padrões separados de eficiência no caso de combustíveis nobres tais como óleo ou gás natural. Além disso,

definiu os parâmetros para os ciclos bottoming ou topping (ver conceitos e definições). Apesar de aparentemente simples as coisas não se deram sem atritos e contramarchas. Para entender o que se sucedeu é necessário avaliar a cogeração sobre dois aspectos: o aspecto de engenharia e o aspecto dos negócios, MAKANSI [2].

Do ponto de vista de engenharia as coisas são extremamente claras visto que a cogeração não é uma tecnologia nova e muito menos vem sendo um revolucionador de tecnologias apesar de estar desenvolvendo novidades, como por exemplo os leitos fluidizados. Mas, na maioria das vezes, o processo de se projetar um sistema de cogeração consiste basicamente em combinar a tecnologia existente e já disponível em sistemas de potência economicamente ajustados às demandas térmica e elétrica de uma dada aplicação, considerando os combustíveis disponíveis.

Do lado dos negócios, as coisas se complicam. Conforme dito anteriormente, o PURPA disparou o mercado potencial dos negócios de cogeração. Antes do PURPA a cogeração era econômica em muitos poucos casos, pois havia a produção de um excedente elétrico em relação à demanda térmica que não podia ser negociado a preços compensadores. Mas, a legislação em muitos casos foi atacada pelas concessionárias de energia elétrica alegando que elas estavam sendo obrigadas a subsidiar os cogeneradores às custas do contribuinte. Muitas delas, inclusive, se mostraram temerosas com relação a posição de seus negócios no mercado de ações e ao comportamento de seus acionistas. Três chegaram às vias de fato e processaram a FERC: American Electric Power Comp., Consolidated Edison Co. de Nova Iorque e, Colorado UTE Electric ASSN. [5]. A Suprema Corte Americana deu-lhes negativo por oito votos a um, contra um ganho de causa anterior na Corte Americana de Apelos. O episódio deixou claro para muitos a fragilidade da legislação governamental. Além disso a legislação da FERC sofreu mudanças diversas no período e, no "vergonhoso" (sic) caso da ALCON [2] houve o posicionamento contra os locadores e arrendatários de plantas energéticas no sentido de não considerá-los como beneficiários da política de preços "iguais" para demandas elétricas adicionais de suas instalações. As políticas de taxas de incentivos e de sistemas de amortização também se mostraram frágeis.

Do lado dos combustíveis nobres (óleo e gás natural) cujos custos crescentes, ou pelo menos a tendência de permanecer em patamares elevados, foram um dos fatores a impulsionar as ações em direção à cogeração, o quadro se modificou substancialmente: os preços do óleo vinham flutuando e não havia nenhuma evidência de que os preços do gás tendiam a tomar um perfil definido no cenário norte-americano. Uma coisa pelo menos ficou clara: as previsões pessimistas sobre os preços desses combustíveis não se confirmaram exatamente e, após as crises acontecidas ficou mais difícil lidar com tais eventos. Pelo menos no tocante a esse ítem as pressões não são tão evidentes como se supunha e, há um elevado grau de incerteza quando se considera esse parâmetro como fator principal na decisão de se investir ou não em cogeração devido ao comportamento perturbado do mercado. A tendência atual é de alta, mas sem um rumo claro e definido.

Do lado das concessionárias e apesar da legislação estabelecida houve um despertar e reação para os "intrusos" que queriam se meter em "seus negócios". Em algumas áreas dos E.E.U.U. já se notou políticas de baixar preço de tarifas para desincentivar os cogeradores potenciais; em outras, passou-se a pagar os pequenos produtores convencionais de energia elétrica ou incentivou-se tais produtores desestimulando a cogeração.

Problemas ambientais, principalmente os associados às emissões de turbinas a gás e motores Diesel, também constituem barreiras significativas, pois os equipamentos de controle de emissão são geralmente caros e penalizam os investimentos em cogeração de forma bastante acentuada. Em alguns casos já se consegue controles baratos e adequados como nos leitos fluidizados e nos sistemas de injeção de vapor (Cheng Cycle).

Do lado positivo a cogeração começou a desenvolver tecnologias alternativas e equipamentos cada vez mais flexíveis no sentido de queimar combustíveis menos nobres e evitar problemas de agressão ao ambiente. O uso de resíduos e gás de lixo produzido nas zonas urbanas, resíduos de minas de carvão, subprodutos de petróleo, biodigestão de efluentes aquosos (provenientes de uso industrial e esgotos), llixívia negra [17] de fábricas de papel, cascas de arroz oriundas dessa cultura, resíduos de madeira e etc, tem trazido dois benefícios

extremamente positivos: queima de combustíveis baratos e a eliminação dos problemas ambientais gerados quando da rejeição desses resíduos (problemas de estocagem, manuseio, etc).

Outro aspecto a ser considerado é que os sistemas de cogeração são eficientes quando comparados à geração isolada convencional. A título de ilustração pode-se mostrar que a usina termelétrica convencional (usando uma caldeira de alta pressão para produzir vapor destinado a um grupo turbina-gerador) consome o equivalente a um barril de óleo para produzir 600 KWh de eletricidade, enquanto que uma de baixa-pressão, destinada a produzir vapor de processo, usa o equivalente a 2.25 barris para produzir 3850 kg de vapor (esses dados são valores médios). Um sistema de cogeração que produza essas mesmas saídas energéticas - 600 KWh e 3850 kg de vapor de processo - usando um ciclo topping consumirá cerca de 2.75 barris do mesmo óleo. Tem-se aí um ganho real de $(1 + 2.25) - (2.75) = 0.5$ barril.

Além disso os altos custos de instalação de novas plantas geradoras convencionais de grande porte (problemas de economia de escala tornam uma instalação desse tipo viável ou não) associadas a introdução de grandes quantidades energéticas à capacidade instalada continuam a fazer a cogeração mais atrativa, pois plantas de cogeração podem adicionar potência em incrementos menores e podem entrar em operação em tempo extremamente mais curto (dependendo do tamanho, em 1 ou 2 anos). Além disso possuem elevadas taxas térmicas, 4220 a 5274 kJ/KWh, comparadas às taxas típicas das centrais convencionais, em média 10549 kJ/KWh (heat rate ou consumo específico de calor).

No Brasil a Cogeração é praticamente restrita aos setores açucareiro e papel/celulose, com uma potência instalada ao redor de 1700 MW, sem contudo existir operação interligada com as concessionárias. Recentemente surgiram algumas tentativas no sentido de se estimular a cogeração, bem como algumas experiências no sentido de implantá-la. SADY [25] e outros alertam para a importância de se ter em conta tal tecnologia na composição do "mapa" energético do país. Faz algumas considerações sobre as tecnologias disponíveis com comparações básicas iniciais entre as diversas opções possíveis e, cita o caso específico da central de utilidades da Copene em Camaçari, em estudos de implantação com

queima de madeira pulverizada. Ademais, alerta para o potencial do uso de carvão em Santa Catarina como um dos possíveis candidatos a ter associado sistemas de cogeração. KRAUSE, NOGUEIRA e outros [48] apresentam um breve resumo do histórico e evolução da cogeração no mundo e tecem algumas considerações específicas ao caso brasileiro. Alertam para o "deficit" energético do país em futuro bastante próximo e para a cogeração como elemento básico na formulação de planejamentos energéticos. A seguir, destacam o papel importante do gás natural como fonte de cogeração e as tecnologias associadas passíveis de utilização. Discutem aspectos institucionais básicos do país e, complementam com considerações de ordem econômica. Pode ser citada a experiência de cogeração na indústria alcooleira do país acontecida na Destilaria Alcídia em Teodoro Sampaio, SP [57]. Utilizou-se uma usina piloto tendo o bagaço de cana como fonte de combustível. Evento semelhante ocorreu através da CHESF usando biomassa além do bagaço de cana. Uma das restrições sérias ao projeto Alcídia foi o sistema de tarifas não compensador para o sistema de cogeração. O estudo prevê novas fases do projeto que podem tornar o processo compensador. Tem-se do texto a impressão de que um dos equívocos do projeto é se ater ao atendimento exclusivo da concessionária o que não é um bom caminho para o cogerador conforme demonstra a própria história americana.

Grande parte das considerações feitas aqui se limitaram à evolução histórica da cogeração nos E.E.U.U.. Evidentemente que tal fato poderia ser limitador à sua generalização para outros cenários. Mas, por outro lado, ganha-se bastante com sua apresentação, pois é uma história real e serve como marco orientador para os possíveis problemas que possam surgir no desenvolvimento de tal tecnologia. Como os E.U.A. vem sendo o grande investidor nessa área justifica-se o ganho de experiência ali obtido como referencial para interessados potenciais.

Qualquer que seja a perspectiva do cogerador em potencial, a partir dos dados vistos e considerações levantadas, fica patente um certo conjunto de regras do jogo que podem mapear o sucesso de sua investida:

a) Ater-se ao dimensionamento do sistema visando primordialmente

às necessidades térmicas ao invés da extração máxima de potência que seja economicamente possível de obter, e, com atenção aos padrões estabelecidos em legislação:

b) Fazer levantamentos os mais precisos possíveis das necessidades termo/elétricas da instalação evitando o suporte das concessionárias para possíveis fluxos de renda via venda de excedentes elétricos;

c) Fugir da competição direta com as concessionárias evitando o excedente energético obtenível caso se adotasse a visão do item (b), isto é, geração adicional de potência que viria a aumentar o montante já ajustado;

d) Localização onde os custos energéticos da concessionária sejam elevados; possíveis contratos de longo-prazo devem ser estudados e aceitos nas ocasiões em que a concessionária se manifeste favorável e aceite o excedente elétrico da cogeração;

e) Procurar tecnologias adaptáveis a combustíveis baratos; sistemas de alta flexibilidade em relação a combustíveis tendo em conta a disponibilidade e evolução de custos dos mesmos; sistemas de taxa de eficiência mais elevada do que as da concessionária e que estejam, de preferência, já aprovados e com confiabilidade estabelecida.

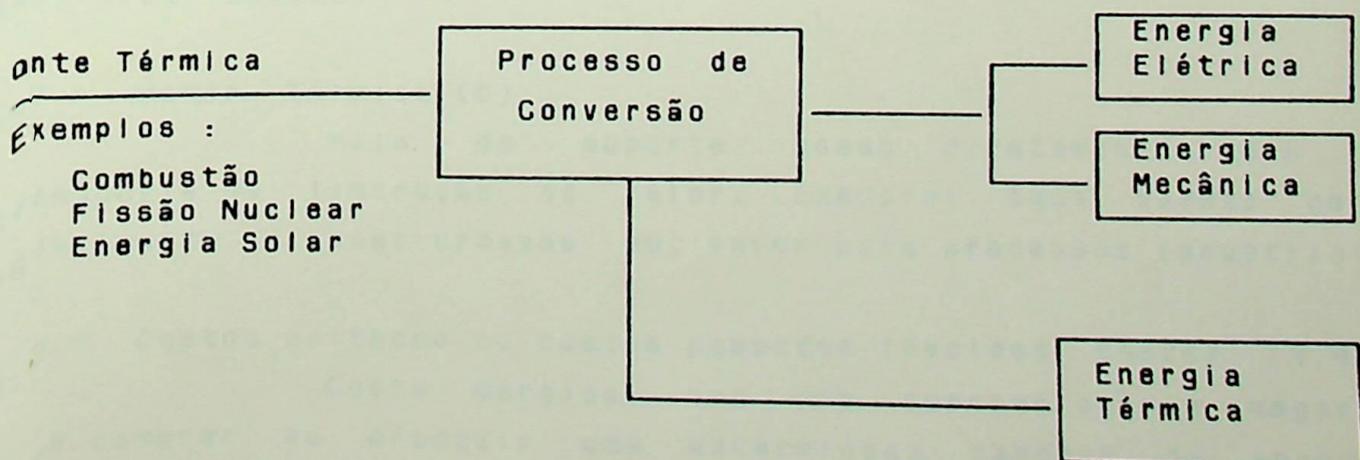
Essas considerações são feitas levando em conta uma história típica de um dado contexto, mas de forma alguma elas não deixam de ser extrapoláveis. Qualquer um com um pouco de sensibilidade e acurácia percebe que são extremamente válidas mas que, evidentemente, não se pode perder de vista que são apenas um roteiro inicial e, digamos assim, "bruto", para orientações prévias. Além disso, tem-se buscado desenvolver trabalhos dentro das condições brasileiras buscando fundamentar as possíveis tentativas de incursão no assunto enfocado, podendo-se citar as contribuições de BALESTIERI [58], [61], SILVEIRA [59] e, WALTER [60].

APÍTULO 3 - CONCEITOS LIGADOS À COGERAÇÃO:

Com o advento e progresso da Cogeração surgiram alguns conceitos novos e a reutilização de alguns conceitos antigos. De forma a dar uma visão bastante geral sobre esses conceitos faz-se, nessa altura, uma coletânea dos mesmos. Procurou-se atentar para o significado mais geral e mais utilizado na literatura de cogeração o que evidentemente os liga ao uso mais consagrado nessa área. Em alguns casos será usada a terminologia inglesa usual e consagrada.

3.1 - Cogeração:

Há várias definições de cogeração mas aquela que parece ser a de cunho mais geral e abrangente é a que se segue: "geração de potência (energia) elétrica/mecânica e térmica combinadas a partir de um processo qualquer de conversão energética tendo uma fonte combustível ou similar como base primordial". Por que essa é a mais genérica e abrangente? Por várias razões: não há nenhuma referência a ciclos específicos, equipamentos e afins; insiste-se no fato que as saídas energéticas (térmica/mecânica e elétrica) são obtidas a partir de um processo qualquer de conversão envolvendo combustíveis ou similares, o que torna amplos tanto o processo como os combustíveis.



2 - Esquema de Cogeração - Definição Geral

3.2 - Energia Primária (raw energy) [6]:

Forma na qual a energia é encontrada na natureza, por exemplo, carvão, óleo, gás natural, quedas hidráulicas, energia nuclear (na forma de energia térmica bruta liberada num reator), lignita, madeira, biomassa, radiação solar, vento, ondas e marés, energia geotérmica, etc...

3.3 - Energia Secundária [6]:

Energia obtida pela conversão de energia primária numa outra forma energética ou mesmo pela conversão de uma fonte de energia secundária. Exemplo: produtos obtidos de óleo mineral (óleos para aquecimento, óleos combustíveis), eletricidade oriunda de queda hidráulica, hidrogênio, água quente (para aquecimento por exemplo, ou mesmo para banhos) etc...

3.4 - Energia Liberada ou Energia Comercial [6]:

A energia imediatamente disponível antes do uso pelo consumidor final. A energia trabalhada e colocada em forma utilizável.

3.5 - Energia Utilizada ou consumida [6]:

Energia gasta pelo usuário final para atender às suas necessidades. Exemplo: calor, trabalho, processos químicos, luz (radiação).

3.6 - Vetor Energético [6]:

Energia na sua forma material. Exemplo: óleo, gás, eletricidade.

3.7 - Vetor Térmico [6]:

Melo de suporte usado diretamente para o transporte ou liberação de calor. Exemplo: água quente para aquecimento de zonas urbanas ou, vapor para processos industriais

3.8 - Custos evitados ou custos poupados (Avoided costs) [3,4]:

Custo marginal que uma concessionária pagaria para comprar ou produzir uma determinada parcela de energia elétrica adicional.

3.9 - Ciclos altos (Topping Cycles) [1]:

Ciclo de cogeração que produz primeiro a energia elétrica/mecânica e usa o calor remanescente para processos industriais, aquecimento central, ou mesmo produção de energia elétrica adicional. Esse ciclo exige o consumo adicional de combustível (vide fig. 3). É o mais largamente utilizado.

3.10 - Ciclos baixos (Bottoming Cycle) [1]:

A energia térmica de alta temperatura é produzida primeiro (típico das indústrias que necessitam de energia térmica nobre) e o resíduo térmico (ou energia térmica pobre) é usado em recuperadores de calor p/ produção de vapor que acionará a turbina a vapor acoplada ao gerador produzindo, assim, energia elétrica/mecânica. Esse ciclo leva a vantagem de não necessitar de combustível adicional além daquele que atende sua demanda térmica como se observa nas figuras. 3 e 4 abaixo:

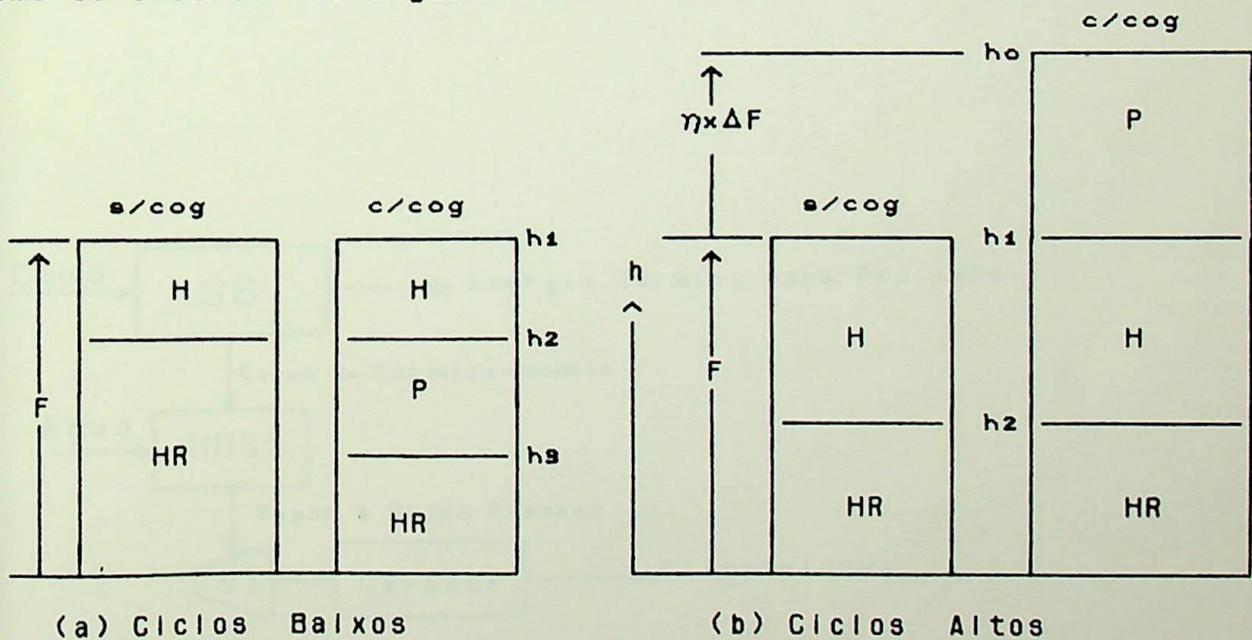


Fig.3 - Ciclos Baixos e Altos com e sem Cogeração [1]

Legenda : h_0 - entalpia na entrada do ciclo alto

h_1 - entalpia do calor de processo (entrada)

h_2 - entalpia do calor de processo (saída)

h_3 - entalpia na saída do ciclo baixo

H - calor de processo

HR - calor rejeitado

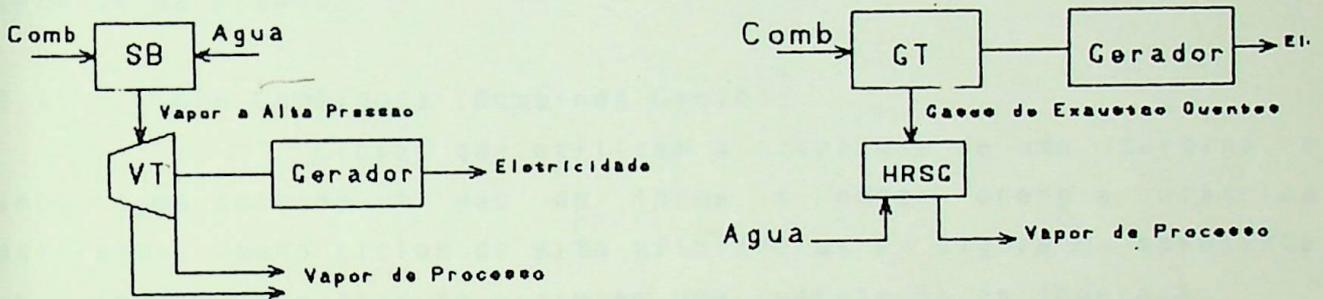
P - potência gerada

F - combustível fornecido

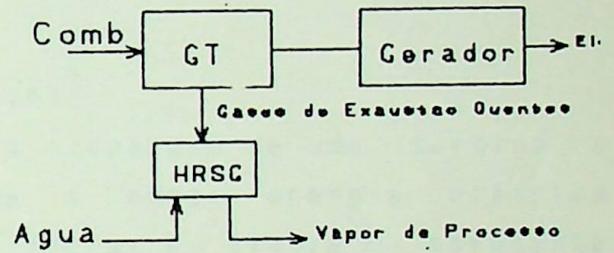
η - eficiência global da combustão

ΔF - combustível adicional

Alguns arranjos físicos para ciclos altos e baixos são mostrados na figura 4. Como afirmado, a geração de energia elétrica/mecânica através de um ciclo baixo é grátis em termos de consumo de combustível enquanto que no ciclo alto ela penaliza o sistema com a queima adicional de combustível mas, tal penalidade é justificada na grande maioria dos casos tendo em vista as parcelas energéticas produzidas.



(A) Ciclo Alto



(B) Ciclo Baixo

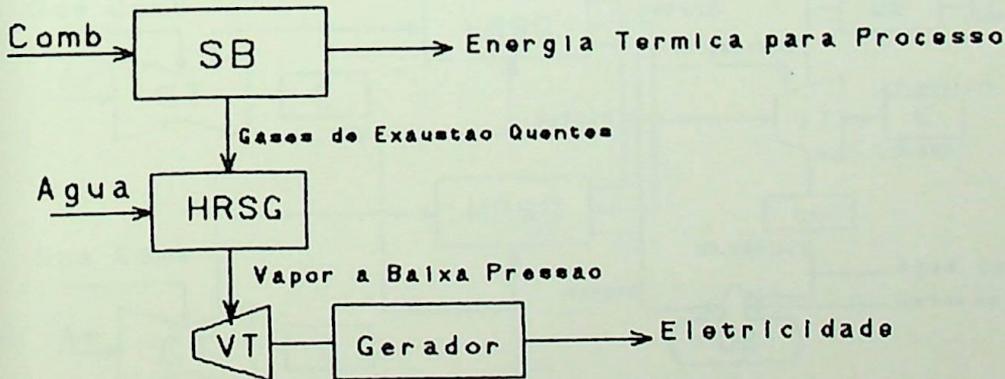


Fig.4 - Configurações típicas de ciclos altos e baixos segundo a FERC [3]. Legenda:

SB - Caldeira	A - Ciclo alto
VT - Turbina a vapor	B - Ciclo baixo
GT - Turbina a gás	

3.11 - Caldeira de Recuperação (Heat Recovery Boiler ou Heat Recovery Steam Generator - (HRSG)):

É um trocador de calor que recupera calor sensível a partir da exaustão de uma turbina a gás (ou similar) para gerar vapor. Dependendo da aplicação pode possuir queimadores adicionais a fim de acrescentar energia ao vapor. Evidente que, nesse caso, penaliza o sistema do lado do consumo de combustíveis mas, em contrapartida oferece flexibilidade de operação na demanda térmica da planta.

3.12 - Ciclo Combinado (Combined Cycle):

Ciclos que utilizam a acoplagem de uma turbina a vapor numa turbina a gás de forma a obter energia elétrica adicional, sendo ciclos de alta eficiência. A figura 5 apresenta um exemplo deste tipo de ciclo em uma instalação de cogeração.

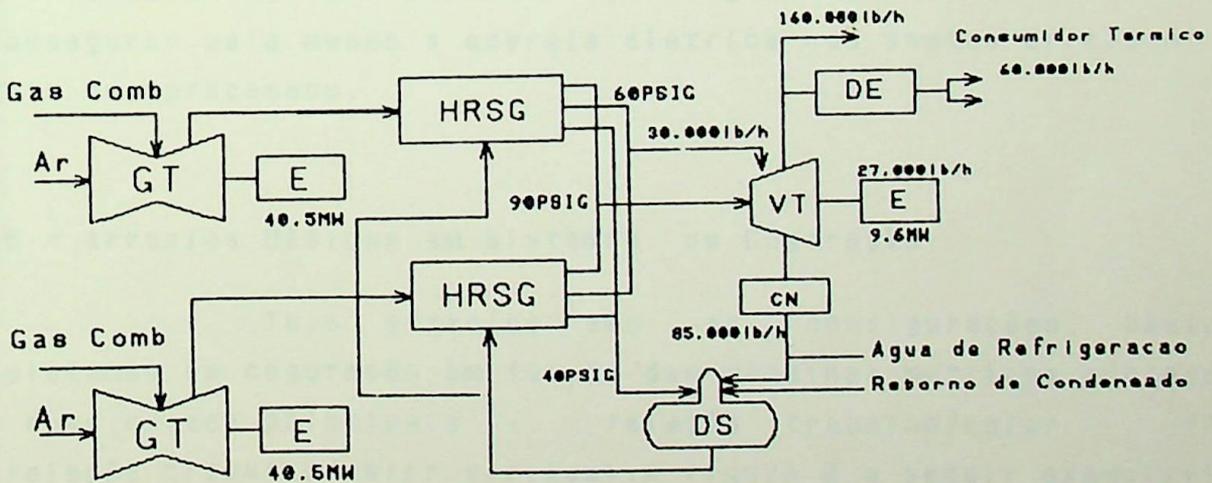


Fig.5 - Ciclo Combinado Típico (Instalações da Foster Wheeler Martinez Inc.) [3].

Legenda:

GT - Turbina a Gás	DE - Desuperaquecedor
VT - Turbina a Vapor	CN - Condensador
E - Energia Elétrica	DS - Desaerador

3.13 - Sistemas de Energia Total (Total Energy Systems - (TES)) [1]:

São sistemas de cogeração que se ajustam às demandas combinadas de energia térmica e elétrica da instalação em qualquer instante no tempo, permitindo à mesma operar como uma ilha sem se preocupar com a concessionária e se atendo apenas à compra de combustível. Geralmente só é possível esse tipo de instalação nos casos onde os processos mantêm uma demanda relativamente constante por energia térmica e elétrica. Tem os inconvenientes de ser largamente intensiva em investimentos de capital e de paralizar totalmente em situações de emergência pois, caso surjam problemas e havendo conexão com a concessionária pelo menos a energia elétrica estaria garantida mas, evidentemente, não no caso do TES.

3.14 - Sistemas Energéticos Seletivos (Selective Energy Systems) [1]:

Ao contrário do anterior, procura ter um vínculo com a concessionária operando interligado à mesma de forma a assegurar pelo menos a energia elétrica nos pontos críticos ou vitais dos processos.

3.15 - Arranjos Básicos em Sistemas de Cogeração:

Tais arranjos são as configurações básicas de sistemas de cogeração, em função das máquinas motrizes adotadas. Há duas opções principais : relação trabalho/calor fixa e, relação trabalho/calor variável. A figura 6 a seguir exemplifica as configurações possíveis. Um ciclo combinado pode acoplar essas configurações básicas em função das necessidades (carga termo/elétrica) específicas da instalação. Com relação às taxas térmicas (ver 3.16) deve-se notar que o caso (a) tem a melhor taxa térmica (BTU/kWh) e esse valor piora na medida em que se faz condensação do vapor ao invés de extração. A faixa típica das concessionárias é de 9500 a 11000 BTU/kWh (2.78 a 3.22 kWh/kWh). Se o cogenerador se aproxima dessas faixas, sua instalação deixa de ser competitiva (valores típicos dessas taxas

no ítem 3.16). Nas turbinas de contrapressão (a) a potência gerada é proporcional ao calor de processo podendo operar fora dessa condição, mas, incrementando perdas e penalizando os benefícios da cogeração. Numa turbina de extração-condensação (b) pode-se variar tanto a saída elétrica quanto a térmica. O mesmo se dá nas turbinas a gás (c) e (d) quer elas tenham ou não queima suplementar de combustível na HRSG.

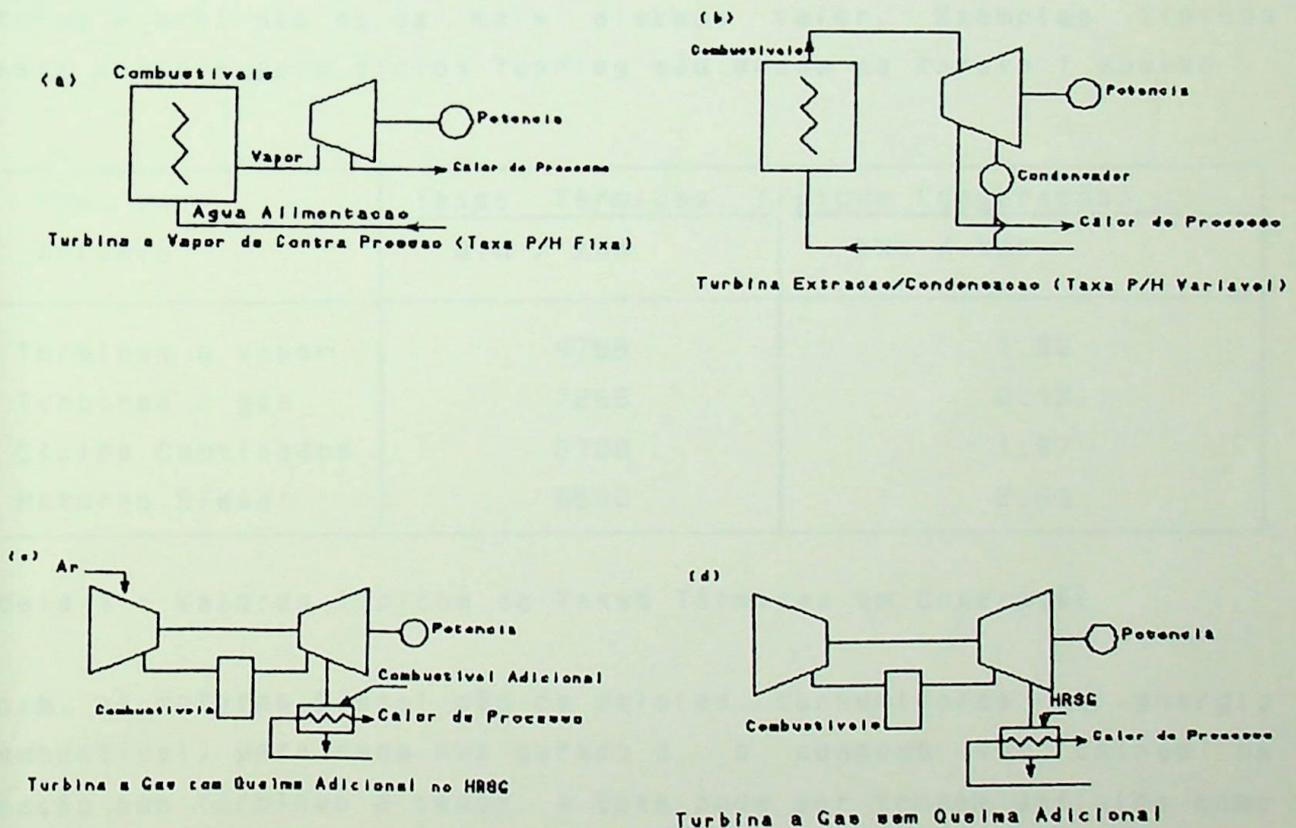


Fig. 6 - Sistemas de cogeração [1]: (a) relação trabalho/calor fixa ; (b,c,d) relação trabalho/calor variável.

3.16 - Taxa Térmica (Heat Rate - (HR)) [8]:

Energia adicionada ao fluido de trabalho, via combustível, necessária à produção de 1 KWh de energia elétrica/mecânica útil ou seja, relação entre a energia do combustível consumido e a geração de 1 KWh de trabalho:

$$HR = \frac{\text{energia consumida (combustível) (kJ, BTU, kCal, etc...)}}{1 \text{ KWh gerado (energia útil gerada)}}$$

Em sistemas de cogeração as turbinas a vapor tem a taxa mais baixa e são mais eficazes considerando esse aspecto. As turbinas a gás possuem taxas médias bem como os ciclos combinados, e, os motores Diesel são os de mais elevado valor. Exemplos típicos desses valores para ciclos Topping são dados na tabela 1 abaixo :

Tipo do Arranjo	Taxas Térmicas Típicas (cogeração)	
	BTU / kWh	kWh / kWh
Turbinas a vapor	4755	1.39
Turbinas a gás	7265	2.13
Ciclos Combinados	6708	1.97
Motores Diesel	8560	2.50

Tabela 1 - Valores Típicos de Taxas Térmicas em Cogeração

Assim, os motores Diesel são os maiores consumidores de energia (combustível) para cada KWh gerado e, o consumo vai caindo na direção das turbinas a vapor. A taxa pode ser também definida como valor incremental e entendida como o combustível adicional necessário para se produzir eletricidade adicional num dado ciclo [1].

3.17 - Taxa Trabalho/Calor (By-Product Power Heat Ratio (BPR) ou, Electricity-to-Steam Ratio Production (E/S) ou, Power-to-Heat Ratio (P/H))

A filosofia básica dos sistemas de cogeração é tratar a energia elétrica/mecânica como sub-produto (na maioria dos casos) e, origina-se daí o conceito de BPR ou, E/S Ratio ou,

P/H Ratio ou mesmo β conforme será denominada aqui. É a relação entre a energia elétrica ou mecânica gerada (KWh)) e, a energia térmica utilizável gerada (useful thermal energy) na forma de calor (vapor, na grande maioria dos casos) [9]. Pode ser dada em MWe/MWt , KWh/MCal ou, especialmente nos E.U.A., kWh/MBTU :

$$\beta = \frac{Pe}{Qt}$$

onde:

Pe - Energia Elétrica Gerada (também mecânica)

Qt - Energia Térmica Utilizável Gerada

Tanto as turbinas a gás como os motores Díesel geram mais energia elétrica por unidade de vapor (ou calor de processo) do que as turbinas a vapor, sendo que os motores Díesel tem a relação mais alta. A Tabela 2 a seguir dá valores típicos para ciclos Topping :

Tipo do Arranjo	Valores Típicos de β - Sist. de Cogeração	
	kWhe/MBTU	MWhe/MWht
Turbina a vapor	50	0.171
Turbina a gás	200	0.683
Ciclo Combinado	250	0.853
Motores Díesel	400	1.365

Tabela 2 - Valores Típicos de β para Instalações de Cogeração

3.18 - Fator de Utilização de Combustível (Fuel Utilization Factor - (FUF)) :

O objetivo da conversão econômica de energia primária (principalmente em se tratando de petróleo e gás natural que são combustíveis nobres) em energia utilizável é melhorar a eficiência global de utilização dessa energia . Isso significa que a utilização do combustível deve ser incrementada e que, as perdas térmicas na forma de resíduos rejeitados para o ambiente devem ser reduzidas ao mesmo tempo. A relação abaixo corresponde

exatamente à parcela utilizada do combustível:

$$FUF = (Q_t + P_e)/Q_c$$

onde:

Q_c - entrada energética na forma de combustível

P_e - potência elétrica ou mecânica gerada

Q_t - energia térmica utilizável gerada (calor)

Define-se o complemento desse parâmetro em relação à unidade como fator de perdas térmicas [9] :

$$HL = 1 - FUF$$

Pode-se incrementar o FUF de três maneiras básicas [9]:

a) melhoria da eficiência interna das máquinas termo-geradoras e componentes associados (redução de perdas mecânicas, aerodinâmicas e térmicas);

b) melhoria da eficiência dos processos termodinâmicos envolvidos (através de incremento das temperaturas mais altas ou da Carnotização dos ciclos térmicos, correspondendo à redução de irreversibilidades);

c) pela cogeração de calor e energia elétrica (em princípio, pelo menos, o mais viável dos três).

