

FABRÍCIO RAMOS DEL CARLO

COMPARAÇÃO DE MODELOS DE CUSTO DOS PRODUTOS GERADOS  
EM UMA CENTRAL DE COGERAÇÃO

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

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

Guaratinguetá  
2007

Del Carlo, Fabrício Ramos  
D345c      Comparação de modelos de custo dos produtos gerados  
em uma central de cogeração / Fabrício Ramos Del Carlo . –  
Guaratinguetá : [s.n.], 2007  
121 f. : il.  
Bibliografia: f. 117-121

Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista,  
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2006  
Orientador: Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri

1. Energia elétrica e calor - Cogeração I. Título

CDU 536.72



UNESP

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

**COMPARAÇÃO DE MODELOS DE CUSTO DOS PRODUTOS GERADOS  
EM UMA CENTRAL DE COGERAÇÃO**

***FABRÍCIO RAMOS DEL CARLO***

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

ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA  
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE  
ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-  
GRADUAÇÃO

Prof. Dr. MARCELO DOS SANTOS PEREIRA  
Coordenador

***BANCA EXAMINADORA:***

Prof. Dr. JOSÉ ANTÔNIO PERRELLA BALESTIERI  
Orientador/UNESP-FEG

Prof. Dr. MAURICIO ARAUJO ZANARDI  
UNESP-FEG

Prof. Dr. MARCELO RODRIGUES DE HOLANDA  
EEL-USP

Agosto de 2007

## **DADOS CURRICULARES**

### **FABRÍCIO RAMOS DEL CARLO**

NASCIMENTO	28.11.1979 – POÁ / SP
FILIAÇÃO	Edson Del Carlo Wilma Ramos Del Carlo
1994/1998	Ensino Médio Técnico em Mecânica ETE Presidente Vargas – Mogi das Cruzes
1999/2004	Graduação em Engenharia Mecânica UMC – Universidade de Mogi das Cruzes
2004/2006	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Mestrado na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da UNESP

## **DEDICATÓRIA**

de modo especial, à minha mãe Wilma e meu pai Edson, que com seus cuidados, foram os grandes incentivadores para que eu continuasse no curso, e à minha noiva Tânia.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço as pessoas que me auxiliaram na execução deste trabalho e também das instituições nas quais consegui obter informações para esta dissertação.

Em especial, com toda sinceridade, aos meus professores, pelo apoio e incentivo, que foram fundamentais para a conclusão de mais esta etapa.

Ainda, ao Professor Doutor José Antônio Perrella Balestieri, meu orientador, por sua paciência durante minhas consultas, pela leitura crítica e apresentação da obra.

Agradeço também a minha mãe, meu pai e a minha noiva, que convivem comigo e que me ajudam a cumprir com meu dever, e pela compreensão de minha ausência durante este período.

## **EPÍGRAFE**

Duas aspirações que engenheiros, sonhadores e filósofos tinham desde tempos imemoriais eram a ambição de voar, ou pelo menos construir uma máquina voadora, e a habilidade de dominar o poder inegável do fogo.

Cardwell

**CARLO, FABRÍCIO R. Comparação de modelos de custo dos produtos gerados em uma central de cogeração.** 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2007.

## **RESUMO**

Uma das questões mais importantes, do ponto de vista da cogeração, é a definição dos custos dos produtos obtidos a partir da operação de uma determinada configuração, como forma de garantir-se ou não a viabilidade de um empreendimento. Do ponto de vista da modelagem de sistemas energéticos, há atualmente uma tendência para que sejam empregados equacionamentos baseados na Segunda Lei da Termodinâmica, uma vez que os mesmos computam o valor econômico dos insumos e dos produtos numa base que leva em conta as perdas (irreversibilidades) de cada fluxo, ao passo que os modelos baseados na Primeira Lei da Termodinâmica não distinguem essa parcela dos fluxos, mascarando a real contribuição de cada um deles. Neste projeto de pesquisa são identificados os valores reais de custos de investimento, operação e manutenção dos principais componentes de um ciclo combinado associado a um sistema de refrigeração por absorção e realizado seu equacionamento a partir dos conceitos de análise energética e exergetica para uma posterior análise de custos baseada em diferentes metodologias para que se atestem suas vantagens e desvantagens nas aplicações de cogeração. Pelo presente estudo pode-se realizar uma avaliação real a partir de valores coletados com fornecedores com base nos modelos tradicionais de análise econômica, bem como comparar alguns dos modelos de alocação de custos descritos na literatura.

**PALAVRAS-CHAVE:** Tetrageração, cogeração, análise exergetica, trigerção, termoeconomia, exergoeconomia, custo exergoeconômico.



CARLO, FABRÍCIO R. **Comparison of cost models for the products generated in a cogeneration plant.** 2007. Dissertation (Master in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2007.

## **ABSTRACT**

One of the most important questions regarding to the cogeneration issue is the cost definition obtained through the operation of a certain configuration as a form to guarantee the viability of a certain enterprise. From the viewpoint of power systems modeling, there is currently a tendency of developing analysis based on the Second Law of Thermodynamics, once it considers the economic value of inputs and also of the products on a basis that takes into account the irreversibility of each flow. On the other hand, the models based on the First Law of Thermodynamics does not distinguish this part of the flows, hiding the real contribution of each one. In this dissertation it can be identified the real investment amount, operation, and maintenance on the main components of a combined cycle associated to an absorption cooling system and its equations based on energetic and exergy analysis concepts for an afterwards cost analysis based on different methodologies in order to state their advantages and disadvantages on cogeneration applications. Through the current study it is possible to consider a real evaluation using the data, which was obtained with some suppliers, based on traditional economic analysis models, in such a way that is possible to compare some of the cost allocation models described on the classic literature.

**KEYWORDS:** Tetrageneration, cogeneration, exergetic analysis, trigeneration, thermoeconomics, exergoeconomics, exergoeconomic costs.

## SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1. Estabelecimento do Tema	17
2. Aspectos a Cogeração	19
2.1. Conceitos gerais	19
2.2. Parâmetros para seleção do ciclo	20
2.3. Formas de cogeração	21
2.3.1. Ciclos <i>Bottoming</i>	21
2.3.2. Ciclos <i>Topping</i>	22
2.4. Sistema de refrigeração por absorção	24
2.5. Níveis de restrição dos projetos	27
3. Modelagem de sistemas energéticos	29
3.1. Eficiência energética e exergética	29
3.2. Modelos de avaliação econômica	33
3.2.1. Valor presente líquido (VPL)	34
3.2.2. Taxa interna de retorno (TIR)	36
3.2.3. <i>Payback</i>	38
3.3. Modelos de otimização	38
3.3.1. Programação linear	41
3.4. Custo Exergético	42
3.5. Balanço exergético e contábil	44
3.5.1. Método de extração	44
3.5.2. Método da igualdade	45
3.5.3. Método de Valero e Lozano	47
3.5.4. Método de Silveira	49
3.6. Custo de investimento da central de cogeração	51
3.6.1. Custo de mão de obra de operação e manutenção	52
3.6.2. Custo do combustível utilizado no sistema	52
3.6.3. Custo de manutenção dos equipamentos	53
3.6.4. Custo da energia elétrica produzida	53
3.6.4. Custo da energia térmica produzida	54
4. Estudo de caso	55
4.1. Sistema de refrigeração por absorção	59
4.2. Aquecedor de mistura	60
4.3. Turbina a vapor	61
4.4. Seleção de turbina a gás	62
4.5. Caldeira de recuperação	65
4.6. Bombas de recalque	67
4.7. Cálculos de viabilidade institucional	68
4.8. Balanço exergético na turbina a gás	71
5. Análises dos custos exergéticos	75
5.1. Método da igualdade e extração	75

5.1.1. Fator de anuidade	75
5.1.2. Custo de investimento dos equipamentos	76
5.1.3. Obtenção dos custos dos produtos	77
5.1.4. Resultados obtidos pelos métodos de igualdade e extração	83
5.2. Método de Silveira	84
5.2.1. Fator de anuidade	85
5.2.2. Custo do combustível	85
5.2.3. Custo operacional	85
5.2.4. Eficiência da geração de energia elétrica	86
5.2.5. Custo da energia elétrica	86
5.2.6. Custo da energia térmica	87
5.3. Método de Valero e Lozano	89
5.3.1. Proposição 1	90
5.3.2. Proposição 2	93
5.3.3. Proposição 3	93
5.3.4. Proposição 4	96
5.3.5. Proposição 5	97
5.3.6. Resultados obtidos pelo método de Valero e Lozano	97
5.4. Aplicação de TIR e VPL	102
6. Otimização	104
6.1. Função objetivo	104
6.2. Restrições	104
7. Discussão final e conclusões	109
8. Referências bibliográficas	117
Anexo 1	113

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 – Impacto da eficiência da cogeração	20
FIGURA 2.2 – Configuração dos sistemas <i>Bottoming</i>	22
FIGURA 2.3 – Configurações dos sistemas <i>Topping</i>	23
FIGURA 2.4 – Composição básica de um sistema de ref. por compressão	24
FIGURA 2.5 – Unidade de absorção básica	25
FIGURA 2.6 – Níveis de profundidade dos estudos de viabilidade	27
FIGURA 3.1 – Escoamento em regime permanente	29
FIGURA 3.2 – Máquina térmica	30
FIGURA 3.3 – Desigualdade de Clausius	31
FIGURA 3.4 – Volume de controle	32
FIGURA 3.5 – Fluxo de caixa de série de valores	35
FIGURA 3.6 – Fluxo de caixa de investimento	37
FIGURA 3.7 – As soluções eficientes no contexto das demais soluções	40
FIGURA 3.8 – Curva de “trade-off” para custos elétrico e térmico em centrais de cogeração.	42
FIGURA 3.9 – Taxas de exergia e relações auxiliares de custo para componentes selecionados	46
FIGURA 3.10 – Fluxos de saída da turbina a vapor (fazem parte do insumo)	48
FIGURA 3.11 – Fluxos de saída da turbina a gás (fazem parte do insumo)	48
FIGURA 3.12 – Fluxos na caldeira de recuperação (fazem parte do insumo)	48
FIGURA 3.13 – Fluxos de saída da turbina a gás (fazem parte do insumo)	49
FIGURA 4.1 – Configuração considerada para comparação de custos dos prod.	56
FIGURA 4.2 – Fluxograma da configuração adotada	58
FIGURA 4.3 – Fluxos do sistema de SRA	59
FIGURA 4.4 – Fluxos do sistema de AM	60
FIGURA 4.5 – Fluxos da turbina a vapor	61
FIGURA 4.6 – Curva teórica para paridade térmica	64
FIGURA 4.7 – Diagrama de temperatura x potência	67
FIGURA 4.8 – Conjunto de turbina a gás	71
FIGURA 5.1 – Fluxos que compõem o compressor	90
FIGURA 5.2 – Fluxos que compõem a câmara de combustão	90
FIGURA 5.3 – Fluxos que compõem a turbina a gás	90
FIGURA 5.4 – Fluxos que compõem o gerador elétrico da turbina a gás	90
FIGURA 5.5 – Fluxos que compõem a caldeira de recuperação	90
FIGURA 5.6 – Fluxos que compõem a turbina a vapor	91
FIGURA 5.7 – Fluxos que compõem o gerador elétrico da turbina a vapor	91
FIGURA 5.8 – Fluxos que compõem o condensador	91
FIGURA 5.9 – Fluxos que compõem o aquecedor de mistura	91
FIGURA 5.10 – Fluxos que compõem o SRA	91
FIGURA 5.11 – Fluxos que compõem a bomba 1	92
FIGURA 5.12 – Fluxos que compõem a bomba 2	92
FIGURA 5.13 – Fluxos que compõem a bomba 3	92
FIGURA 5.14 – Fluxos que compõem o reservatório de água	92
FIGURA 5.15 – Fluxos que compõem o barramento de energia elétrica	92