Deve-se notar que $\beta = P_e/Q_t$ e, $P_e = \beta \times Q_t$. Mas, $FUF = (Q_t + Q_t \times \beta)/Q_c = Q_t \times (1 + \beta)/Q_c$. Portanto se β cresce o FUF decresce pois, para β crescente Q_t diminui. Portanto, considerando as taxas β das diversas máquinas vistas anteriormente pode-se concluir que o mais alto FUF é o das turbinas a vapor e, o mais baixo dos motores Diesel. Ou seja, um motor Diesel é um excelente gerador de potência mas, um péssimo produtor de energia térmica.

Observe-se que o fator de utilização de combustível assemelha-se à eficiência de 1^a Lei e permite, numa primeira instância, uma comparação entre plantas de cogeração e geração separada com relação aos produtos dessas instalações. A figura 7 mostra um arranjo típico e os FUF correspondentes são:

FUF sem cogeração = 0.75;

FUF com cogeração = 0.89;

Var. % = $(0.89 - 0.75) \times 100 = 15\%$

Entrada energética :

Convencional = 687; Cogeração = 582

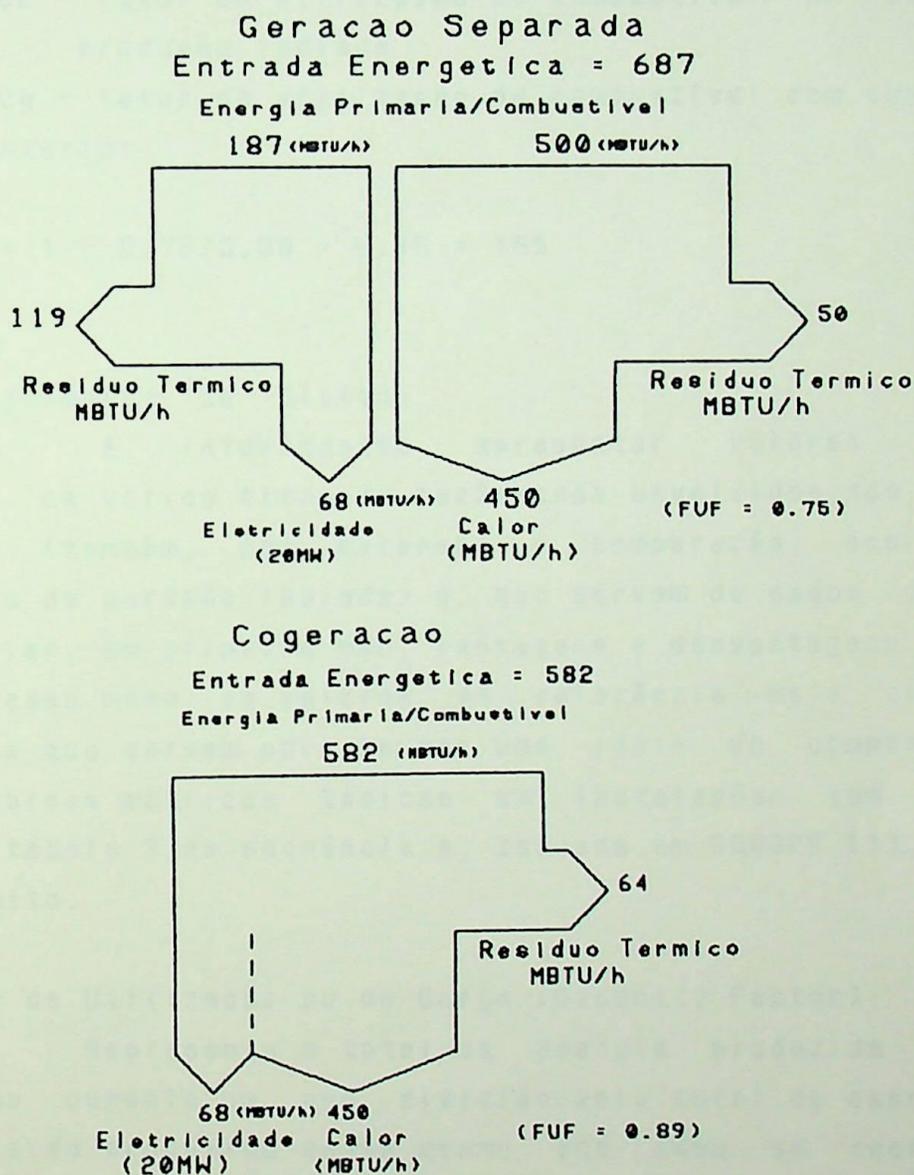


Fig.7 - Geração de 450 MBTU/h e 20 MW de energia elétrica

3.19 - Fator de Economia de Combustível (FE):

$$FE = (Q_{sc} - Q_{cg})/Q_s = 1 - FUF_{sc}/FUF_{cg} \quad [9]$$

onde:

Q_{sc} - entrada energética (combustível) p/ produção isolada

Q_{cg} - entrada energética (combustível) com cogeração

FUF_{sc} - fator de utilização de combustível no caso de produção isolada

FUF_{cg} - fator de utilização de combustível com cogeração

No exemplo anterior:

$$FE = 1 - 0.75/0.89 = 0.15 = 15\%$$

3.20 - Performance de Ciclos:

É interessante apresentar valores típicos demonstrando os vários tipos de parâmetros envolvidos nos ciclos de cogeração (também, por extensão e comparação, nos ciclos convencionais de geração isolada) e, que servem de dados de base para se avaliar, em primeira mão, vantagens e desvantagens de cada caso. São, desse modo, os valores de referência mais comumente encontrados e que servem para se ter uma idéia do comportamento geral de máquinas motrizes básicas em instalações com ou sem cogeração. A tabela 3 na sequência e, baseada em GORGES [1], atende a tal propósito.

3.21 - Fator de Utilização ou de Carga (Capacity Factor):

Representa o total de energia produzida por um dado sistema durante um ano dividido pelo total de energia que poderia ter sido produzido nesse mesmo ano caso se operasse a planta no ponto de projeto durante 8760 h/ano [27] :

$$F_{ut} = TEPA/TEPAR_{PP}$$

onde:

TEPA - total de energia produzida no ano

TEPAR_{PP} - total de energia produzida no ano

referente a funcionamento no ponto de projeto.

SISTEMAS	Turbina a Vapor	Turbina a Gas	Ciclo Combinado	Motores Diesel
COGERAÇÃO:				
Relação β (kWh/MBTU)	90 ~ 150 (50)	125 ~ 220 (200)	100 ~ 320 (250)	400 (400)
Relação β (MWe/MWt)	0.171	0.689	0.859	1.965
Taxa Térmica (HR) *	4755 1.39	7265 2.13	6708 1.97	8560 2.51
* valores superiores = BTU/kWh ; inferiores = kWh/kWe				
Cons. Comb.	1.977 (a)	2.459 (a)	2.677 (a)	4.852 (a)
Pot. /Comb.	0.124 (b)	0.278 (b)	0.319 (b)	0.281 (b)
Calor Proc/ /Comb.	0.726 (c)	0.408 (c)	0.374 (c)	0.206 (c)
(a) = BTU Comb./BTU Calor de processo (b) = BTU /BTU Combustível (c) = BTU Calor de processo/BTU Comb.				
Fator de Utiliz.	84.0%	68.6%	69.3%	48.7%
GERAÇÃO SEPARADA:				
Cons. Comb.	1.676 (a)	3.176 (a)	3.676 (a)	5.876 (a)
ECONOMIA VIA COGER.				
	17.9%	22.8%	27.2%	17.4%

Tabela 3 - Performances típicas de ciclos altos com ou sem Cogeração -Valores mais usuais na prática [1].

3.22 -Demanda termo/elétrica (Electric Power/Heat Demand):

Parâmetro caracterizador da relação MWe/MWt ou MBTUE/MBTUT de indústrias típicas e que é função da demanda térmica real, estando associado ao tipo de ciclo escolhido para a instalação. A figura 8 é um demonstrativo desse parâmetro para indústrias típicas dos E.U.A. usando ciclos Topping dentro da mais variada faixa possível de configurações básicas. A definição de β está estreitamente associada ao conceito presente. Vale destacar o trabalho de BALESTIERI [58] que avalia tal

parâmetro para vários arranjos industriais brasileiros :

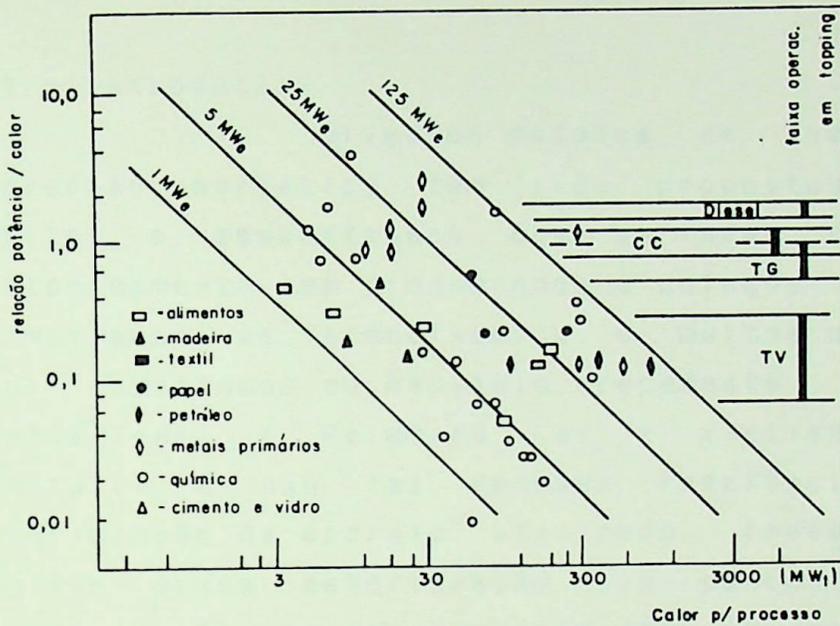


Figura 8 - Demanda elétrica/térmica típica de indústrias nos E.U.A. com ciclos Topping e, diversas configurações .

Concluindo esta seção destinada aos conceitos mais largamente utilizados na área de cogeração, deve-se alertar para o fato de que tratou-se aqui daqueles que são encontrados com maior frequência na literatura. E, além disso procurou-se o uso mais consagrado dos mesmos, tentando-se evitar possíveis controvérsias. Mesmo assim, refinamentos posteriores de significados, se necessários, envolvem tão somente delimitação e padronização de conteúdos o que não invalida o precedente mas, sim, pode apenas traçar fronteiras mais exatas para cada significado.

CAPITULO 4 - ANÁLISE TERMODINÂMICA DOS CICLOS DE COGERAÇÃO
- OS MÉTODOS DE AVALIAÇÃO

4.1 - Introdução:

Diversos métodos de avaliação de sistemas de conversão energética têm sido propostos afim de caracterizar méritos e desvantagens das variadas configurações possíveis. Historicamente tem predominado o enfoque energético associado à Primeira Lei da Termodinâmica, e, muitos dos parâmetros ainda em uso comentados no capítulo precedente, são, fundamentalmente, energéticos. A Primeira Lei é efetiva e predominantemente entálpica e não faz nenhuma referência à possibilidade de deterioração da energia utilizada. Apesar de apontar para os efeitos dessa deterioração via conceitos de eficiência que utiliza, não ficam explicitadas as causas e motivos dessas "perdas". O que se faz normalmente é recorrer a padrões idealizados de conversão para avaliar processos reais ocorridos tais como transformações isentrópicas, processos quase-estáticos e afins. Um exemplo típico é o caso da definição de eficiência de uma turbina a vapor onde se usa o conceito de trabalho isentrópico (uma idealização) para avaliar o desempenho da máquina:

$$\eta = \frac{\text{trabalho real (salto entálpico real)}}{\text{trabalho isentrópico (salto entálpico ideal)}} \quad (1)$$

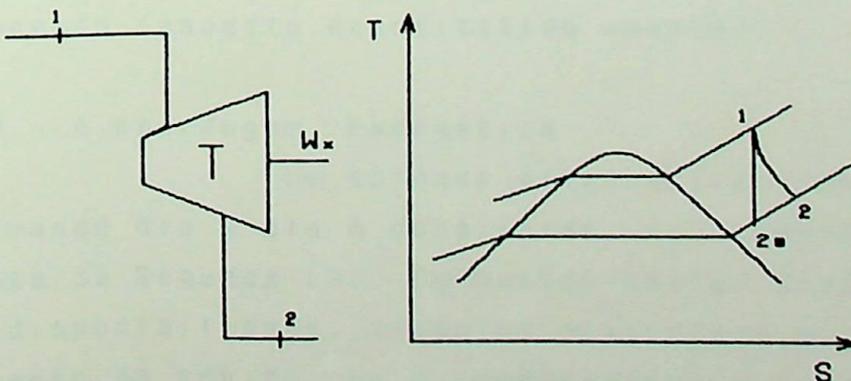


Fig. 9 - Definição de eficiência - 1ª Lei

Embora os dois estados finais, o ideal e o real, estejam à mesma pressão faz-se necessária a idealização de uma possível mudança isentrópica para avaliar o desempenho da máquina. Não há nenhuma referência à deterioração da qualidade da energia fornecida como entrada no ponto 1, fig. 9, da máquina. Na verdade como é uma lei de conservação de energia o que fica evidente é o que se segue: uma dada entrada energética passa por um processo de conversão produzindo outras formas de energia (utilizáveis ou não) e não se perde nada nessa conversão em qualquer caso:

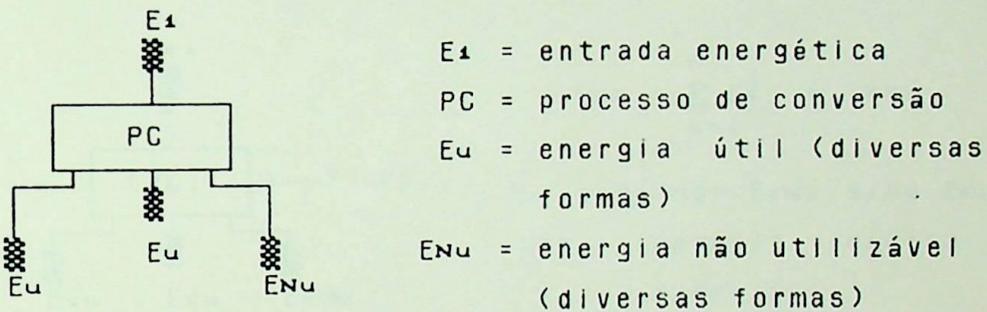


Fig.10 - Enfoque de 1^a Lei

$$\text{Primeira Lei : } E_1 = \sum_{u=1}^n E_u + \sum_{Nu=1}^n EN_u \equiv \text{conservação de energia} \quad (2)$$

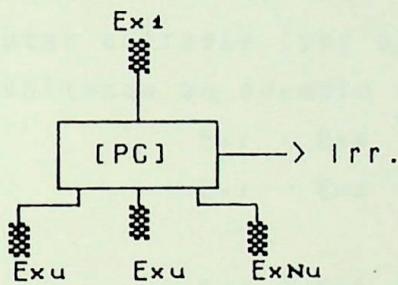
$$\eta_1 = \frac{E_1 - \sum_{Nu=1}^n EN_u}{E_1} = \frac{\sum_{u=1}^n E_u}{E_1} \quad (3)$$

Isso equivale a dizer que um dado processo de conversão será mais eficaz na proporção de sua "habilidade" em produzir o maior valor possível de energia utilizável independente do que ocorra no processo (aspecto quantitativo apenas).

4.2 - A Abordagem Exérgica

Um enfoque alternativo e mais recente e que vem se firmando dia a dia é considerar as transformações do ponto de vista da Segunda Lei. Em muitos textos ainda se usam os conceitos de disponibilidade, trabalho disponível e afins mas, caminha-se na direção de aceitar-se e consagrar-se o termo exérgia. Mesmo que ainda se discuta a adequação ou não desta terminologia aceita-se o termo aqui pelas razões expostas por vários autores como KOTAS

[29] e AHERN [30] e, outros mais recentes como BEJAN [62]. Aqui, ao contrário da abordagem precedente a qualidade da energia envolvida também entra em jogo é o método exergetico, ao incluir a Segunda Lei, tanto trata as coisas do ponto de vista entálpico como entrópico. A combinação da Primeira e Segunda Leis permite visualizar o que ocorreu no processo em termos de deterioração da entrada energética, embutido aí o conceito de irreversibilidade, como se observa na figura 11 :



$$Ex_1 = \sum_{x=1}^n Ex + Irr. \quad (4)$$

Ex pode ser ExNu e/ou Exu e Irr. = parcela perdida de exergia.

Fig.11 - Enfoque de 2ª Lei

Pode-se comparar os dois processos, através de um exemplo genérico, usando diagramas de fluxo como mostra a figura abaixo:

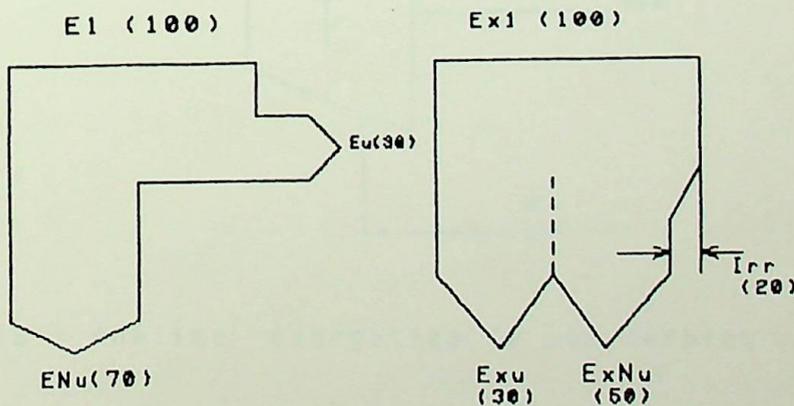


Fig.12 - Os enfoques de 1ª e 2ª Lei via Diagramas de Fluxo

Note-se que a exergia é destruída pelas irreversibilidades e, a energia não. A exergia é entendida então como qualidade da forma energética e, portanto dos "70" energéticos da figura

anterior apenas "50" seriam recuperáveis num processo ideal, aquilatando assim sua capacidade de produzir mudanças, fundamentalmente trabalho. Além disso, ao invés de utilizar processos idealizados o tratamento exergético toma como referência um estado final comum a todos os processos envolvidos numa dada transformação ou cadeia de transformações. E esse referencial passa a ter um papel extremamente importante pois, penalidades impostas a ele são impostas também ao processo de conversão. Para considerações práticas esse referencial é o meio ambiente do qual se utiliza seja para descarregar subprodutos seja para captar entradas (por ex.: ar utilizado em processos de combustão). Voltando ao exemplo da turbina ter-se-ia:

$$Ex_1 = Ex_2 + W_x + I_{rr}$$

$$Ex_1 - Ex_2 = \text{salto exergético (ou entrada exergética)}.$$

$$Ex_1 - Ex_2 = W_x + I_{rr}.$$

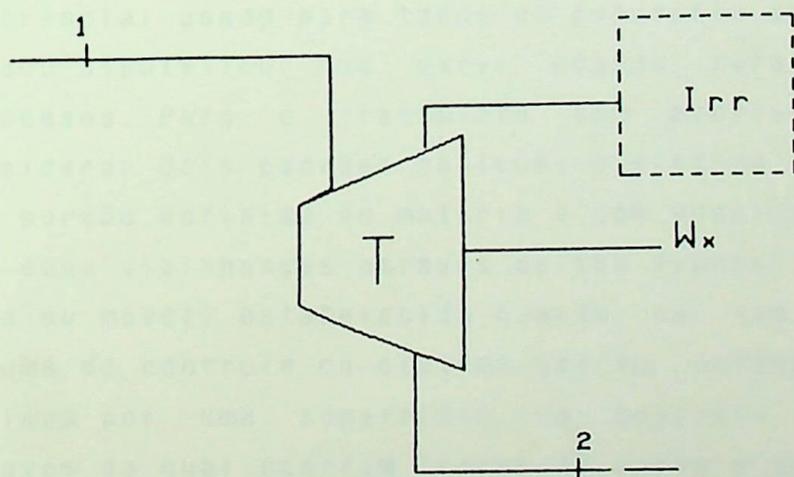


Fig. 13 - Análise exergética de uma turbina

Entre outras definições pode-se, como sugere KOTAS [29], definir a eficiência exergética da turbina como:

$$\eta_{ex} = \frac{\text{saída exergética}}{\text{entrada exergética}} = \frac{W_x}{Ex_1 - Ex_2} = \frac{W_x}{[W_x + I_{rr}]} \quad (5)$$

Dessa forma fica evidenciado o caráter distintivo da consideração exergética que combina ambas as leis da

Termodinâmica para se ter uma idéia bem mais precisa de quão eficientes (ou não) são os processos envolvidos nas transformações energéticas presentes nas plantas e instalações utilizadas pelo homem. Como observação útil cumpre ressaltar que nas fig.11 e 13 aparentemente só existem irreversibilidades internas mas, esse não é sempre o caso. Tratando-se de uma demonstração de princípios não seria útil discussões prolongadas sobre irreversibilidades internas e externas aqui.

Uma vez que se apresentou a exergia e que se fez menções iniciais ao método exergético cumpre introduzir considerações adicionais para se precisar tais conceitos. Segundo KOTAS [29] exergia "é o máximo trabalho potencial de uma dada forma energética com o ambiente tomado como estado de referência". O conceito de ambiente aqui é mais abrangente e entendido como uma idealização onde há ausência total de gradientes (temperatura, químico, potencial, cinético, etc...) isto é, caracterizado por um estado de equilíbrio total. Apesar de ser uma idealização é um referencial usado para todos os processos analisados, e, não é um estado hipotético que serve apenas para uma dada classe de processos. Para o tratamento com modelos exergéticos pode-se considerar dois padrões básicos: o sistema fechado entendido como uma porção definida de matéria e com possíveis trocas energéticas com suas vizinhanças através da sua fronteira (real ou imaginária, fixa ou móvel) estabelecida quando da sua identificação, e, o volume de controle ou sistema aberto entendido como uma região isolada por uma superfície de controle (real ou imaginária) através da qual ocorrem trocas de massa e energéticas estabelecida quando da sua identificação. A exergia associada à transferência de trabalho em qualquer um dos casos é considerada como equivalente a esse mesmo trabalho, ou seja, a equivalência entre ambos é completa e integral. Para transferências térmicas em caso de VC a exergia térmica é dada por [29]:

$$\dot{W}_{Max} = \dot{E}_x^T = \dot{Q}_r \cdot \tau \quad (6)$$

onde :

$$\tau = \frac{T_r - T_o}{T_r}$$

- T_r - temperatura à qual é efetuada a troca térmica na SC
 T_o - temperatura do ambiente
 τ - coeficiente de Carnot

Denomina-se fluxo de exergia térmica (taxa de variação) - \dot{Ex}^T - e, caso esteja entrando ou saindo do VC corresponderá a um ganho ou perda de exergia respectivamente. Para o sistema fechado a consideração é similar imposta apenas uma pequena diferenciação: no caso do VC trata-se de um fluxo térmico em relação ao tempo (taxa de variação) e no sistema fechado trata-se de um total fixo de energia térmica que participou de uma dada iteração, isto é, $Ex^T = Q_r \cdot \tau$, sendo $Ex^T \neq \dot{Ex}^T$.

Nas considerações envolvendo troca de massa (fluxos entrando e saindo do VC) segundo KOTAS [29] a exergia é definida como "o máximo trabalho obtenível quando o fluxo de massa é trazido de seu estado inicial a um estado morto (equilíbrio total) via processos durante os quais o fluxo de massa só interage com o meio ambiente". Assim a exergia teria os seguintes componentes no caso do volume de controle:

$$Ex = Ex_c + Ex_p + Ex_f + Ex_q + Ex_{outros} \quad (7)$$

onde:

- Ex_c = exergia cinética (efeitos de velocidade)
 Ex_p = exergia potencial (efeitos gravitacionais)
 Ex_f = exergia física (efeitos mudanças de estado)
 Ex_q = exergia química (efeitos de transf. e reações químicas)
 Ex_{outros} = outros efeitos tais como radiação térmica, campos magnéticos, campos elétricos, etc...

Ou então na forma de propriedades específicas:

$$ex = ex_c + ex_p + ex_f + ex_q + ex_{outros} \quad (7-a)$$

As parcelas cinética e potencial são equivalentes aos seus similares energéticos e compõem a parcela nobre da exergia ($Ex_c = mc^2/2$, $Ex_p = mgh$). As parcelas física e química são as de menor

qualidade e efetivamente aquelas envolvidas nos processos de conversão. A parcela física é dada pelas propriedades de estado e está associada a mudanças desse tipo:

$$exf_1 = (h_1 - T_0 s_1) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (8)$$

Definida uma função de estado $B = (h - T_0 s)$ ter-se-ia $exf = B_1 - B_0$ e, com a exergia física sendo uma função de ponto. Para dois estados quaisquer ter-se-ia:

$$exf_1 - exf_2 = [(h_1 - h_0) - T_0 (s_1 - s_0)] - [(h_2 - h_0) - T_0 (s_2 - s_0)] \quad (9)$$

$$\Delta ex_{1-2} = exf_1 - exf_2 = (h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2) \quad (10)$$

A parcela química da exergia está associada às mudanças de composição da substância tais como aquelas presentes nos processos de combustão, reações endo e exotérmicas e etc. Deverá ser tratada convenientemente e de acordo com o caso em estudo.

Outro aspecto a ser considerado é o dos balanços exergéticos aplicados a VC e a sistemas fechados. Para o sistema fechado tem-se:

$$Ex_1 + Ex^T = Ex_2 + WL + Irr \quad (11)$$

onde $Ex_1 = ma_1$ (a = exergia específica p/ sistema fechado)

$$Ex_2 = ma_2$$

$$Ex^T = \sum_r [Q_r \left(\frac{T_r - T_0}{T_r} \right)] - \text{Trocas térmicas em diversos locais da fronteira do sistema à temperatura } T_r.$$

$$WL = W_{eixo} + W_{fronteira} = \text{trabalho líquido}$$

Considerando os valores específicos tem-se:

$$a = (u + p_0 v - T_0 s) - (u_0 + p_0 v_0 - T_0 s_0) + a_q \quad (12)$$

Desconsiderados aí efeitos cinético e potencial e, considerando $a_q \equiv$ exergia química específica do sistema fechado.

De forma mais geral (12) poderia ser dada por:

$$a = a_e + a_p + a_f + a_q \quad (12-a)$$

tendo os índices acima o significado já aduzido.

Para o volume de controle ou sistema aberto ter-se-ia:

$$\dot{E}_x + \dot{E}_x^T = \dot{E}_x + \dot{W}_x + \dot{i} \quad (13)$$

$$\dot{E}_x = \sum_e \dot{m}_e x \quad (\text{fluxo de entradas exergéticas})$$

$$\dot{E}_x = \sum_s \dot{m}_s x \quad (\text{fluxo de saídas exergéticas})$$

$$\dot{E}_x^T = \sum_r [Q_r \left(\frac{T_r - T_0}{T_r} \right)] \quad (\text{fluxos térmicos na SC à temperatura } T_r)$$

Em termos específicos tem-se:

$$ex = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) + ex_q + \frac{C_0}{2} + gZ_0 \quad (14)$$

ou :

$$ex = ex_f + ex_q + ex_c + ex_p \quad (14-a)$$

Conforme visto anteriormente.

Finalmente uma consideração fundamental a ser feita é das irreversibilidades associadas a cada caso. A análise baseada na 1^a Lei é de utilidade bastante limitada quando se trata de ponderar e avaliar perdas decorrentes das transformações ocorridas seja em VC ou sistemas fechados. Pode-se demonstrar, de acordo com KOTAS [29], que qualquer que seja o

processo envolvido, o trabalho para restaurar um dado estado original que tenha experimentado ocorrências de eventos reais irreversíveis é dado por :

$$W_{REST} = T_0 [\Delta S]_{Sist. Isolado} \quad (15)$$

Onde sistema isolado é considerado como universo no sentido termodinâmico do termo. Efetivamente isto diz respeito à produção de entropia dentro de um sistema isolado e, que será sempre positiva (acréscimo de entropia) nos casos irreversíveis. Sendo assim e, aplicando o conceito de sistema isolado ou universo aos dois casos anteriores tem-se:

$$I = T_0 [\Delta S]_{Sist. Isolado} \quad (16)$$

onde:

sistema isolado - (sist.fechado + viz.) ou (VC + vizinhanças)

$$I_{SF} = T_0 [(S_2 - S_1) - \sum_r Q_r / T_r] \quad (17)$$

$$I_{VC} = T_0 [\sum_s \dot{m}_s s_s - \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_r \dot{Q}_r / T_r] \quad (18)$$

A equação (17) está referida ao sistema fechado ; a (18) ao volume de controle em regime permanente.

Essas considerações introdutórias serão usadas extensivamente em capítulos posteriores na avaliação de ciclos de cogeração e por isso se fizeram necessárias. Antes de se proceder a tal análise entretanto, será apresentada uma discussão sobre os métodos mais comumente empregados na avaliação desses sistemas de forma a se ter uma idéia bastante precisa do leque de opções bem como da validade e limitações de cada caso.

CAPÍTULO 5 - DISCUSSÃO SOBRE OS MÉTODOS DE AVALIAÇÃO

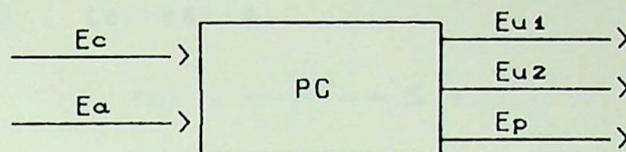
5.1 - Considerações Iniciais:

Há uma vasta literatura sugerindo métodos de avaliação de plantas térmicas e de cogeração bem como estudos de restrições e limitações de determinados parâmetros. Há, de fato, diversidade de opções e enfoques nesse campo. Para dar uma idéia panorâmica apresentar-se-á a seguir alguns dos mais representativos. Inicia-se com o método dos equivalentes que é uma consideração bastante interessante dos cuidados a se tomar com parâmetros de avaliação; segue-se o método da eficácia que também inclui certos cuidados e sugere uma opção para evitar "perigos e armadilhas"; finalmente há uma síntese de outros enfoques com considerações diversas e encerra-se com a apresentação e discussão do enfoque exergético a ser utilizado nesse trabalho.

5.2 - O Método Dos Equivalentes:

KELLER [32] sugere que determinados coeficientes de eficiência são válidos para sistemas de monogeração (geração térmica convencional, por ex.) mas, falham ou são inadequados quando se considera os casos de cogeração ou mesmo multi-geração. As restrições se prendem basicamente ao fato de que nesses últimos tais coeficientes dependem de definições e hipóteses básicas adotadas que introduzem um "certo caráter subjetivo" (sic) nas avaliações feitas. Mesmo sendo fundamentada em leis da Termodinâmica tais hipóteses são, de certo modo, arbitrárias e assim subjetivas. Portanto, além do critério termodinâmico são necessários critérios econômicos e ambientais.

O trabalho de KELLER [32] considera os sistemas de cogeração como processos de conversão, que consumindo uma dada entrada energética produzem energia útil de dois tipos e, perdas inevitáveis conforme se vê no esquema da figura 14 a seguir. Segundo KELLER [32] o parâmetro básico e fundamental para avaliar esse e outros sistemas é o conceito de EQUIVALENTE ou VALOR definido como "qualquer grandeza extensiva que possa sempre ser



onde:

E - energia:

u - útil (ou utilizável), c - consumida, p - perdas,
a - ambiente

PC - processo de conversão

Fig. 14 - Processos de Cogeração segundo KELLER [32]

associada a um dado TOTAL de ENERGIA". Exemplos de EQUIVALENTE nessa conotação seriam: exergia, valor monetário, etc... Visto desse ângulo ter-se-ia a configuração a seguir:

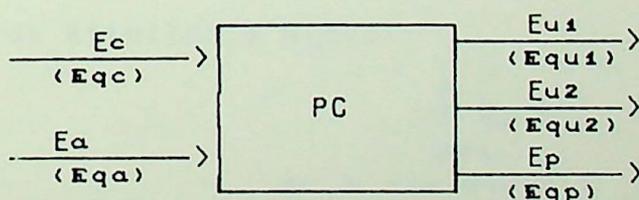


Fig.15 - Relação entre as formas de energia e seus Equivalentes

Na figura 15, E_q se associa ao Equivalente da respectiva energia podendo ser exergia, valor monetário, etc... A relação entre o Equivalente e a respectiva energia associada é dada por:

$$E_{qi} = e_{qi} \times E_i \quad i = (c, a, u, p) \quad (19)$$

onde:

e_{qi} = coeficiente específico de um dado equivalente

Por exemplo, se $E_{qi} = E_{xi}$, ou seja, a exergia de uma dada forma energética E_i , ter-se-ia:

$$e_{qi} = \frac{E_{xi}}{E_i} \leq 1 \quad (20)$$

Então, considerando a figura 15 tem-se:

$$E_{q1} + E_{q2} + E_{qp} = \mu_{eq} (E_{qc} + E_{qa}) \quad (21)$$

Onde μ_{eq} é um parâmetro que caracteriza o balanço de equivalentes envolvidos num dado processo de conversão e, $\mu_{eq} >$ ou < 1 . Por exemplo, se $E_q = E$, ou $E_q = E_x$, ou $E_q = M$ pode-se chegar a $\mu_e = 1$, $\mu_{ex} \leq 1$ e $\mu_m \geq 1$ respectivamente ($M \equiv$ valor monetário). Nesse caso:

- $\mu_e = 1$ - Lei da Conservação de Energia (1^a Lei)
- $\mu_{ex} \leq 1$ - Lei da Dissipação de Exergia (2^a Lei)
- $\mu_m \geq 1$ - Lei de viabilidade econômica do processo

Com tais considerações, KELLER [32] parte para a caracterização de coeficientes de eficiência a serem utilizados na avaliação de plantas. São dadas três classes de coeficientes:

(I) Coeficientes de Eficiência Global:

$$\eta_v = \frac{\sum_{\alpha=1}^z E_{q\alpha}}{E_{qc}} \quad (22)$$

(II) Coeficientes de Eficiência Específica:

$$\eta_{v\alpha} = \frac{E_{q\alpha}}{E_{qc}} \quad (\alpha = 1, \dots, z) \quad (23)$$

(III) Coeficientes de Eficiência Seletiva do equivalente-consumo considerado E_{qc} :

$$\eta_{v\alpha} = \frac{E_{q\alpha}}{E_{qc}} \quad (\alpha = 1, \dots, z) \quad (24)$$

onde:

$E_{q\alpha}$ = consumo diferenciado do Equivalente E_{qc} (consumo global), para produzir o equivalente da energia útil α considerada.

Os três casos correspondem a:

$$\eta_v = \frac{\text{Somatório dos Equivalentes das energias úteis ou utilizáveis}}{\text{Equivalente da energia total consumida}}$$

$$\eta_{v\alpha} = \frac{\text{Equivalente da energia útil } \alpha \text{ considerada}}{\text{Equivalente da energia total consumida}}$$

$$\eta_{v\alpha\alpha} = \frac{\text{Equivalente da energia útil } \alpha \text{ considerada}}{\text{Consumo diferenciado do Equivalente da energia total gasta para produzir a energia útil } \alpha \text{ considerada}}$$

Para os casos usuais de cogeração, $\alpha = 1, 2$ (energia elétrica e térmica em qualquer ordem). Seja lá qual for o caso considerado, os equivalentes podem ser associados a qualquer forma energética dada conforme já explicado. Por exemplo, poder-se-ia associar às formas energéticas os equivalentes "exergia" e "valor monetário" resultando:

$$\eta_v = \frac{\sum_{\alpha=1}^z E_{x\alpha}}{E_{xc}} \quad \text{e} \quad \eta_v = \frac{\sum_{\alpha=1}^z M_{u\alpha}}{M_c}$$

Nota-se que $\eta_v = \sum \eta_{v\alpha}$ e, que $\eta_{v\alpha\alpha}$ é uma definição baseada no consumo diferenciado para se produzir uma dada forma de energia útil. É preciso portanto adotar hipóteses básicas de partição de

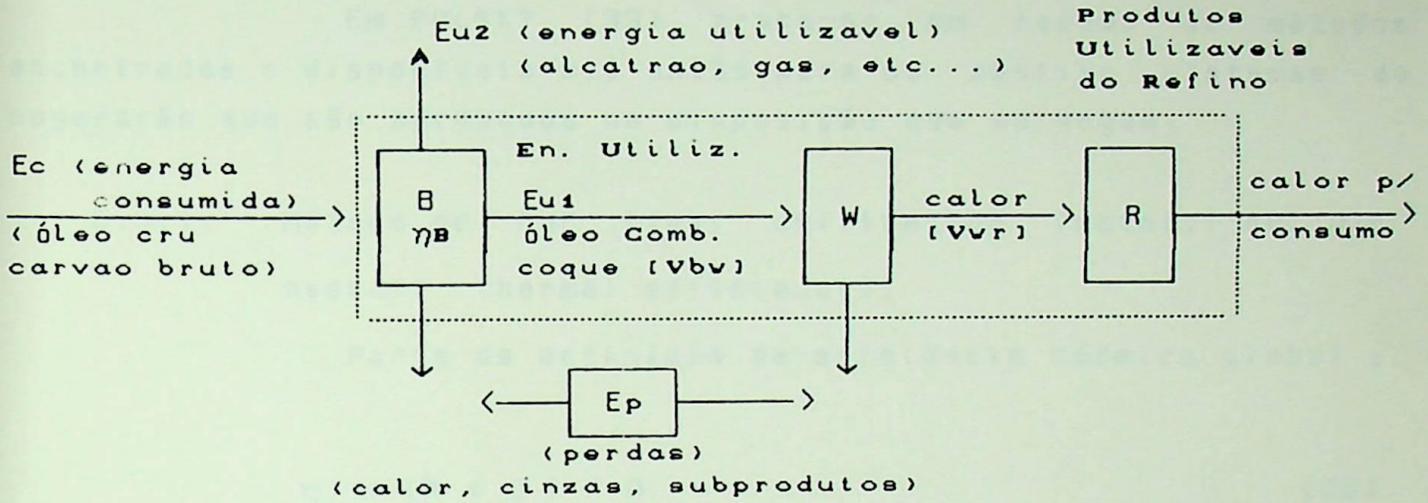
Eqc entre os produtos Equ .

KELLER [32] avalia esses coeficientes nas plantas industriais e no seu entender existem restrições e hipóteses adicionais a serem feitas quando se adota tal procedimento:

No caso de η_v (eficiência global) ao se associar equivalentes às energias úteis E_u , supõe-se que tais equivalentes existam sempre. Mas, há situações energéticas em que tal não se dá [32]. Refinarias são exemplos típicos onde o óleo cru é transformado em vários produtos úteis com alguns podendo ser associados a conteúdos energéticos (utilizáveis) e outros não. Tal fato evidentemente não autoriza a tratar estes últimos como irreversibilidades pelo menos do ponto de vista econômico pois, podem servir a outros propósitos (exemplo típico é o asfalto empregado para fins de pavimentação). Uma maneira de sair desse impasse é redefinir seja o conceito de energia útil ou o de equivalente ou mesmo ambos. Ou então utilizar os coeficientes de eficiência específica $\eta_{v\alpha}$. Caso esses procedimentos não funcionem abandona-se os dois coeficientes anteriores e parte-se para o uso dos coeficientes de eficiência seletiva. Nesse último caso são necessárias diversas hipóteses adicionais como por exemplo: os equivalentes E_{qu} são ambos conhecidos, ou apenas um deles é conhecido havendo relações definidas entre eles, etc... e, há várias soluções possíveis tendo em vista as hipóteses formuladas.

O autor [32] finaliza suas considerações aplicando todos esses coeficientes na análise de duas plantas de cogeração (sic), a carvão e petróleo. Um resumo dos dados obtidos no estudo é fornecido na tabela 4 e, as configurações associadas a cada caso dada na figura 16. Observe-se que o autor não explicita os critérios de partição adotados no estudo feito.

KELLER [32] conclui em função dos coeficientes definidos e das hipóteses adotadas, que os mesmos não são suficientes para caracterizar as duas instalações (conforme se pode ver nos dados da tabela) e, que há necessidade de outros parâmetros, econômicos e ambientais por exemplo, para uma avaliação definitiva dos dois casos.



Legenda:

B = instalação produtora de combustível

W = gerador de calor

R = instalação reguladora e transmissora de calor para consumo

V_{BW} = energia gasta p/ transporte de combustível entre B e W

V_{WR} = energia gasta p/ transporte de combustível entre W e R

B = refinaria se E_c for óleo cru

B = coqueria se E_c for carvão bruto

Fig.16 - Configuração do Estudo de KELLER [32]

RESUMO DOS RESULTADOS						
Coef. → Inst. ↓	η_v	η_{va}	η_{va}			
			RELAÇÃO DE PARTICIÇÃO			
			(A)	(B)	(C)	(D)
(B)						
Petroleo	92	34	92	89	81	92
Carvão	91	65	91	94	88	91
(B+W+R)						
Petroleo	65	24	65	63	57	65
Carvão	62	44	62	64	60	62

Tabela 4 - (adaptada de [32])

5.3 - O Método da Eficácia (effectiveness):

Em POLSKY [33] traça-se um resumo de métodos encontrados e disponíveis até então para se avaliar sistemas de cogeração que são agrupados na disposição que se segue:

5.3.1 - Método do FUF (fuel utilization factor) ou OTE overall thermal efficiency):

Parte da definição de eficiência térmica global :

$$\eta_l = (N + Q_l) / Q_f \quad (25)$$

onde:

N - total de eletricidade gerada (energia útil)

Q_l - calor fornecido pela cogeração (energia útil)

Q_f - energia térmica consumida

É um método típico de 1^a Lei e não significa necessariamente que quanto maior η_l mais eficaz seja o processo de conversão, ou seja, a máxima utilização de combustível não corresponde necessariamente a um ciclo mais eficiente. POLSKY [33] levanta uma série de restrições ao método e ao empregá-lo na avaliação de instalações diversas obtém resultados que não estão de acordo com a prática corrente: um ciclo combinado é menos eficiente do que um ciclo convencional de cogeração com turbinas de contrapressão usando-se η_l como base de referência. O uso desse parâmetro deve ser feito com cuidados e não deve ser confundido como indicador de eficiência, como lembra SCHWARZENBACH [34] pois, o numerador é um somatório de grandezas distintas.

5.3.2 - Método da eficiência elétrica:

Também baseado na 1^a Lei define uma eficiência elétrica dada por:

$$\eta_{el} = \frac{N}{[Q_f - (Q_l / \eta_b)]} = \frac{N}{(Q_f - Q_{fl})} = \frac{N}{Q_{fe}} \quad (26)$$

onde:

η_b - eficiência da caldeira

$Q_{fL} = Q_L / \eta_b$, parcela de combustível associada à produção de calor

Q_{fE} - parcela de combustível associada à produção de energia elétrica

Há divisão da entrada energética em duas parcelas (Q_{fL} e Q_{fE}) e, as vantagens da cogeração passam a ser atribuídas à geração elétrica. Mas, aqui como no caso anterior η_{eL} não é afetado pelas condições de entrada e saída do vapor e nem pela eficiência interna da turbina. Faz-se nova comparação entre sistemas diversos de produção de energia elétrica e calor e o ciclo combinado é ainda o mais ineficiente entre os avaliados. De acordo com POLSKY [33]: os dois métodos falham por tratar energia térmica e elétrica como coisas idênticas. Entretanto, a energia elétrica é mais dispendiosa do ponto de vista da 2ª Lei (energia térmica não pode ser transformada em trabalho sem perda de apreciável parcela seja qual for o ciclo empregado) do que a energia térmica (a conversão calor \rightarrow calor apresenta dissipações muito mais baixas). Mesmo as plantas convencionais mais eficientes convertem de 35 ~ 45% da entrada térmica em eletricidade o restante sendo descartado como energia térmica de baixo potencial. Outra característica importante das formas de energia é sua habilidade em produzir trabalho: a energia elétrica pode ser quase que integralmente convertida em trabalho ("exergia") ao passo que a térmica não: piorando na medida em que sua qualidade caia (condições de pressão e temperatura). Os ciclos de cogeração aproveitam esse resíduo térmico seja na geração de energia elétrica adicional seja calor. A vantagem termodinâmica é que a energia térmica produzida na cogeração é feita a partir de níveis energéticos "baixos" ao invés de se partir de uma fonte de qualidade elevada para sua produção, conforme é feito na geração convencional onde se procura a utilização máxima da energia do combustível.

POLSKY [33] propõe um método alternativo baseado na taxa trabalho/calor e nas economias relativas de combustível, que é usado na avaliação das mesmas instalações estudadas nos dois métodos anteriores. Chega-se à conclusão que, via tal método, o ciclo combinado é mais eficiente considerando-se os critérios: economias absoluta e relativa de combustíveis, diferença em produção elétrica e diferença em entrada de combustível. Os resultados estão dados abaixo, tabelas 5 e 6 onde preservou-se as unidades originais :

OS MÉTODOS DO FUF E η_{el}		
Características	Planta Cogeração	Ciclo Combinado
Num. Turbina a Gas	0	1
Num. e Tipo Turb. Vapor	1-Contrapressão	1-Contrapress.
Parâmetros Vapor Vivo (Psia/ $^{\circ}$ F)	1250/950	1250/950
Vazão em massa vapor (lb/h)	350.000	350.000
Contrapressão (psia)	400	400
Temp/entalpia vapor exaustão ($^{\circ}$ F//BTU/lb)	690/1958	690/1958
Vazão em massa condensado (lb/h)	350.000	350.000
Temper./entalpia condensado	200/168	200/168
Energia térmica produzida (perdas de 5%) (Q_t) BTU/h	$395.5 * 10^6$	$395.5 * 10^6$
Energia elétrica liq. fornecida (N) (KW)	10420	78920
(a) turbina a gas	0	68200
(b) turbina a vapor	10420	10120
Entrada energética (Q_f) (BTU/h)	$505.2 * 10^6$	$873.0 * 10^6$
(a) turbina a gas	0	$757.8 * 10^6$
(b) caldeira	$505.2 * 10^6$	$115.2 * 10^6$
FUF ou OTE ou η_t	0.852	0.764
Parcela Combust. p/ eletr. (Q_{fe}) (BTU/h)	$49.9 * 10^6$	$411 * 10^6$
Parcela Combust. p/ calor (Q_{ft}) (BTU/h)	$462.0 * 10^6$	$462.0 * 10^6$
Eficiência (η_{el})	0.810	0.651

Tabela 5 - Os Métodos de FUF e η_{el} (adaptada de [33])

O MÉTODO ALTERNATIVO DE POLSKY		
Características	Planta Cogeração	Ciclo Combinado
Eletricidade Cogorada (kv) (N)	10420	78920
Taxa P/H (E_t)	0.09	0.675
Diferença em Prod. Eletrica (KW) (ΔN)	—	67.900
Dif. em entrada energetica (BTU/h) (ΔQ_f)	—	$367.8 * 10^6$
Economia de Combustivel (ΔQ_f) comparada a geracao separada (9.000 BTU/KWh planta de condensacao e caldeiras industriais) (BTU/h)	$49.8 * 10^6$	$298.9 * 10^6$
Economia relativa de combustivel, %	9.00	25.2

Tabela 6 - A Alternativa de POLSKY (adaptada de [33])

Assim, a tabela 6 que utiliza os critérios de POLSKY [33], evidencia as vantagens do ciclo combinado sobre os demais em função daqueles critérios, o que está de acordo com a prática corrente.

5.4 - Outros Métodos:

As abordagens sugeridas por KELLER [32] e POLSKY [33] são fundamentais em qualquer tratamento de ciclos, se se considera o aspecto de avaliações possíveis porque resumem certamente a maioria das abordagens em uso, pelo menos nas formas mais consagradas e praticadas até então. Assim, diversos outros métodos como os propostos por SCHWARZENBACH [34] e KEHLHOFFER [35] têm muito em comum com POLSKY [33] e KELLER [32]. Inclusive sendo anteriores a eles e, podendo ser vistos como versões preliminares e também fundamentais, principalmente o trabalho de SCHWARZENBACH [34].

5.5 - O Método Exergético:

Os objetivos de se apresentar essa gama de opções na escolha de métodos de avaliação de plantas de cogeração são:

- (a) mostrar que fundamentalmente os métodos tradicionais são eminentemente energéticos (1^a Lei - Entálpicos);
- (b) a necessidade de se ter um modelo termodinâmico claro e preciso nesses casos. Admitido que considerações termodinâmicas isoladas não são suficientes para se julgar "a melhor configuração", o modelo utilizado deve ser extremamente poderoso e abrir leques de opção em outras direções quando em uso. Ou seja, deve ser capaz de mapear a instalação de forma bastante clara fornecendo critérios diversos de ponderação;
- (c) introduzir e aplicar o método exergético em instalações típicas como um padrão adequado;
- (d) discutir as limitações dos métodos clássicos em relação ao exergético que envolve tanto considerações entálpicas como entrópicas (1^a e 2^a Lei combinadas).

Conforme proposto por KOTAS [29] e AHERN [30] o método exergético é estabelecido de acordo com duas características fundamentais:

- (a) as fontes energéticas devem ser identificadas por um parâmetro caracterizador de seu potencial ou qualidade;
- (b) os processos utilizados na conversão devem ser caracterizados naquilo que tem de dissipadores ou de geração de irreversibilidades

Em relação ao item (a), a qualidade da energia (ou, seu potencial para executar trabalho) é muito mais importante do que sua quantidade e, aqui surge o conceito de exergia. Para (b) vale o princípio de aumento de entropia e das irreversibilidades associadas que ocorrem em condições reais.

O método exergetico tanto identifica a qualidade como as irreversibilidades ao ser aplicado na análise de instalações. Os critérios de avaliação que podem ser adotados no método exergetico são:

5.5.1 - Eficiência Exergetica :

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{\Sigma Ex \text{ saída}}}{\dot{\Sigma Ex \text{ entrada}}} \quad (27)$$

Sendo o balanço exergetico dado em sua forma mais geral por:

$$\Sigma Ex \text{ saída} = \Sigma Ex \text{ entrada} - I_{rr} \quad (28)$$

As entradas e saídas exergeticas podendo tomar as mais variadas formas:

- (a) pode ser entendida como saída uma dada forma de energia a ser produzida .Como entrada, a respectiva demanda energética para produzi-la;
- (b) tanto as entradas como saídas podem ser formas definidas tais como: trabalho , exergia associada à transferência de calor, transporte de exergia associada a fluxo de matéria através de uma dada SC, seja entrando ou saindo dela, mudança de exergia de um fluxo ao passar por um VC (ex. turbina, condensador) e outros mais.

A eficiência exergetica é um critério extremamente adequado para julgar o grau de perfeição termodinâmica de processos. No caso ideal em que $I_{rr} = 0$ tem-se $\eta_{ex} = 1$. E o que vai caracterizar a variação de η_{ex} é evidentemente o grau de irreversibilidade de cada caso.

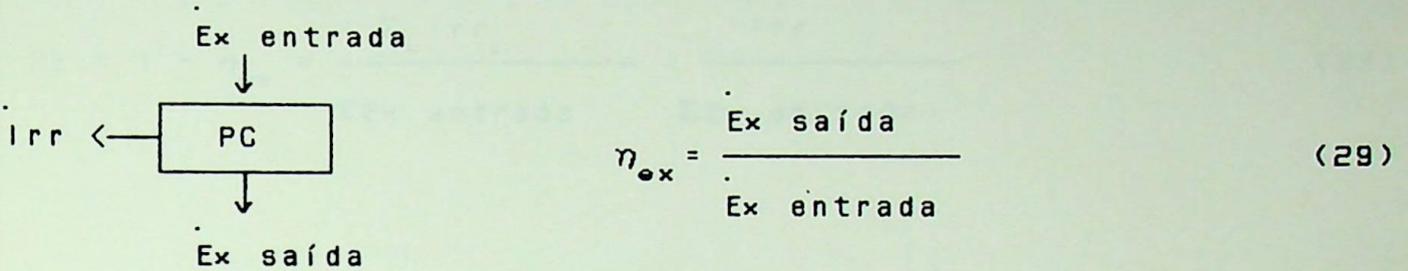


Fig.17 - Processos Básicos de Conversão

Da figura anterior resulta :

$$\dot{Ex} \text{ entrada} = \dot{Ex} \text{ saída} + \dot{Irr} \quad (30)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{Ex} \text{ entrada} - \dot{Irr}}{\dot{Ex} \text{ entrada}} = 1 - \frac{\dot{Irr}}{\dot{Ex} \text{ entrada}} \quad (31)$$

ou num caso mais geral:

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\dot{Irr}}{\Sigma \dot{Ex} \text{ entrada}} \quad (32)$$

Na utilização dessas equações se recomenda cuidados devido ao fato de que a identificação das entradas e saídas exergéticas é função da planta em estudo e de suas características devendo estar perfeitamente identificadas.

5.5.2 - Perturbação de Eficiência [29]:

Outro parâmetro extremamente útil na avaliação exergética é a perturbação de eficiência. Quando se lida com um VC passível de N subdivisões é vantajosa a introdução desse conceito que considera o quanto uma dada irreversibilidade perturba a eficiência de um processo de conversão. Assim :

$$PE = 1 - \eta_{ex} = \frac{\sum_i \dot{I}rr_i}{\Sigma Ex \text{ entrada}} = \frac{\dot{I}rr}{\Sigma Ex \text{ entrada}} \quad (33)$$

Logo, $1 - \eta_{ex}$ é a parcela perdida da entrada exergética através das irreversibilidades dos componentes ou sub-regiões do VC. Para o peso relativo de um dado componente ou sub-região pode-se usar :

$$PE_i = \frac{\dot{I}rr_i}{\Sigma Ex \text{ entrada}} \quad (34)$$

e evidentemente,

$$1 - \eta_{ex} = \sum_{i=1}^n PE_i = PE \quad (35)$$

5.5.3 - Irreversibilidades Relativas:

Constituem também uma forma de se avaliar o efeito das irreversibilidades no desempenho da instalação principalmente nos casos em que não há uma saída utilizável no sentido usual do termo. Por ex. : uma instalação de secagem ou mesmo os casos dos subprodutos de petróleos levantados por KELLER [32] e, já vistos.

$$1 = \frac{\dot{I}rr_1}{\dot{I}rr} + \frac{\dot{I}rr_2}{\dot{I}rr} + \dots + \frac{\dot{I}rr_n}{\dot{I}rr} = \frac{\sum_i \dot{I}rr_i}{\dot{I}rr} \quad (36)$$

Essa disposição é também conveniente para se avaliar o peso relativo de cada subregião ou componente no comportamento global da instalação.

5.6 - Cotejo dos Métodos em relação ao Exergético

Apontados os três critérios básicos de avaliação

usados no método exergético surge a necessidade de considerações adicionais a respeito dos métodos anteriormente apresentados e o método exergético proposto aqui como modelo termodinâmico a ser utilizado. Em relação a KELLER [32], método dos equivalentes, há que se destacar:

- (1) a adequabilidade do conceito de equivalente ao método exergético, pois basta associar a exergia como equivalente das energias envolvidas e estar-se-á falando do método exergético. Inclusive η_v (equação 22) com alguns rearranjos, é bastante similar a η_{ex} ;
- (2) a validade da afirmação de que parâmetros termodinâmicos isolados não são suficientes para avaliação de uma dada planta, sendo necessário o concurso de parâmetros ambientais e econômicos.
- (3) são discutíveis as restrições colocadas tendo em vista os coeficientes propostos por KELLER [32]. Na definição de η_v (eficiência global) são considerados apenas os equivalentes úteis, pois parte-se do pressuposto que só eles podem ter atribuídos a si tais parâmetros. Remetendo à figura 16 e considerando a sub-região "B", subprodutos como o asfalto por ex., não poderiam ter atribuídos a si a exergia? Parece aqui que o problema é de se encaixar tal possibilidade em função da definição de η_v e não da impossibilidade de tal atribuição.

A definição de η_{ex} efetivamente levaria tal procedimento e a sub-região "B" teria suas irreversibilidades apontadas quer seja no uso de óleo cru ou no de carvão bruto porque, como todo processo de conversão, teria irreversibilidades associadas. Agora, se é fácil ou não levantar a exergia de tais elementos (subprodutos) é uma questão bem distinta da adequabilidade de coeficientes de avaliação. Para evidenciar o que se discute tem-se, como mostra a figura 18 a seguir, o arranjo associado e, também nesse caso as equações pertinentes:

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{u1} + Ex_{u2} + Ex_{Nu}}{Exc} \quad (37)$$

$$Exc = Ex_{Nu} + Ex_{u1} + Ex_{u2} + Irr \quad (38)$$

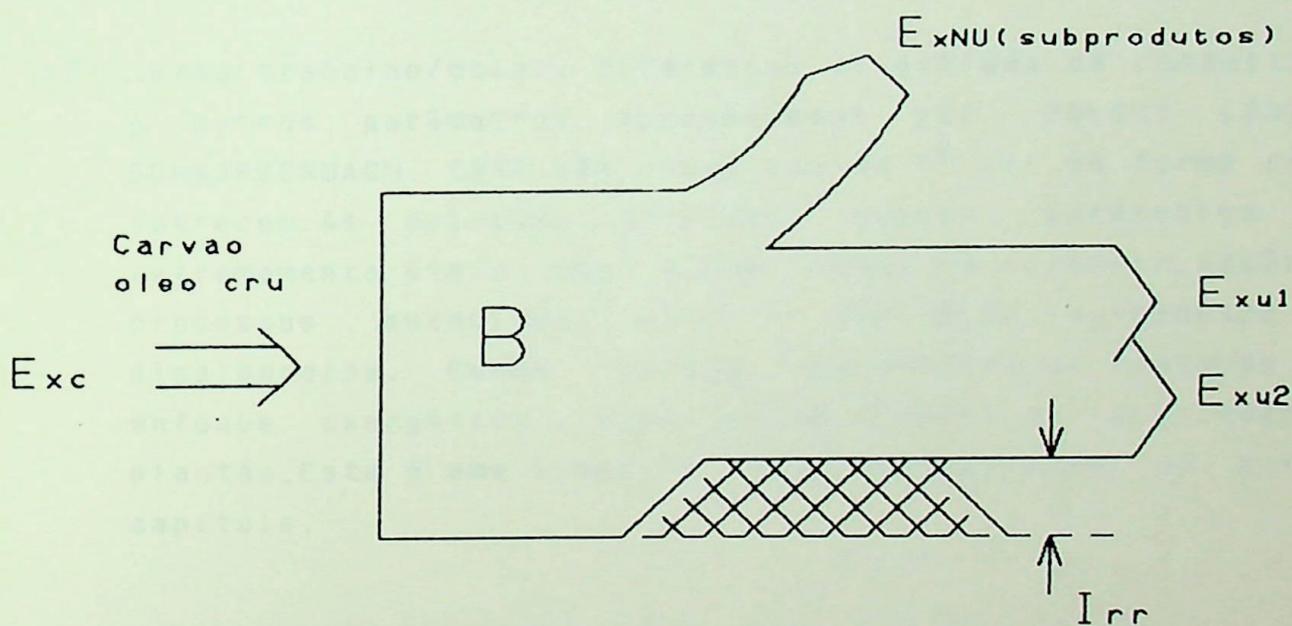


Fig.18 - Visão exérgica da sub-região B da fig.16

E a irreversibilidade tem de aparecer, pois exergia é destruída necessariamente em qualquer processo de conversão.

Com relação ao método de POLSKY [33] deve-se notar:

- (1) a discussão oportuna dos métodos de 1^a Lei (FUF e η_{eL}) como métodos restritos e limitados apesar do uso ainda generalizado de tais parâmetros. Aliás, FUF e η_{eL} são idênticos a η_v e $\eta_{v\alpha}$ (definidos em KELLER [32]) respectivamente, caso se faça os equivalentes associados à energia;
- (2) a conclusão correta de que energia elétrica (mecânica) e térmica não podem ser tratadas de forma idêntica, o que se evidencia quando tratadas do ponto de vista da 2^a Lei, procedimento esse que acarreta um enfoque exergético;
- (3) taxas trabalho/calor, diferenças de entrada de combustível, e outros parâmetros apresentados por POLSKY [33] e SCHWARZENBACH [34] são conceitos de 1^a Lei na forma em que aparecem. As soluções baseadas nesses parâmetros são extremamente úteis, mas ainda falham na caracterização dos processos associados naquilo que eles apresentam de dissipadores. Esses mesmos parâmetros se tratados com enfoque exergético, permitem um avanço na avaliação das plantas. Esta é uma linha a ser desenvolvida no próximo capítulo.

Considerando os métodos dados em 5.4 por SCHWARZENBACH [34] e KELHOFER [35]:

- (1) SCHWARZENBACH é fundamental, pois reúne os conceitos até então utilizados para avaliação de plantas. Há um núcleo comum entre esses autores e POLSKY [33], apesar das pequenas diferenças na maneira de tratar os parâmetros. Além disso, é o próprio SCHWARZENBACH [34] que reconhece a impropriedade de se entender o FUF como eficiência (nos seus trabalhos o FUF é denominado α para diferenciá-lo do símbolo já consagrado η) pois, seu numerador é composto de uma soma de quantidades distintas. Essa restrição é consequência do tratamento de 1^a Lei dado ao parâmetro.

(2) KELHOFER [35] é uma extensão dos conceitos de POLSKY [33] e SCHWARZENBACH [34], e, constitui muito mais uma análise econômica do que um identificador de parâmetros. Utiliza os definidos em SCHWARZENBACH [34] e, estende sua análise às considerações econômicas.

Uma proposta que não foi mencionada em 5.4 mas que merece apreciação à parte, devido ao fato de tecer considerações sobre avaliação de ciclos via 2^a Lei, é aquela apresentada por CASCI [37]. Segundo ele a eficiência da 2^a Lei, que é uma forma "espúria" (sic) de se tratar as coisas por misturar energia realmente produzida (PM) com energia teoricamente disponível (PU), seria dada por:

$$\eta_2 = \left[\frac{PM + PU \left(\frac{T_u - T_a}{T_u} \right)}{P_1} \right] \quad (39)$$

$$\eta_2 = \left[\frac{PM + PU \left(\frac{T^* - T_a}{T^*} \right)}{P_1} \right] \quad (40)$$

onde:

- P₁ - potência energética fornecida (entrada energética)
- P_M - potência líquida no eixo (saída energética utilizável)
- P_U - potência térmica utilizável (idem, idem)
- T_U - temperatura em que P_U é fornecida
- T_a - temperatura meio ambiente
- T^{*} - temperat. média em que P_U é liberada quando a recuperação de calor é feita com variações lineares entre T₁ e T₂

$$T^* = \frac{(T_1 - T_2)}{\ln (T_1 - T_2)}$$

1 - estado inicial ; 2 - estado final

Note-se que $Pu[(T^* - T_a)/T^*]$ ou $Pu[(T_u - T_a)/T_u]$ é exatamente o fluxo de exergia térmica $\dot{Ex}^T = \dot{Q}_r[(T_r - T_o)/T_r]$ dado por KOTAS [29] nos tratamentos exergéticos. Observe-se ainda que η_2 é equivalente ao FUF com enfoque de 2^a Lei caso se atribua a P_1 valores exergéticos. Verifique-se então o que há de espúrio no tratamento em questão. Suponha-se um processo de troca térmica conforme figura abaixo:

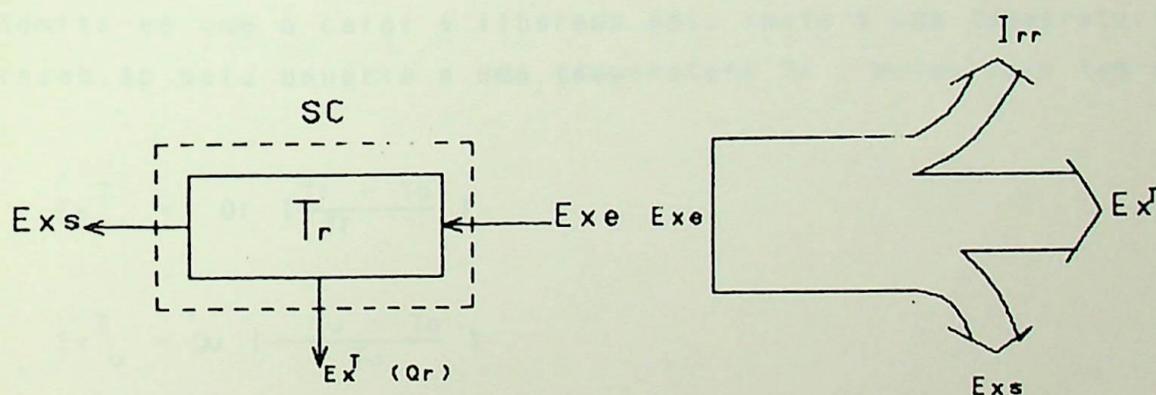


Fig.19 - Processos de Troca Térmica

Aplique-se a equação do balanço exergético:

$$\dot{Ex}_e + \dot{Ex}^T = \dot{Ex}_s + \dot{W}_x + \dot{I}_{rr} \quad (41)$$

e a equação das irreversibilidades:

$$\dot{I}_{rr} = T_o [\sum \dot{m}_i s_i - \sum \dot{m}_e s_e - \sum_r \dot{Q}_r / T_r] \quad (42)$$

Como não há produção de trabalho tem-se:

$$\dot{Ex}^T = (\dot{Ex}_s - \dot{Ex}_e) + \dot{I}_{rr} = \dot{I}_{rr} - (\dot{Ex}_e - \dot{Ex}_s) \quad (43)$$

$$\dot{Ex}^T = \dot{Q}_r - T_0 (\dot{S}_s - \dot{S}_e) m + T_0 [\dot{m} (\dot{S}_s - \dot{S}_e) - \dot{Q}_r / T_r] \quad (44)$$

$$\dot{Ex}^T = \dot{Q}_r - T_0 \dot{m} (\dot{S}_s - \dot{S}_e) + T_0 \dot{m} (\dot{S}_s - \dot{S}_e) - \dot{Q}_r T_0 / T_r \quad (45)$$

$$\dot{Ex}^T = \dot{Q}_r - \dot{Q}_r T_0 / T_r = \dot{Q}_r [1 - T_0 / T_r] = \dot{Q}_r [(T_r - T_0) / T_r] \quad (46)$$

Essa é a exergia térmica potencial ou trabalho máximo potencial do calor em questão, à temperatura T_r . Corresponde a uma máquina reversível operando entre T_r e T_0 .

O que CASCI [37] reclama como tratamento "espúrio" (sic) pode muito bem ser resolvido sem perda do enfoque exergético. Admita-se que o calor é liberado pela fonte a uma temperatura T_f e recebido pelo usuário a uma temperatura T_u . Nesse caso tem-se:

$$\dot{Ex}_{f}^T = \dot{Q}_f \left[\frac{T_f - T_0}{T_f} \right] \quad (47)$$

$$\dot{Ex}_{u}^T = \dot{Q}_u \left[\frac{T_u - T_0}{T_u} \right] \quad (48)$$

onde:

f - fonte, u - usuário

Ora, do balanço energético da 1^a Lei sabe-se que:

$$\eta_{en} = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_f} = \frac{\dot{ENTR}}{\dot{ENTP}} \quad (49)$$

onde:

\dot{ENTR} = energia térmica recuperada

\dot{ENTP} = energia térmica teórica ou potencial

Além disso, a relação entre a exergia recuperada e aquela liberada pela fonte corresponde à eficiência de 2^a Lei do processo.

Ter-se-ia então:

$$\eta_{ex, RT} = \frac{\dot{Ex}_{T_u}}{\dot{Ex}_{T_f}} = \frac{\dot{Q}_u [(T_u - T_o)/T_u]}{\dot{Q}_f [(T_f - T_o)/T_f]} = \eta_{en, RT} \frac{[(T_u - T_o)/T_u]}{[(T_f - T_o)/T_f]}$$

E, também:

$$\dot{Ex}_{T_u} = \eta_{ex, RT} \dot{Ex}_{T_f} \quad (50)$$

$$(\dot{Ex}_{T_R}) \quad (\dot{Ex}_{T_P})$$

onde:

$$\dot{Ex}_{T_R} = \dot{Ex}_{T_u} \quad \text{exergia recuperada}$$

$$\dot{Ex}_{T_P} = \dot{Ex}_{T_f} \quad \text{exergia teórica ou potencial}$$

RT se refere à recuperação térmica.

Dessa forma assegurar-se-ia a característica de recuperação de cada caso, tendo em vista os dados reais dos processos envolvidos. Ou poder-se-ia partir para a consideração de que há uma máquina irreversível operando entre as duas fontes de calor e caracterizar, também, os processos envolvidos. Usar a equação (39) ou (40) equivale a dizer que qualquer instalação que opere sob as mesmas condições, tem o mesmo potencial termo-exergético. Usar a equação (41) significa demonstrar a diferença de uso que cada uma delas pode fazer desse potencial. CASCI [37] define o coeficiente prático de conversão térmica (heat conversion factor) dado por $\kappa = \Delta P_E / P_U$ (em que ΔP_E = perda de potência elétrica para se produzir P_U). O parâmetro é dependente da temperatura da troca térmica e do processo associado ; em [37] o processo de referência é o de aquecedores múltiplos com um passe de reaquecimento ; além de estar vinculado a considerações energéticas. E, é o fator que pondera o valor da energia térmica no numerador da equação (39) tomada em forma distinta , mas fundamentalmente retendo as mesmas relações. O próprio CASCI [37] reconhece que o parâmetro é menos consistente do ponto de vista termodinâmico embora seja de caráter prático (experience oriented). Não se justifica assim a afirmação de que a eficiência exergética é uma forma espúria de se focar avaliações de processos de conversão energética.

5.7 - Resumo:

A finalidade de se focar as diversas técnicas de avaliação de plantas de cogeração e de associá-las ao enfoque exergético a ser adotado nesse trabalho é constatar que:

- (1) surge a necessidade de um método que mapeie a instalação destacando suas qualidades e limitações para que decisões do ponto de vista termodinâmico sejam melhor avaliadas. O método exergético tanto caracteriza a qualidade das energias envolvidas como processos dissipadores presentes presentes numa dada instalação;
- (2) o método Termodinâmico em si mesmo não é suficiente para decidir sobre a adequabilidade das instalações em relação a dada aplicação. Mas, como se deve dispor de critérios Termodinâmicos efetivos (sendo essa uma necessidade básica e fundamental) para caracterizá-las, acredita-se que eles devam ser de tal forma que permitam visualizar a planta com possibilidades distintas;
- (3) são várias as características que afetam a escolha de uma dada instalação e, diversos os conjuntos de critérios a serem adotados nessa escolha. Um resumo deles é dado em HU [39] conforme se segue:

- (a) combustível utilizado
- (b) investimentos de capital necessários
- (c) eficiência de conversão do combustível em energia elétrica (mecânica)
- (d) relação trabalho/calor (taxa P/H) ou β
- (e) efeitos ambientais

Quaisquer que sejam os grupos apontados surgem efetivamente três critérios principais:

- (I) método Termodinâmico de avaliação da instalação ou critério performance, englobando parâmetros Termodinâmicos básicos como: eficiências, relações trabalho/calor, FUF, etc. . . .
- (II) método de avaliação econômica da instalação ou critério financeiro considerando: investimentos de capital, custos

de instalação, operação e manutenção, custos de combustível, etc.