FIGURA 5.16 – Insumos que compõem a junção de vapor de alta pressão	93
FIGURA 5.17 – Insumos que compõem a junção de água quente	93
FIGURA 5.18 – Insumos que compõem o processo A	94
FIGURA 5.19 – Insumos que compõem o processo B	94
FIGURA 5.20 – Insumos que compõem o processo C	94
FIGURA 5.21 – Insumos que compõem o processo D	94
FIGURA 5.22 – Insumos que compõem a turbina a gás	94
FIGURA 5.23 – Insumos que compõem a turbina a vapor	94
FIGURA 5.24 – Insumos que compõem o gerador de energia elétrica da tg.	95
FIGURA 5.25 – Insumos que compõem o gerador de energia elétrica da tv.	95
FIGURA 5.26 – Insumos que compõem o combustor	95
FIGURA 5.27 – Insumos que compõem o SRA	95
FIGURA 5.28 – Insumos que compõem o aquecedor de mistura	95
FIGURA 5.29 – Produtos que compõem a bomba 1	96
FIGURA 5.30 – Produtos que compõem a bomba 2	96
FIGURA 5.31 – Produtos que compõem a bomba 3	96

## LISTA DE TABELAS

TABELA 3.1 – Custo da tarifação do gás natural canalizado com vigência a partir de 05/2006 (fonte: Comgás)	52
TABELA 3.2 – Valores de investimento inicial dos equipamentos	53
TABELA 4.1 – Parâmetros termodinâmicos da configuração adotada	57
TABELA 4.2 – Dados referenciais do sistema de refrigeração por absorção	60
TABELA 4.3 – Temperatura x Vazão de gases	63
TABELA 4.4 – Dados técnicos das turbinas selecionadas	64
TABELA 4.5 – Fatores de cogeração e ponderação	69
TABELA 4.6 – Resultado da avaliação legal para seleção da tg.	71
TABELA 5.1 – Matriz de incidência modificada (A).	98
TABELA 5.2 – Matriz de incidência modificada inversa ( $A^{-1}$ )	99
TABELA 5.3 – Matriz multiplicação	100
TABELA 5.4 – Custos exergéticos unitários	100
TABELA 5.5 – Custo de investimento com equipamentos	101
TABELA 5.6 – Matriz com resultados dos valores exergoeconômicos	101
TABELA 5.7 – Custos dos produtos da central de cogeração	102
TABELA 5.8 – Custo médio dos produtos da central de cogeração	102
TABELA 5.9 – Preço de venda dos produtos da central de cogeração	103
TABELA 5.10 – Comparação entre TIR e VPL obtidos por 3 diferentes métodos	103

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AM	-	Aquecedor de Mistura
ANEEL	-	Agencia Nacional de Energia Elétrica
CA	-	Caldeira
CGAM	-	<u>C</u> hristos Frangopoulos, <u>G</u> eorge Tsatsaronis, <u>A</u> ntonio Valero e <u>M</u> ichael Spakovsky.
COP	-	Coefficiente de eficácia do ciclo de absorção
CR	-	Caldeira de Recuperação
ECE	-	Equação de Conservação de Energia
FC	-	Fluxo de Caixa
GE	-	Gerador Elétrico
I	-	Investimento
IRR	-	<i>Internal Rate of Return</i>
PB	-	<i>Pay Back</i>
PCI	-	Poder Calorífico Inferior
SRA	-	Sistema de Refrigeração por Absorção
TCE	-	Teoria do Custo Exergético
TG	-	Turbina a Gás
TIR	-	Taxa de Retorno Interna
TMA	-	Taxa Mínima de Atratividade
TV	-	Turbina a Vapor
UP	-	Unidade de Processo
VC	-	Volume de Controle
VE	-	Válvula de expansão
VP	-	Valor Presente
VPL	-	Valor Presente Líquido

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\rho$	Densidade	kg/m <sup>3</sup>
$\eta_g$	Eficiência global do ciclo	%
$\eta_{GE}$	Eficiência do gerador elétrico	%
$\eta_T$	Eficiência térmica	%
$\Delta T_{pp}$	Dif. De temp. no ponto de pinch point	°C
A1	Água destinada pela bomba 1	
A1R	Recalque de água realizado pela bomba 1	
A2	Água destinada pela bomba 2	
A2R	Recalque de água realizado pela bomba 2	
A3	Água destinada pela bomba 3	
A3R	Recalque de água realizado pela bomba 3	
AR	Ar de admissão no compressor da turbina a gás	
ARCC	Ar comprimido injetado na câmara de combustão	
B	Exergia de um fluxo	(kW)
B*	Custo exergético de um fluxo	(kW)
$\dot{C}_{P,total}$	Custo específico total dos produtos	(US\$/kWh)
$\dot{C}_{F,total}$	Custo específico total dos combustíveis	(US\$/kWh)
$\dot{C}_s$	Custo exergético nas saídas do VC	(\$/GJ)
$\dot{C}_e$	Custo e exergético nas entradas do VC	(\$/GJ)
$\dot{C}_W$	Custo exergético das potências	(\$/GJ)
$\dot{C}_Q$	Custo exergético de transferência de exergia	(\$/GJ)
C	Custo de um elemento	US\$/kWh
CC	Produto da queima da câmara de combustão	
$C_{comb}$	Custo do combustível	(US\$/kWh)
$C_{el}$	Custo de produção de energia elétrica	(US\$/kWh)
$C_{et}$	Custo da produção de calor	(US\$/kWh)
CH	Gases da chaminé	
$C_j$	Custo energético de um determinado fluxo	US\$
Comb	Combustível	
cp	Calor específico	kJ/kg.K
$E_c$	Calor consumido no processo	(kW)
$E_{comb}$	Potência térmica do combustível	(kW)
$E_e$	Potência de entrada	(kW)
$E_e$	Energia eletromecânica	MWh
$E_f$	Energia disponibilizada pelo combustível	MWh
$E_p$	Potência elétrica produzida	(kW)
$E_s$	Potência de saída	(kW)
$E_t$	Energia térmica utilizada	MWh
$E_x$	Exergia	(kW)
F	Insumo	(kW)
F	Fator de anuidade	(1/ano)
$F_C$	Fator de cogeração	

G	Aceleração da gravidade = 9,80	(m/s <sup>2</sup> )
G	Gás de saída da turbina gás	
H	Período equivalente de utilização	(h/ano)
H	Entalpia do fluxo energético: $h = u + Pv = u + P / \rho$	(kJ/kg)
h	Entalpia específica de um ponto	(kJ/kg)
HR	Heat Rate	Btu/kWh
I	Irreversibilidade	(kJ/kg)
I	Taxa de juros anual	%
I <sub>0</sub>	Investimento inicial	US\$
I <sub>pl</sub>	Custo de investimento da instalação de cogeração	(US\$)
K	Período de amortização	(anos)
K*	Valor exergético unitário	kW
$\dot{m}$	Vazão em massa de fluxos energéticos (vapor, gases)	(kg/s)
N	Vida útil para depreciação	Anos
P	Produto	(kW)
P/A	Valor presente uniforme	
PerdaTG	Perda no gerador de energia elétrica da turbina a gás	
PerdaTV	Perda no gerador de energia elétrica da turbina a vapor	
Q	Taxa anual percentual	(%)
$Q_{GER}$	Taxa de transferência térmica de geração	(kW)
$Q_{REF}$	Taxa de transferência térmica de refrigeração	(kW)
$Q_A$	Taxa de transferência de calor (água para resfriamento)	(kW)
$Q_{\text{água}}$	Taxa de transferência ref. a água	kW
$Q_G$	Taxa de transferência de calor (geradora)	(kW)
$Q_G$	Taxa de transferência térmica VC: $\dot{Q} = \dot{m}_p (T_i - T_{i-1})$	(kW)
$Q_{\text{gases}}$	Taxa de transferência térmica cedida pelos gases	(kW)
$Q_H$	Taxa de transferência de calor (fonte quente)	(kW)
$Q_{H,rev}$	Taxa de transferência de calor da fonte quente	(kW)
$Q_{irrev}$	Taxa de transferência de calor irreversível	(kW)
$Q_L$	Taxa de transferência de calor (fonte fria)	(kW)
$Q_{rev}$	Taxa de transferência de calor reversível	(kW)
$Q_{\text{Sat X=0}}$	Taxa de transferência ref. a temperatura de saturação (título = 0)	kW
$Q_{\text{Sat X=1}}$	Taxa de transferência ref. a temperatura de saturação (título = 1)	kW
R	Taxa anual de juros	(%)
S	Entropia específica de um ponto	(kJ/kgK)
SLA	Energia térmica consumida no processo A	kWh/ano
SLB	Energia térmica consumida no processo B	kWh/ano
SLC	Energia térmica consumida no processo C	kWh/ano
SLD	Energia térmica consumida no processo D	kWh/ano
T	Temperatura de um ponto	(° C)
TQA	Água de retorno ao tanque pelo processo A	
TQB	Água de retorno ao tanque pelo processo VB	
TQC	Água de retorno ao tanque pelo processo C	



TQCOND	Água de retorno ao tanque pelo condensador	
TQD	Água de retorno ao tanque pelo processo D	
TQSRA	Água de retorno ao tanque pelo SRA	
$U_{pl}$	Custo fixo de operação da instalação de cogeração	(US\$/ano)
$u_{pl}$	Custo variável de operação da instalação de cogeração	(US\$/kWh)
V	Velocidade	(m/s)
VA	Vapor destinado ao processo A	
VAM	Vapor destinado ao aquecedor de mistura	
VATV	Vapor vivo na entrada da turbina a vapor	
VB	Vapor destinado ao processo B	
VC	Água quente destinada ao processo C	
VCD	Vapor destinado ao condensador	
VD	Água gelada destinada ao processo D	
VSRA	Vapor destinado ao sistema de refrigeração por absorção	
W	Potência	kW
WB1	Potência de acionamento da bomba 1	
WB2	Potência de acionamento da bomba 2	
WB3	Potência de acionamento da bomba 3	
Wcompr	Potência de acionamento do compressor da turbina gás	
$W_{EIXO}$	Potência de eixo transferida ao volume de controle	(kW)
WELTG	Potência elétrica gerada na turbina a gás	
WELtotal	Potência elétrica total	
WELTV	Potência elétrica gerada na turbina a vapor	
$W_{ideal}$	Trabalho ideal	(kW)
$W_{irrev}$	Trabalho irreversível	(kW)
$W_{real}$	Trabalho real	(kW)
$W_{rev}$	Trabalho reversível	(kW)
WTG	Potência de eixo da turbina a gás	
WTV	Potência de eixo da turbina a vapor	
X	Fator de ponderação	
$X_j$	Fluxo de massa de um determinado ponto da configuração	(kg/h)
$y_i$	Variável binária	-
$\dot{Z}_{I,total}$	Investimento específico de aquisição	(US\$/kWh)
$\dot{Z}_{OM,total}$	Custos específicos de operação e manutenção	(US\$/kWh)
Z	Cota da superfície de controle	(m)
Z	Investimento de um equipamento	US\$
$H_{el}$	Eficiência elétrica	%
$H_{et}$	Eficiência na geração de calor	%

## 1. ESTABELECIMENTO DO TEMA

As decisões de investimento em alternativas e projetos de economia e uso eficiente da energia passam, necessariamente, por uma análise de viabilidade econômica em que ou se deseja decidir entre duas alternativas ou se deseja conhecer a atratividade de uma dada alternativa.

Estas análises são baseadas em modelos de avaliação econômica, pelas quais se podem dimensionar a maior ou menor atratividade de um investimento. Dentre as técnicas tradicionalmente empregadas podem-se destacar o valor presente líquido, o valor anual uniforme, a taxa interna de retorno e o tempo de retorno de capital.

A energia tem representado um centro de custos à parte nos processos de produção: o gás natural, combustível particularmente utilizado por suas características positivas em termos ambientais (comparativamente às demais fontes combustíveis), não apenas apresenta valores de mercado por vezes elevado, mas também apresenta forte pressão de desabastecimento considerando-se a atual dependência ao produto importado da Bolívia e as recentes questões geopolíticas conseqüentes à eleição de Evo Morales (LOURENÇO, 2006). A energia elétrica, por sua vez, também apresenta valores de mercado que podem representar parcela significativa dos custos de produção.

Uma questão importante para a atratividade da cogeração é a definição dos custos dos produtos obtidos a partir da operação de certa configuração. Isto se explica pelo fato de que, na dependência dos valores alcançados, pode-se garantir ou não a viabilidade de certo empreendimento.

Do ponto de vista da modelagem de sistemas energéticos, há uma tendência para que sejam empregados equacionamentos baseados na Segunda Lei da Termodinâmica, uma vez que os mesmos computam o valor econômico dos insumos e dos produtos numa base que leva em conta as perdas (irreversibilidades) de cada fluxo, ao passo que os modelos baseados na Primeira

Lei não distinguem essa parcela dos fluxos, mascarando a real contribuição de cada um deles.

De acordo com Balestieri (2002), *"para o projeto de uma central de cogeração, é fundamental a definição dos custos de produção da energia, de modo a permitir a comparação com os valores praticados pelas concessionárias elétricas e outros produtores independentes, verificando-se com base nesses valores e em procedimentos de análise financeira se é pertinente ou não que se produzam excedentes que possam ser comercializados"*.

Para esse autor, *"numa central térmica convencional, a única forma de energia desejada é a eletricidade, e tão somente a ela devem ser afeitos os custos de produção da energia, visto que será esse o seu produto de comercialização; no entanto, quando se encontram disponíveis outras formas de energia, como vapor, água quente e/ou água gelada em sistemas de cogeração, é preciso fazer uma partição dos custos envolvidos dentre os diferentes produtos oferecidos ao mercado - e é da correta avaliação dos mesmos que se poderá determinar que um deles seja ou não competitivo."*

A presente proposta de trabalho tem por objetivos identificar os custos reais de uma central de cogeração que produz energia térmica e eletro-mecânica para certo processo, valores pelos quais será realizada uma análise de atratividade econômico-financeira de acordo com os padrões tradicionais de avaliação (modelos de valor presente líquido e taxa interna de retorno).

Serão identificados os custos dos produtos da central de cogeração proposta a partir de três diferentes métodos, a partir de cujos resultados será verificada a vulnerabilidade da instalação à variações do preço da energia elétrica, um dos produtos a serem gerados e de maior capacidade de comercialização de acordo com a estrutura de mercado de energia do Brasil.

## 2. ASPECTOS A COGERAÇÃO

### 2.1 CONCEITOS GERAIS

Cogeração é um método efetivo de conservação de energia primária, que pode ser aplicado quando economicamente justificado. O termo cogeração é usualmente empregado para designar a geração simultânea de calor e potência (mecânica ou elétrica) em instalações do setor industrial terciário. Evidentemente, a racionalidade da cogeração comporta visões distintas, de acordo com a aplicação a que se destina.

Em instalações termelétricas convencionais, geralmente a energia elétrica ou mecânica é produzida com uma eficiência global (razão entre a potência útil produzida, tanto térmica quanto elétrica, e a potência suprida no combustível) na faixa de 34% a 50% (SILVEIRA, 1994). Um fato que contribui para isto é a grande quantidade de calor rejeitado para a atmosfera em torres de resfriamento vinculadas aos condensadores de vapor.

Diferentemente, em sistemas de cogeração, potência térmica útil e potência elétrica ou mecânica são produzidos a partir da queima de um único combustível, com a recuperação de parte do calor rejeitado. Deste modo, a eficiência global desta modalidade de instalação atinge valores entre 50% e 90% dependendo da aplicação a que se destina e da tecnologia empregada (SILVEIRA, 1994). Em outras palavras, seria o aproveitamento de uma parcela da energia que teria de ser obrigatoriamente rejeitada por força da Segunda Lei da Termodinâmica, resultando em um aumento da eficiência global do ciclo térmico.

A Figura 2.1 ilustra, de forma comparativa, a vantagem que a cogeração apresenta em relação aos ciclos térmicos convencionais a vapor e combinado; observa-se que a parcela térmica perdida no ciclo combinado é convertida em alguma forma de energia útil, o que resulta no aumento da eficiência global do ciclo de cogeração.

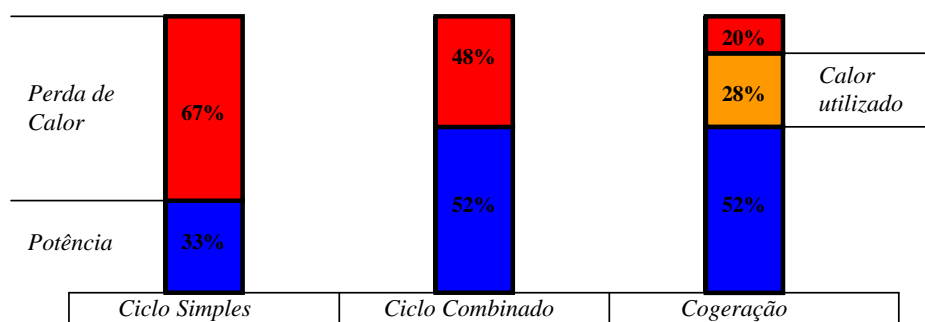


Figura 2.1 – Impacto da eficiência da cogeração na comparação com ciclos térmicos convencionais.

Segundo Balestieri (2002), esta prática pode ser considerada uma alternativa positiva se comparada ao atual estágio dos meios de geração de energia, tal como é concebido o sistema interligado. Neste, as necessidades de energia elétrica são atendidas mediante contrato de compra com uma concessionária, sendo as necessidades térmicas (quentes ou frias) atendidas mediante autoprodução. A energia elétrica também pode ser autoproduzida, sendo que nestes casos as unidades de geração devem ser dimensionadas para operarem de forma independente das concessionárias, garantindo desta forma a confiabilidade do sistema isolado.

## 2.2 PARÂMETROS PARA SELEÇÃO DO CICLO

A escolha acertada do ciclo que deverá compor o sistema de cogeração permitirá que sejam alcançadas as condições estabelecidas como premissas do projeto, quais sejam: o atendimento das demandas operacionais da unidade de processo sob condições favoráveis de custo; eficiência; confiabilidade, com vantagens adicionais em relação à geração de excedentes, que poderão ou não ser negociados em função do preço de mercado para a energia (BALESTIERI, 2002).

O atendimento das demandas energéticas da unidade de processo pode ser feito a partir de uma das seguintes estratégias operacionais:

- **Operação em paridade elétrica:** Nesse modo de operação, o sistema de cogeração é projetado para ser capaz de suprir a necessidade de energia

elétrica em cada período de tempo, obedecendo às flutuações no consumo dos processos, considerando, assim, tanto os valores de pico quanto os de base, de maneira que a eletricidade é o produto principal e o calor é um subproduto da cogeração. Se o calor produzido é insuficiente para satisfazer às necessidades do estabelecimento, um sistema auxiliar é acionado para suprir a diferença. Em caso contrário, parte do calor produzido no sistema de cogeração é rejeitada para o ambiente.

- **Operação em paridade térmica:** Nesse modo de operação, o sistema de cogeração é projetado para ser capaz de suprir a necessidade de potência térmica em cada período de tempo, obedecendo às flutuações no consumo dos processos, de maneira que o calor é o produto principal e a eletricidade é um subproduto da cogeração. O sistema deve ser conectado a rede da concessionária de modo a propiciar a venda de eletricidade excedente ou a compra de eletricidade adicional para o caso de déficit.

No caso do Brasil, a operação em paridade térmica é a mais empregada, muito embora não seja incomum que avaliações em termos de paridade elétrica sejam consideradas nos projetos, em especial para unidades de geração térmica integradas a pólos industriais.

## 2.3 FORMAS DE COGERAÇÃO

As tecnologias de cogeração podem ser agrupadas em dois grupos, de acordo com a ordem relativa de geração de potência elétrica e térmica; têm-se, assim, os ciclos *topping* e os ciclos *bottoming*. Diz-se que um ciclo é *topping* se em sua concepção a geração de potência elétrica (ou mecânica) precede a geração de potência térmica para uso em certo processo, e vice-versa para o ciclo dito *bottoming*.

### 2.3.1 CICLOS *BOTTOMING*

As tecnologias que operam segundo o ciclo *bottoming* envolvem a recuperação direta de calor residual, que normalmente é descarregado na

atmosfera, para a produção de vapor e potência mecânica ou elétrica (em turbinas de condensação e/ou contrapressão).

São possíveis ciclos *bottoming* de cogeração utilizando turbina a vapor e turbinas a gás. A utilização de turbinas a gás em ciclos *bottoming* pode se dar com o aproveitamento direto do fluxo dos gases de exaustão, o que se mostra razoavelmente inviável quando há risco da presença de materiais abrasivos ou corrosivos junto aos gases. Neste caso pode ser utilizado um trocador de calor gás-gás, solução que representa maior custo de investimento. Por outro lado, a significativa temperatura com que os gases de exaustão se apresentam resulta em uma diminuição da vazão de entrada no compressor de ar, reduzindo a eficiência do conjunto a gás (figura 2.2).

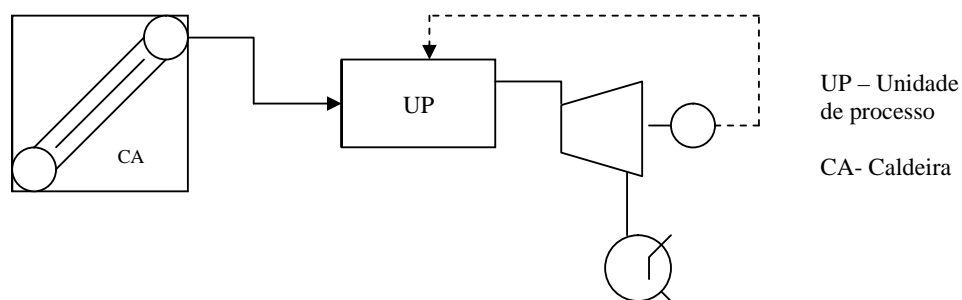


Figura 2.2 – Configuração dos sistemas *bottoming*

### 2.3.2 CICLOS *TOPPING*

Nas tecnologias de cogeração que operam segundo ciclos *topping*, fluxos de calor com temperaturas mais elevada são utilizados primeiramente na geração de potência elétrica ou mecânica. A potência térmica rejeitada pelo sistema de geração é então utilizada para atender aos requisitos térmicos do processo, geralmente na forma de vapor para o processo (podendo também fornecer água quente ou fria e ar quente ou frio).