- (III) método de avaliação de impactos ambientais ou critério ecológico considerando : aspectos legais de poluição, restrições locais de emissão , repercussões ambientais e sociais dos poluentes, etc...

O enfoque exergético procura atender ao primeiro desses grandes grupos, de forma a produzir uma ferramenta consistente de avaliação. No capítulo que se segue este método será aplicado adequando-se aos parâmetros dos métodos convencionais.

CAPÍTULO 6 - O MÉTODO EXERGÉTICO E AS INSTALAÇÕES DE COGERAÇÃO A VAPOR

6.1 - Introdução:

No capítulo 5, mais exatamente em 5.7, viu-se que há três grupos fundamentais de critérios para avaliação de uma dada planta e, a necessidade de se ter ferramentas adequadas em cada um desses grupos. No capítulo presente procura-se desenvolver o método exergético para instalações típicas de cogeração de modo a atender ao grupo I dos critérios apontados em 5.7. Ou seja, procura-se mapear instalações típicas de cogeração do ponto de vista performance conforme denominado em 5.7.

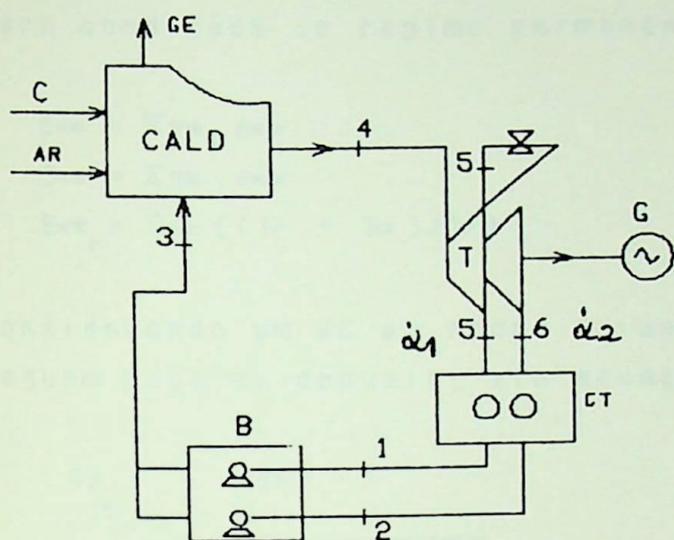
6.2 - As Turbinas a Vapor:

São apresentadas em uso corrente duas versões básicas: as de contrapressão e as de extração/condensação. As configurações mais usuais segundo HU [39] e OLKER [13] podem variar dentro das seguintes condições:

- (a) contrapressão, com uma , duas ou três extrações para aquecimento distrital (uso residencial) ou então propósitos industriais;
- (b) extração/condensação, com uma , duas ou três extrações tendo os mesmos propósitos anteriores;
- (c) ciclos combinados tendo uma das turbinas a vapor anteriores associada às turbinas a gás.

6.3 - Análise Termodinâmica de Instalações a Contrapressão:

Uma instalação típica de cogeração usando esse tipo de máquina é dada na figura 20 a seguir. E, na figura 21, é dado o diagrama T-S associado a essa instalação mas, apenas representativo dos eventos que ocorrem na instalação. As figuras servirão como referencial para os estudos de tais arranjos de cogeração como elementos representativos dos mesmos.



Legenda:

C = combustível

GE = gases de exaustão

T = turbina

G = gerador

CT = cargas térmicas

B = bombas

CALD = caldeira

α_1 = extração 1

α_2 = extração 2

Fig. 20 - Instalação de Contrapressão

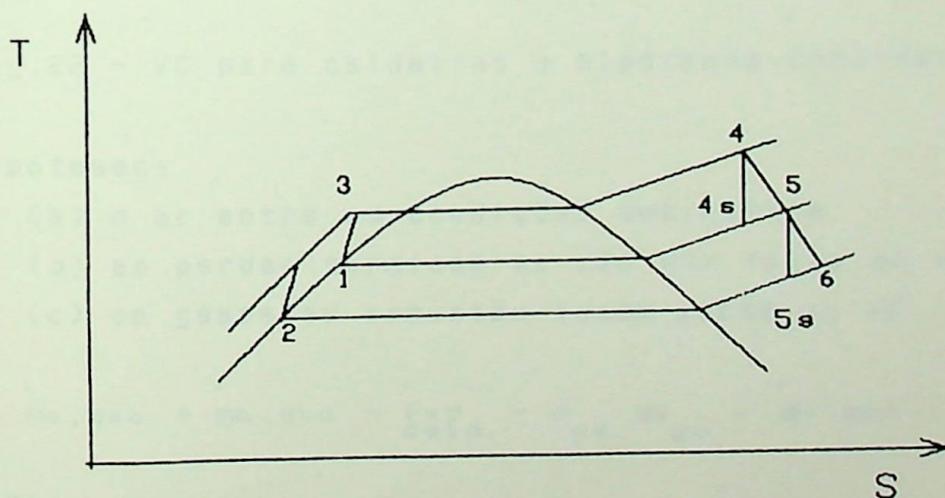


Fig.21 - Diagrama T-S representativo associado à fig. 20

A análise exergética iniciar-se-á pela caldeira e, tendo como referência a figura 20.

6.3.1 - Caldeira: baseado em KOTAS [29] deduz-se que:

$$\dot{E}_{x0} + \dot{E}_{xT} = \dot{E}_{x0} + \dot{W}_x + \dot{I}_{rr}$$

(51)

para condições de regime permanente, onde:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{xe} &= \sum \dot{m}_e \cdot ex_e & e &= \text{entrada} \\ \dot{E}_{xs} &= \sum \dot{m}_s \cdot ex_s & s &= \text{saída} \\ \dot{E}_{xT_r} &= \sum Q_r [(T_r - T_o) / T_r] & r &= \text{local ou de referência} \end{aligned}$$

Considerando um VC ao redor da caldeira e as hipóteses que se seguem pode-se deduzir, via equação (51), a equação (52):

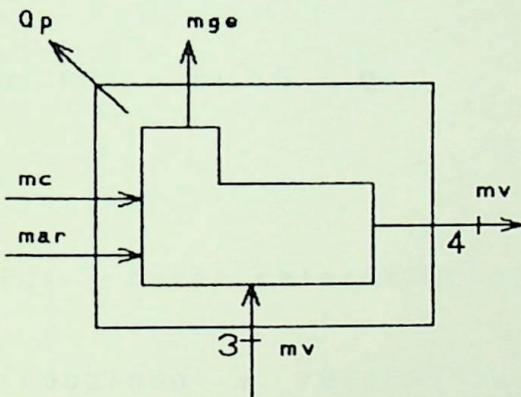


Fig.22 - VC para caldeiras e hipóteses consideradas

Hipóteses:

- (a) o ar entra em condições ambientais
- (b) as perdas térmicas se dão por fluxo de calor
- (c) os gases de exaustão fazem parte do VC

$$\dot{m}_c \cdot ex_c + \dot{m}_a \cdot ex_a - \dot{E}_{xT_{cald.}} - \dot{m}_{ge} \cdot ex_{ge} - \dot{m}_v (ex_4 - ex_3) = \dot{i}_{rr} \quad (52)$$

onde:

c = combustível, a = ar, ge = gases exaustão, v = vapor

$$\dot{m}_c \cdot ex_c = \dot{m}_v (ex_4 - ex_3) + \dot{i}_{rr} + Q_p [1 - (T_o / T_p)] \quad (53)$$

Sabe-se que η_{ex} é dada por:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{\Sigma} E_{x \text{ saída}}}{\dot{\Sigma} E_{x \text{ entrada}}}$$

Logo:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{m}v (ex_4 - ex_3)}{\dot{m}c \cdot exc} \quad (54)$$

A eficiência da caldeira dada por balanços energéticos é:

$$\eta_{en} = \frac{\dot{m}v (h_4 - h_3)}{\dot{m}c \cdot PCI} \quad (55)$$

Da 1^a Lei tem-se então:

$$\dot{m}c \cdot PCI = \dot{m}v \cdot \Delta h + \dot{Q}_p$$

onde:

PCI = poder calorífico inferior e , η_{en} = energética

Introduzindo a relação exergia/PCI dada por KOTAS [29] em condições padrão vem :

$$\varphi = \frac{ex_q}{PCI} \quad (56)$$

Simplificada para:

$$PCI = \frac{exc}{\varphi} \quad (57)$$

como hipótese de trabalho adequada ao caso.

Tem-se que:

$$(ex_4 - ex_3) = (h_4 - h_3) - T_0 (s_4 - s_3)$$

desprezados os efeitos cinéticos, potenciais e químicos.

Considerando (57) obtem-se:

$$\frac{\eta_{ex}}{\eta_{en}} = \frac{1}{\varphi} \left\{ \frac{[(h_4 - h_3) - T_0 (s_4 - s_3)]}{(h_4 - h_3)} \right\} \quad (58)$$

Ou então, $\frac{\eta_{ex}}{\eta_{en}} = \frac{A}{\varphi}$

Com,

$$A = \frac{[(h_4 - h_3) - T_0(s_4 - s_3)]}{(h_4 - h_3)} \quad (59)$$

Rearranjando os termos:

$$A = \left[1 - \frac{T_0(s_4 - s_3)}{(h_4 - h_3)} \right] \quad (60)$$

Para exemplificar a análise exergética e energética de uma caldeira suponha-se que ela opere a 6MPa, receba líquido saturado e produza vapor superaquecido a 740 K. A determinação de A requer o conhecimento das propriedades de estado de acordo com (60). Para φ existem valores tabelados em função do combustível utilizado bem como equações apropriadas para seu cálculo conforme KOTAS [29].

Líquido saturado	Vapor superaquecido
$h_3 = 1212,4 \text{ KJ/Kg}$	$h_4 = 3349,1 \text{ KJ/Kg}$
$s_3 = 3,0249 \text{ KJ/Kg k}$	$s_4 = 6,8105 \text{ KJ/Kg k}$
$T_0 = 298 \text{ k (25}^\circ\text{C)}$	$A = 0,4720 \Rightarrow \text{eq. (60)}$

Tabela 7 - Parâmetros do Vapor e o valor de A

Combustível	φ [29]	η_{ex}/η_{en} (A/ φ)
Coque	1,05	0,4496
Carvão	1,06 ~ 1,10	0,4453 ~ 0,4291
óleo Comb.Diversos	1,04 ~ 1,08	0,4539 ~ 0,4371
Gás Natural	1,035 ~ 1,045	0,4561 ~ 0,4517

Tabela 8 - Relação η_{ex} / η_{en}

Da tabela 8 vê-se que η_{ex}/η_{en} oscila entre 0,4291 a 0,4561 (limites inferior e superior) e que uma caldeira é na verdade muito mais irreversível do que sugerem os métodos energéticos. A diferença entre η_{en} e η_{ex} é acentuada e oferece destaque e atenção. As hipóteses energéticas geralmente trabalham com η_{en} em

faixas de 0.80 ~ 0.90. Isso equivaleria a η_{ex} nas faixas de 0.34 ~ 0.36 (admitidos os limites dados anteriormente na tabela 8). Portanto, a entrada exergética seria recuperada pelo vapor numa parcela bem baixa. As irreversibilidades da caldeira provocadoras desse evento se devem basicamente a três fatores: o processo de combustão em si mesmo, perdas nos gases de exaustão e transferência de calor com gradiente acentuado de temperaturas. O tratamento exergético evidencia tal fato mas, os tratamentos energéticos diluem esses efeitos que não ficam evidenciados. Não se destaca portanto, um local importante onde ações de engenharia podem ser levadas a efeito.

Uma forma alternativa de se visualizar a diferença acentuada entre η_{ex} e η_{en} é considerar algumas hipóteses simplificadoras adicionais. Admita-se $PCI = exc$ o que equivale a $\varphi = 1$:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{m}_v \cdot \Delta ex}{\dot{m}_c \cdot PCI} \quad (61)$$

$$\eta_{en} = \frac{\dot{m}_v \cdot \Delta h}{\dot{m}_c \cdot PCI} \quad (62)$$

$$\frac{\eta_{ex}}{\eta_{en}} = \frac{\Delta ex}{\Delta h} = \frac{(\Delta h - T_0 \Delta s)}{\Delta h} = \left(1 - \frac{T_0 \Delta s}{\Delta h}\right) = A \quad (63)$$

Visto num diagrama T-S tem-se:

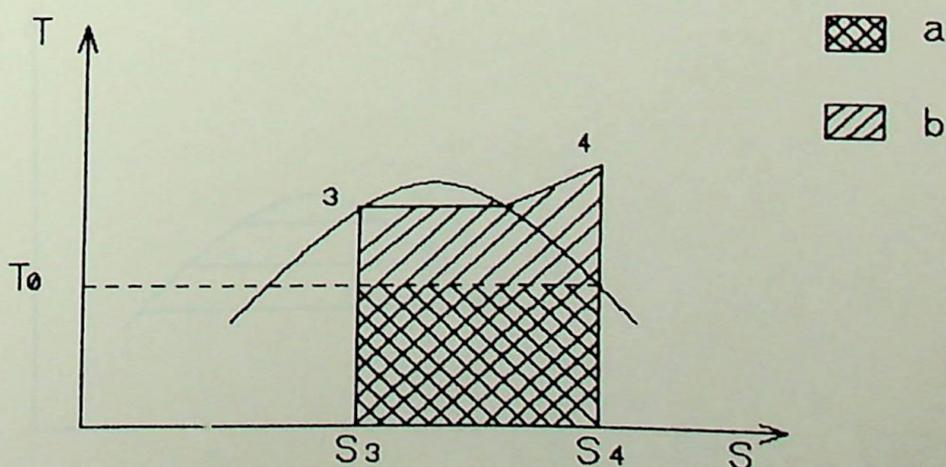


Fig.23 - Diagrama T-S representativo da fig.22

Na figura 23, $T_0 \Delta s$ equivale à área representada por "a" e, Δh , por "b". É evidente que $b > a$, e, $[1 - (a/b)] < 1$ sempre. Logo, η_{ex} é sempre menor que η_{en} para as caldeiras numa proporção acentuada. O que evidencia o fato de que instalações que utilizam tal equipamento pagam um preço significativo por isso. A diferença entre o bom e o mau uso de uma dada entrada exergética pode estar associada ao fato de que há instalações que usam e outras não o componente citado.

6.3.2 - As Turbinas De Contrapressão:

Uma instalação típica de contrapressão é dada na figura 24 que se segue:

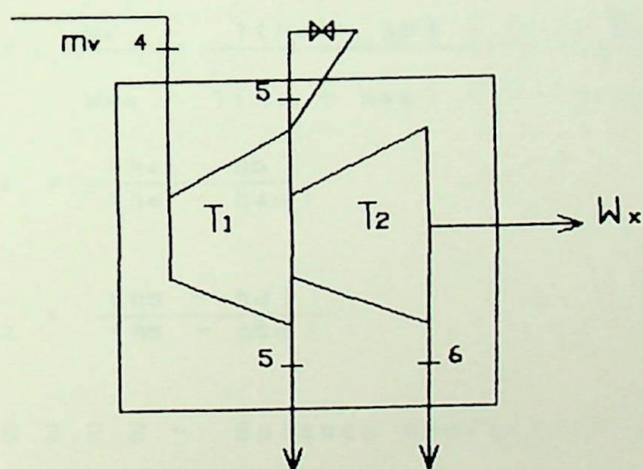


Fig.24 - Turbina Contrapressão (referência vazão em massa de vapor $m_v = 1 \text{ Kg/s}$)

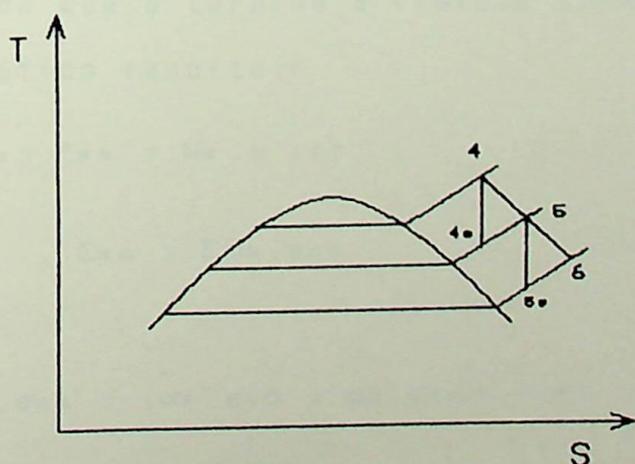


Fig.25 - Diagrama T-S representativo da fig.24

6.3.2.1- Balanço energético (1ª Lei): Dada a fig. 24 tem-se:

$$\dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_e \cdot h_e = \sum \dot{m}_s \cdot h_s + \dot{W}_x \quad (64)$$

e = entrada e, s = saída.

Sendo $\dot{W}_{T1} = h_4 - h_5$, $\dot{W}_{T1s} = h_4 - h_{4s}$, $\dot{W}_{T2} = h_5 - h_6$ e,

$$\dot{W}_{T2s} = h_5 - h_{5s}$$

onde "s" indica isentrópico

o trabalho total será dado por :

$$\dot{W}_x = \dot{W}_{T1} + \dot{W}_{T2} = 1(h_4 - h_5) + (1 - \alpha_1)(h_5 - h_6) \quad (65)$$

$$\dot{W}_{xs} = \dot{W}_{T1s} + \dot{W}_{T2s} = 1(h_4 - h_{4s}) + (1 - \alpha_1)(h_5 - h_{5s}) \quad (66)$$

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_x}{\dot{W}_{xs}} = \frac{1(h_4 - h_5) + (1 - \alpha_1)(h_5 - h_6)}{1(h_4 - h_{4s}) + (1 - \alpha_1)(h_5 - h_{5s})} \quad (67)$$

$$\eta_{T1} = \frac{(h_4 - h_5)}{(h_4 - h_{4s})} \quad (68)$$

$$\eta_{T2} = \frac{(h_5 - h_6)}{(h_5 - h_{5s})} \quad (69)$$

6.3.2.2 - Balanço exergetico : considerando a equação (13) tem-se:

$$\dot{E}_{xe} + \dot{E}_{xT} = \dot{E}_{xs} + \dot{W}_x + \dot{I}_{rr}$$

E desde que a turbina é tratada como um componente essencialmente adiabático resulta:

$$\dot{E}_{xe} - \dot{E}_{xs} = \dot{W}_x + \dot{I}_{rr} \quad (70)$$

Sendo $\dot{E}_{xe} = \sum \dot{m}_e \cdot ex_e$ e $\dot{E}_{xs} = \sum \dot{m}_s \cdot ex_s$

$$\dot{m}_v \cdot ex_4 - (\alpha_1 \cdot ex_5 + \alpha_2 \cdot ex_6) = \dot{W}_x + \dot{I}_{rr} \quad (71)$$

Note-se ainda que:

$(\dot{E}x_e - \dot{E}x_s) = \text{salto exergetico}$

$\dot{W}_x = \text{saída exergetica}$

E, que :

$$\eta_{ex_T} = \frac{\dot{\Sigma E}x \text{ saída}}{\dot{\Sigma E}x \text{ entrada}} = \frac{\dot{W}_x}{1 \dot{e}x_4 - (\alpha_1 \dot{e}x_5 + \alpha_2 \dot{e}x_6)} \quad (72)$$

Rearranjando o denominador resulta:

$$\eta_{ex_T} = \frac{1(\dot{h}_4 - \dot{h}_5) + (1 - \alpha_1)(\dot{h}_5 - \dot{h}_6)}{1(\dot{e}x_4 - \dot{e}x_5) + (1 - \alpha_1)(\dot{e}x_5 - \dot{e}x_6)} \quad (73)$$

Observe-se que o símbolo 1 (vazão em massa unitária) foi mantido apenas por razões de clareza. Dividindo-se (73) por "1" obtém-se:

$$\eta_{ex_T} = \frac{a(\dot{h}_4 - \dot{h}_5) + c(\dot{h}_5 - \dot{h}_6)}{a(\dot{e}x_4 - \dot{e}x_5) + c(\dot{e}x_5 - \dot{e}x_6)} \quad (74)$$

$$\text{onde : } a = \frac{1}{1} = 1 \quad \text{e,} \quad c = \frac{\alpha_2}{1} = \frac{(1 - \alpha_1)}{1} < 1$$

ambos adimensionais. Da análise energética obtém-se:

$$\eta_T = \frac{a(\dot{h}_4 - \dot{h}_5) + c(\dot{h}_5 - \dot{h}_6)}{a(\dot{h}_4 - \dot{h}_{4e}) + c(\dot{h}_5 - \dot{h}_{5e})} \quad (75)$$

Para avaliar a relação entre as eficiências dadas é necessário verificar que penalidades atuam em cada caso. Tanto η_T como η_{ex_T} são menores que a unidade em função de tais penalidades. Tem-se :

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_x}{\dot{W}_e} \quad \text{onde: } \dot{W}_x = \dot{W}_{x1} + \dot{W}_2 \quad \text{e,} \quad \dot{W}_e = \dot{W}_{e1} + \dot{W}_{e2}$$

E que, $\dot{W}_x < \dot{W}_e$ ou $(\dot{W}_x + \dot{X}_{TCP}) = \dot{W}_e$ (no limite, $\dot{X}_{TCP} = 0$ e $\eta_T = 1$). Onde, \dot{X}_{TCP} é o fator que penaliza η_T e, tem-se:

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_x}{(\dot{W}_x + \dot{X}_{TCP})} = \frac{(h_4 - h_5) + \alpha_2(h_5 - h_6)}{(h_4 - h_{4e}) + \alpha_2(h_5 - h_{5e})} \quad (76)$$

Rearranjando o denominador ($\dot{X}_{TCP} = \dot{W}_e - \dot{W}_x$) vem:

$$\dot{X}_{TCP} = (h_4 - h_{4e}) + \alpha_2(h_5 - h_{5e}) - [(h_4 - h_5) + \alpha_2(h_5 - h_6)]$$

$$\dot{X}_{TCP} = (h_5 - h_{4e}) + \alpha_2(h_6 - h_{5e}) \quad (77)$$

Do ponto de vista exergetico pode-se concluir que:

$$\eta_{ex_T} = \frac{\dot{W}_x}{(\dot{W}_x + \dot{Y}_{TCP})} = \frac{\dot{W}_x}{\dot{W}_x + (I_1 + I_2)} = \frac{\dot{W}_x}{\dot{W}_x + (T_0 \Delta s_1 + \alpha_2 T_0 \Delta s_2)}$$

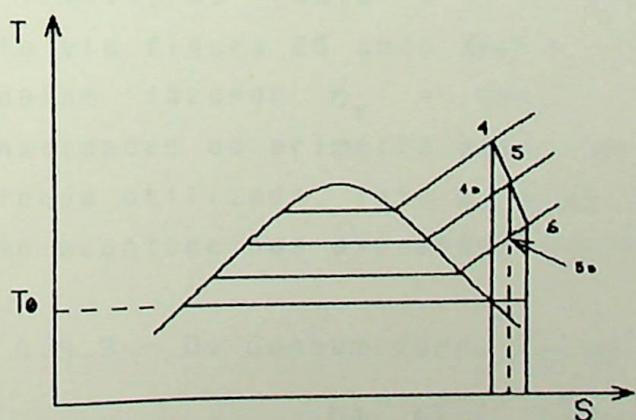
Isto é, o que penaliza a máquina (\dot{Y}_{TCP}) são as irreversibilidades associadas às respectivas expansões. Tem-se:

$$\dot{W}_x + \dot{Y}_{TCP} = 1(ex_4 - ex_5) + (1 - \alpha_1)(ex_5 - ex_6)$$

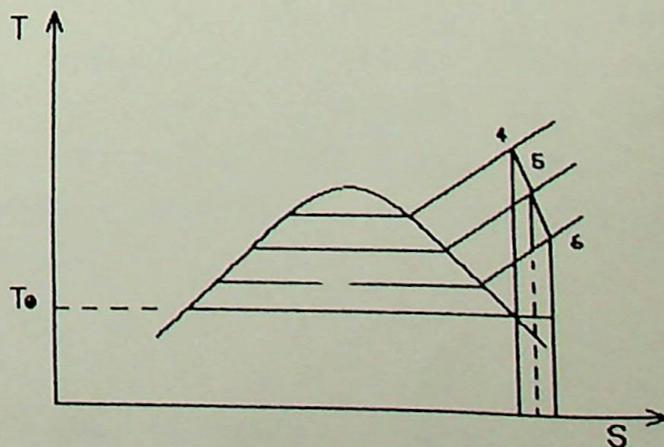
e, rearranjando:

$$\dot{Y}_{TCP} = 1 [T_0 (s_5 - s_4)] + \alpha_2 [T_0 (s_6 - s_5)] \quad (78)$$

Colocados em diagramas T-S tem-se:



(a) fator X_{tcp}



(b) fator Y_{tcp}

Fig.26 - Os fatores X_{TCP} e Y_{TCP} que penalizam η_{ex_T} e η_T respectivamente.

Note-se que X_{TCP} é sempre maior que Y_{TCP} e que portanto, η_{ex_T} é maior que η_T , quando se consideram as penalidades envolvidas. KOTAS [29] avalia a relação entre η_T e η_{ex_T} usando uma consideração distinta via parâmetro $r/i \cong \bar{T}_2/T_0$ (onde \bar{T}_2 é a temperatura média na exaustão da turbina; "i" irreversibilidades do processo de expansão; "r", a diferença entálpica entre o estado final real e o estado final ideal, isto é, $h_f - h_{f^*}$). O tratamento assim feito resulta na seguinte representação:

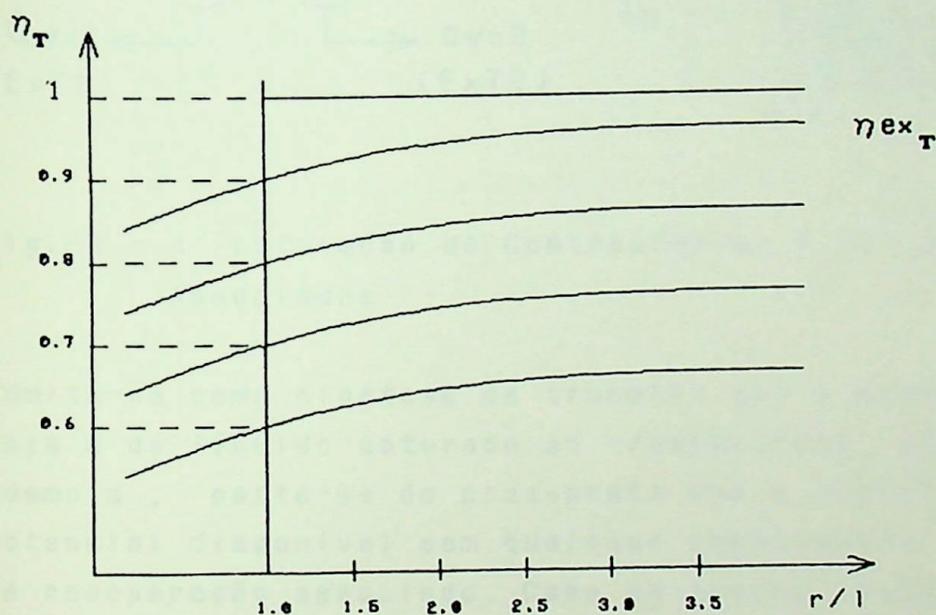


Fig.27 - Relação η_{ex_T}/η_T em função de r/i . Adaptada de [29].

NOGUEIRA [53] demonstra com propriedade que a área à esquerda de $r/i = 1$ não é factível pois, r/i será sempre maior que 1 podendo no limite, se igualar a 1, e, nesse caso $\eta_{ex} = \eta_T$. Percebe-se tal fato via figura 26 onde $X_{TCP} > Y_{TCP}$ sempre (no limite eles se igualam fazendo $\eta_T = \eta_{ex_T}$). Deve-se notar também que as penalidades da primeira expansão são totais qualquer que seja o enfoque utilizado. Isto é, elas não são ponderadas por extrações como acontece nas expansões posteriores.

6.3.3 - Os Consumidores Térmicos:

Há dois consumidores térmicos potenciais na instalação de contrapressão apresentada. O consumo térmico é distribuído em dois níveis de pressão. A figura 28 representa tal situação:

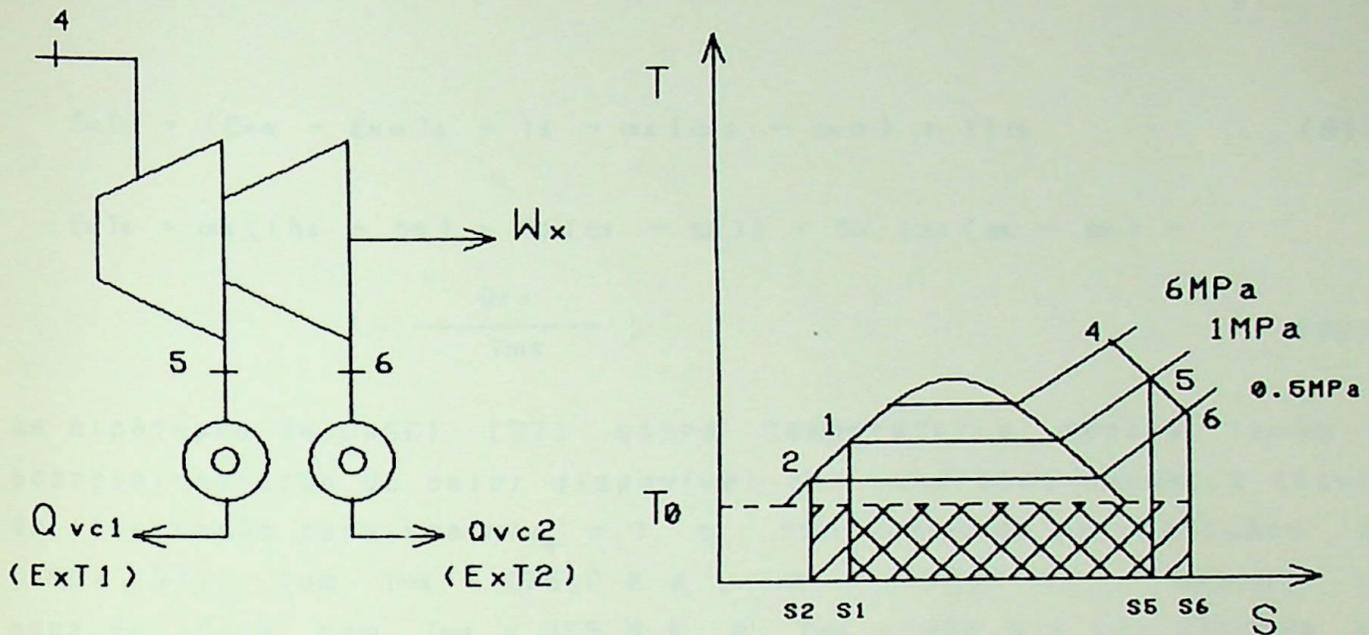


Fig.28 - A Instalação de Contrapressão e os Consumidores Térmicos Associados

Admita-se como hipótese de trabalho que a condição final do vapor seja a de líquido saturado às respectivas pressões de extração. Ademais, parte-se do pressuposto que a instalação fornece o calor potencial disponível sem qualquer preocupação com o processo real de recuperação associado. Caso se queira considerar o processo, basta utilizar a equação (50) e as implicações nela contidas. Da figura 28 nota-se que os estados 5 e 6 estão acoplados à condição da máquina, ou seja, dependem da eficiência considerada. A disponibilidade térmica de cada consumidor está acoplada a esses estados, bem como às parcelas extraídas. Do ponto de vista exergético e energético e, considerando a condição potencial da planta, tem-se respectivamente:

$$\dot{Ex}_{TP} = \dot{\alpha}_1 (ex_{t1}) + \dot{\alpha}_2 (ex_{t2}) \quad (79)$$

$$\dot{En}_{TP} = \dot{\alpha}_1 (h_5 - h_1) + \dot{\alpha}_2 (h_6 - h_2) \quad (80)$$

Para avaliar a parcela térmica disponível, faz-se a hipótese adicional de que a fonte térmica está a uma temperatura T_m , na condição $T_m = \Delta h / \Delta S$, oriunda de $T \cdot ds = dh - v \cdot dp$. Com essas considerações aplica-se a equação do balanço exergético (51) obtendo-se :

$$\dot{E}_{xT1} = (\dot{E}_{x0} - \dot{E}_{x0})_1 + \dot{I}_1 = \alpha_1 (\dot{e}_{x1} - \dot{e}_{x5}) + \dot{I}_{r1} \quad (81)$$

$$\dot{E}_{xT1} = \alpha_1 [(\dot{h}_1 - \dot{h}_5) - T_0 (\dot{s}_1 - \dot{s}_5)] + T_0 [\alpha_1 (\dot{s}_1 - \dot{s}_5) - \frac{\dot{Q}_{r1}}{T_{m1}}] \quad (82)$$

As hipóteses de CASCI [37] sobre temperaturas médias levam a sobrevalorização do calor disponível nas condições dadas. A título de ilustração para uma $\eta_{ex_T} = 1$ e, considerando as condições de CASCI [37], vem $T_{m1} = 475,0$ K e, $T_{m2} = 406,8$ K. Usando as equações T.ds vem $T_{m1} = 455,6$ K e, $T_{m2} = 406,8$ K (os valores de T_{m2} coincidindo apenas porque o vapor está saturado). Para as demais classes de eficiência permanece a disparidade de valores de T_m que se acentua na medida em que η_{ex_T} decresce. Seguindo-se com a equação (82) vem:

$$\dot{E}_{xT1} = \alpha_1 (\dot{h}_1 - \dot{h}_5) - T_0 \alpha_1 (\dot{s}_1 - \dot{s}_5) + T_0 \alpha_1 (\dot{s}_1 - \dot{s}_5) - \frac{T_0 \alpha_1 (\dot{h}_1 - \dot{h}_5)}{T_{m1}}$$

$$\dot{E}_{xT1} = \alpha_1 [(\dot{h}_1 - \dot{h}_5) - \frac{T_0 (\dot{h}_1 - \dot{h}_5)}{T_{m1}}] = \alpha_1 . q_{vc1} [1 - T_0 / T_{m1}]$$

$$\dot{E}_{xT1} = \alpha_1 . q_{vc1} [1 - T_0 / T_{m1}] \quad (83)$$

Da mesma forma tem-se:

$$\dot{E}_{xT2} = \alpha_2 . q_{vc2} [1 - T_0 / T_{m2}] \quad (84)$$

onde:

$$q_{vc1} = (\dot{h}_1 - \dot{h}_5), \quad q_{vc2} = (\dot{h}_2 - \dot{h}_5);$$

1 = consumidor térmico 1 e, 2 = consumidor térmico 2.

Considerando-se a exergia térmica potencial da planta e as hipóteses sobre T_m adotadas vem:

$$\text{ExTP} = \alpha_1 [(h_5 - h_1) - T_0 (s_5 - s_1)] + \alpha_2 [(h_6 - h_2) - T_0 (s_6 - s_2)] \quad (85)$$

Essa é efetivamente a exergia do calor disponível sendo que na equação (80) estabeleceu-se a energia térmica potencial da planta.

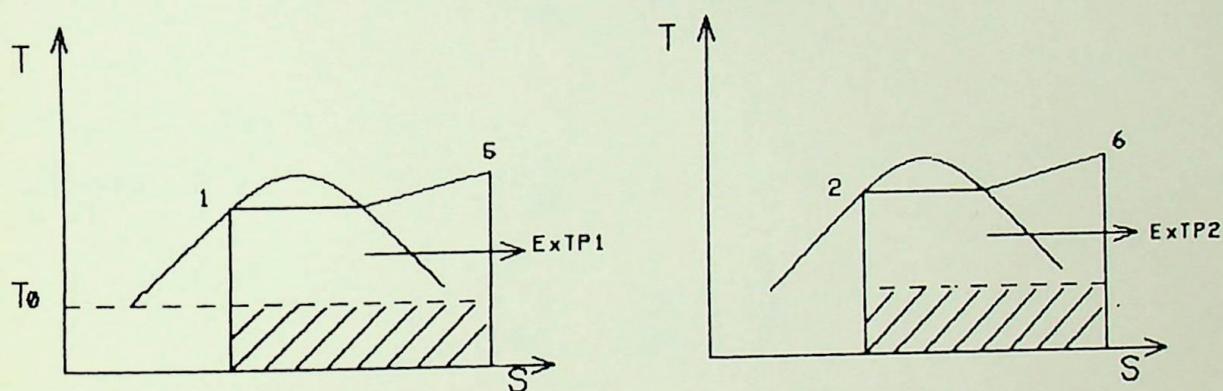


Fig. 29 - Exergia dos consumidores térmicos da planta CP com as hipóteses de T_m adotadas.