São possíveis ciclos *topping* de cogeração utilizando turbinas a vapor, turbina a gás e motores de combustão interna (ciclo Diesel ou ciclo Otto).

O emprego de turbinas a vapor constitui-se na opção tecnológica mais difundida para as instalações industriais. Uma série favorável de características

concorreu para que a turbina a vapor se destacasse, num primeiro momento, na competição com outros acionadores primários, como o motor de combustão interna e a turbina a gás (MARTINELLI, 2002). A utilização destas turbinas por indústrias do mundo inteiro, inclusive no Brasil, ainda é bastante grande. Seu curto prazo de instalação, custos fixos comparativamente menores, segurança operacional são algumas características de alta relevância para a implementação das usinas termelétricas (ZORATTO, 2002).

Dependendo da quantidade e qualidade da demanda de vapor e de outros fatores operacionais do processo industrial, existem várias opções de turbinas a vapor disponíveis para sistemas de cogeração.

As turbinas a vapor empregadas em cogeração podem ser de extração/condensação ou de contrapressão/condensação. As turbinas de extração/condensação possibilitam um bom atendimento da demanda de energia elétrica e são utilizadas em unidades em que as necessidades de vapor podem variar muito, ou em unidades industriais em que a interrupção do fornecimento de eletricidade deve ser evitada.

Sistemas de cogeração utilizando turbinas a gás associadas a caldeiras de recuperação de calor para a produção de vapor, ou utilizando os gases de exaustão diretamente em sistemas de secagem, ou ainda em ciclos de absorção, são outras modalidades de instalações operando no ciclo *topping*. Para a geração de potência mecânica ou elétrica existe uma gama de turbinas a gás no mercado, cujas capacidades variam entre 100 kW até 200 MW (SILVEIRA, 1994).

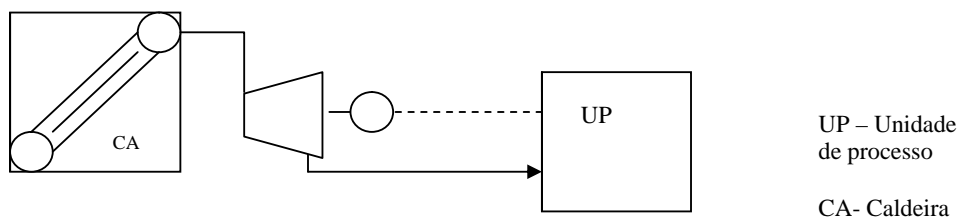


Figura 2.3 – Configurações dos sistemas *topping*

As capacidades das turbinas a gás industriais variam entre 1 MW e 200 MW, sendo que para as aero-derivativas esta faixa se estreita entre 2 MW e 40 MW. A velocidade de rotação dessas máquinas varia de 3000 a 3600 rpm para as



maiores do que 20 MW e de 5000 a 28000 rpm para as de menores potências, sendo que existem disponíveis no mercado máquinas com potências de eixo menores que 4 MW com rotação entre 1500 e 1800 rpm.

## 2.4 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

O sistema de absorção, concebido por Ferdinand Carré a partir de uma patente obtida em 1860, nos Estados Unidos, teve seu primeiro uso provavelmente pelos Estados Confederados americanos, durante a Guerra Civil, para suprimento de gelo que havia sido cortado pelos oponentes do norte daquele país (STOECKER, 1985).

O ciclo de absorção é similar, em certos aspectos, ao ciclo de compressão de vapor. Um ciclo de refrigeração por compressão de vapor opera tendo por componentes o condensador, a válvula de expansão e o evaporador, mostrados na figura 2.4, sendo que, para que o vapor de baixa pressão do evaporador possa ser transformado em vapor de alta pressão e entregue ao condensador, emprega-se um compressor para esta tarefa.

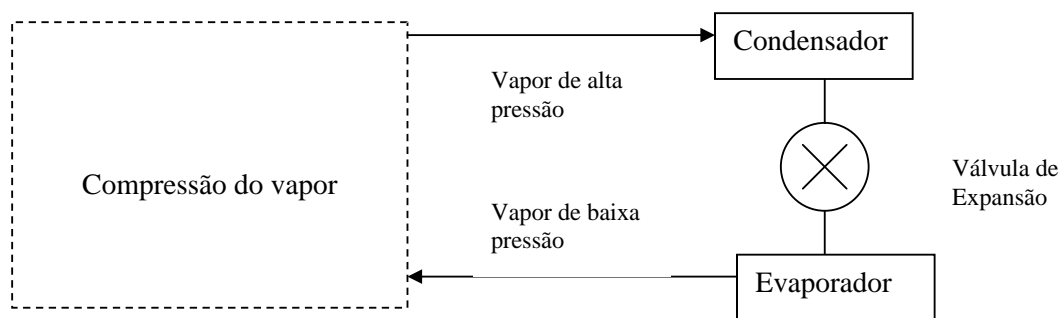


Fig 2.4 - Composição básica de um sistema de refrigeração por compressão

O sistema de absorção, ao ser concebido, deve substituir toda a unidade de compressão, mantendo os demais componentes. Para tanto, primeiro deverá absorver vapor de baixa pressão em um veículo absorvente apropriado. Incorporado no processo de absorção há a conversão de vapor em líquido, sendo o calor rejeitado durante o processo. O passo seguinte consiste na elevação da pressão do líquido com uma bomba, e o passo final é liberar o vapor do líquido absorvente por adição de calor.

O ciclo de compressão de vapor é descrito como um ciclo operado pelo acionamento mecânico mediante adição de potência. O ciclo de absorção, por outro lado, é referido como ciclo operado pela adição de potência térmica porque a maior parte do custo de operação é associada com o fornecimento de calor que libera o vapor do líquido de alta pressão.

Na realidade há a necessidade de que uma parcela de potência mecânica seja adicionada ao sistema para acionar a bomba no ciclo de absorção, mas essa parcela, para uma dada quantidade de refrigeração, é mínima se comparada com aquela que seria necessária no ciclo de compressão de vapor.

No ciclo de absorção, o vapor de baixa pressão do evaporador é absorvido por uma solução líquida no absorvedor. Se esse processo de absorção fosse executado adiabaticamente, a temperatura da solução subiria e eventualmente a absorção de vapor poderia cessar. Para perpetuar o processo de absorção o absorvedor é resfriado por água ou ar, que finalmente rejeita esse calor para atmosfera. A bomba recebe o líquido de baixa pressão do absorvedor, que tem sua pressão aumentando no sistema, sendo entregue ao gerador. No gerador, calor de uma fonte de alta temperatura expulsa o vapor que tinha sido absorvido pela solução. A solução líquida retorna para o absorvedor por válvula redutora de pressão, cujo propósito é promover a queda de pressão para manter as diferenças de pressão entre o gerador e o absorvedor. A Figura 2.5 ilustra um ciclo de absorção básico.

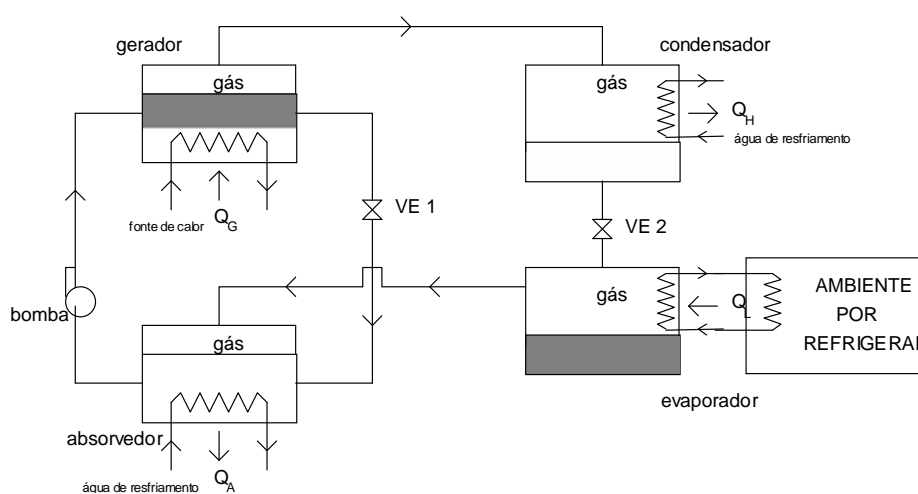


Fig. 2.5 - Unidade de Absorção básica

Os fluxos térmicos para os quatro trocadores de calor, componentes do ciclo de absorção, ocorrem da seguinte forma: um fluxo de calor de uma fonte de alta temperatura entra no gerador, enquanto que o fluxo de calor de baixa temperatura da substância que está sendo refrigerada entra no evaporador. A rejeição de potência térmica do ciclo ocorre no absorvedor e condensador com temperaturas tais que o fluxo de calor possa ser rejeitado para a atmosfera.

O coeficiente de eficácia do ciclo de absorção, COP, é definido como:

$$COP_{abs} = \frac{\text{Taxa de refrigeração}}{\text{taxa de adição de calor ao gerador}} \quad (2.1)$$

Em certos aspectos, a aplicação do termo COP para os sistemas de absorção não é atraente porque o seu valor é apreciavelmente menor que os dos ciclos de compressão de vapor (0,6 a 0,8 no ciclo de absorção com um só estágio de condensação, contra valores entre 2 e 5, por exemplo, nos ciclos de compressão). O valor comparativamente baixo do COP não deve ser considerado prejudicial para os ciclos de absorção, uma vez que o COP de cada um dos ciclos é definido diferentemente. O COP do ciclo de compressão de vapor é a relação da taxa de refrigeração pela potência mecânica fornecida para operar o ciclo.

Um possível inconveniente das máquinas de absorção é o seu consumo de energia (nas formas térmica e elétrica), muito mais elevado que o das máquinas de compressão mecânica. Basta dizer que as máquinas de absorção mais evoluídas consomem uma quantidade de energia superior à sua produção frigorífica (STOECKER, 1985). Por outro lado, estas máquinas têm a vantagem de utilizar uma parcela de energia térmica (quase sempre aquela que seria descartada ao ambiente) em lugar de energia elétrica, que é mais nobre.

O sistema de refrigeração por absorção pode empregar amônia como fluido frigorífico e a água como absorvente, em aplicações de refrigeração dada a maior capacidade térmica dos mesmos, ou a solução binária constituída de água (fluido frigorífico) e brometo de lítio (absorvente), em aplicações voltadas ao condicionamento térmico de ambientes.

O brometo de lítio é um sal sólido cristalino; na presença de vapor de água ele absorve o vapor e torna-se uma solução líquida. A solução líquida exerce uma pressão de vapor de água que é uma função da temperatura e da concentração da solução.

## 2.5 NÍVEIS DE RESTRIÇÃO DOS PROJETOS

Quando da elaboração de um projeto, concorre para a sua consecução um grande número de variáveis e exatamente para que não se impeça que a criatividade seja exercida em sua forma mais plena é importante não se imponham restrições muito estreitas na fase inicial, visto que tal atitude poderia eliminar uma ou mais alternativas decisivas para o processo de tomada de decisão.

Por essa razão, a análise técnica é a primeira a ser realizada para que não sejam propostas soluções com inconsistências físicas ou restrições construtivas. Vencidas as barreiras técnicas e dispondo-se de algumas propostas viáveis segundo esse critério, é importante que sejam impostas outras restrições pertinentes, como as de ordem econômica, ambientais, socioeconômicas e institucionais.