6.3.4 - O Trabalho de Bombeamento:

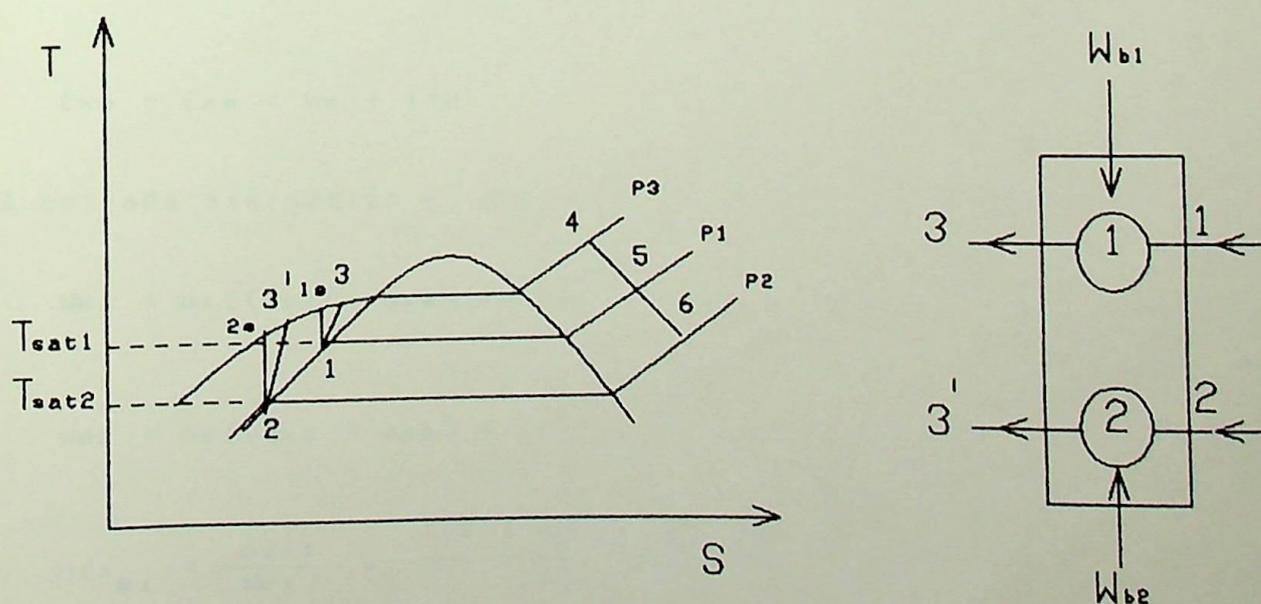


Fig.30 - A seção de bombeamento da planta de Contrapressão

Considerando a figura 30 e o diagrama T-S representativo tem-se :

$$\text{Bomba 1 :} \quad \dot{W}_{B1} = \dot{\alpha}_1 (h_1 - h_3) \quad (86)$$

$$\eta_{B1} = \frac{(h_1 - h_{1e})}{(h_1 - h_3)} \quad (87)$$

$$\text{Bomba 2 :} \quad \dot{W}_{B2} = \dot{\alpha}_2 (h_2 - h_3) \quad (88)$$

$$\eta_{B2} = \frac{(h_2 - h_{2e})}{(h_2 - h_3)} \quad (89)$$

E , usando enfoque exergético :

$$\dot{E}_{xe} + \dot{E}_{xT} = \dot{W}_x + \dot{E}_{xe} + \dot{I}_{rr}$$

Considerando bombeamento adiabático resulta:

$$\dot{E}_{xe} - \dot{E}_{xe} = \dot{W}_x + \dot{I}_{rr}$$

A entrada exergética é dada por $(\dot{E}_{xe} - \dot{E}_{xe})$ resultando:

$$\dot{W}_{B1} = \dot{\alpha}_1 [(ex_1 - ex_3) + i_1] = \dot{\alpha}_1 (h_1 - h_3) \quad (90)$$

$$\dot{W}_{B2} = \dot{\alpha}_2 [(ex_2 - ex_3) + i_2] = \dot{\alpha}_2 (h_2 - h_{3'}) \quad (91)$$

$$\eta_{ex_{B1}} = \frac{\Delta ex_1}{\dot{W}_{B1}} = \frac{(h_1 - h_3) - T_0 (s_1 - s_3)}{(h_1 - h_3)} \quad (92)$$

$$\eta_{ex_{B2}} = \frac{\Delta ex_2}{\dot{W}_{B2}} = \frac{(h_2 - h_3) - T_0 (s_2 - s_{3'})}{(h_2 - h_3)} \quad (93)$$

Admitindo processo de bombeamento a volume constante tem-se [28]:

$$W_{B1} = \alpha \cdot \Delta h_e = - \alpha \int_1^2 v \cdot dp \quad (94)$$

para caso mais geral. Compare-se as duas eficiências:

$$\eta_{B1} = \frac{(h_1 - h_{1e})}{(h_1 - h_2)} = \frac{(h_1 - h_2) + (h_2 - h_{1e})}{(h_1 - h_2)} = \frac{|W_{B1}| - |X_1|}{|W_{B1}|} \quad (95)$$

Logo, o fator que torna $\eta_B < 1$ é $\alpha_1(h_2 - h_{1e})$ chamado aqui de X_{BCP1} . E, $X_1 = X_{BCP1}/\alpha_1$.

$$\eta_{ex_{B1}} = \frac{(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)}{(h_1 - h_2)} = \frac{|W_{B1}| - |Y_1|}{|W_{B1}|} \quad (96)$$

E o fator que torna $\eta_{ex} < 1$ é $\alpha_1 \cdot T_0(s_1 - s_2)$ chamado aqui de Y_{BCP1} . E, $Y_1 = Y_{BCP1}/\alpha_1$. Para a bomba 2 valem:

$$X_{BCP2} = \alpha_2(h_2' - h_{2e}) \quad \text{e} \quad Y_{BCP2} = \alpha_2 \cdot T_0(s_2 - s_2')$$

E, X_2 e Y_2 estão associados a X_{BCP2} e Y_{BCP2} da mesma forma que X_1 e Y_1 .

$$\eta_{B2} = \frac{|W_{B2}| - |X_2|}{|W_{B2}|} \quad (97)$$

$$\eta_{ex_{B2}} = \frac{|W_{B2}| - |Y_2|}{|W_{B2}|} \quad (98)$$

Em termos gráficos tem-se a representação da figura 31 a seguir. Dessa figura nota-se que $\eta_{ex} > \eta_B$ sempre pois, $X > Y$ em qualquer caso onde se considerem as respectivas penalidades. A seguir, constroi-se a tabela 9 para avaliação dos parâmetros citados tendo em conta as seguintes condições de referência:

$$\begin{aligned} P_3 &= 6 \text{ MPa} ; P_1 = 1 \text{ MPa} ; P_2 = 0,30 \text{ MPa} ; h_1 = 762,30 \text{ kJ/kg} ; \\ h_2 &= 561,68 \text{ kJ/kg} ; s_1 = 2,1373 \text{ kJ/kg k} ; s_2 = 1,6721 \text{ kJ/kg k} ; \\ v_1 &= 0,001127 \text{ m}^3/\text{kg} ; v_2 = 0,001074 \text{ m}^3/\text{kg} ; h_{1e} = 767,940 \text{ kJ/kg} ; \end{aligned}$$

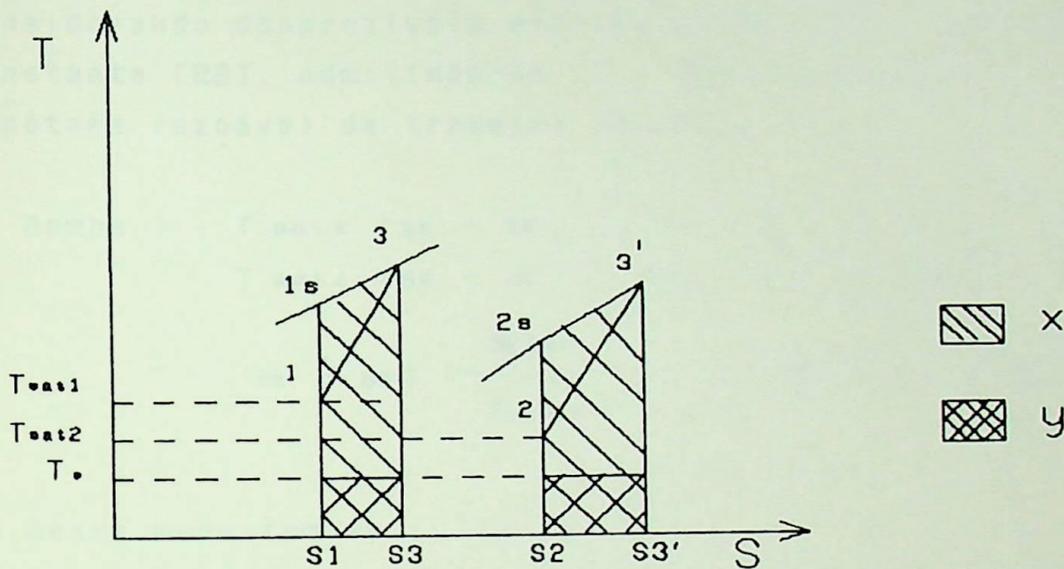


Fig.31 - Os Fatores X_{BCP} e Y_{BCP} envolvidos no bombeamento

$T_{eat1} = 453K$ e, $T_{eat2} = 407 K$, referidos à figura 30 ($T_0 = 298 k$;
 $\alpha_1 = 0,20$; $\alpha_2 = 0,80$) ; $h_{2s} = 567,80 KJ/Kg$;

EFICIÊNCIAS DE BOMBEAMENTO - PLANTA DE CONTRAPRESSÃO									
\dot{W}_{B1} [KW]	η_{B1}	$\eta_{ex_{B1}}$	$ X_1 $	$ Y_1 $	\dot{W}_{B2} [KW]	η_{B2}	$\eta_{ex_{B2}}$	$ X_2 $	$ Y_2 $
-1,128	1,00	1,00	0	0	-4,896	1,00	1,00	0	0
-1,253	0,90	0,93	0,126	0,083	-5,44	0,90	0,93	0,544	0,398
-1,410	0,80	0,87	0,282	0,186	-6,120	0,80	0,85	1,224	0,896
-1,611	0,70	0,80	0,483	0,318	-6,994	0,70	0,78	2,098	1,536
-1,880	0,60	0,74	0,752	0,495	-8,160	0,60	0,71	3,264	2,390

NOTA - O Sinal de \dot{W}_b foi mantido apenas em função da convenção de sinais.

Tabela 9 - Eficiências de bombeamento

Para os cálculos de X_{BCP} partiu-se de:

$$T ds = dh - v dp ; T \Delta s = \Delta h - \int v dp = \Delta h - \Delta h_e$$

considerando desprezíveis efeitos de E_c , E_p e, volume específico constante [28]. Admitindo-se $T = T_{sat}$ do estado considerado, como hipótese razoável de trabalho tem-se :

$$\text{Bomba 1 : } T_{sat1} (s_1 - s_2) = (h_2 - h_1) + (h_1 - h_{1e})$$

$$T_{sat1} (s_1 - s_2) = (h_2 - h_{1e}) = X_{BCP1}$$

$$(s_1 - s_2) = \frac{X_{BCP1}}{T_{sat1}} \quad \text{e, } Y_{BCP1} = \frac{T_0 X_{BCP1}}{T_{sat1}} \quad (99)$$

Do mesmo modo tem-se :

$$\text{Bomba 2 : } (s_2 - s_2') = \frac{X_{BCP2}}{T_{sat2}} \quad \text{e, } Y_{BCP2} = \frac{T_0 Y_{BCP2}}{T_{sat2}} \quad (100)$$

Isso comprova que efetivamente $X_{BCP} > Y_{BCP}$ e que $\eta_{ex} > \eta_B$ sempre. A hipótese da temperatura ser aquela de saturação do estado dado é bastante razoável, pois quando o fluido de trabalho evolui via bombeamento sua temperatura média será superior àquela de saturação adotada (conforme se vê na figura 31). Quando T_{sat} tender para T_0 deve-se adotar uma temperatura média entre o estado inicial e final, pois nessa condição e, tendo em vista as equações (99) e (100), supor-se-ia que $X_{BCP} = Y_{BCP}$ e $\eta_{ex} = \eta_B$. Isto não é verdadeiro em nenhuma hipótese conforme se pode ver das figuras abaixo:

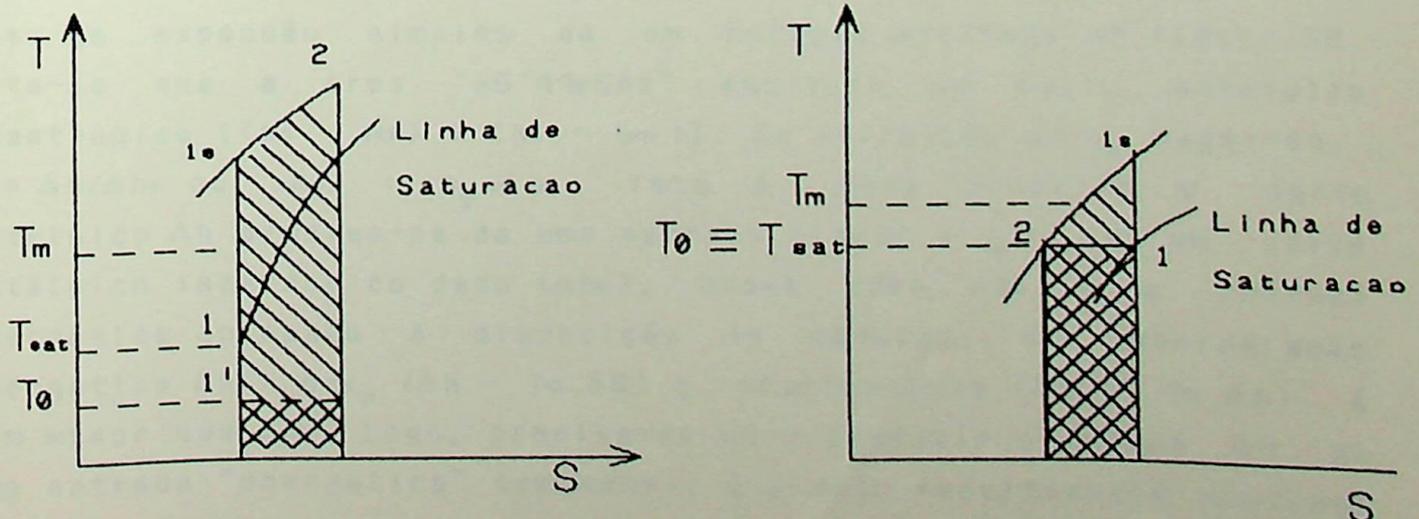


Fig.32 - A impossibilidade de se ter $X_{BCP} = Y_{BCP}$

Pela figura vê-se que se $T_{\text{at}} = T_0$ a hipótese de trabalho com T_{at} como dado de referência fica invalidada e deve-se utilizar então uma temperatura média adequada (vide figura 32-b) entre os estados considerados.

Os dados da tabela 9 dão uma boa aproximação dos parâmetros $X_{\text{BCP}} = Y_{\text{BCP}}$ introduzidos nessa avaliação. Cabe uma observação final sobre máquinas : os produtos desses equipamentos (W_x) são os mesmos quer se utilize η_T ou η_{ex_T} para turbinas ou, η_B e η_{ex_B} para bombas. Porque então utilizar uma ao invés da outra ? O conceito de eficiência é efetivamente um conceito associado à dissipação. Mostrou-se que, tanto no caso de turbinas como no de bombas, η_T ou η_B induzem a penalidades adicionais englobando as irreversibilidades dos processos e, alguma coisa mais. Ambos os conceitos levam a isso devido à introdução dos saltos entálpicos isentrópicos como parâmetro de referência. Isso efetivamente caracteriza o mau uso que se faz de uma dada entrada energética e, utilizar conceitos diferentes de eficiência pode significar sérios equívocos sobre a utilização dessas entradas. Se se diz que uma dada máquina é mais eficiente isso equivale a concluir que a entrada energética colocada à sua disposição está sendo melhor utilizada. Ou seja, os efeitos produzidos são "melhores" do que se supunha caso se houvesse optado por um conceito menos preciso. A diferença reside no fato fundamental de que deve-se produzir mais (ou menos) resultados utilizáveis em função de uma dada entrada energética. Visualizar graficamente a questão mostra de forma melhor o que se quer dizer. Considere-se o caso de expansão simples de um estágio mostrada na figura 33. Note-se que a área "a5'44=5ba" equivale ao salto entálpico isentrópico $[(h_4 - h_5) + (h_5 - h_{5a})]$. Da definição de η_T segue-se: $\eta_T = \Delta h / \Delta h_{\text{is}}$ ou, $\Delta h = \eta_T \cdot \Delta h_{\text{is}}$. Isto é, para produzir o salto entálpico Δh precisa-se de uma parcela (igual a η_T) de um salto entálpico isentrópico dado (Δh_{is}). Nesse caso Δh_{is} é a entrada energética colocada à disposição da máquina. Na consideração exérgica $\Delta h = \eta_{\text{ex}_T} (\Delta h - T_0 \cdot \Delta S)$ e, efetivamente $(\Delta h - T_0 \cdot \Delta S)$ é bem menor que Δh_{is} . Logo, precisa-se para produzir o mesmo Δh de uma entrada "energética" bem menor. O efeito resultante é mostrado pelo valor de η_{ex_T} maior que η_T e, mais importante, note-se o

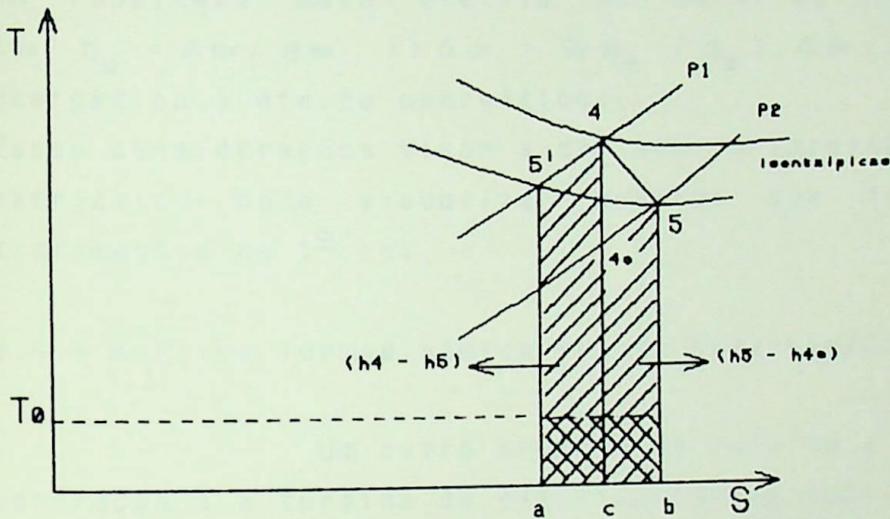


Fig.33 - Os resultados do uso de η_T ou η_{ex_T} em turbinas

menor consumo energético para se produzir o mesmo resultado. Como η_{ex_T} é maior que η_T para a produção de idêntico resultado equivale a dizer que a turbina "sorve" menos energia do que se poderia pensar para "entregar" a energia útil que produz. Para o caso das bombas as considerações dadas também são válidas: a produção de um dado efeito (Δh_e) necessita consumir uma parcela (η_B) de uma dada entrada energética (Δh); em contrapartida, necessita-se de uma parcela (η_{ex_B}) dessa mesma entrada energética (Δh) para produzir efeito maior (Δex):

$$W_B = \frac{1}{\eta_B} \cdot \Delta h_e \quad \text{onde: } \Delta h_e - \text{efeito energético}$$

$$W_B = \frac{1}{\eta_{ex_B}} \cdot \Delta ex$$

Ou seja, o mesmo trabalho colocado à disposição da máquina provoca um resultado mais efetivo no caso de η_{ex} pois, $\eta_{ex_B} > \eta_B$ e, $\Delta h_B / \eta_B = \Delta ex / \eta_{ex} \Rightarrow \Delta ex = (\eta_{ex_B} / \eta_B) \cdot \Delta h_B$; $\Delta ex > \Delta h_B$ (efeito exergético > efeito energético).

Essas considerações visam a destacar a importância do tratamento exergético para visualizar eventos que ficam nublados via tratamentos de 1^a Lei.

6.4 - Análise Termodinâmica Planta Extração/Condensação:

Um outro arranjo de turbina a vapor utilizado em cogeração é a turbina de extração/condensação. A figura 34 mostra uma instalação típica desse tipo. Deter-se-á na análise da máquina, bombeamento e consumidores térmicos tendo em vista a equivalência de tratamentos para caldeiras entre esta planta e a de contrapressão.

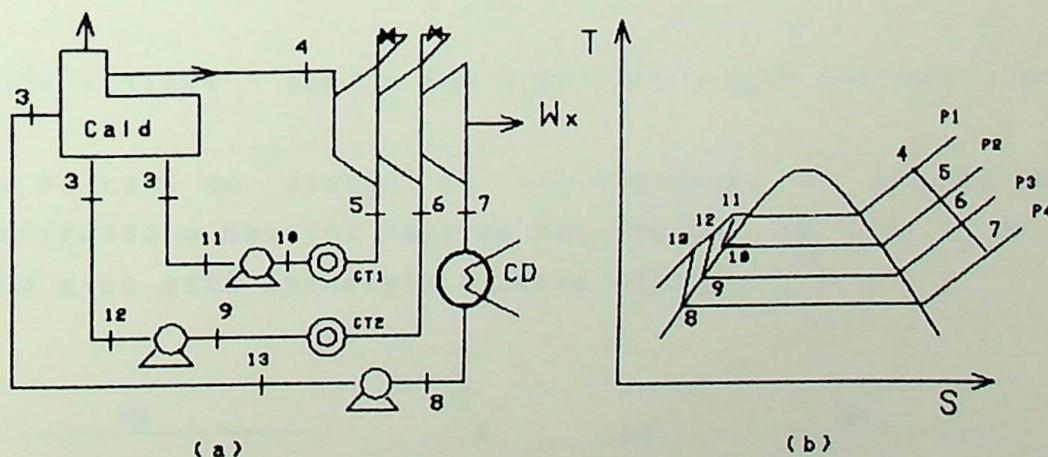


Fig.34 - A instalação extração/condensação e o diagrama T-S representativo.

6.4.1 - Análise da Turbina:

Para efetuar tal análise fixa-se os dados em 4, 5 e 6 idênticos à instalação de contrapressão e, a pressão do

condensador em 5 kPa que é um valor bastante usual nesse tipo de instalação. Para a turbina dada na figura 34 pode-se escrever :

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_x}{\dot{W}_{TS}} \quad e, \quad \eta_{ex_T} = \frac{\dot{W}_x}{\dot{\Delta E}_x}$$

$$\dot{W}_x = \dot{1}(h_4 - h_5) + (1 - \alpha_1)(h_5 - h_6) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_6 - h_7)$$

$$\dot{W}_{TS} = \dot{1}(h_4 - h_{4s}) + (1 - \alpha_1)(h_5 - h_{5s}) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_6 - h_{6s})$$

Ou então:

$$\dot{W}_x = \dot{1}(h_4 - h_5) + (\alpha_2 + \alpha_3)(h_5 - h_6) + \alpha_3(h_6 - h_7) \quad (101)$$

$$\dot{W}_x = \dot{1}(h_4 - h_{4s}) + (\alpha_2 + \alpha_3)(h_5 - h_{5s}) + \alpha_3(h_6 - h_{6s}) \quad (102)$$

Para considerações exergéticas:

$$\dot{\Delta E}_x = \dot{1}(ex_4 - ex_5) + (1 - \alpha_1)(ex_5 - ex_6) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(ex_6 - ex_7)$$

$$\dot{\Delta E}_x = \dot{1}(ex_4 - ex_5) + (\alpha_2 + \alpha_3)(ex_5 - ex_6) + \alpha_3(ex_6 - ex_7) \quad (103)$$

Como no caso da planta de contrapressão há fatores distintos penalizando a máquina caso se considere η_T ou η_{ex_T} e a relação entre elas está associada a esses fatores:

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_x}{(\dot{W}_x + \dot{X}_{TEC})} \quad e \quad \eta_{ex_T} = \frac{\dot{W}_x}{(\dot{W}_x + \dot{Y}_{TEC})}$$

conforme equações (76) e (78) respectivamente, resultando:

$$\dot{W}_{TS} = \dot{W}_x + \dot{X}_{TEC}$$

$$\dot{X}_{TEC} = \dot{1}(h_5 - h_{5s}) + (\alpha_2 + \alpha_3)(h_6 - h_{6s}) + \alpha_3(h_7 - h_{7s}) \quad (104)$$

$$\dot{\Delta E}_x = \dot{W}_x + \dot{Y}_{TEC}$$

$$\dot{Y}_{TEC} = T_0 [\dot{1}(s_5 - s_4) + (\alpha_2 + \alpha_3)(s_6 - s_5) + \alpha_3(s_7 - s_6)] \quad (105)$$

O símbolo $\dot{1}$ (vazão em massa unitária) foi mantido por razões de clareza.

Os fatores X_{TEC} e Y_{TEC} são as penalidades impostas a η_T e η_{ex_T} respectivamente. Graficamente tem-se:

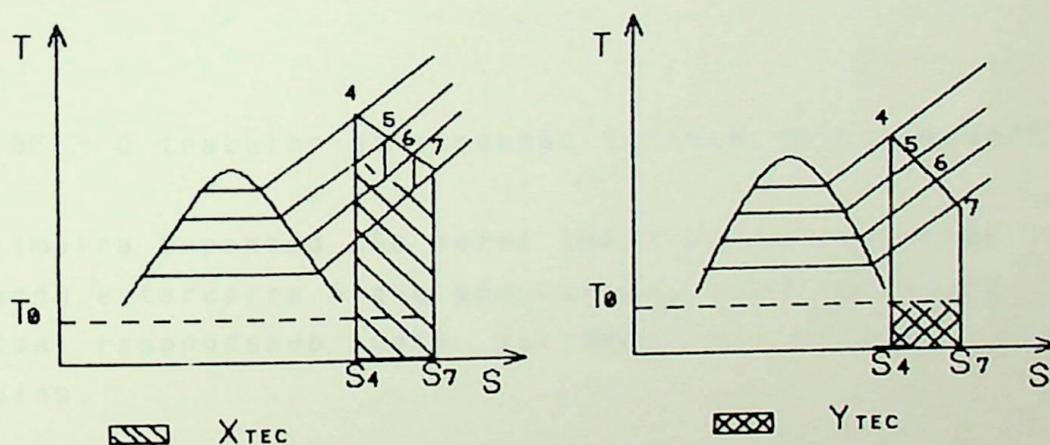


Fig.35 - Os fatores X_{TEC} e Y_{TEC} - Penalidades da Planta Extração/Condensação

Vê-se de (104) e (105) que parcelas extraídas não têm efeito sobre as penalidades da 1^a expansão só atuando nas subsequentes (2^a e 3^a). Olhando a figura 35 percebe-se que η_{ex_T} será sempre maior que η_T , pois X_{TEC} é sempre maior que Y_{TEC} . Ademais disso, percebe-se que X_{TEC} já inclui o produto $T_0 \Delta s$ e que portanto, penaliza a máquina duas vezes (conforme já visto na planta de contrapressão).

Com relação ao trabalho produzido pela máquina e o efeito das extrações pode-se visualizá-los através da figura 36 a seguir. Conforme se vê na figura o trabalho é composto de três expansões equivalentes a áreas distintas:

- 1^a expansão - área a5'4da - salto ($h_4 - h_5$)
- 2^a expansão - área b6'5eb - salto ($h_5 - h_6$)
- 3^a expansão - área c7'6fc - salto ($h_6 - h_7$)

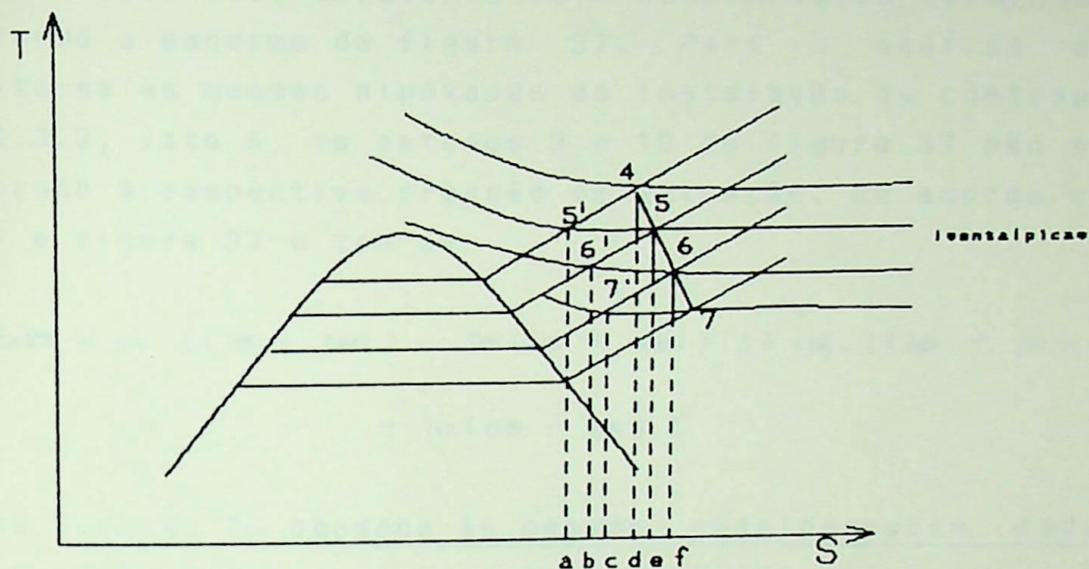


Fig.36 - O trabalho de expansão na turbina extração/condensação

A primeira expansão não sofre impactos das parcelas extraídas; a segunda e terceira é que vão oscilar tendo em vista as extrações feitas, respondendo pela variação do trabalho produzido pela máquina.

6.4.2 - Consumidores Térmicos da Planta Extração/Condensação

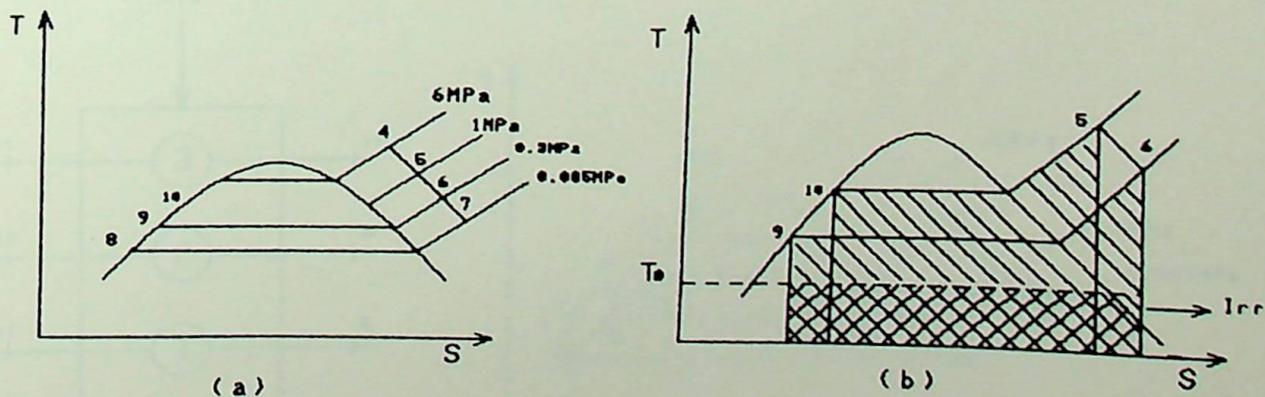


Fig.37 - Consumidores Térmicos da Planta Extração/Condensação (a) e a Exergia Térmica Associada (b)

A instalação dada apresenta dois consumidores térmicos potenciais conforme o esquema da figura 37. Para a análise a ser feita admita-se as mesmas hipóteses da instalação de contrapressão dadas em 6.3.3, isto é, os estados 9 e 10 da figura 37 são o de líquido saturado à respectiva pressão de extração. De acordo com a equação (85) e figura 37-b tem-se:

$$\dot{E}_{xTP} = \dot{\alpha}_1 [(h_5 - h_{10}) - T_0 (s_5 - s_{10})] + \dot{\alpha}_2 [(h_5 - h_7) - T_0 (s_5 - s_7)] \quad (106)$$

Nessa equação T_m obedece às mesmas considerações dadas no item 6.3.3. Além disso, estar-se-á trabalhando com o valor potencial da exergia térmica sem se preocupar com os processos de utilização desse calor. Do ponto de vista energético e tendo em vista a equação (80) e a figura 37 tem-se:

$$\dot{E}_{NTP} = \dot{\alpha}_1 (h_5 - h_{10}) + \dot{\alpha}_2 (h_5 - h_7) \quad (107)$$

6.4.3 - O Trabalho de Bombeamento:

Para a planta de extração/condensação dada tem-se o seguinte arranjo na instalação de bombeamento:

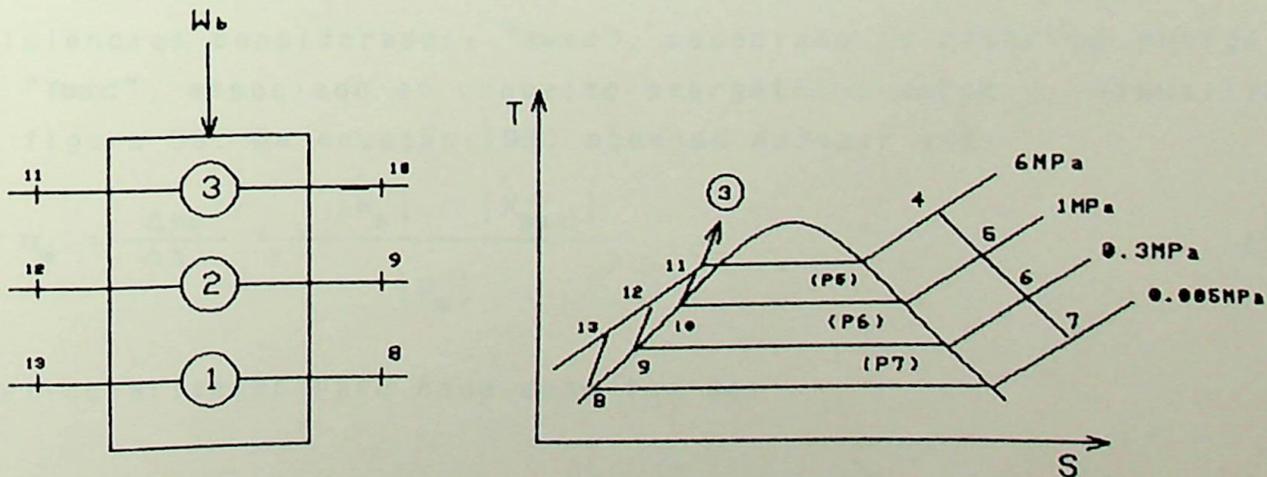


Fig.38 - Instalação de Bombeamento TEC

Uma representação mais clara num diagrama T-S produziria:

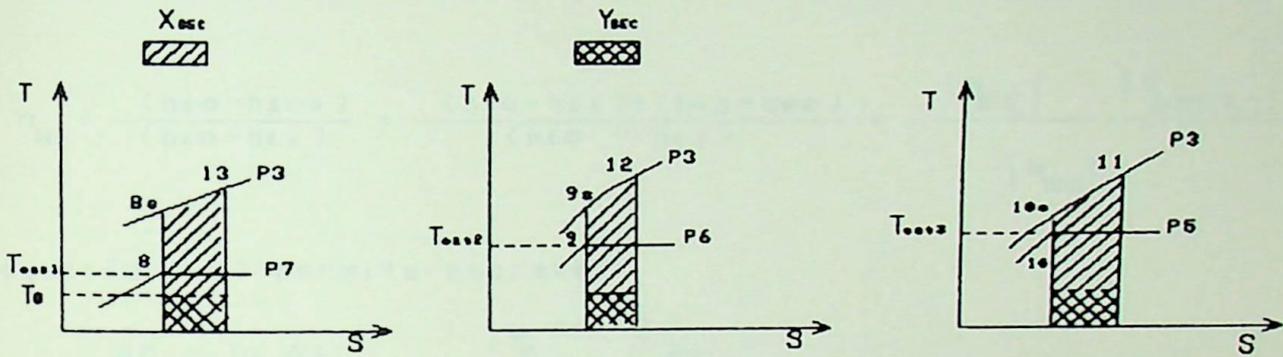


Fig.39 - Os Fatores X e Y na instalação de Bombeamento: X_{BEC} e Y_{BEC}

O trabalho de bombeamento é composto então de 3 parcelas:

$$\dot{W}_B = \alpha_1 (h_{10} - h_{11}) + \alpha_2 (h_{12} - h_{13}) + \alpha_3 (h_{14} - h_{15}) \quad (108)$$

e o isentrópico é dado por:

$$\dot{W}_{Bis} = \alpha_1 (h_{10} - h_{10s}) + \alpha_2 (h_{12} - h_{12s}) + \alpha_3 (h_{14} - h_{14s}) \quad (109)$$

em ambos os casos respeitada a convenção de sinais. Aqui também se identificam dois fatores penalidade em função das eficiências consideradas: " X_{BEC} ", associado ao conceito energético e, " Y_{BEC} ", associado ao conceito exergético) ambos visualizados na figura 39. Da equação (95) pode-se deduzir que:

$$\eta_B = \frac{\Delta h_s}{\Delta h} = \frac{|\dot{W}_B| - |\dot{X}_{BEC}|}{|\dot{W}_B|} \quad (110)$$

Particularizando para cada caso tem-se:

$$\eta_{B1} = \frac{(h_{10} - h_{10s})}{(h_{10} - h_{11})} = \frac{(h_{10} - h_{11}) + (h_{11} - h_{10s})}{(h_{10} - h_{11})} = \frac{|\dot{W}_{B1}| - |\dot{X}_{BEC1}|}{|\dot{W}_{B1}|} \quad (111)$$

$$\eta_{B2} = \frac{(h_{10} - h_{10s})}{(h_{10} - h_{12})} = \frac{(h_{10} - h_{12}) + (h_{12} - h_{10s})}{(h_{10} - h_{12})} = \frac{|\dot{W}_{B2}| - |\dot{X}_{BEC2}|}{|\dot{W}_{B2}|} \quad (112)$$

$$\eta_{B3} = \frac{(h_{10} - h_{10s})}{(h_{10} - h_{11})} = \frac{(h_{10} - h_{11}) + (h_{12} - h_{10s})}{(h_{10} - h_{11})} = \frac{|\dot{W}_{B3}| - |\dot{X}_{BEC3}|}{|\dot{W}_{B3}|} \quad (113)$$

A equação (96) permite escrever:

$$\eta_{ex_B} = \frac{\Delta h - T_0 \Delta s}{\Delta h} = \frac{|\dot{W}_B| - |\dot{Y}_{BEC}|}{|\dot{W}_B|} \quad (114)$$

Particularizando obtém-se:

$$\eta_{ex_{B1}} = \frac{(h_8 - h_{13}) - T_0(s_8 - s_{13})}{(h_8 - h_{13})} = \frac{|\dot{W}_{B1}| - |\dot{Y}_{BEC1}|}{|\dot{W}_{B1}|} \quad (115)$$

$$\eta_{ex_{B2}} = \frac{(h_{10} - h_{12}) - T_0(s_{10} - s_{12})}{(h_{10} - h_{12})} = \frac{|\dot{W}_{B2}| - |\dot{Y}_{BEC2}|}{|\dot{W}_{B2}|} \quad (116)$$

$$\eta_{ex_{B3}} = \frac{(h_{10} - h_{11}) - T_0(s_{10} - s_{11})}{(h_{10} - h_{11})} = \frac{|\dot{W}_{B3}| - |\dot{Y}_{BEC3}|}{|\dot{W}_{B3}|} \quad (117)$$

Da figura 39 e das equações (111) a (117) evidencia-se que $\eta_{ex_B} > \eta_B$ sempre pois, $X_{BEC} > Y_{BEC}$ sempre. A tabela 10 é construída a seguir para avaliar esses parâmetros:

PARÂMETROS DE BOMBEAMENTO - PLANTA EXTRAÇÃO/CONDENSAÇÃO									
η_{B1}	$\eta_{ex_{B1}}$	WB1 [KW]	XBEC [KW]	YBEC [KW]	η_{B2}	$\eta_{ex_{B2}}$	WB2 [KW]	XBEC2 [KW]	YBEC2 [KW]
0,90	0,90	-4,68	0,469	0,457	0,90	0,93	-1,360	0,136	0,100
0,80	0,81	-5,27	1,060	1,030	0,80	0,85	-1,530	0,306	0,224
0,70	0,71	-6,02	1,806	1,759	0,70	0,78	-1,749	0,525	0,384
0,60	0,61	-7,02	2,809	2,736	0,60	0,71	-2,040	0,816	0,597

η_{B3}	$\eta_{ex_{B3}}$	WB3 [KW]	XBEC3 [KW]	YBEC3 [KW]
0,90	0,93	-0,627	0,063	0,041
0,80	0,87	-0,705	0,141	0,099
0,70	0,80	-0,806	0,242	0,159
0,60	0,74	-0,940	0,376	0,247

OBS: Dados para $\alpha_1 = 0,10$; $\alpha_2 = 0,20$ e $\alpha_3 = 0,70$. $T_0 = 298$ K

Tabela 10 - Exemplo de dados de bombeamento - Planta Extr./ Cond.

A tabela foi baseada na equação T.ds dada no ítem 6.3.4. Adotadas as respectivas temperaturas de saturação relativas aos estados de líquido saturado nos pontos 8, 9 e 10 da figura 38. é lógico que a utilização desse recurso penaliza η_{ex_B} principalmente nas regiões onde $T_{sat} \Rightarrow T_0$ (veja-se, por exemplo, $\eta_{ex_{B1}}$ na tabela e compare-se com os sucessivos $\eta_{ex_{B2}}$ e $\eta_{ex_{B3}}$). O uso daquela equação teve o propósito único de se lidar com uma hipótese razoável de trabalho que não deve ser utilizada quando T_{sat} for muito próxima de T_0 conforme ficou evidenciado anteriormente nas equações (99) e (100) e, na figura 32. As relações dadas por aquelas equações foram utilizadas aqui, isto é:

$$Y_{TEC}_n = \frac{T_o \cdot X_{BECn}}{T_{eatn}} \quad n = 1, 2, 3 \quad (118)$$

6.5 - Considerações Adicionais Sobre Turbinas a Vapor Aplicadas em Esquemas de Cogeração:

Feito o estudo energético e exergético das plantas de contrapressão e extração/condensação apresentadas restam algumas considerações adicionais:

- Inicialmente percebe-se a dificuldade de se comparar diretamente as duas instalações entre si, pois são plantas com características distintas. Enquanto a planta de contrapressão tende a ser uma instalação térmica devido ao fato de não possuir uma etapa de condensação, a de extração/condensação tende a ser mais de potência. Pode-se entretanto compará-las entre si indiretamente via um referencial comum de avaliação. Esse referencial, largamente utilizado, é uma instalação convencional de geração separada, composta de uma caldeira e uma turbina convencional de condensação produzindo saídas térmica e potência idênticas às plantas de cogeração:

- O enfoque exergético contribuiu para evidenciar dois fatos extremamente relevantes: o caráter dissipador dos geradores de vapor (caldeiras) bem mais acentuado do que sugerem os métodos energéticos e, a melhor eficiência de elementos como bombas e turbinas;

- Caracterizou-se o conceito de qualidade do calor utilizado via enfoque exergético. Essa distinção é fundamental para se avaliar os cuidados na utilização do calor, principalmente nos casos onde duas plantas (ou mais) disponham da mesma oferta térmica consideradas apenas do ponto de vista de 1ª Lei;

- Passa-se à caracterização das instalações naquilo que elas possuem de mais relevante, ou seja, a utilização da entrada energética a partir do combustível que lhes é debitado. Para tanto serão considerados cada caso conforme se segue:

6.5.1 - Planta Convencional:

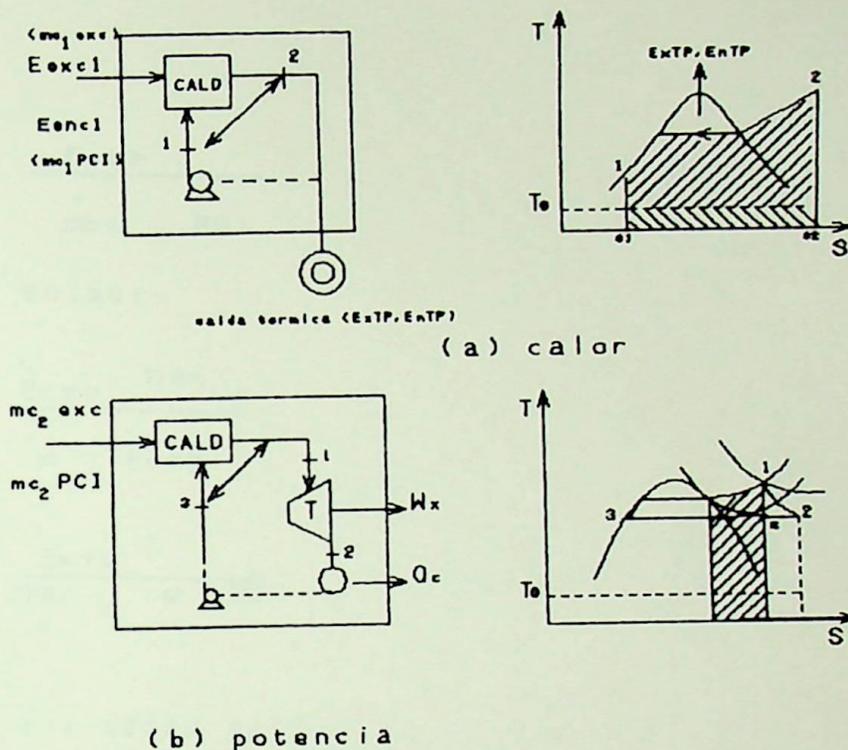


Fig.40 - Instalação de geração separada - Referencial para as plantas de cogeração

SCHWARZENBACH [34] define alguns parâmetros interessantes para essa configuração usando a 1ª Lei. Usar-se-á nomenclatura distinta aqui mas, aproveitando-se vários conceitos desenvolvidos em [34] e fazendo-se a extensão para o enfoque exergético. Conforme a figura (40) a planta convencional está dividida em duas seções: calor e potência e, será enfocada dessa maneira definindo-se os seguintes parâmetros:

(1) para a seção de calor (caldeira isolada) tem-se:

$$exc = \varphi \cdot PCI \quad (119)$$

$$\eta_{ex_{ic}} = \frac{\dot{Ex}_{TP}}{\dot{m}c_1 \cdot exc} = \frac{\dot{Ex}_{TP}}{\dot{m}c_1 \cdot \varphi \cdot PCI} \quad (120)$$

$$\eta_{en_{ic}} = \frac{\dot{E}_{nTP}}{\dot{m}_{c1} \cdot PCI} \quad (121)$$

Resultando então:

$$\eta_{ex_{ic}} = \frac{\dot{E}_{xTP} \cdot \eta_{en_{ic}}}{\varphi \cdot \dot{E}_{nTP}} \quad (122)$$

$$\dot{m}_{c1_{ic}} = \frac{\dot{E}_{xTP}}{\eta_{ex_{ic}} \cdot \varphi \cdot PCI} \quad (\text{seção Calor}) \quad (123)$$

(11) para a seção potência: (nas equações que se seguem, CT significa "ciclo térmico")

$$\eta_{CT_{ic}} = \frac{\dot{W}_x}{\dot{m}_{c2} \cdot PCI} \quad (124)$$

$$\eta_{ex_{CT}} = \frac{\dot{W}_x}{\dot{m}_{c2} \cdot \varphi \cdot PCI} \quad (125)$$

Resulta que:

$$\dot{m}_{c2} = \frac{\dot{W}_x}{\eta_{ex_{CT}} \cdot \varphi \cdot PCI} \quad (\text{seção Potência}) \quad (126)$$

$$\eta_{ex_{CT}} = \frac{\eta_{CT_{ic}}}{\varphi} \quad (127)$$

$$E, \dot{m}_{c_{ic}} = (\dot{m}_{c1} + \dot{m}_{c2}) \quad (\text{consumo total de combustível}) \quad (128)$$

Relação Trabalho / Calor - β_{en} , β_{ex} e, β (ou Taxa P/H)

$$\beta_{en_{ic}} = \frac{\dot{W}_x}{\dot{E}_{nTP}} \quad (129)$$

$$\beta_{enz, ic} = \frac{\dot{W}_x}{\dot{E}_{nTR}} \quad (130)$$

$$\beta_{ex1, ic} = \frac{\dot{W}_x}{\dot{E}_{xTP}} \quad (131)$$

$$\beta_{ex2, ic} = \frac{\dot{W}_x}{\dot{E}_{xTR}} \quad (132)$$

Estes parâmetros foram definidos considerando as parcelas potenciais (índice 1) e recuperadas (índice 2) do calor disponível, com enfoque energético (en) e exerético (ex) respectivamente. O fator de utilização de combustível pela 1ª Lei é dado por:

$$FUC_{en, ic} = \eta_{CT, ic} * \eta_{en, ic} \frac{(\beta_{en, ic} + 1)}{(\beta_{en, ic} * \eta_{en, ic} + \eta_{CT, ic})} \quad (133)$$

$$FUC_{en, ic} = \frac{\dot{W}_x + \dot{E}_{nTP}}{PCI(m_{c1} + m_{c2})} = \frac{\dot{W}_x + \dot{E}_{nTP}}{m_{c, ic} * PCI} \quad (134)$$

SCHWARZENBACH [34] faz restrições ao uso desse parâmetro como indicador de eficiência porque seu numerador é obtido a partir da soma de grandezas distintas: $\dot{W}_x + \dot{E}_{nTP}$. Pode-se corrigir tal impropriedade via enfoque exerético que torna homogêneas as grandezas envolvidas resultando:

$$FUC_{ex, ic} = \eta_{ex, CT} * \eta_{ex, ic} \frac{(\beta_{ex, ic} + 1)}{(\beta_{ex, ic} * \eta_{ex, ic} + \eta_{ex, CT})} \quad (135)$$

$$FUC_{ex_{lc}} = \frac{\dot{W}_x + \dot{E}_{xTP}}{\varphi \cdot PCI(\dot{m}_{c1} + \dot{m}_{c2})} = \frac{\dot{W}_x + \dot{E}_{xTP}}{\varphi \cdot PCI \cdot \dot{m}_{c_{lc}}} \quad (136)$$

Nos trabalhos de SCHWARZENBACH [34] esses parâmetros são vistos sob enfoque de 1^a Lei e recebem a denominação de α e SK sendo aplicados às instalações convencionais na forma:

$$\alpha = \frac{(P + \Phi_v)}{\Phi_{zu}} \quad (\text{equivale ao FUC}) \quad (137)$$

$$SK = P/\Phi_v \quad (\text{equivale à taxa trabalho/calor}) \quad (138)$$

$$\Phi_{zu} = (P/\eta_{BK}) + (\Phi_v/\eta_K) \quad (139)$$

onde:

- P - potência
- Φ_v - calor útil gerado (\dot{E}_{xTP})
- Φ_{zu} - input térmico da planta ($\dot{m}_c \cdot PCI$)
- η_{BK} - eficiência térmica do ciclo (1^a Lei)
- η_K - eficiência da caldeira (1^a Lei)
- SK - relação Potência/Calor (1^a Lei)

A importância de se definir os parâmetros $\beta_{ex_{1,2}}$ é fundamental. O uso de cada um deles implica em não levar ou levar em conta as irreversibilidades da recuperação térmica, respectivamente. Note-se de passagem a homogeneização conseguida tanto com o FUC_{ex} como com β_{ex} . No uso da equação (135) deve-se ter o cuidado de substituir $\eta_{ex_{lc}}$ pelo valor correspondente considerando a caldeira quando produz o calor recuperado e não o potencial.

6.5.2 - Planta Contrapressão:

Para a planta de contrapressão estabelece-se via figura 41 que se segue :

$$\dot{E}_{xTP} = \dot{m}_v \cdot \Delta_{ex} - [\dot{W}_x + \dot{Y}_{TCP}] \quad (140)$$

$$\dot{E}_{nTP} = \dot{m}_v \cdot \Delta h - \dot{W}_x \quad (141)$$

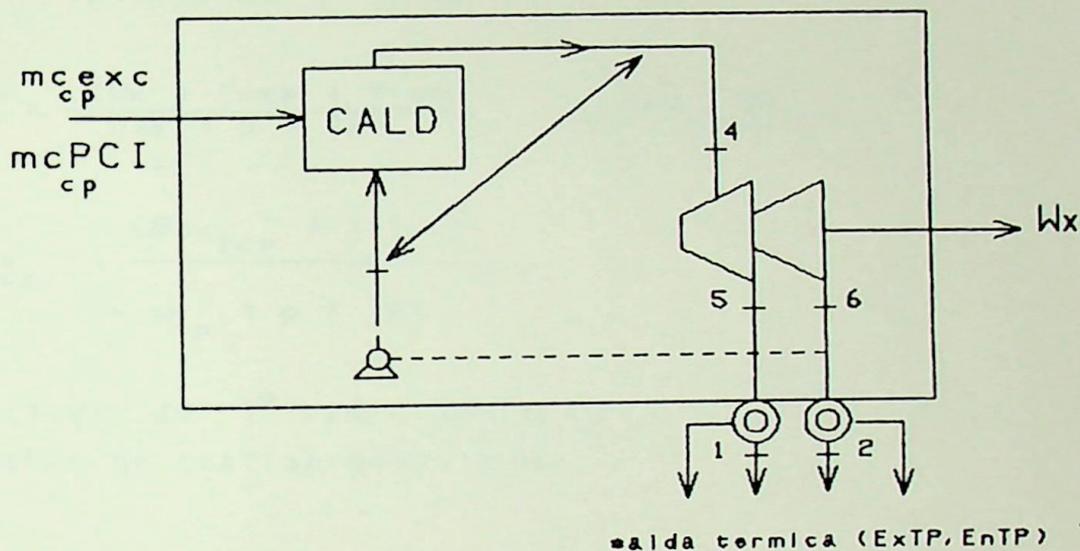


Fig.41 - Instalação de contrapressão. Forma simplificada

A equação (141) resulta da aplicação de $\oint \delta Q = \oint \delta W$ ao ciclo, oriunda portanto de conceitos de 1^a Lei. Desprezando os efeitos de bombeamento pode-se escrever:

$$\dot{m}v \cdot \Delta h = \alpha_1 (h_4 - h_1) + \alpha_2 (h_4 - h_2) \quad (142)$$

$$\dot{m}v \cdot \Delta ex = \alpha_1 [(h_4 - h_1) - T_0 (s_4 - s_1)] + \alpha_2 [(h_4 - h_2) - T_0 (s_4 - s_2)] \quad (143)$$

$$\eta_{en_{cp}} = \frac{\dot{m}v \cdot \Delta h}{\dot{m}_{cp} \cdot PCI} \quad (144)$$

$$\eta_{ex_{cp}} = \frac{\dot{m}v \cdot \Delta ex}{\dot{m}_{cp} \cdot ex_c} = \frac{\dot{m}v \cdot \Delta ex}{\dot{m}_{cp} \cdot \varphi \cdot PCI} \quad (145)$$

Resulta:

$$\eta_{cp}^{ex} = \frac{\dot{m}v \cdot \Delta ex}{\varphi \cdot \dot{m}v \cdot \Delta h} * \eta_{cp}^{en} \quad (146)$$

$$\dot{m}_{cp} = \frac{[\dot{W}_x + \dot{E}_{xTP} + \dot{Y}_{TCP}]}{\eta_{cp}^{ex} * \varphi * PCI} = \frac{\dot{m}v \cdot \Delta ex}{\eta_{cp}^{ex} * \varphi * PCI} \quad (147)$$

$$FUC_{cp}^{ex} = \frac{(\beta_{TCP}^{ex} + 1)\dot{E}_{xTP}}{\dot{m}_{cp} * \varphi * PCI} \quad (148)$$

Considerações de 1ª Lei aplicadas por SCHWARZENBACH [34] às instalações de contrapressão levam a:

$$\Phi_{zu} = \frac{(P + \Phi_v)}{\eta_k} \quad (a), \quad S_k = \frac{P}{\Phi_v} \quad (b) \quad e \quad \alpha = \frac{(P + \Phi_v)}{\Phi_{zu}} = \eta_k \quad (c)$$

Note-se que $\eta_k = \frac{\dot{m}v \cdot \Delta h}{\Phi_{zu}}$ e, que $\dot{m}v \cdot \Delta h = (P + \Phi_v)$

como consequência de $\oint \delta Q = \oint \delta W$. Sob enfoque de 2ª Lei ou exerético chega-se a :

$$FUC_{cp}^{ex} = \frac{(\dot{W}_x + \dot{E}_{xTP})}{\dot{m}_{cp} * ex_c}$$

$$\eta_{cp}^{ex} = \frac{[\dot{W}_x + \dot{E}_{xTP} + \dot{Y}_{TCP}]}{\dot{m}_{cp} * ex_c}$$

Resultando em:

$$FUC_{ex_{cp}} = \frac{(\dot{W}_x + \dot{E}_{xTP})}{\dot{m}_{cp} \cdot ex_c} \quad (149)$$

$$\eta_{ex_{cp}} = \frac{[\dot{W}_x + \dot{E}_{xTP} + \dot{Y}_{TCP}]}{\dot{m}_{cp} \cdot ex_c} \quad (150)$$

Resultando em :

$$FUC_{ex_{cp}} = \eta_{ex_{cp}} - \frac{\dot{Y}_{TCP}}{(\dot{m}_{cp} \cdot ex_c)} \quad (151)$$

Portanto $FUC_{ex_{cp}} \neq \eta_{ex_{cp}}$, sendo inclusive menor do que a eficiência exergética da caldeira. Deve-se notar que a equação (148) deriva da definição do $FUC_{ex_{cp}}$ dada em (149) dividida por \dot{E}_{xTP} membro a membro conforme abaixo:

$$FUC_{ex_{cp}} = \frac{(\dot{W}_x + \dot{E}_{xTP})}{\dot{m}_{cp} \cdot \varphi \cdot PCI} = \frac{(\dot{W}_x / \dot{E}_{xTP} + 1)}{[\dot{m}_{cp} \cdot \varphi \cdot PCI] / \dot{E}_{xTP}}$$

$$FUC_{ex_{cp}} = \frac{(\beta_{ex_{TCP}} + 1) \dot{E}_{xTP}}{\dot{m}_{cp} \cdot \varphi \cdot PCI}$$

De (151) nota-se que o enfoque exergético destaca o peso relativo da irreversibilidade associada à produção de trabalho na turbina (\dot{Y}_{TCP}), o que fica nublado via enfoque de 1^{- α} Lei dado pelo parâmetro α na equação (c) vista anteriormente.

6.5.3 - Planta Extração/Condensação:

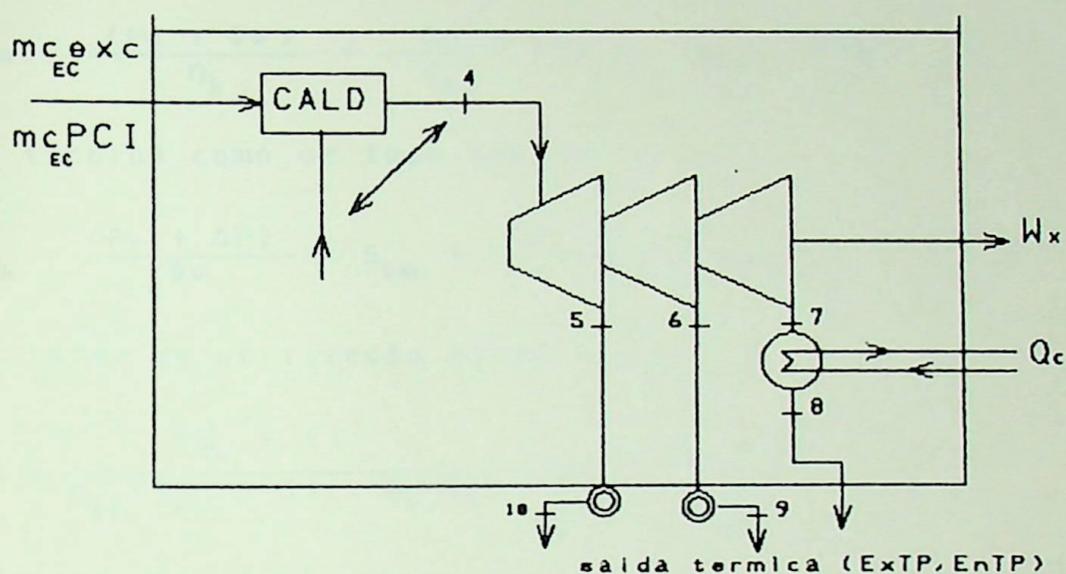


Fig.42 - A Instalação de Extração/Condensação. Forma simplificada

SCWARZENBACH [34] divide a turbina em duas seções e trata o conjunto como o somatório delas. Como o procedimento parece ser justificado será adotado aqui mas, com enfoque exergético. Tem-se então:

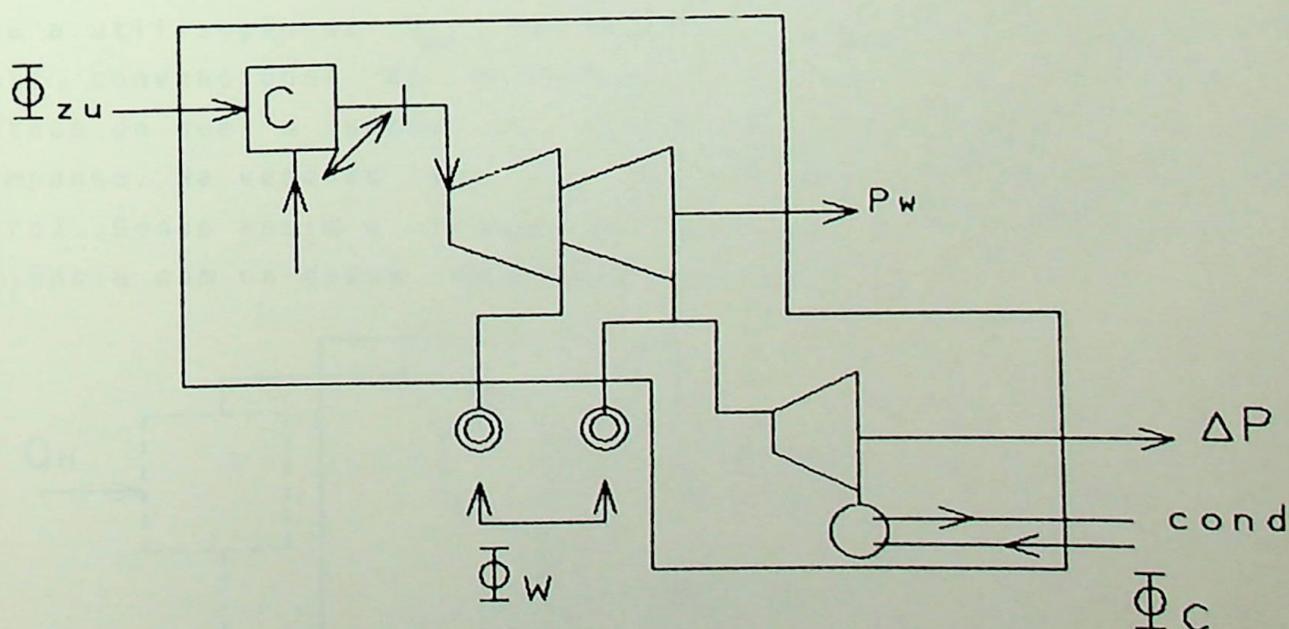


Fig.43 - O Enfoque Energético de SCWARZENBACH [34]

Resultando :

$$\Phi_{zu} = \frac{(P_v + \Phi_w)}{\eta_k} + \frac{\Delta P}{\eta_{Bk}} \quad (a) \text{ e, } S_{k0} = \frac{P_v}{\Phi_v} \quad (b) \quad (\text{extração})$$

Para turbina como um todo ter-se-ia:

$$S_k = \frac{(P_v + \Delta P)}{\Phi_v} = S_{k0} + \frac{\Delta P}{P_v} S_{k0} = S_{k0} \left(1 + \frac{\Delta P}{P_v}\right) \quad (c)$$

E, o fator de utilização passa a ser:

$$\alpha = \frac{(S_k + 1)}{\eta_{Bk} (S_{k0} + 1) + \eta_k (S_k - S_{k0})} \eta_k \cdot \eta_{Bk} \quad (d)$$

Note-se que aqui novamente $\oint \delta Q = \oint \delta W$ permite que se escreva:

$$\dot{m}_v \cdot \Delta h - (\dot{Q}_{cond.} + \dot{Q}_{util.}) = \dot{W}_x \quad \text{ou,}$$

$$\dot{m}_v \cdot \Delta h = (P_v + \Delta P) + (\Phi_c + \Phi_v)$$

O grande inconveniente da equação de α dada em [34] e repetida em (d) é a utilização de η_{Bk} (eficiência térmica, 1ª Lei, de uma planta convencional de condensação) pois, isto considera a hipótese de que a seção de condensação da turbina tem esse desempenho. Na verdade isto pode não ocorrer (e geralmente não ocorre). Sendo assim o tratamento opcional seria considerar a eficiência com os dados reais daquela seção:

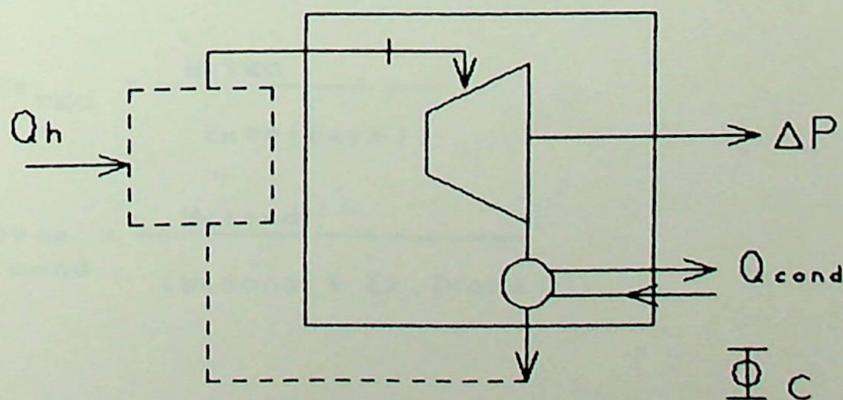


Fig.44 - A seção de condensação simulada como unidade

Como $\delta Q = \delta W$, resulta $\dot{Q}_H - \dot{Q}_{\text{cond.}} = \Delta P$ e, $\eta_{\text{BK}_{\text{cond}}} = \frac{\Delta P}{\dot{Q}_H}$

É óbvio que \dot{Q}_H seria uma parcela da entrada térmica global. Para a seção ter-se-ia portanto:

$$\eta_{\text{BK}_{\text{cond.}}} = \frac{\Delta P}{\dot{Q}_H} = \frac{\Delta P}{(\Delta P + \dot{Q}_{\text{cond.}})}$$

Efetivamente este seria um tratamento bem mais adequado de vez que considera os eventos realmente associados à seção de condensação e não tratamentos hipotéticos da mesma. Essa eficiência deveria ser levada em conta na equação (d) no lugar de η_{BK} .

Considerada sob enfoque exergético a planta de extração/condensação pode ter associada as seguintes equações conforme figura 42 :

$$\dot{E}_{\text{XTP}} = \dot{m}_v \cdot \Delta e_x - [\dot{W}_x + \dot{Y}_{\text{TEC}} + \dot{E}_x \cdot T_{\text{con}}] \quad (152)$$

$$\dot{E}_x \cdot T_{\text{cond}} = \alpha_9 [(h_7 - h_8) - T_0 (s_7 - s_8)] \quad (153)$$

$$\dot{m}_v \cdot \Delta h = \alpha_1 (h_4 - h_{10}) + \alpha_2 (h_4 - h_9) + \alpha_9 (h_6 - h_7) \quad (154)$$

$$\dot{W}_x \cdot \text{extr} = \dot{1} (h_9 - h_5) + (1 - \alpha_1) (h_5 - h_6) \quad (155)$$

$$\dot{W}_x \cdot \text{cond} = \alpha_9 (h_6 - h_7) \quad (156)$$

$$\dot{W}_x_{\text{TEC}} = (\dot{W}_x \cdot \text{extr} + \dot{W}_x \cdot \text{cond}) \quad (157)$$

$$\beta_{\text{ex}_{\text{extr}}} = \frac{\dot{W}_x \cdot \text{extr}}{\dot{E}_{\text{XTP}} (\text{EXTR})} \quad (158)$$

$$\beta_{\text{ex}_{\text{TEC}}} = \frac{\dot{W}_x_{\text{TEC}}}{\dot{E}_{\text{XTP}} (\text{EXTR})} \quad (159)$$

$$\eta_{\text{CTex}_{\text{cond}}} = \frac{\dot{W}_x \cdot \text{cond}}{(\dot{W}_x \cdot \text{cond} + \dot{E}_x \cdot T_{\text{cond}})} \quad (160)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\eta_{en} \cdot m_v \cdot \Delta ex}{\varphi \cdot m_v \cdot \Delta h} \quad (161)$$

$$m_v \cdot \Delta ex = \alpha_1 [(h_p - h_{10}) - T_0 (s_4 - s_{10})] + \alpha_2 [(h_4 - h_p) - T_0 (s_4 - s_p)] + \alpha_3 [(h_p - h_8) - T_0 (s_p - s_8)] \quad (162)$$

$$m_{c_{EC}} = \frac{m_v \cdot \Delta ex}{\eta_{ex} \cdot \varphi \cdot PCI} \quad (163)$$

$$EC = \frac{FUGex_{EC} - FUGex_{ic}}{FUGex_{EC}} \quad (164)$$

$$FUGex_{EC} = \eta_{ex} \cdot \eta_{CTex_{EC}} \cdot \frac{(\beta_{ex} + 1)}{TEC} \cdot \frac{\eta_{CTex_{cond}} (\beta_{ex} + 1) + \eta_{ex} (\beta_{ex} - \beta_{ex_{extr}})}{\eta_{CTex_{cond}} \beta_{ex_{extr}} + \eta_{ex} \beta_{ex_{extr}}} \quad (165)$$

A equação (164) diz respeito à economia de combustível e é de caráter geral, servindo tanto à planta de contrapressão como à de extração/condensação. Poderia ser escrita então da seguinte forma:

$$EC = \frac{FUex_{Cog} - FUGex_{ic}}{FUex_{Cog}} \quad (166)$$

Onde $FUGex_{Cog}$ pode ser o $FUGex$ de qualquer instalação de cogeração dada desde que observadas as equações pertinentes a cada caso. Nas equações (154) e (162) desprezou-se os efeitos de bombeamento.