A figura 2.6 ilustra o aprofundamento normalmente adotado nesse tipo de projeto; de uma maneira geral, as restrições econômicas dizem respeito à disponibilidade de capital para investimento, taxas de juros praticados, prazos para apreciação dos bens imóveis e, dessa forma, a maior ou menor atratividade de um projeto em comparação com os demais bem como com outras formas de investimento do mercado de capitais.

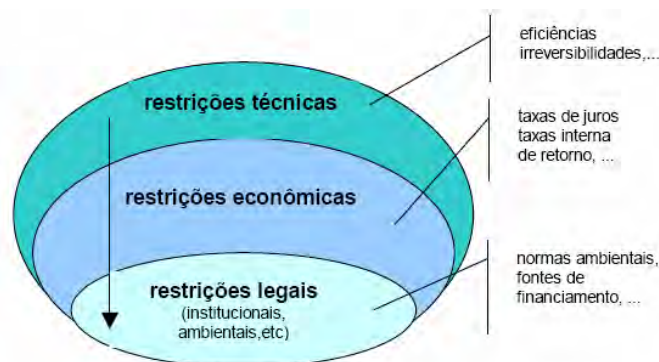


Fig. 2.6 – Níveis de profundidade dos estudos de viabilidade

As restrições legais, também entendidas como barreiras existentes para a difusão da cogeração, constituem um conjunto de questões de âmbito local ou regional que dificultam sua implantação; Tourin (1978) ilustra algumas barreiras institucionais, apresentadas da seguinte forma:

- A estrutura tarifária das formas de energia comercializáveis;
- A falta de incentivos legais pela manutenção de certas taxas que oneram a cogeração;
- A existência de (bem como a resistência em alterar) certos códigos e práticas de construção que não enquadram a cogeração e suas características como alternativa de geração;
- A falta de sintonia entre as normas de concessionárias públicas de eletricidade e de gás e os interesses dos órgãos que fomentam a cogeração;
- Os altos tempos de retorno do investimento, que se refletem na dificuldade de captação dos recursos para investimento e no relativo retorno do mesmo;
- O fato de os preços dos combustíveis por vezes se encontrarem em patamares muito baixos, assim como uma intensa geração hidrelétrica com preços reduzidos, o que favorece o desperdício;
- A vigência de práticas de trabalho restritivas, assim como certa apatia da população em geral, o que impede a discussão de modelos alternativos de geração de energia.

Outros fatores legais dizem respeito aos limites de emissão dos poluentes atmosféricos determinados pelas agências locais de controle ambiental, por exemplo; aos limites impostos para o emprego de determinadas fontes combustíveis em certas localidades; às limitações da capacidade de geração em função do local em que se implantará o empreendimento; às taxas e impostos a serem recolhidos pelos diferentes níveis de governo; às taxas de impostos a serem recolhidos, em consonância com as estratégias governamentais, para incentivos de uma ou de outra forma de geração, etc.

### 3. MODELAGEM DE SISTEMAS ENERGÉTICOS

Para que possam ser adequadamente avaliados, os sistemas de geração de energia devem ser modelados com base em equacionamento técnico adequado, e uma vez alcançada uma solução, a mesma deve ser avaliada a partir de técnicas de cunho econômico.

Neste capítulo são apresentados os conceitos relativos à análise energética e exergetica, bem como os conceitos relativos à programação matemática para otimização de sistemas energéticos e aos modelos de custo que se constituirão nas ferramentas empregadas na avaliação do sistema de cogeração objeto desta dissertação.

#### 3.1 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA E EXERGÉTICA

O emprego da eficiência energética (de 1ª Lei) e exergetica (de 2ª Lei) para análise de fluxos e componentes está diretamente relacionado ao emprego da energia ou da exergia, respectivamente, como fator de ponderação, pelo que se depreende que correspondam a índices quantitativo e qualitativo, respectivamente. Seja o volume de controle traçado sobre certo escoamento em regime permanente, conforme a figura 3.1; a equação de Conservação de Energia (ECE) ou da 1ª Lei da Termodinâmica pode ser estabelecida para um volume de controle (VC), como segue:



Figura 3.1 – Escoamento em regime permanente

$$\dot{Q} - \dot{W}_e = \dot{E}_s - \dot{E}_e \quad (3.1)$$

$$\dot{Q} - \dot{W}_e = \sum_s \dot{m}_s \left( h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right) - \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (3.2)$$

sendo:

$\dot{Q}$	- taxa de calor transferida ao VC: $\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_i - T_{i-1})$	(kW)
$\dot{W}_e$	- potência de eixo transferida ao volume de controle	(kW)
$\dot{m}$	- vazão em massa de fluxos energéticos (vapor, gases)	(kg/s)
$h$	- entalpia do fluxo energético: $h = u + Pv = u + P/\rho$	(kJ/kg)
$v$	- velocidade do fluxo energético	(m/s)
$z$	- cota da superfície de controle com passagem de fluxo energético	(m)
$g$	- aceleração da gravidade = 9,80	(m/s <sup>2</sup> )

Da 1ª Lei para processos reversíveis, aplicado à máquina térmica da figura 3.2, deduz-se:

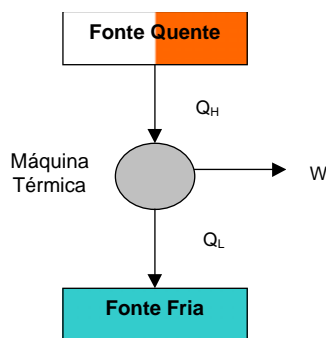


Figura 3.2 – Máquina térmica

$$Q_{H,rev} - Q_{L,rev} = W_{rev} \quad (3.3)$$

Visto que  $W_{rev} = W_{ideal}$  e  $W_{irrev} = W_{real}$ .

Para uma máquina térmica real, deve-se ter:

$$W_{irrev} < W_{rev} \quad (3.4)$$

ou, de forma a impor a igualdade matemática:

$$W_{rev} = W_{irrev} + I \quad (3.5)$$

e ainda

$$\eta_t = \frac{W}{Q_H} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_H} \quad (3.6)$$

sendo  $I$  (kJ/kg) a parcela de **perdas** ou **irreversibilidades** do processo e  $\eta_t$  a **eficiência de 1ª Lei**.

A 2ª Lei da Termodinâmica pode ser estabelecida pela relação:

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 ds \geq \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \quad \Leftrightarrow Tds \geq \delta Q \quad (3.7)$$

sendo que a igualdade representa os processos reversíveis (ideais) e a desigualdade aos processos irreversíveis (reais). A variável entropia ( $s$ ) representa uma propriedade termodinâmica, como se constata na dedução a

seguir; a desigualdade de Clausius<sup>a</sup> aplicada entre os estados 1 e 2 através de diferentes processos A, B e C, conforme figura 3.3, todos reversíveis, conduz a:

$$\left. \begin{aligned} \int_1^2 \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_A + \int_2^1 \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_C &= 0 \\ \int_1^2 \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_B + \int_2^1 \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_C &= 0 \end{aligned} \right\} \int_1^2 \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_A = \int_1^2 \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_B \quad (3.8)$$

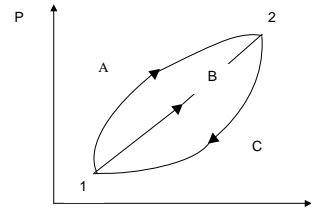


Figura 3.3 – Desigualdade de Clausius

Para processos reversíveis, a propriedade  $\int \left( \frac{\delta Q}{T} \right)$  é constante para dois processos distintos, logo:

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{rev}} \quad (3.9)$$

Se o processo A se tornar irreversível:

$$\int_1^2 \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{irrev}} + \int_2^1 \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{rev}} = -\sigma \quad (3.10)$$

uma vez que da 1<sup>a</sup> Lei, se  $W_{\text{irrev}} < W_{\text{rev}}$  então como consequência  $Q_{\text{irrev}} > Q_{\text{rev}}$ , sendo o termo  $\sigma$  a geração de entropia, com sinal negativo devido à desigualdade de Clausius. Das equações (3.9) e (3.10) se deduz:

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{irrev}} + \sigma \quad (3.11)$$

e como  $\sigma > 0$  quando há irreversibilidade no processo, comprova-se que

$$s_2 - s_1 > \int_1^2 \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{irrev}}$$

Como  $I = T_0 \sigma$  (kJ/kg), tendo  $T_0$  como temperatura de referência:



$$T_0 ds - I = \delta Q \quad (3.12)$$

Aplicando a 1ª Lei para uma máquina térmica real, com trabalho irreversível:

$$\delta Q - \delta W_{\text{irrev}} = \Delta E = E_s - E_e \quad (3.13)$$

Com as equações (3.11) e (3.12) obtém-se:

$$\begin{aligned} (T_0 ds - I) - \delta W_{\text{irrev}} &= E_s - E_e \\ T_0 ds - \underbrace{(I + \delta W_{\text{irrev}})} &= E_s - E_e \end{aligned} \quad (3.14)$$

Com a equação (3.5) tem-se:

$$T_0 ds - W_{\text{rev}} = E_s - E_e \quad (3.15)$$

A exergia<sup>b</sup> é definida como “o máximo trabalho reversível que se obtém entre um sistema e o ambiente quando interagem para alcançar o equilíbrio”, ou seja,  $Ex = W_{\text{rev}}$ . Dessa forma, para o VC da figura 3.4, obtém-se a formulação geral da exergia.



Figura 3.4 – Volume de controle

$$\int_0^1 T_0 ds - Ex|_0^1 = E_s - E_e = h_0 - h_1 + \frac{V_0^2 - V_1^2}{2} + g(Z_0 - Z_1) \quad (3.16)$$

$$Ex|_0^1 = h_1 - h_0 + \frac{V_1^2 - V_0^2}{2} + g(Z_1 - Z_0) - T_0(s_1 - s_0) \quad (3.17)$$

Para o mesmo processo, em termos de fluxo de massa, tem-se definida a “exergia física”, definida na equação (3.17).

<sup>a</sup> A desigualdade de Clausius estabelece que  $\int \left(\frac{\delta Q}{T}\right) \leq 0$ , sendo a igualdade válida apenas para os processos

reversíveis.

<sup>b</sup> Autores como Valero e Lozano utilizam a letra B para indicar exergia, enquanto outros há que empregam a letra A.

$$\dot{E}_x^F \Big|_0^1 = \dot{m} \left[ h_1 - h_0 + \frac{V_1^2 - V_0^2}{2} + g(Z_1 - Z_0) - T_0(s_1 - s_0) \right] \quad (3.18)$$

Desprezando-se tanto a parcela cinética e quanto a parcela potencial, chega-se ao resultado dado pela equação (3.19),

$$\dot{E}_x^F \Big|_0^1 = \dot{m} [(h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)] \quad (3.19)$$

Vale esclarecer que a exergia associada à potência mecânica ou elétrica gerada por um sistema térmico é a própria potência e que a exergia associada à energia química dos combustíveis é aproximadamente a própria energia química, a menos de um fator de correção que varia para cada tipo de combustível, mas que se encontra próximo da unidade.

As eficiências, como tradicionalmente são tratadas (eficiências mecânicas, térmica, isentrópica, etc.), não se baseiam na 2ª Lei da Termodinâmica; desenvolvimentos recentes da análise exergética permitem a definição de novos critérios de desempenho, que oferecem vantagens sobre os critérios tradicionais.