6.5.4 - Comentários Adicionais

Faz-se alguns comentários gerais associados às equações anteriores procurando eliminar qualquer restrição que possa surgir quando do uso das mesmas:

- Com relação à equação (135) note-se que na forma como é dada fica impossível calcular o FUC sob qualquer enfoque caso a instalação convencional não produza calor útil pois tanto β_{en} como β_{ex} são indeterminados.

Essa situação surge quando a planta de cogeração tem tal comportamento (por exemplo, uma planta de extr. / condens. com parcelas de extração nula em dado regime). Assim, é mais adequado utilizar-se o FUC conforme definição abaixo:

$$FUC_{ex_{ic}} = \frac{(\dot{W}_x + \dot{E}_{xTP})}{\dot{m}_{ic} \cdot exc} \quad (167)$$

ou,

$$FUC_{ex_{ic}} = \frac{(\dot{W}_x + \dot{E}_{xTR})}{\dot{m}_{ic} \cdot exc} \quad (168)$$

Essa forma de se apresentar o FUC é bem mais útil de vez que se garante a homogeneidade dos parâmetros envolvidos bem como a possibilidade do cálculo em toda a faixa de operação, e se $\dot{E}_{xTP} = 0$ ter-se-ia $FUC_{ex_{ic}} = \eta_{CT_{ex}}$, como indica a lógica.

- A equação (148) sofre o mesmo tipo de restrição. Apesar de que a possibilidade de se ter parcelas térmicas nulas numa turbina de contrapressão (caso isso ocorra, definitivamente se descaracteriza a cogeração) ser extremamente remota, pode ocorrer ocasiões em que essa prática se configure. Nesse caso a equação se torna restrita pelo fato de β_{en} e β_{ex} estarem também indeterminados. Além disso, se $\dot{E}_{xTP} = 0$, $FUC_{ex} = 0$. Sendo assim, o FUC será dado por:

$$FUC_{ex_{CP}} = \frac{(\dot{W}_x + \dot{E}_{xTP})}{\dot{m}_{CP} \cdot exc} \quad (169)$$

ou,

$$FUC_{ex_{CP}} = \frac{(W_x + Ex_{TR})}{m_{c_{CP}} \cdot ex_c} \quad (170)$$

Se $Ex_{TP} = 0$, ter-se-ia $W_x = m_v \cdot \Delta ex - Y_{TCP}$ - vide equação (140) - e, $FUC_{ex_{CP}} = (m_v \cdot \Delta ex - Y_{TCP}) / (m_{c_{CP}} \cdot ex_c)$. Caso se divida a última relação por $m_{c_{CP}} \cdot ex_c$ resulta então :

$$FUC_{ex_{CP}} = \eta_{ex_{CP}} - \frac{Y_{TCP}}{m_{c_{CP}} \cdot ex_c}$$

que é a equação (151) e, novamente $FUC_{ex_{CP}} \neq \eta_{ex_{CP}}$. O parâmetro distintivo é então a irreversibilidade da turbina que contribuirá para a diferenciação da eficiência da planta.

- Para a planta de extração/condensação viu-se que a primeira restrição sob enfoque de 1^a Lei é considerar a eficiência da seção de condensação como sendo aquela de uma planta convencional (vide figura 43 e equações associadas). Além disso, é possível usar a eficiência da seção de condensação sob enfoque exergetico $\eta_{ex_{CT}}$ (vide equação 160), considerando a seção como unidade. Isso levaria à discussões sobre qual desses parâmetros é o mais adequado resultando na adoção de um ou de outro com a necessidade de justificativas adicionais. A restrição definitiva é a situação encontrada quando a planta de extração/condensação trabalha com os consumidores térmicos a vazio, isto é, $Ex_{TP} = 0$. Nesse caso os coeficientes β_{ex} (ou β_{en}) ficam indeterminados e criam o impasse de não se poder calcular o FUC via equação (156). (165). Note-se ainda que se $Ex_{TP} = 0$ tem-se pela equação (152) :

$$W_x = m_v \cdot \Delta ex - (Y_{TEC} + Ex_{Tcond})$$

E, se se considera o FUC_{ex} como:

$$FUC_{ex} = \frac{\dot{W}_x + \dot{E}_{xTP}}{\dot{m}_c \cdot ex_c}$$

tem-se:

$$FUC_{ex_{EC}} = \frac{\dot{m}_v \cdot \Delta ex - (\dot{Y}_{TEC} + \dot{E}_{xTcond})}{\dot{m}_{c_{EC}} \cdot ex_c}$$

que dividida por $\dot{m}_c \cdot ex_c$ produz:

$$FUC_{ex_{EC}} = \eta_{ex_{EC}} - \frac{(\dot{Y}_{TEC} + \dot{E}_{xTcond})}{\dot{m}_{c_{EC}} \cdot ex_c}$$

Resulta então que o $FUC_{ex} \neq \eta_{ex_{EC}}$ e que as irreversibilidades da turbina e da condensação são o fator distintivo nesse caso.

- Pelas razões expostas usar-se-á a definição de FUC como a relação entre os produtos e insumos para qualquer planta de cogeração dada no presente trabalho. A adição do enfoque exergético visa garantir a consistência e homogeneidade dos parâmetros envolvidos. Entende-se por produto as saídas de trabalho e calor e, por insumos a entrada exergética via combustível. Em resumo o FUC será adotado como se segue:

$$FUC = \frac{[\dot{W}_x + \dot{E}_{xTP} (\dot{E}_{xTR})]}{\dot{m}_c \cdot ex_c}$$

(171)

6.6 - Simulação Computacional :

Feitas as considerações anteriores desenvolveu-se o software intitulado COGENVAP que simula situações diversas para arranjos de cogeração com turbinas a vapor. A partir desses ensaios obtém-se curvas características das instalações com a utilização dos parâmetros discutidos anteriormente. Assumiu-se um grupo básico de arranjos que representa a maioria das instalações em operação na prática. Esses arranjos são dados a seguir :

Condição do vapor	Pressão (kgf/cm ²) / Temperatura (°C)
G1	21 / 280
G2	30 / 350
G3	60 / 450
G4	80 / 500

Vazão em massa de vapor : 3.6 ton/h

Pressão nas extrações :

Extração 1	-	13 kgf/cm ²
Extração 2	-	3 kgf/cm ²
Condensador	-	0.08 kgf/cm ²

Tabela 11 - Dados de referência para simulação das instalações de vapor avalladas via software COGENVAP.

A seguir são fornecidas as características básicas das plantas de contra pressão, extração/condensação e convencional, utilizadas como parâmetros de referência para a simulação computacional efetivada. Mais adiante são fornecidos resultados gráficos das simulações efetuadas, buscando visualizar tanto a utilização dos procedimentos exergéticos utilizados bem como as características de operação das instalações analisadas.

Instal.	Condição (tab. 11)	Eficiências da Turbina (1 ^a Lei)		Curvas	Figuras
Contra Pressão (Duas Extr.)	G1 a	.9		1	45
		.8		2	a
	G4	.7		3	48
Extr./ Cond. (Duas Extr.)	idem	idem		4	49
				5	a
				6	52
Convenc.	Eficiências de ciclo térmico		Curvas	Figuras	
	1 ^a Lei	2 ^a Lei			
	.40	.38	A	45	
	.35	.33	B	a	
.30	.28	C	52		

Tabela 12 - Dados dos arranjos simulados para análise de instalações de vapor com cogeração. Elucidativos das figuras 45 a 52.

Detalhes sobre o programa computacional são dados no Apêndice e, as curvas obtidas, nas figuras 45 a 52 que se seguem.

As figuras 45 a 48 estão associadas à planta de contrapressão, sendo que a figura 45 representa a condição mais baixa de vapor admitida nos estudos efetuados. Note-se aí e nas figuras seguintes, que a diferença de ordenadas mede a economia relativa de combustível tomando por base a instalação convencional, cujos parâmetros estão definidos pelas curvas A, B e C na forma de eficiência dos ciclos envolvidos vista sob enfoque exergético. Nas condições dadas na figura 45, só numa pequena faixa as turbinas de contrapressão conseguem suplantam a instalação convencional, e assim mesmo para ciclos térmicos com eficiências exergéticas de até 33% (curva B). A inclinação das curvas 1, 2 e 3 relativas à cogeração, apresenta-se relativamente diferenciada indicando a sensibilidade da instalação à variação de eficiência da turbina

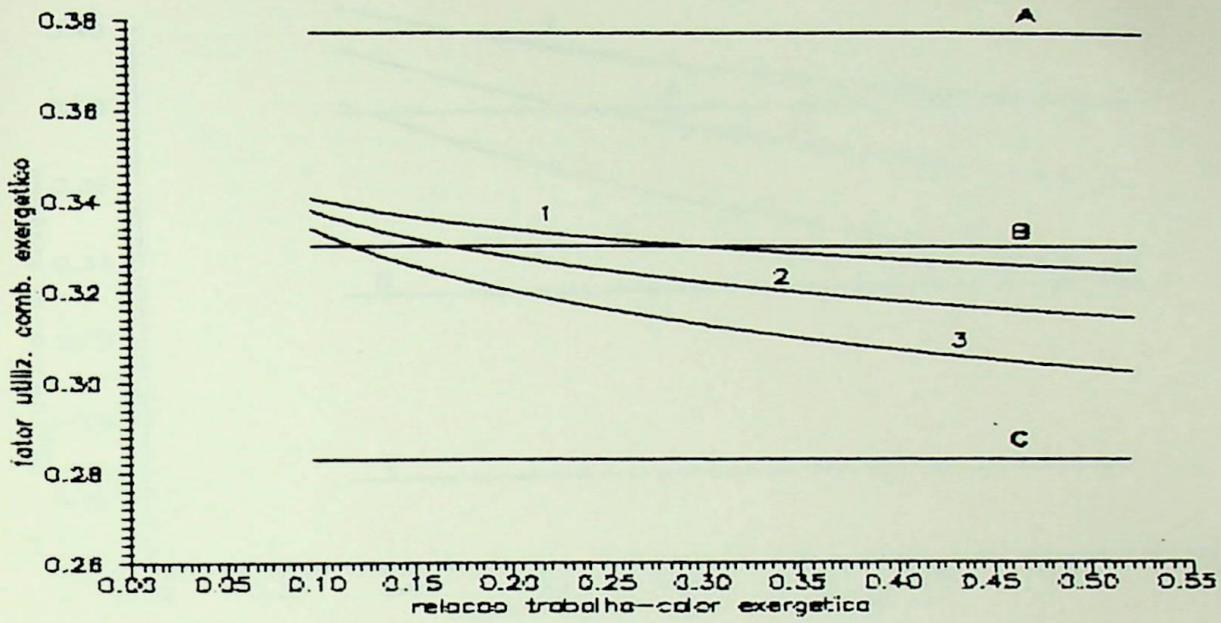


Figura 45 - Dados da turbina de Contrapressão - Condição G1. (referência tabelas 11 e 12)

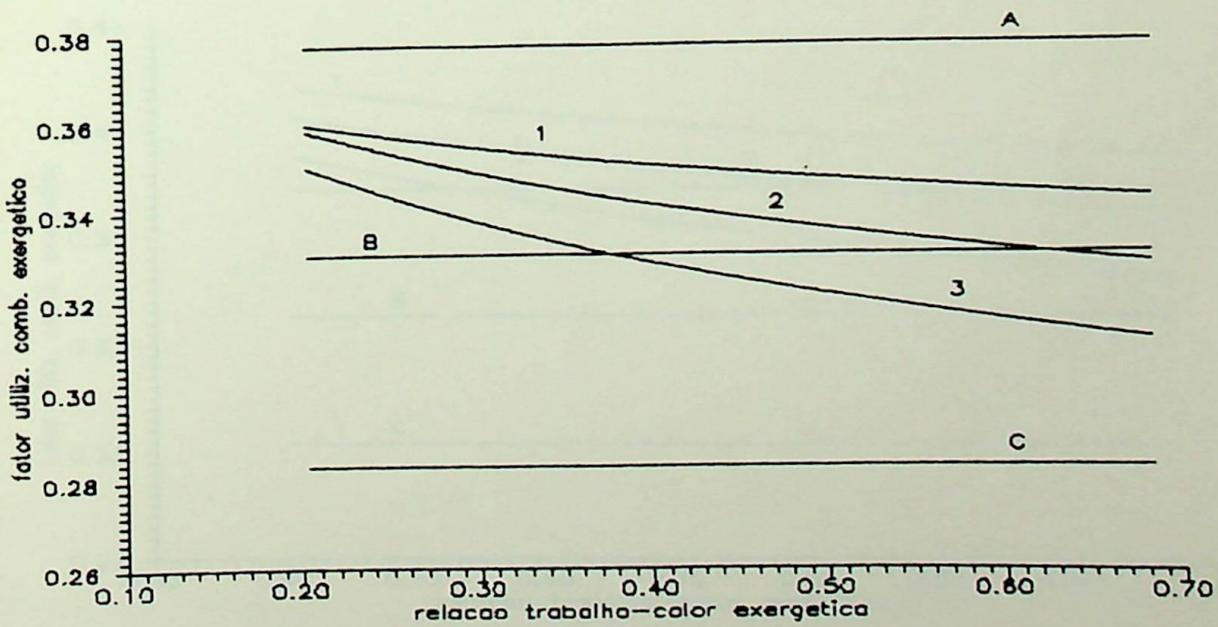


Figura 46 - Dados da turbina de Contrapressão - Condição G2. (referência tabelas 11 e 12)

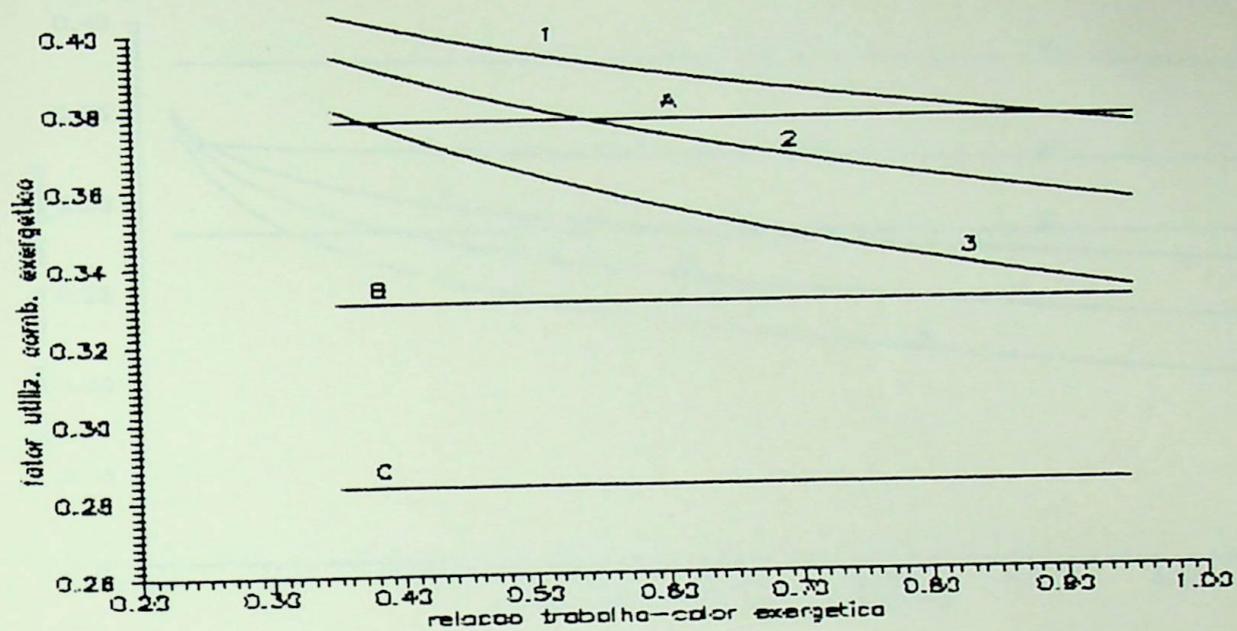


Figura 47 - Dados da turbina de Contrapressão - Condição G3.
(referência tabelas 11 e 12)

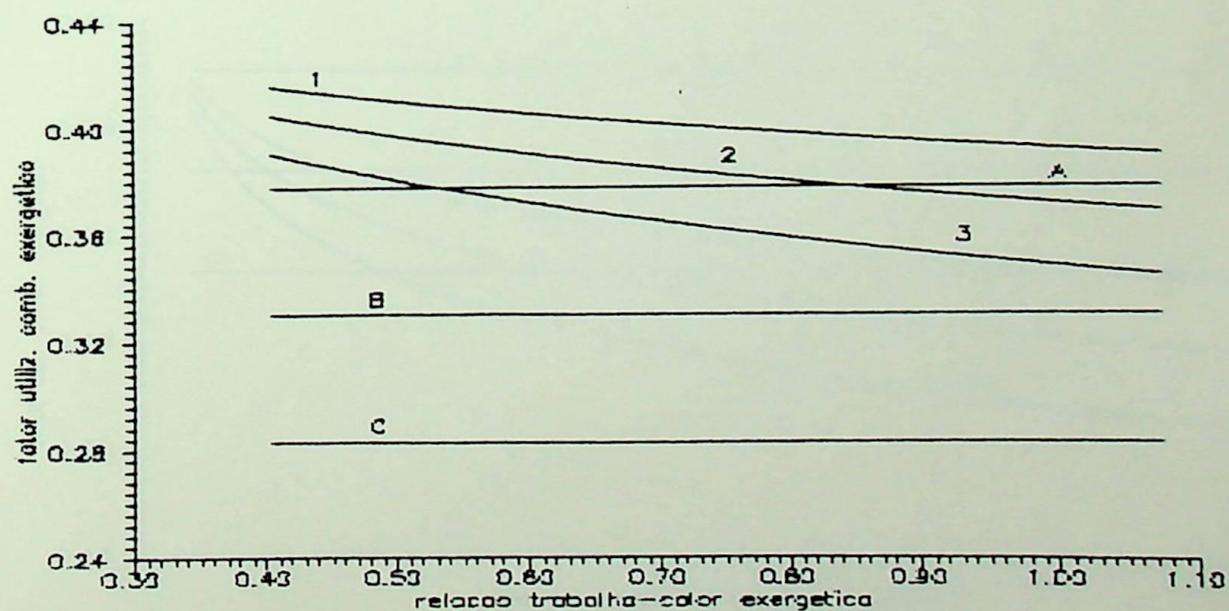


Figura 48 - Dados da turbina de Contrapressão - Condição G4.
(referência tabelas 11 e 12)

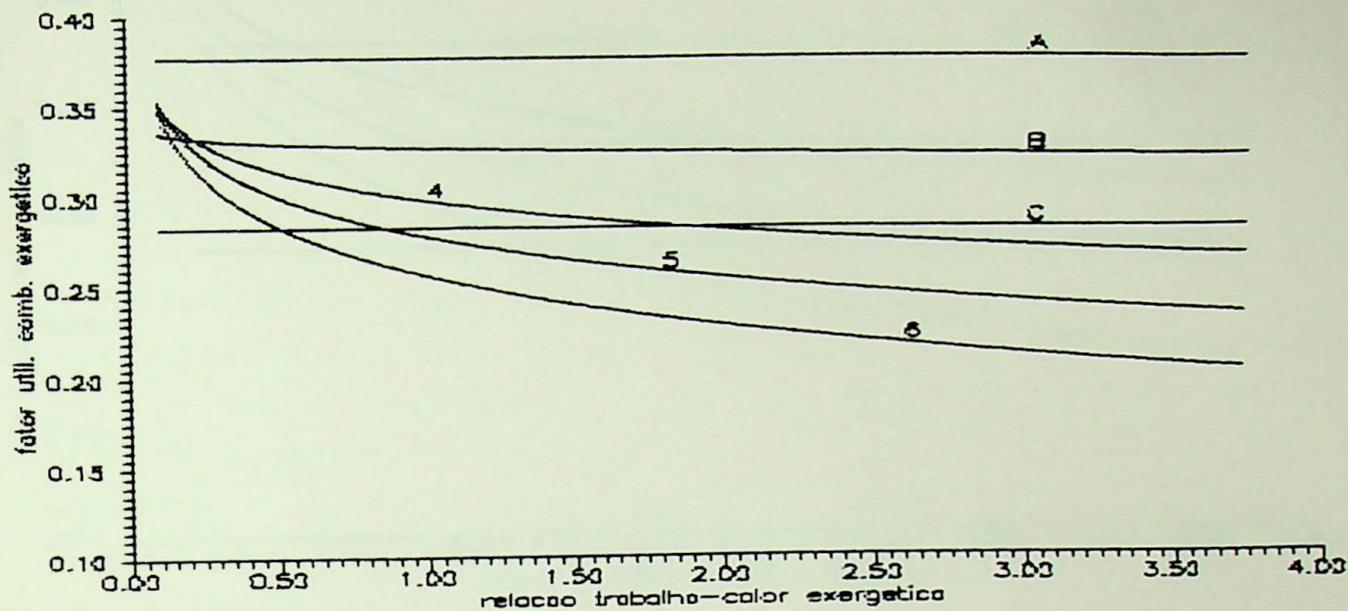


Figura 49 - Dados da turbina Extração/Condensação - Condição G1.
(referência tabelas 11 e 12)

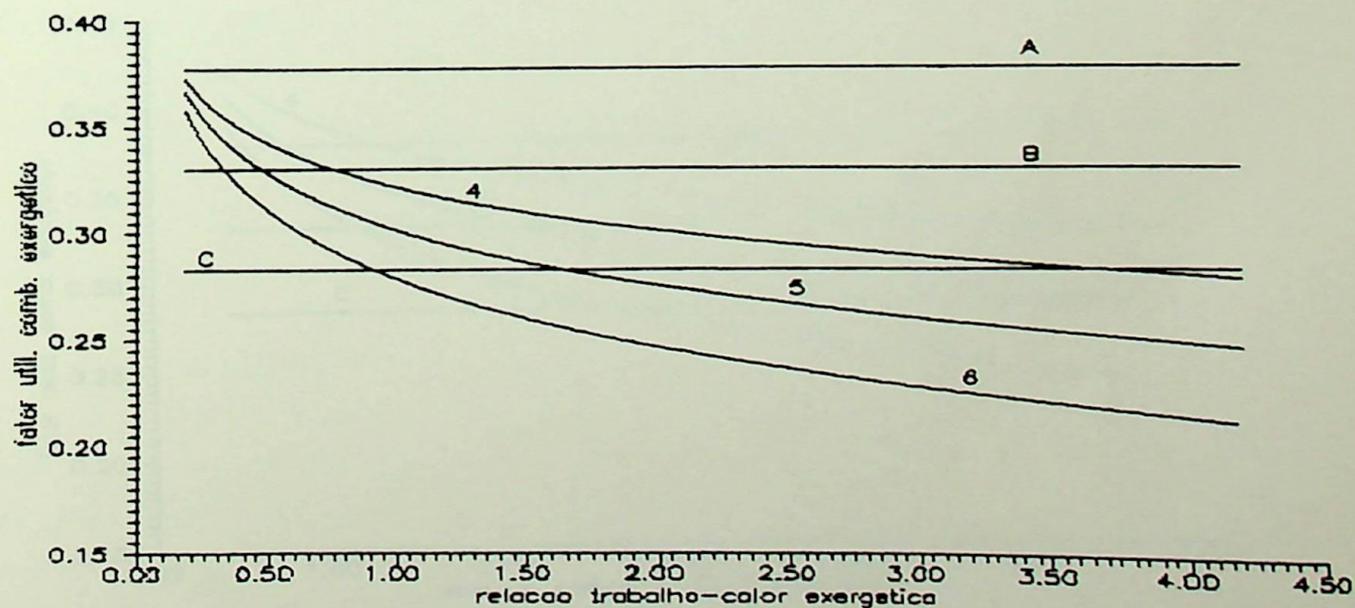


Figura 50 - Dados da turbina Extração/Condensação - Condição G2.
(referência tabelas 11 e 12)

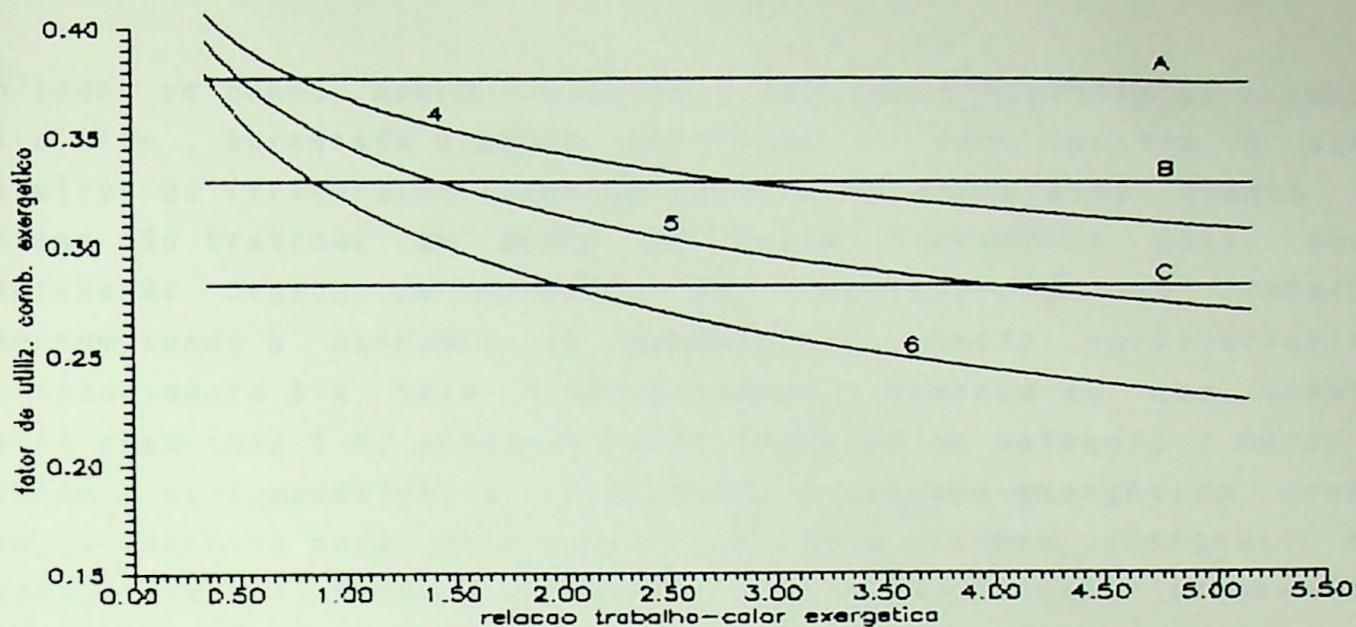


Figura 51 - Dados da turbina Extração/Condensação - Condição G3.
(referência tabelas 11 e 12)

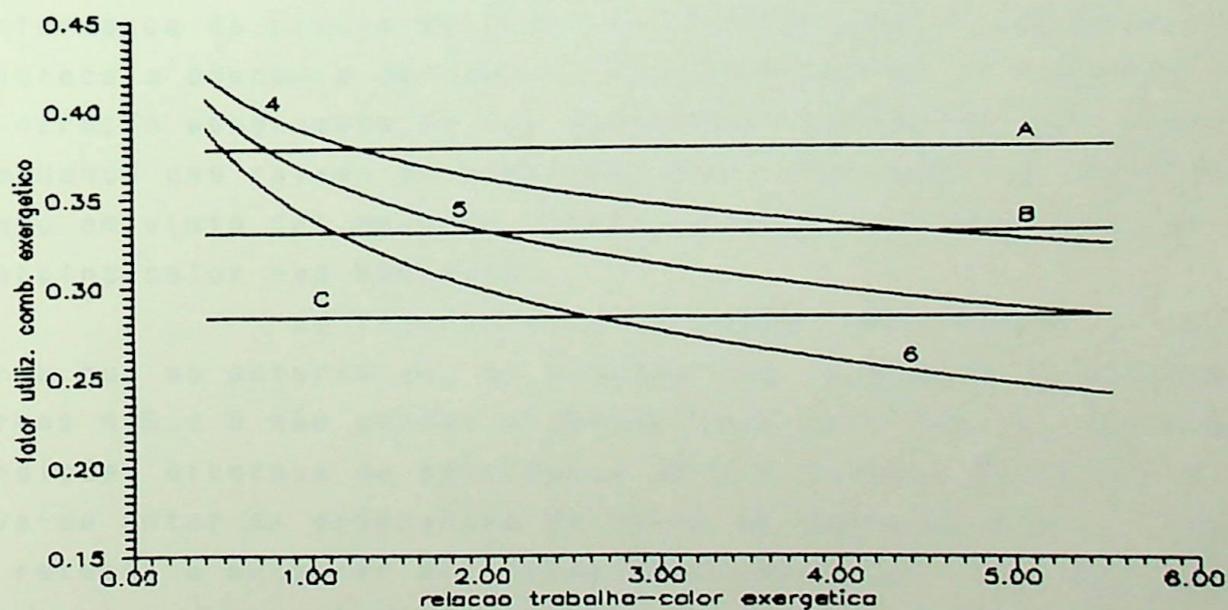


Figura 52 - Dados da turbina Extração/Condensação - Condição G4.
(referência tabelas 11 e 12)

em todos os casos. Assim, a curva 1 que tem eficiência de turbina mais alta, apresenta a menor inclinação. Isso mostra o peso relativo da irreversibilidade da turbina na instalação quando as coisas são tratadas do ponto de vista exergético pois, essa inclinação cresce na direção da ineficiência da turbina comprometendo a economia de combustível. Outra característica diferenciadora é a taxa trabalho-calor. Observa-se que quanto maior essa taxa (e, portanto maior produção de potência) menor a economia de combustível via cogeração. O enfoque exergético nesse caso é decisivo para diferenciar as duas formas desiguais de energia, isto é, calor e trabalho. Taxas trabalho-calor crescentes indicam a tendência de se produzir mais trabalho e, portanto, a forma mais irreversível de energia. A produção de calor então beneficia as plantas envolvidas. Isso é válido para todas as figuras. Note-se também que as figuras 45 a 48 representam condições variáveis do vapor na instalação de contrapressão. O vapor está melhorado a cada figura. Esse dado é decisivo na performance da planta de cogeração. Percebe-se nitidamente como ele favorece a economia de combustível passando-se por aquelas figuras na direção ascendente de sua numeração. Também se pode notar nelas a mudança das faixas de operação das turbinas de contrapressão tendo em vista tal melhora, bastando para isso observar as taxas trabalho-calor nas abscissas.

As figuras 49 a 52 estão associadas, da mesma forma que as anteriores, às plantas de extração/condensação. As curvas 4, 5 e 6 são curvas diferenciadas pelo fato de representarem condições diversas de eficiência para a turbina. Em primeiro lugar, deve-se notar as diferenças de faixa de operação dessa instalação em relação à anterior via taxas trabalho-calor nas abscissas. As turbinas de extração/condensação mostram ser mais flexíveis nesse particular. A contrapartida é que as de contrapressão são muito mais favorecidas quando se olha o lado da economia de combustíveis. Isso em parte pelo fato das turbinas de extração/condensação sofrerem penalidades adicionais da condensação. Portanto, em qualquer caso as turbinas de contrapressão são a escolha mais saudável caso se focalize a economia de combustível. Mas, é óbvio que nem sempre a escolha será tão simples e direta. Parâmetros outros como taxa

trabalho-calor representam peso relativo bastante relevante. A própria flexibilidade da máquina pode ser outro fator decisivo. Outra diferença fundamental entre as turbinas é a sensibilidade às mudanças de qualidade do vapor. Enquanto as turbinas de contrapressão são "rápidas" nesse aspecto (veja-se a "subida" das curvas 1,2 e 3 nas figuras 45 a 48) , as de extração/condensação são bem mais "lentas" (verifique-se a mesma "subida" nas figuras 49 a 52) . Deve-se notar também que essas máquinas são realmente distintas no tocante a parâmetros de operação e desempenho ; nota-se tal distinção com mais propriedade quando essas instalações são associadas a um referencial comum que é a instalação convencional.

A colocação desses estudos com enfoque exergético visa mostrar a consistência obtida na análise dessas instalações como contrapartida aos procedimentos clássicos de 1^a Lei . Como exemplo mais nítido da consistência obtida deve-se lembrar que, os mesmos parâmetros colocados sob enfoque de 1^a Lei produziriam o paradoxo de POLSKY [33] quando associados à planta de contrapressão , isto é , o FUF dessa instalação não seria sensível à ineficiência da turbina apesar dela existir.

CAPÍTULO 7 - CONCLUSÃO E SUGESTÕES

A nível de sugestões e, após ter sido feito o presente estudo surge uma série de extensões possíveis ao tratamento embutido nesse enfoque.

Uma das primeiras possibilidades é estender o tratamento dado aqui a ciclos a gás e a ciclos combinados. EL-MASRI [51] faz uma abordagem similar em seus estudos considerando as ferramentas exergéticas como um procedimento termodinâmico essencial e necessário para um estudo eficaz de tais ciclos. Existe ali ainda, uma abordagem dos impactos da refrigeração da turbina a gás no desempenho desse tipo de planta. CERRI [54], faz um estudo dos efeitos da regeneração na turbina a vapor quando operando em ciclos combinados. WU [55], trabalha na mesma direção combinando parcialmente as duas análises anteriores a um ciclo combinado. Vários outros autores como CHIN e EL-MASRI [52], EL-MASRI [50] e, HUANG [49] trabalham de forma similar. O que se nota em todos esses casos é a preocupação em estender e solidificar definitivamente os enfoques de 2ª Lei como a ferramenta termodinâmica mais apropriada e adequada à análise dos ciclos aplicados em Cogeração. Salta também desses trabalhos a preocupação com as medidas tradicionais e clássicas de melhoria dos ciclos térmicos, só que agora enfocados sob visão de 2ª Lei. Portanto, seria interessante estender-se o enfoque exergético aos arranjos possíveis de Cogeração bem como avaliar o impacto da combinação dessas medidas no comportamento das diversas plantas possíveis. A nível de ciclos de vapor sabe-se que duas medidas clássicas são o reaquecimento e a regeneração. Nesses casos extrai-se parcela do vapor para ser direcionada a uma dada parte da planta visando produzir tais efeitos. Obviamente que tal procedimento vai alterar as relações P/H e, além disso essas extrações são feitas em locais distintos da planta. Uma tarefa particularmente interessante seria avaliar esses efeitos combinados na Cogeração tanto enfocando os consumidores térmicos como a produção de potência da instalação e, por consequência nos parâmetros taxa P/H e fator de utilização

de combustível. Do lado dos ciclos a gás há também possibilidades de regeneração, reaquecimento, resfriamento intermediário do compressor bem como refrigeração da Turbina. Todos esses procedimentos são feitos em locações diversas dos respectivos arranjos e vão afetar de maneira característica cada um dos parâmetros básicos de avaliação, isto é, calor de processo, potência, taxa P/H e fator de utilização de combustível.

Outra opção interessante é desenvolver abordagens termoeconômicas aplicáveis a cada ciclo e arranjo citados anteriormente. Viu-se que há pelo menos três critérios fundamentais de avaliação de plantas: o termodinâmico, o econômico e o ecológico ou ambiental. Como a análise termodinâmica foi enfocada aqui sem preocupações com o possível tratamento econômico tal complementação seria extremamente útil na medida em que trabalharia no sentido de se compor um estudo integrado e, portanto mais abrangente em cada caso. Poder-se-ia inclusive traçar tais modelos, estudar sua aplicabilidade ou não, possíveis restrições e condições de contorno, generalizações ou especificidades, etc.