Para a realização ainda, do cálculo da eficiência exergética ou racional ( $\psi$ ), que relacionam a saída de exergia pela entrada de exergia no equipamento (KOTAS, 1985), utilizar-se-á a expressão que segue:

$$\psi = \frac{\sum Ex_s}{\sum Ex_e} \quad (3.20)$$

### 3.2 MODELOS DE AVALIAÇÃO ECONÔMICA

Os modelos de avaliação econômica são empregados após a definição de um ciclo térmico para que a empresa tome a decisão entre investir ou não naquele empreendimento. Para isso, empregam-se algumas das técnicas tradicionais da Engenharia Econômica, a saber: o valor presente líquido, a taxa interna de retorno e o tempo de retorno do investimento. Recomenda-se que

sempre sejam verificados os valores de ao menos duas das técnicas, sendo que as duas primeiras são aquelas mais freqüentemente empregadas.

### 3.2.1 VALOR PRESENTE LÍQUIDO (VPL)

O critério do valor presente líquido (VPL) é o mais utilizado em análise de investimentos. Entretanto, não existem critérios melhores do que os outros, pois diferentes critérios medem diferentes aspectos de um projeto. O critério do tempo de retorno de um investimento, ou *payback*, por exemplo, mede o tempo que um projeto demora em produzir lucro, enquanto que o VPL mede o lucro em termos absolutos.

O Valor Presente (VP) de um projeto e o  $I_0$  representam o investimento inicial necessário ou o custo para a aquisição ou para implantar o projeto na data zero (presente).

VPL é a diferença entre o valor presente do projeto e o custo do projeto na data atual. VPL positivo significa que o projeto vale mais do que custa, ou seja, é lucrativo. VPL negativo significa que o projeto custa mais do que vale, ou seja, se for implantado, trará prejuízo (QUINTELLA, M; FILHO, A e SOUZA, C. 2003).

$$VPL = VP - I_0 \quad (3.21)$$

Dessa forma, basta calcular o valor presente de todos os fluxos de caixa – no sentido de série de valores – que se seguem à data zero conforme figura 3.5, e depois subtrair o investimento feito na data zero. Para o cálculo do VPL deve ser considerada uma taxa de juros, sendo que na atual estrutura da economia brasileira emprega-se com freqüência o valor de 10% ao ano, (QUINTELLA, M; FILHO, A e SOUZA, C. 2003) e um período de tempo sobre o qual o projeto deve ser avaliado.

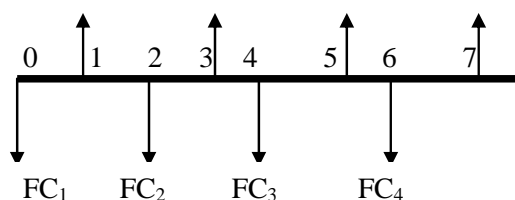


Fig. 3.5 – Fluxo de caixa de série de valores

O critério decisório diz que um projeto só deve ser realizado se o seu VPL for nulo ou positivo, jamais se for negativo. Isto significa que para calcular o VPL, primeiro é preciso determinar a taxa de desconto adequada. Esta é chamada de taxa mínima de atratividade do investimento, ou seja, a taxa mínima de rentabilidade que o projeto deve ter para que seja considerado rentável.

Uma forma de indicar o cálculo do VPL a uma taxa de desconto  $k$  é  $VPL(k)$ . Portanto, se  $VPL(k)=0$ , o projeto tem um  $VPL=0$  quando calculado com a taxa  $k$ . Isso significa que o projeto remunera exatamente a taxa  $k$ . Se  $VPL(k) = R$ , sendo  $R > 0$ , pode-se dizer que o projeto, além de conseguir remunerar a taxa  $k$  exigida, consegue criar uma riqueza no valor de  $R$ . Mas, se o  $VPL(k)$  for negativo, pode-se dizer que, além de não conseguir atingir a rentabilidade  $k$  exigida, o projeto ainda destrói riqueza.

Uma das vantagens é determinar o valor que é criado ou destruído quando se decide realizar um projeto. Outra vantagem é que o VPL pode ser calculado para diversas taxas mínimas de atratividade, para se fazer uma análise de sensibilidade em função de possíveis alterações nas taxas. Esse é o critério mais usado pelo mercado de capitais. Pode-se usar o VPL para classificar investimentos. Assim, havendo dois projetos, A e B, se  $VPL$  de A  $>$   $VPL$  de B, isso significa que A é melhor do que B.

Como o VPL mede sempre os valores atuais (valor presente), pode-se adicionar ou subtrair VPLs. Suponha que haja dois projetos, A e B. O VPL da combinação desses dois projetos será:  $VPL$  de (A+B) =  $VPL$  de A +  $VPL$  de B. A vantagem dessa característica operacional com o VPL é que se podem separar os projetos A e B, analisá-los separadamente e escolher um ou outro, ou os dois. Em suma, pode-se dizer que o VPL é um dos critérios mais justificáveis para

análise de projetos. Como desvantagem, ele exige que a taxa a ser usada para cálculo do VPL seja corretamente determinada.

Segundo Quintella, M; Filho, A e Souza, C. (2003), o VPL é um critério internacionalmente aceito pelos profissionais de finanças. É conceitualmente correto e, em conjunto com outros critérios, leva a decisões financeiras adequadas. Mas isso não impede que os outros critérios venham a complementá-lo, fornecendo informações adicionais sobre o projeto como, por exemplo, o critério do *payback* descontado.

### 3.2.2 TAXA INTERNA DE RETORNO (TIR)

A taxa interna de retorno foi por muitos anos o critério preferido de análise de investimentos. Porém, estudos mostraram que esse critério é extremamente perigoso, podendo levar a conclusões equivocadas. Quintella, M; Filho, A e Souza, C. (2003) advertem sobre as armadilhas em que se pode cair ao utilizar o critério da taxa interna de retorno.

Para que se possa entender as características do critério, é preciso primeiramente definir a taxa interna de retorno (TIR). A TIR é a taxa que anula o VPL. Em outras palavras, a TIR é a taxa pela qual o VPL de um projeto é zero. Portanto, uma forma de obter a taxa interna de retorno é traçar o gráfico da variação do VPL em função de variações da taxa de desconto. A taxa de desconto que anular o VPL é, então, chamada de taxa interna de retorno.

Não existe uma forma simples de se calcular a taxa interna de retorno. Para um ativo que apresente  $n$  períodos de operação, tem-se uma equação de grau  $n$  para resolver. Serão obtidas, na maioria dos casos,  $n$  raízes. Se não houver mudanças no sinal de fluxos de caixa após  $t = 0$ , tem-se apenas uma raiz positiva: a TIR. Se houver mudanças no fluxo de caixa, provavelmente ter-se-á mais do que uma raiz positiva e não haverá uma solução única.

Na prática, a TIR é obtida por um critério de aproximações com base no cálculo numérico pela técnica de Newton-Raphson. É preciso utilizar uma calculadora, ou um programa como o Excel<sup>®</sup>, para se chegar à resposta. O programa dá um valor inicial qualquer para a taxa até fazer o VPL; depois,

produz alterações nessa taxa até fazer o VPL chegar à zero. Então, o programa considera que a resposta foi encontrada, uma vez que a taxa interna de retorno nada mais é que a taxa que anula o VPL.

A maioria dos ativos (um projeto, por exemplo) tem um fluxo de caixa que pode ser assim resumido: na data zero investe-se um valor e, a partir daí, o projeto só fornece benefícios, isto é, fluxos de caixa positivos, conforme figura 3.6. Nesse caso, diz-se que o fluxo de caixa tem apenas uma inversão de sinal. A inversão de sinal acontece quando o fluxo de caixa muda de positivo para negativo – ou vice-versa – apenas uma vez.

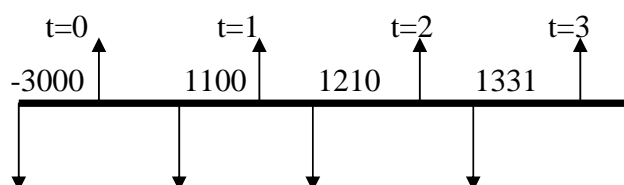


Fig. 3.6 –Fluxo de caixa de investimento

Pode-se afirmar que esse fluxo muda o sinal apenas uma vez. A importância de haver apenas uma inversão de sinal é que matematicamente, se o fluxo tiver uma única inversão de sinal, poderá haver somente uma taxa interna de retorno positiva. No caso mencionado, pode-se então garantir que, se houver taxa interna de retorno, esta será única e positiva. Por meio de uma calculadora financeira, pode-se estimá-la em 10% ao ano.

Se por acaso tiver mais de uma TIR, não há como comparar a taxa mínima de atratividade de maneira unívoca e, conseqüentemente, não se pode usar a TIR. Observe que, muitas vezes, a calculadora ou o Excel<sup>®</sup> fornecem o valor da TIR, mas não advertem que pode existir mais de uma. O número de taxas internas de retorno pode ser igual ao número de inversões de sinal do fluxo. Portanto, só se pode usar o critério da TIR com segurança quando é certo que há somente uma inversão de sinal (QUINTELLA, M; FILHO, A e SOUZA, C. 2003).

A grande vantagem desse critério é permitir que todo o projeto se resuma a um único número: a sua rentabilidade intrínseca. Por isso, o critério continua sendo tão usado. Outra vantagem é que, no mercado financeiro, quase todos os

fluxos de caixa dos investimentos possuem uma única inversão de sinal. A TIR tem um critério de aceitação definido:  $TIR > TMA$ . Assim, a TIR é amplamente usada no mercado financeiro, tornando bem simples análise dos investimentos.

A principal desvantagem da TIR é o risco de se usar o critério quando há mais de uma inversão de sinal. Nesse caso, podem-se encontrar várias TIRs positivas. Usando uma delas, você estará incorrendo em erro. A TIR pode levar a equívocos quando utilizada para comparar diferentes projetos:  $TIR(A) > TIR(B)$  não significa que o projeto A seja superior ao projeto B. A TIR não diferencia os projetos lucrativos daqueles que causam prejuízos.

Segundo Quintella, M; Filho, A e Souza, C. (2003), a taxa interna de retorno deve ser usada apenas por pessoas que dominem bem seu conceito e saibam como contornar os problemas existentes, e, ainda assim, somente se o fluxo de caixa a ser analisado tiver uma única inversão de sinal. Caso contrário, não deve ser utilizada.

### **3.2.3 PAYBACK**

*Payback* ou tempo de retorno do investimento é o número de anos necessários para recuperar um investimento do fluxo líquido de caixa. É um método simples e que em geral não leva em conta taxas de juros (há, porém, o tempo de retorno descontado); por isso mesmo, é um indicador pouco preciso para decisões comparativas entre alternativas, mas serve como um parâmetro de sensibilidade (BALESTIERI, 2001).

## **3.3 MODELOS DE OTIMIZAÇÃO**

Os procedimentos de otimização se constituem de formulações que conduzem à solução de um problema físico qualquer a valores extremos – máximos ou mínimos, de acordo com os objetivos perseguidos – de uma maneira rápida, segura e coerente. Aos modelos de otimização contrapõem-se à pesquisa por tentativa e erro, a qual – não alicerçada em teorema que assegure a eliminação de caminhos pouco prováveis a alcançar os melhores resultados –

conduz a busca a uma procura exaustiva na medida do esforço dispensado e nem sempre com uma linha de ação pré-definida para a variação dos parâmetros envolvidos.

Um modelo não é igual à realidade, mas suficientemente similar para que as conclusões obtidas através de sua análise e / ou operação possam ser atendidas à realidade (GOLDBARG e LUNA, 2000).

Em conseqüência, para a formalização desse modelo é indispensável definir:

- A estrutura relacional do sistema apresentado.
- O comportamento funcional de cada subsistema ou componente atômico.
- Os fluxos de inter-relacionamento.

A solução de um problema que envolva sistemas energéticos necessariamente está associada a um profundo conhecimento e domínio da aplicação dos conceitos de Termodinâmica, Mecânica de Fluidos e Transferência de Calor e Massa, sem os quais um modelo de otimização pouco ou nada pode oferecer.

O problema de otimização busca colher elementos para uma tomada de decisão a partir da maximização (ou minimização) de um ou mais objetivos sujeitos as restrições que podem limitar a seleção dos valores das variáveis de decisão. Habilidade de modelagem, para captar os elementos essenciais do problema, e bom julgamento na interpretação dos resultados, são elementos necessários para se obter conclusões significativas em um problema de otimização.

Para uma melhor compreensão são definidos os seguintes conceitos:

- *Função objetivo*: a função objetivo é indicativa do sentido no qual se busca a otimização;
- *Restrições*: Um problema sem restrições permite que a função se maximize tendendo ao infinito ou se minimize a 0; as restrições representam limites reais do problema e sua disposição conjunta no espaço R configura a chamada “região factível” (ou “região viável”).



Um problema de otimização pode ser formalizado matematicamente da seguinte forma:

$$\text{Minimizar } f(x) \quad (3.22)$$

Sujeito a:

$$h_i(x) = 0, \quad i = 1, \dots, m_h \quad (3.23)$$

$$g_j(x) \leq 0, \quad j = 1, \dots, m_g \quad (3.24)$$

$$x \in R^n$$

em que  $f: R^n \rightarrow R$ ,  $h: R^n \rightarrow R$  são funções contínuas, geralmente diferenciáveis em problemas tratáveis de grande porte.

A pesquisa de soluções para essa questão esbarra em restrições (técnicas, econômicas, ambientais, institucionais), assim como pode apontar para uma ou outra direção quando são considerados diferentes critérios de projeto. Do universo de soluções que podem vir a ser propostas para a definição de uma configuração, algumas soluções podem ser consideradas não funcionais por não prestarem a produzir os elementos estabelecidos em um projeto desse porte, quais sejam eletricidade e calor.

Dentre as soluções funcionais restantes é possível distinguir as eficientes (factíveis) por atenderem ao conjunto de restrições existentes para cada situação. No contexto das soluções eficientes também se pode evidenciar diferentes soluções ótimas, cada qual representativa de um objetivo (figura 3.7).

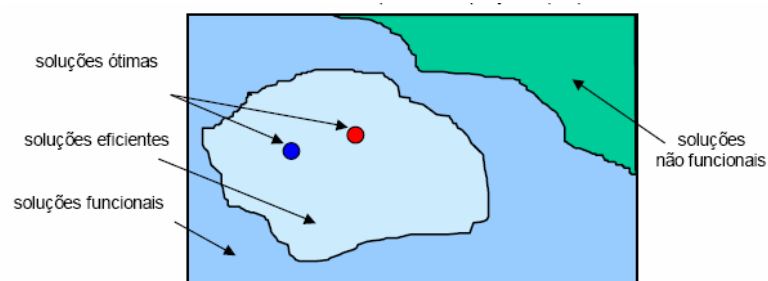


Fig. 3.7 – As soluções eficientes no contexto das demais soluções (BALESTIERI, 2005).

- As *soluções não funcionais* correspondem àquelas que se encontram fora da região factível S, visto que não atendem às restrições do problema;
- As *soluções funcionais* são quaisquer soluções propostas dentre os valores contidos na região factível S, isto é, são soluções factíveis;
- As *soluções satisfatórias* são contidas nas soluções funcionais, logo são soluções factíveis por atenderem às restrições do problema e, além disso, o fazem de uma forma “eficiente”, isto é, podem ou não representar máximos e mínimos de diferentes funções objetivo;
- *Soluções ótimas* são pontos de máximo ou de mínimo e representam o caso particular de um dos pontos do conjunto de soluções eficientes, alcançando apenas quando se define um único objetivo (uma única direção para um único vetor z) para a função objetivo.

### 3.3.1 PROGRAMAÇÃO LINEAR

Este é um caso particular dos modelos de otimização em que as variáveis são contínuas e apresentam comportamento linear, tanto em relação às restrições como a função objetivo. A formulação clássica é apresentada abaixo para um problema de maximização, sendo que o mesmo teria a mesma concepção para um problema de minimização.

$$\text{Maximizar } x_0 = \sum_{j=1}^n c_j x_j \quad (3.25)$$

Sujeito a:

$$\sum_{j=1}^n a_{ij} x_j \geq d_i \quad i = 1, 2, \dots, p \quad (3.26)$$

$$\sum_{j=1}^n a_{ij} x_j = d_i \quad i = p + 1, p + 2, \dots, m \quad (3.27)$$

$$x_j \geq 0 \quad j = 1, 2, \dots, q \quad (3.28)$$

$$x_j \in R, \quad j = q + 1, q + 2, \dots, n \quad (3.29)$$

### 3.4. CUSTO EXERGÉTICO

De acordo com Bejan *et al.*(1996), a contabilidade de custos em uma empresa está relacionada à determinação do valor real dos custos de produtos e serviços, ao estabelecimento de uma base racional para a definição dos preços dos mesmos produtos e serviços, a definição de uma forma de alocação e controle dos gastos e a provisão de informações para avaliação e tomada de decisões.

Alguns autores, como Cerqueira (1999) e Temir (2004), dizem que a regra de alocação dos custos entre as diferentes formas de energia geradas num sistema de cogeração é arbitrária; supondo-se conhecidos os custos marginais<sup>c</sup> referentes à produção das energias elétrica e térmica, conforme a figura 3.8, uma reta, com coeficiente angular negativo pode ser obtida se forem tomados os pontos A e B, correspondentes respectivamente ao custo marginal puramente elétrico ( $C_w/E$ ) e custo marginal puramente térmico ( $C_Q/Q$ ), a qual permite diferentes alternativas de partição dos custos da geração combinada de energias térmica e elétrica.

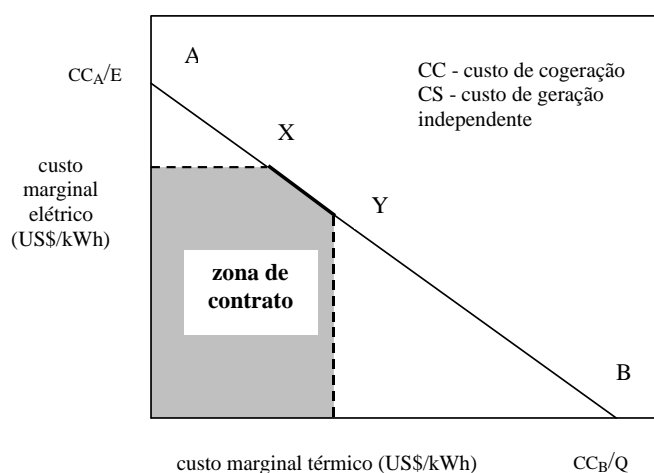


Fig. 3.8 – Curva de “trade-off” para custos elétrico e térmico em centrais de cogeração

Ponderar a faixa razoável de valores depende de uma série de fatores e interesses localizados; assim, por exemplo, uma empresa pode preferir penalizar

<sup>c</sup> Custos marginais (expressos, por ex., em US\$/kWh) são os valores necessários de investimento (unidades monetárias por unidade de tempo, por ex. US\$/h) para que certa capacidade (por ex., em kW) seja instalada.

mais fortemente o custo marginal térmico para favorecer a comercialização dos recursos elétricos, ou vice-versa. Isso é feito com base no balanço de custos, formulado para um sistema geral operando em regime permanente:

$$\dot{C}_{P,\text{total}} = \dot{C}_{F,\text{total}} + \dot{Z}_{I,\text{total}} + \dot{Z}_{OM,\text{total}} \quad (3.30)$$

sendo P os produtos, F os insumos (*fuel*), I os custos de investimentos e OM os custos de operação e manutenção envolvidos na concepção de um certo sistema energético e  $\dot{Z}$  é o custo de investimento dos componentes .

Como a exergia mede o valor termodinâmico real de seus efeitos e os custos somente podem ser associados à *commodities* de valor, seu emprego é mais correto como base de custos; sejam as expressões de custo exergético que seguem:

$$\begin{aligned} \dot{C}_s &= c_s B_s = c_s (\dot{m}_s b_s) & - & \text{custo exergético nas saídas do VC} \\ \dot{C}_e &= c_e B_e = c_e (\dot{m}_e b_e) & - & \text{custo exergético nas entradas do VC} \\ \dot{C}_w &= c_w \dot{W} & - & \text{custo exergético das potências} \\ \dot{C}_Q &= c_Q B_Q & - & \text{custo exergético de transferência de} \end{aligned}$$

tendo  $c_s$ ,  $c_e$ ,  $c_w$  e  $c_Q$  (\$/GJ).

O balanço de custos se reduz a: “a soma dos custos associados aos fluxos de exergia que saem é igual à soma dos custos associados aos fluxos de exergia que entram com os custos de investimento e operação/manutenção”, isto é:

$$\sum \dot{C}_s + \dot{C}_w = \dot{C}_Q + \sum_e \dot{C}_e + \dot{Z}_I + \dot{Z}_{OM} \quad (3.31)$$

Fazendo  $\dot{Z} = \dot{Z}_I + \dot{Z}_{OM}$ , para o k-ésimo componente ter-se-á:

$$\sum_s c_{s,k} B_{s,k} + c_{w,k} \dot{E}x_{w,k} = c_{Q,k} \dot{E}x_{Q,k} + \sum_e c_{e,k} \dot{E}x_{e,k} + \dot{Z} \quad (3.32)$$

A aplicação do balanço de custos implica na tomada de decisões acerca da partição de custos, especialmente nos sistemas de cogeração, que geram 2 produtos distintos,  $\dot{w}$  e  $\dot{Q}$ , em que a maior ou menor valorização de cada um deles pode viabilizar ou não sua produção para venda. A teoria de custo exergético apresenta uma “fotografia” da configuração proposta, em termos de custos de cada fluxo, que não representam os melhores valores (ou ótimos), mas apenas a realidade expressa por certo conjunto de condições impostas ao problema.

Uma questão pertinente passa a ser, dessa forma, como são obtidos os diferentes elementos presentes em formulações como a acima apresentada; dispõe-se de um número limitado de equações e são passíveis de serem calculados os valores de custo de investimento e operação/manutenção, as exergias e as potências envolvidas pelas análises de 1ª e 2ª leis, bem como os custos envolvendo equipamentos e para a composição ar-combustível. Com isso, restam incógnitas que somente podem ter seus valores calculados ao se impor ao problema novas relações. Essa parte da Teoria do Custo Exergético está associada ao que se denomina de *Crítérios para Partição de Custos*, que será apresentado no item 3.5.

### **3.5 BALANÇO EXERGÉTICO E CONTÁBIL**

A alternativa mais simples consistiria em imporem-se critérios de ponderação baseados na suposição de que os custos exergéticos de fluxos de entrada e saída podem ser igualados; nesse sentido, destacam-se:

#### **3.5.1 MÉTODO DE EXTRAÇÃO**

Neste método se supõe que toda a exergia cedida pelo vapor que entra na turbina (ou pelos gases de escape, numa turbina a gás) deve ser atribuída integralmente à parcela de calor que dela se extrai.

### 3.5.2 MÉTODO DA IGUALDADE

Neste método se supõe que o custo exergético unitário da parcela eletromecânica seja equivalente ao da parcela de calor que dela se extrai.