A terceira sugestão ficaria por conta dos modelos computacionais. Também aqui existe a possibilidade de se desenvolver modelos específicos associados ao enfoque termodinâmico, ao econômico ou a ambos. Além do mais poder-se-ia combinar a demanda típica de instalações existentes (vide figura 8 - ítem 3.22 - Capítulo 3) como parâmetro de entrada para tais modelos a fim de se avaliar arranjos disponíveis em função de tais entradas. Ou seja, procurar-se-ia caracterizar o melhor arranjo para uma dada aplicação seja do ponto de vista termodinâmico, econômico ou ambos, tendo em vista o perfil apresentado por uma dada instalação. Isso permitiria tornar mais consistentes os estudos iniciais de envolvimento com Cogeração das indústrias potencialmente interessadas.

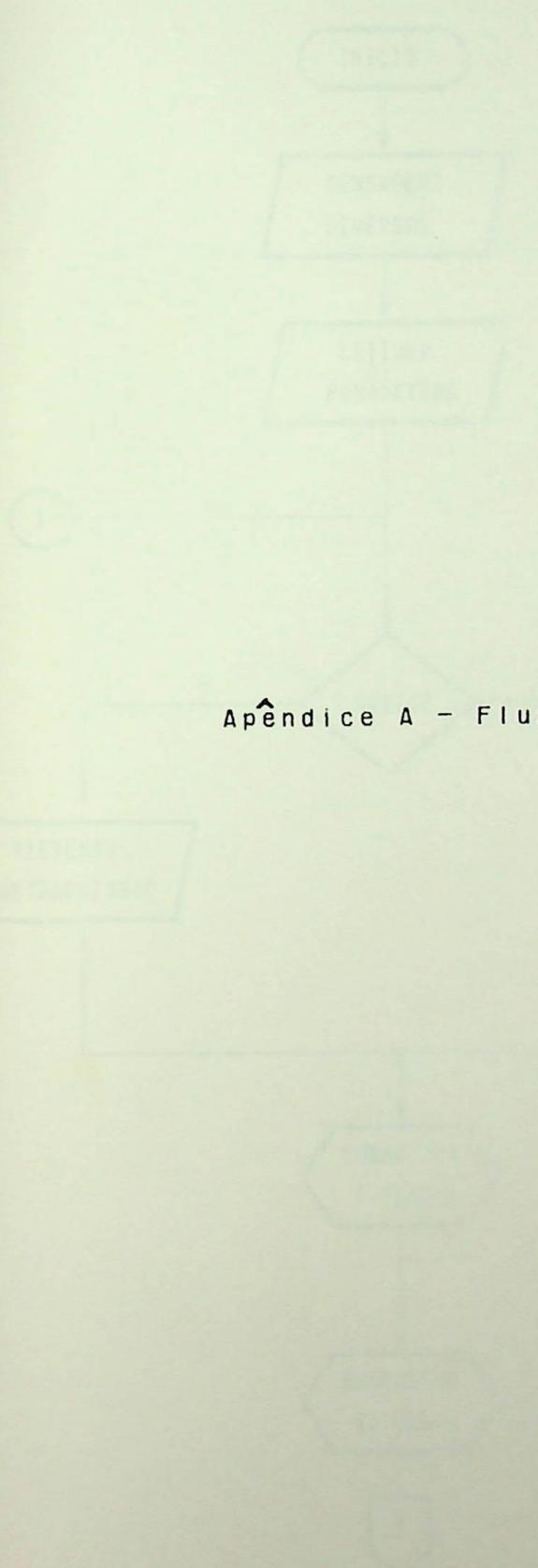
A nível de conclusões deve-se destacar algumas considerações importantes obtidas no presente estudo:

- (a) efetivamente o modelo exergetico mostra sua eficácia quando se avalia os parâmetros dos ciclos a vapor estudados aqui. A maior consistência obtida ficou patente nas várias etapas da análise efetuada. Destacou-se como esse enfoque pode ser efetivo e esclarecedor quando, por exemplo, se tratou o FUC na planta de Contrapressão, equação (151), e, na planta de extração / condensação, ítem 6.5.4. Nos estudos de 1^a Lei as irreversibilidades da Turbina e da condensação "desaparecem" conforme se pode ver, por exemplo, em SCHWARZENBACH [34];
- (b) a importância relativa do modelo termodinâmico no contexto da avaliação e de como sua consistência é fundamental para torná-lo uma ferramenta adequada de análise. Acresça-se a isso a necessidade de modelos econômicos e ambientais para tornar completo o referencial de avaliação usado como suporte na tarefa de mapear os arranjos possíveis de Cogeração;
- (c) a importância que têm as curvas das figuras (45) a (52) não só por demonstrar possíveis faixas de operação dos ciclos avaliados (FUC_{ex} , β_{ex}) mas, também por mostrarem que essas plantas são melhor comparadas quando se faz a associação com instalações convencionais tomadas como referencial. Além disso, os dados dessas figuras permitem visualizar onde residem as vantagens da Cogeração em cada caso;
- (d) a discussão oportuna da maioria dos métodos termodinâmicos de avaliação existentes até o momento feita no Capítulo 5 e, os refinamentos efetuados no Capítulo 6 evidenciando os cuidados necessários à utilização dos parâmetros envolvidos nas análises efetuadas.

Com isso acredita-se ter sido dada uma contribuição relevante ao estudo com abordagem termodinâmica da Cogeração Industrial , destacando-se procedimentos e metodologias mais efetivos e adequados no tratamento das instalações envolvidas em tal tecnologia.

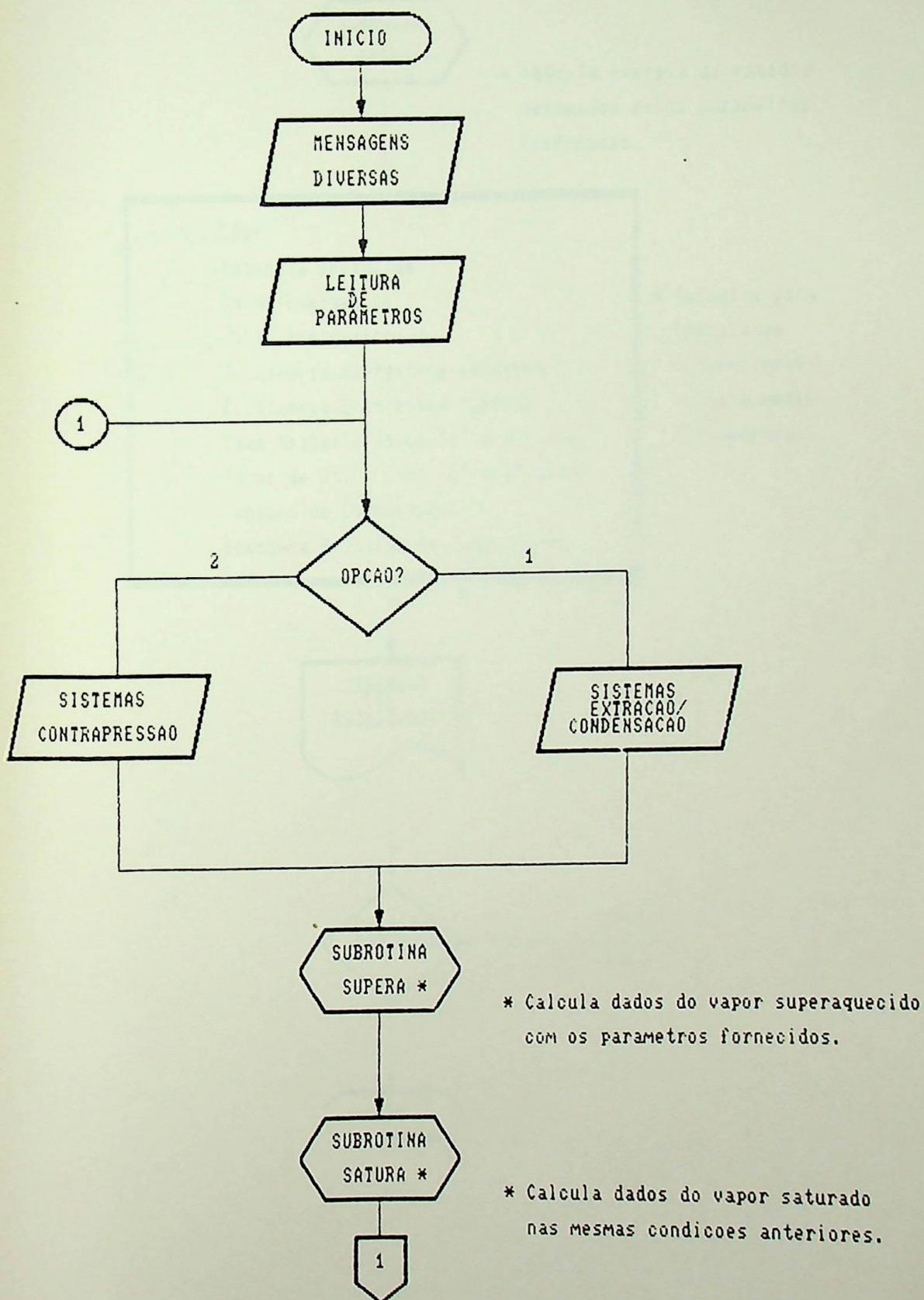
APÊNDICES

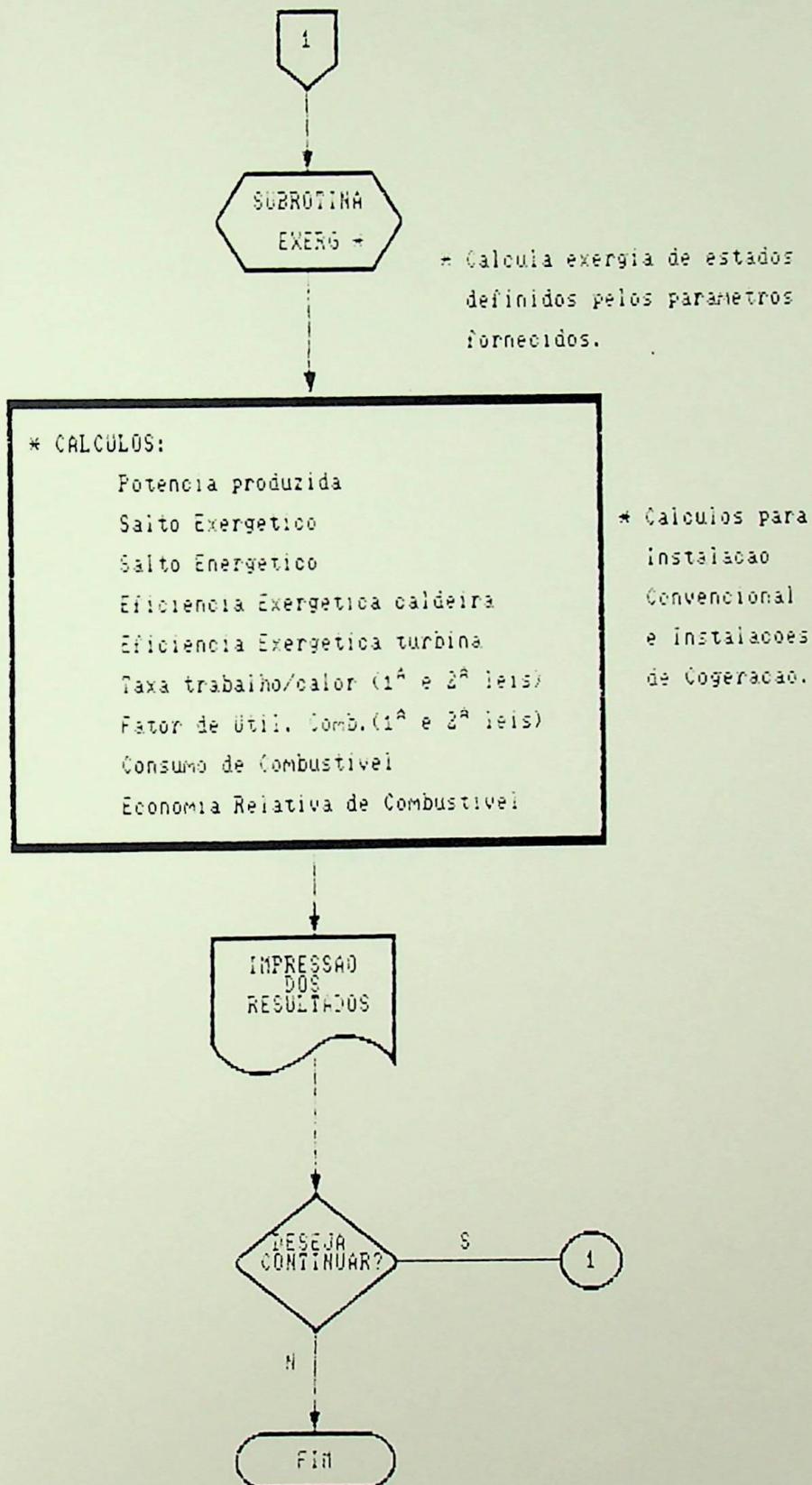
FLUXOGRAMA GERAL DO SOFTWARE COGENVAP



Apêndice A - Fluxograma do Software COGENVAP

FLUXOGRAMA GERAL DO SOFTWARE COGENUAP





Apêndice B - Entradas Típicas

```

#####
#
#   ==>   A T E N C A O   <==
#
#
#   N a o   s e   e s q u e c a   d e   L i g a r
#
#   e   P r e p a r a r   a   I m p r e s s o r a
#
#####

```

FORNECA A DATA CORRENTE < DD-MM-AA > 16-10-90

FORNECA A HORA CORRENTE < HH:MM > [AM ou PM] 11:58

FORNECA O NOME DO ARQUIVO DE DADOS (Max. 6 caract.)

Se Deseja Resultados na Impressora Digite --> LPT1

Caso contrario Digite o nome do Arquivo Desejado

N O M E D O A R Q U I V O -----> arq1

```

*****
*   P R O G R A M A   C O G E N V A P   *
*****

```

P A R A M E T R O S A D O T A D O S :

PRESSAO NA PRIMEIRA EXTRACAO (Kgf/cm2) ==> 13

PRESSAO NA SEGUNDA EXTRACAO (Kgf/cm2) ==> 3

PRESSAO NO CONDENSADOR (Kgf/cm2) (absoluta) ==> 0

DISPONIBILIDADE DE VAPOR NA ENTRADA (ton/h) ==> 3.6

RENDIMENTO ENERGETICO DA CALDEIRA ==> .8

DADOS DO COMBUSTIVEL : PCI(KJ/Kg) , EX/ PCI ==> 42800,1.06

DIGITE :

<A> PARA ALTERAR DADOS

<P> PARA ENCERRAR O PROGRAMA

<C> PARA CONTINUAR

==> S U A O P C A O ? ----> c

DIGITE :

<A> PARA ALTERAR DADOS

<P> PARA ENCERRAR O PROGRAMA

<C> PARA CONTINUAR

==> S U A O P C A O ? ----> C

ANALISE EXERGETICA DE SISTEMAS DE COGERACAO

COM TURBINAS A VAPOR

S E L E C I O N E S U A O P C A O (1 O U 2)

O P C A O 1 ==> EXTRACAO/CONDENSACAO

O P C A O 2 ==> CONTRAPRESSAO

SISTEMA SELECIONADO ==> 1

- D A D O S D E E N T R A D A -

Dados de Entrada na TURBINA :

PRESSAO (Kgf/cm²) , TEMPERATURA (C) => 60,450

RENDIMENTO ISENTROPICO DA TURBINA (-) => .8

DEMANDA RELATIVA DE VAPOR NA 1a. EXTRAC.(-) => .3

DEMANDA RELATIVA DE VAPOR NA 2a. EXTRAC. (-) => .6

Parametro de Referencia :

RENDIMENTO DO CICLO TERMICO CONVENCIONAL (-) => .35

D I G I T E :

I - Se Deseja Alterar os Parametros do Inicio

E - Se Deseja Alterar os Dados de Entrada

C - Se Deseja Continuar sem Alteracoes

::::> C

A G U A R D E !!! P R O C E S S A N D O !!!

Apêndice C - Saídas Típicas

P L A N T A D E E X T R . / C O N D E N S .

POTENCIA ELETR./MECANICA GERADA(KW)	=	501.440	501.440
IRREVEVERSIBILIDADE NA TURBINA (KW)	=	88.6342	88.6342
EXERGIA DO CALOR UTILIZAVEL (KW)	=	615.426	
CONSUMO DE COMBUSTIVEL (TON/H)	=	0.696068E-01	
REL. POTENCIA/CALOR UTILIZAVEL			
EXERGETICA	=	0.814784	
ENERGETICA	=	0.255388	
FATOR UTIL. DE COMBUSTIVEL			
EXERGETICO	=	0.353671	
ENERGETICO	=	0.827373	
ECON. RELAT. DE COMB. VIA COGER. (%)	=	6.63962	6.63962

P A R A M E T R O S D I V E R S O S :

PRESSAO (KGF/CM2),TEMP.(C) ENTR.DA TURB.	=	60.0000	450.000
PARCELAS EXTRAIDAS #1,#2,#3	=	0.300000	0.600000 0.100000
EFICIENCIA ISENTROP. TURBINA	=	0.800000	
EFICIENCIA EXERGETICA DA TURB.	=	0.849791	0.849791
VAZAO EM MASSA DE VAPOR (TON/H)	=	3.60000	
EFICIENCIA ENERGETICA DA CALDEIRA	=	0.900000	
EFICIENCIA EXERGETICA DA CALDEIRA	=	0.385397	

P A R A C O N T I N U A R T E C L E < G >

P A R A M E T R O S D I V E R S O S :

PRESSAO (KGF/CM2),TEMP.(C) ENTR.DA TURB.	=	60.0000	450.000
PARCELAS EXTRAIDAS #1,#2,#3	=	0.300000	0.600000 0.100000
EFICIENCIA ISENTROP. TURBINA	=	0.800000	
EFICIENCIA EXERGETICA DA TURB.	=	0.849791	0.849791
VAZAO EM MASSA DE VAPOR (TON/H)	=	3.60000	
EFICIENCIA ENERGETICA DA CALDEIRA	=	0.900000	
EFICIENCIA EXERGETICA DA CALDEIRA	=	0.385397	

P A R A C O N T I N U A R T E C L E < G > G

- I N S T A L A C A O C O N V E N C I O N A L :

CONSUMO DE COMBUSTIVEL	=	0.745572E-01
RELACAO POTENCIA/CALOR UTILIZADO		
EXERGETICA	=	0.814784
ENERGETICA	=	0.255388
FATOR DE UTILIZACAO DE COMBUSTIVEL		
EXERGETICO	=	0.330189
ENERGETICO	=	0.772438
EFICIENCIA DO CICLO TERMICO CONV.	=	0.350000

P A R A C O N T I N U A R T E C L E < G >

P L A N T A D E C O N T R P A R E S S A O

POTENCIA ELETR./MECANICA GERADA(KW)	=	455.911	455.911
IRREVEVERSIBILIDADE NA TURBINA (KW)	=	75.3771	75.3770
EXERGIA DO CALOR UTILIZAVEL (KW)	=	678.207	
CONSUMO DE COMBUSTIVEL (TON/H)	=	0.685000E-01	
REL. POTENCIA/CALOR UTILIZAVEL			
EXERGETICA	=	0.672229	
ENERGETICA	=	0.208874	
FATOR UTIL. DE COMBUSTIVEL			
EXERGETICO	=	0.364937	
ENERGETICO	=	0.900000	
ECON. RELAT. DE COMB. VIA COGER. (%)	=	9.52174	9.52176

P A R A M E T R O S D I V E R S O S :

PRESSAO (KGF/CM2),TEMP.(C) ENTR.DA TURB.	=	60.0000	450.000
PARCELAS EXTRAIDAS #1,#2,#3	=	0.300000	0.700000
EFICIENCIA ISENTROP. TURBINA	=	0.800000	0.000000
EFICIENCIA EXERGETICA DA TURB.	=	0.858124	0.858124
VAZAO EM MASSA DE VAPOR (TON/H)	=	3.60000	
EFICIENCIA ENERGETICA DA CALDEIRA	=	0.900000	
EFICIENCIA EXERGETICA DA CALDEIRA	=	0.389192	

P A R A C O N T I N U A R T E C L E < C >

P A R A M E T R O S D I V E R S O S :

PRESSAO (KGF/CM2),TEMP.(C) ENTR.DA TURB.	=	60.0000	450.000
PARCELAS EXTRAIDAS #1,#2,#3	=	0.300000	0.700000
EFICIENCIA ISENTROP. TURBINA	=	0.800000	0.000000
EFICIENCIA EXERGETICA DA TURB.	=	0.858124	0.858124
VAZAO EM MASSA DE VAPOR (TON/H)	=	3.60000	
EFICIENCIA ENERGETICA DA CALDEIRA	=	0.900000	
EFICIENCIA EXERGETICA DA CALDEIRA	=	0.389192	

P A R A C O N T I N U A R T E C L E < C > C

- I N S T A L A C A O C O N V E N C I O N A L :

CONSUMO DE COMBUSTIVEL	=	0.757088E-01
RELACAO POTENCIA/CALOR UTILIZADO		
EXERGETICA	=	0.672229
ENERGETICA	=	0.208874
FATOR DE UTILIZACAO DE COMBUSTIVEL		
EXERGETICO	=	0.330189
ENERGETICO	=	0.814304
EFICIENCIA DO CICLO TERMICO CONV.=		0.350000

P A R A C O N T I N U A R T E C L E < C >

P L A N T A D E C O N T R P A R E S S A O

POTENCIA ELETR./MECANICA GERADA(KW)	=	455.911	455.911
IRREVEVERSIBILIDADE NA TURBINA (KW)		75.3771	75.3770
EXERGIA DO CALOR UTILIZAVEL (KW)	=	678.207	
CONSUMO DE COMBUSTIVEL (TON/H)	=	0.685000E-01	
REL. POTENCIA/CALOR UTILIZAVEL			
EXERGETICA	=	0.672229	
ENERGETICA	=	0.208874	
FATOR UTIL. DE COMBUSTIVEL			
EXERGETICO	=	0.364937	
ENERGETICO	=	0.900000	
ECON. RELAT. DE COMB. VIA COGER. (%)	=	9.52174	9.52176

P A R A M E T R O S D I V E R S O S :

PRESSAO (KGF/CM2),TEMP.(C) ENTR.DA TURB.	=	60.0000	450.000
PARCELAS EXTRAIDAS #1,#2,#3	=	0.300000	0.700000
EFICIENCIA ISENTROP. TURBINA	=	0.800000	0.000000
EFICIENCIA EXERGETICA DA TURB.	=	0.858124	0.858124
VAZAO EM MASSA DE VAPOR (TON/H)	=	3.60000	
EFICIENCIA ENERGETICA DA CALDEIRA	=	0.900000	
EFICIENCIA EXERGETICA DA CALDEIRA	=	0.389192	

P A R A C O N T I N U A R T E C L E < C >

P A R A M E T R O S D I V E R S O S :

PRESSAO (KGF/CM2),TEMP.(C) ENTR.DA TURB.	=	60.0000	450.000
PARCELAS EXTRAIDAS #1,#2,#3	=	0.300000	0.700000
EFICIENCIA ISENTROP. TURBINA	=	0.800000	0.000000
EFICIENCIA EXERGETICA DA TURB.	=	0.858124	0.858124
VAZAO EM MASSA DE VAPOR (TON/H)	=	3.60000	
EFICIENCIA ENERGETICA DA CALDEIRA	=	0.900000	
EFICIENCIA EXERGETICA DA CALDEIRA	=	0.389192	

P A R A C O N T I N U A R T E C L E < C > C

- I N S T A L A C A O C O N V E N C I O N A L :

CONSUMO DE COMBUSTIVEL	=	0.757088E-01
RELACAO POTENCIA/CALOR UTILIZADO		
EXERGETICA	=	0.672229
ENERGETICA	=	0.208874
FATOR DE UTILIZACAO DE COMBUSTIVEL		
EXERGETICO	=	0.330189
ENERGETICO	=	0.814304
EFICIENCIA DO CICLO TERMICO CONV.	=	0.350000

P A R A C O N T I N U A R T E C L E < C >

BIBLIOGRAFIA:

- 1 - GORGES, Heinz A.: "Cogeneration For The Industrial End User"; Gás Turbine World Cogener; v.12; n.4; Sep 1982 (Part 1); pp.42 ~ 43, 46 ~ 47; v.12; n.6; Jan 1983 (Part 2). pp.30, 32 ~ 35.
- 2 - MAKANSI, Jason: " Cogeneration: System, Equipment Options"; Special Report; Power; pp. s.1 ~ s. 16; April 1986.
- 3 - DOUGLAS, J. Smith, e, MONA, Reynolds; "Cogeneration: Small Power Production Show Rapid Growth"; Trend Report; Powewr Engineering; pp. 20 ~ 26; October 1986.
- 4 - PARKINSON, Gerald; "What's New in Gogeneration"; Chemical Engineering; pp. 26 ~ 28; November 1982.
- 5 - THOMPSON, Boyce; "Cogeneration: Today and the Next 20 Years"; Specific.Eng.; v 51; n 2; Febr 1984 (Part 1); pp. 80 ~ 83; pp. 86 ~ 89; v.51; n.3; Mar 1984 (Part 2).
- 6 - VOSEK, J.; PLANCHEREL, A.; KELLER, W.; "BBC Cocepts for Cogeneration"; Brow Boverl Rev.; 11 - 82; pp. 402 ~ 412.
- 7 - CASSIDY, Victor M.; "A Hugue New Cogeneration Plant for Houston"; Specifying Engineer; pp. 104 ~ 107; May 1984.
- 8 - ANANDALINGAM, G.; "Governement Policy and Industrial Investment in Cogeneration in the USA"; Energy Economics; pp. 117 ~ 126; April 1985.
- 9 - TRICK, Gerhard; "Cogeneration Plants With Optimized Steam Turbines"; Turbomachinery International; pp.32 ~ 40; May/June 1984.

- 10 -BROWN, D. H.; "Cogeneration Potencial of Energy Conversion Systems"; IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems; vol.PAS - 101; n.8; pp.2597 ~ 2601; August 1982.
- 11 -DOWELL, H. D.; "Cogeneration Plant is designed for Vera, R.L.G., Total Energy"; Power Engineering; pp. 26 ~ 29, August 1984.
- 12 -MAKANSI, Jason; " Interest in waste-fuel-fired Power Cycles Increases"; Power, pp.171 ~ 173; November 1985.
- 13 -GREEN, Larry; " Cogeneration: Small Scale, Big Gains "; Specifying Engineer; pp. 67 ~ 69; July 1984.
- 14 -BIASI, Victor de; " 21 MW Coger. Plant Allows Merck to Stay in San Diego"; Gás Turbine World; pp.40 ~ 44; November 1982.
- 15 -ANONIMO; " Cogen Plant Burns Rice Hulls Avoids Waste-disposal Problems"; Power; pp.19 ~ 20; October 1985.
- 16 -ANONIMO; " Waste Water Plant Pioneers Eletric Power from Sludge"; Power; pp.24 ~ 26; October 1985.
- 17 -KELLEHER, E. G.; " Flexibility Study : Black Liquor Gaselification and Use of Products in Combined-Cycle Cogeneration"; Tappi Journal; v.67; n.4; pp.114 ~ 117; April 1984.
- 18 -BLASIUS, G. F.; " Municipal Waste Used for Large Scale Cogeneration"; Chemical Engineering Progress; pp.64 ~ 69; March 1985.
- 19 -CLEVENGER, Mark; " Sewage Plant Produces Savings With Digester Gás and Cogeneration"; Diesel Progress North American; pp.32 ~ 36; July 1984.
- 20 -ANONIMO; " Largest US Fluidized-bed Boiler Clean-burning, Reliable"; Power; pp.21 ~ 22; October 1985.

- 21 -GRAY, R.J.; e PESEK, V.: " Petroleum-Coke-Fired Cogeneration";
Chemical Engineering Progress; pp.70 ~ 77; March 1985.
- 22 -KELLY, W.R.; ROURKE, J.M.; e MULLIN, D.E.: " Industrial
Application of Fluidized-Bed Cogeneration System";
Chemical Engineering Progress; pp.35 ~ 40; January 1984.
- 23 -BROEKER, Roger J.: " Combined-Cycle Cogeneration to Power Oil
Refinery "; Mechanical Engineering; pp. 42 ~ 45; November
1986.
- 24 -PRICE, M.E.: " Hereford Combined Heat e Power Station"; Glean
Air; vol.12; n.1; pp.17 ~ 27; 1982.
- 25 -SADDY, Maury; GOELHO, Lúcio da Silva; CUNHA, Maurício C. da;
RODRIGUEZ, Marco Túlio Duarte; " A Cogeração de
Eletricidade e Calor no Brasil"; Eletricidade Moderna;
pp.38 ~ 48; Dezembro 1986.
- 26 -FARMER, Robert: " Advanced Cycles Offer Options for Industrial
Installations "; Gás Turbine World; pp.38 ~ 40; January
1983.
- 27 -AHNER, J.; HALL, E.W.: " Avoid Using Average Values in
Capacity-factor Calculations "; Power; pp.49 ~ 52; August
1985.
- 28 -VAN WILLEN, Gordon J.; SONNTAG, R.: " Fundamentos da
Termodinâmica Clássica "; trad.: São Paulo: Edgard
Blücher; 1976.
- 29 -KOTAS, T.J.: " The Exergy Method of Thermal Plant Analysis ";
London: Butter Worths; 1985.
- 30 -AHERN, John E.: " The Exergy Method of Energy Systems
Analysis "; N.York ; John Willey e Sons; 1980.

- 31 -LEE, John F.; SEARS, F. Weston ; " Thermodynamics: An Introductory Text for Engineering Students "; Massachussets; Addison Wesley; 2 ed.; 1963.
- 32 -KELLER, J.U.; " Efficiency Coefficients in Energy Conversion With Cogeneration "; Energy; v.7; n.7; pp.637 ~ 650; 1982.
- 33 -POLSKY, M. P.; HOLLMEIER, K.J.; " What is Cogeneration Effectiveness? "; Hydrocarbon Processing; pp.75~ 78; July 1983.
- 34 -SCHWARZENBACH, A.; " Cogeneration: Fundamental Considerations " Brown Boveri Rev.; pp.160 ~ 165; 3-80.
- 35 -KEHLHOFFER, R.; " A Comparision of Power Plants for Cogeneration of Heat and Eletricity "; Public. n.CH-T040163 E; Brown Boveri; s/data.
- 36 -WARK, K.; " Thermodynamics "; New York; McGraw Hill; 3 ed.; 1977.
- 37 -CASCI, C.; GAIA, M.; " Heat Pump enhanced Gás Turbines Cogeneration "; Energy; v.9; n.7; pp.555 ~ 564; 1984.
- 38 -MATAIX, Cláudio; " Turbomáquinas Térmicas "; Madrid; Editorial Dossat; 1973.
- 39 -HU, S.David; " Cogeneration "; Reston; Virginia; Prentice-Hall; s/data.
- 40 -OLIKER, I.; " Steam Turbines for Cogeneration Power Plants "; Transac. of ASME; Journal of Engin. for Power; pp.482 ~ 485; 1980.
- 41 -Turbomachinery International Handbook 87-88; Steam Turbines Specification; pp.2.26 ~2.36.

- 42 -KIRILLIN, V.A.; SYCHEV, V.V.; SHEINDLIN, A.E.; " Engineering Thermodynamics "; trad.; Moscow; Mir; 1976.
- 43 -IRVINE, Jr.Thomas F.; LILEY, Peter E.;" Steam and Gás Tables with Computer Equations "; Orlando; Flórida; Acad. Press Inc.; 1984.
- 44 -SCHEGLIAIEV, A.V.; " Turbinas de Vapor "; Moscou; Editorial Mir; trad.; vols I e II; 1985.
- 45 -RICE, I.G.; " Thermodynamic Evaluation of Gás Turbine Cogeneration Cycles : Part I - Heat Balance Method Analysis "; Journal of Engineering for Gás Turbines and Power; vol.109; pp.1 ~ 7; Jan. 1987.
- 46 -REASON, John; " Gás Turbines Flexibility: Ideal for PURPA'S Demands "; Power; pp.35 ~ 37; Jan. 1984.
- 47 -ALLEN, R.P. e KOVACIK, J.M.; " Gás Turbine Cogeneration: Principles and Practice "; Journal of Engineering for Gás Turbines and Power; vol.106; pp.725 ~ 730; October 1984.
- 48 - KRAUSE, Gilson C.; NOGUEIRA, Luiz A. Horta e outros; " Viabilização da tecnologia de Cogeração no Brasil " ; Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica; Grupo II - Produção Térmica (GPT); Curitiba; Paraná; 1989.
- 49 -HUANG, F.F. ; WANG, LIN; " Thermodynamic Study of an Indirect Fired Air Turbine Cogeneration System With Reheat "; Journal of Engineering for Gás Turbines and Power ; vol.109; pp.16 ~ 21; Jan.1987.
- 50 -EL-MASRI, M.A.; " On The Thermodynamics of Gás Turbine Cycles: Part 1 - Second Law Analysis of Combined Cycles " ; Journal of Engineering for Gás Turbines and Power ; v.107; pp.820 ~ 889; October 1985.

- 51 - EL-MASRI, M.A.: " Exergy Analysis of Combined Cycles: Part 1 - Air Cooled Brayton Cycle Gas Turbines " ; Journal of Engineering for G.T. and Power; vol.109; pp.228 ~ 236; 1987.
- 52 - CHIN, W.W.; EL-MASRI, M.A.: " Exergy Analysis of Combined Cycles: Part 2 - Analysis and Optimization of Two Pressure Steam Bottoming Cycles "; Journal of Engineering for Gas Turbine and Power ; vol.109; pp.237 ~ 243; April 1987.
- 53 - NOGUEIRA, L.A.H. - " Discussão dos critérios de desempenho de turbinas a vapor de contrapressão " ; Pesquisa e Desenvolvimento Tecnológico ; vol XIII ; nº 3 ; 1989.
- 54 - GERRI, G.; COLAGÉ, A.: " Steam Cycle Regeneration Influence on Combined Gas-Steam Power Plant Performance "; Journal of Engineering for Gas Turbines and Power; vol. 107; pp. 574 ~ 581; July 1985.
- 55 - WU, Chuan Shao; LOUIS, J.F.: " A Comparative Study of the Influence of Different Means of Cooling on the Performance of a Combined (Gas and Steam Turbine) Cycle " ; Journal of Engineering for Gas Turbines and Power; vol. 106; pp. 750 ~ 755; October 1984.
- 56 - HARKINS, H.L.: " Combined Cycles - Alternative for Process Steam Systems "; Journal of Energy Resources Technology; vol.105; pp. 396 ~ 400; September 1983.
- 57 - ANONIMO; " Cogeração: da Teoria à Prática "; Revista do Alcool; pp. 26 ~ 27; abril 1987.
- 58 - BALESTIERI, J. A. P. ; " Aplicação do Método de Monte Carlo na Análise de Sistemas de Cogeração " ; Tese de Mestrado; Escola Federal de Engenharia de Itajubá; Itajubá; 1990.

- 59 - SILVEIRA, J. L. ; " Estudos de Cogeração no Contexto da Produção de Papel e Celulose "; Tese de Mestrado; Escola Federal de Engenharia de Itajubá; Itajubá ; 1990.
- 60 - WALTER, A. C. S. ; " Planejamento de Sistemas de Cogeração "; Tese de Doutorado; Universidade Estadual de Campinas; Campinas; 1990.
- 61 - BALESTIERI, J. A. P. ; NOGUEIRA, L. A. H. e outros; " Organização de Banco de Dados sobre Processos Industriais para Fins de Cogeração " ; X Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica ; Rio de Janeiro ; 1989.
- 62 - BEJAN , Adrian ; " Advanced Engineering Thermodynamics " ; N. York ; John Wiley e Sons ; 1988.