Para maiores informações, assim como para a verificação de outros critérios, recomenda-se reportar à literatura (LOZANO E VALERO,1993; WALTER *et al.*, 1991; BEJAN *et al.*, 1996).

A figura 3.9 apresenta as relações de custo exergético do produto, do insumo e as relações auxiliares para alguns componentes selecionados, para operação em regime permanente; essas relações serão importantes para a aplicação dos diferentes métodos de análise termoeconômica, a despeito de suas distinções em termos de atribuição de custos, ainda que todos mantenham igualdade de abordagem no aspecto exergético, como não poderia deixar de ser.

componente	compressor, bomba ou ventilador	turbina ou expansor	trocador de calor	unidade de mistura	gaseificador ou câmara de combustão	caldeira
esquema						
Exergia dos Insumos (F)	W	$B_1 - B_2 - B_3$	$B_3 - B_4$	$B_1 + B_2$	$B_1 + B_2$	$(B_1 + B_2) - (B_3 + B_4)$
Exergia dos Produtos (P)	$B_2 - B_1$	W	$B_2 - B_1$	$B_3$	$B_3$	$(B_6 - B_5) + (B_8 - B_7)$
Custo dos Insumos	$C_W$	$C_1 - C_2 - C_3$	$C_3 - C_4$	$C_1 + C_2$	$C_1 + C_2$	$(C_1 + C_2) - (C_3 + C_4)$
Custos dos Produtos	$C_2 - C_1$	$C_W$	$C_2 - C_1$	$C_3$	$C_3$	$(C_6 - C_5) + (C_8 - C_7)$
Relações adicionais	--	$C_2 = C_3 = C_1$	$C_4 = C_3$	--	--	$\frac{C_6 - C_5}{B_6 - B_5} = \frac{C_8 - C_7}{B_8 - B_7}$
Variável calculada pelo balanço de custo	$C_2$	$C_W$	$C_2$	$C_3$	$C_3$	$C_6$ OU $C_8$

Fig.3.9 – Taxas de exergia e relações auxiliares de custo para componentes selecionados

### 3.5.3 MÉTODO DE VALERO E LOZANO

Pela Teoria do Custo Exergético (TCE), elaborada pelos Professores Antonio Valero e Miguel Lozano, da Universidade de Zaragoza, Espanha, pode-se obter o custo de todos os fluxos que se inter-relacionam com uma estrutura formada por um sistema, cujos limites tenham sido definidos e com um nível de agregação que especifica os subsistemas que o compõe.

A relação entre os fluxos (m fluxos) e componentes (n componentes) se estabelece mediante uma matriz de incidência A (n,m); os elementos  $a_{ij}$  da matriz A assumem valores +1 quando o fluxo j entra no subsistema i, -1 quando o abandona e 0 quando não existe relação física entre eles (VALERO e LOZANO, 1993).

Para a associação dos custos, empregam-se 5 proposições (VALERO E LOZANO, 1993):

**Proposição 1:** o custo exergético de um fluxo ( $B^*$ ), produto ( $P^*$ ) ou insumo ( $F^*$ ) é a quantidade de exergia necessária para produzi-lo, sendo portanto uma propriedade conservativa. Esta proposição permite que sejam formuladas tantas equações de balanço de custo exergético quantos componentes compuserem a instalação. De modo matricial:

$$A B^* = 0^* \quad (3.33)$$

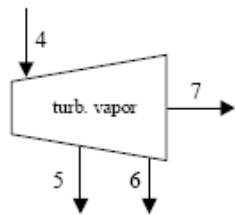
Sendo  $0^*$  o vetor nulo.

Se existem m fluxos, são necessárias m equações independentes para encontrar uma solução de compromisso entre as variáveis; como a instalação conta com n componentes, com a proposição 1 já se dispõe de n equações independentes, sendo necessárias (m-n) equações adicionais para a solução. Esta formulação é construída com as n equações disponíveis para os respectivos n componentes da instalação.

**Proposição 2:** o custo exergético dos fluxos de entrada da instalação (combustível, ar, água, etc.) é igual à sua exergia.



**Proposição 3:** se um ou mais fluxos de saída de um componente fazem parte do insumo (F), deve-se considerar que sua(s) exergia(s) não está(ão) em jogo, e portanto seu(s) custo(s) exergético(s) unitário(s) ( $B^*/B$ ) é idêntico ao custo exergético unitário<sup>d</sup> do fluxo de entrada que o(s) precede(m) como mostram as figuras 3.34, 3.35 e 3.36.

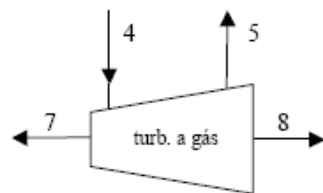


$$F = B_4 - B_5 - B_6$$

$$\frac{B_4^*}{B_4} = \frac{B_5^* + B_6^*}{B_5 + B_6}$$

(3.34)

Figura 3.10 - Fluxos de saída da Turbina a vapor (fazem parte do insumo).

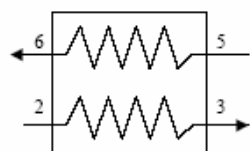


$$F = B_4 - B_5$$

$$\frac{B_4^*}{B_4} = \frac{B_5^*}{B_5}$$

(3.35)

Figura 3.11 - Fluxos de saída da Turbina a gás (fazem parte do insumo).



$$F = B_5 - B_6$$

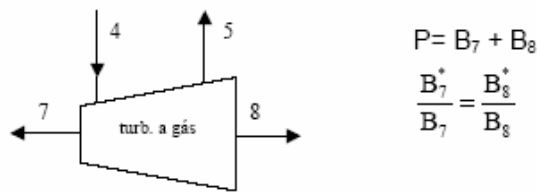
$$\frac{B_5^*}{B_5} = \frac{B_6^*}{B_6}$$

(3.36)

Figura 3.12 - Fluxos de saída da Caldeira de recuperação (fazem parte do insumo).

**Proposição 4:** se um componente tem um produto (P) formado por vários fluxos, deve-se associar a esses fluxos o mesmo custo exergético unitário. Isso se explica pelo fato de que se 2 ou mais produtos podem se identificados em um mesmo equipamento, seus processos de formação são indistintos no nível de agregação considerado, e portanto deve-se associar um custo exergético proporcional à exergia que contém como mostra a figura 3.37.

<sup>d</sup> Define-se custo exergético unitário como  $k^* = B^*/B = 1/\eta$



(3.37)

Figura 3.13 - Fluxos de saída da Turbina a gás (fazem parte do produto).

**Proposição 5:** na ausência de valores externos aos fluxos de perdas (calor cedido ao meio, gases de chaminé, dentre outros) deve-se atribuir custo exergético nulo, já que não apresentam utilidade posterior.

Observa-se, no entanto, que para unidades de processo, que degradam a exergia do vetor energético de entrada até uma condição assumida como ambiente (por exemplo, vapor na entrada do processo e saída como água líquida na condição ambiente, 25°C), admitindo-se que a energia é transferida à matéria-prima para compor certo produto, aplica-se a Proposição 3, pois a diferença de exergias entre entrada e saída configura insumo (F); dessa forma, assume-se que o custo exergético unitário do fluxo de entrada é igual ao custo exergético unitário do fluxo de saída.

### 3.5.4 MÉTODO DE SILVEIRA

Um enfoque interessante para a composição dos custos de produtos de um sistema de cogeração foi sugerido por Kehlhofer (1987) e adaptado por Silveira (1994). A maioria dos casos de avaliação econômica para sistemas de cogeração é específica, devido às características distintas dos diversos tipos de sistemas existentes.

Segundo Silveira (1994), de uma forma geral, os custos de produção de energia elétrica e de calor são calculados de maneiras diferentes, existindo várias eficiências a serem definidas, tais como:

- Eficiência de geração de energia elétrica;
- Eficiência de geração de calor;
- Eficiência global.

A eficiência da geração de energia elétrica pode ser determinada por:

$$\eta_{el} = \frac{E_p}{\left( \frac{E_{comb} - E_c}{\eta_{cal}} \right)} \quad (3.38)$$

A eficiência de geração de calor é a própria eficiência de geração de vapor,

$$\eta_{et} = \eta_{cal} \quad (3.39)$$

e a eficiência global dada por:

$$\eta_G = \frac{(E_P + E_C)}{E_{comb}} \quad (3.40)$$

O custo da produção de energia elétrica depende do custo de investimento (capital investido), que engloba os custos de projeto, obras civis, compra e instalação dos equipamentos, bem como dos custos de operação e manutenção, que incluem o custo do combustível utilizado e a eficiência de geração de energia elétrica.

O custo da produção de calor também depende do capital investido, do custo do combustível utilizado e da eficiência de geração de calor, dos custos de operação e manutenção e do custo da geração de energia elétrica, neste caso considerado como subproduto, segundo Silveira (1994).

$$C_{el} = \frac{I_{pl} \cdot f}{E_C \cdot H} + \frac{C_{COMB}}{\eta_{el}} + \frac{U_{pl}}{H \cdot E_C} + u_{pl} \quad \left( \frac{US\$}{kW.h} \right) \quad (3.41)$$

Sendo:

- $C_{el}$  - Custo de produção de energia elétrica (US\$/kWh);
- $I_{pl}$  - Custo de investimento da instalação de cogeração (US\$);
- $E_C$  - Calor consumido no processo (kW);
- $H$  - Período equivalente de utilização (h/ano);

$C_{comb}$	- Custo do combustível	(US\$/kWh);
$n_{et}$	- Eficiência na geração de calor;	(%)
$U_{pl}$	- Custo fixo de operação da instalação de cogeração	(US\$/ano);
$u_{pl}$	- Custo variável de operação da instalação de cogeração	(US\$/kWh);
$E_p$	- Potência elétrica produzida	(kW);
$f$	- Fator de anuidade	(1/ano);

O fator de anuidade é definido pela equação (3.42).

$$f = \frac{[q^K \cdot (q - 1)]}{(q^K - 1)} \quad (3.42)$$

na qual:

$$q = \frac{1+r}{100} \quad (3.43)$$

sendo definidos os parâmetros da equação (3.43) como:

q-	Taxa anual percentual modificada	(%)
k-	Período de amortização	(anos)
r-	Taxa anual de juros	(%)

### 3.6 CUSTO DE INVESTIMENTO DA INSTALAÇÃO DE COGERAÇÃO

Para obtenção dos dados referentes aos investimentos necessários para a aquisição e instalação dos equipamentos, foram contatados diversos fabricantes e especialistas em equipamentos para tornar os dados monetários deste estudo o mais próximo possível da realidade atual.

Com este levantamento, foi possível obter os custos reais e individuais Z dos equipamentos que compõem a instalação de cogeração. Os custos são estimados em dólares americanos de 2006 (vide tabela 3.2).

### 3.6.1 CUSTO DE MÃO DE OBRA DE OPERAÇÃO E MANUTENÇÃO

O custo de pessoal de operação para instalações modernas é bastante reduzido, isto se deve à introdução de sistemas automáticos de monitoramento e controle da instalação de potência, que pode ser operada por dois homens (SILVEIRA, 1994).

Conforme Saddy (1986), esse custo varia em torno de 0,006 US\$/kWh, dependendo do ciclo de operação da unidade. Já segundo Peltier e Ring (1986), o custo de manutenção situa-se perto de 0,010 US\$/kWh, valor que será adotado para base de cálculo da instalação de potência.

### 3.6.2 CUSTO DO COMBUSTÍVEL UTILIZADO NO SISTEMA

Na instalação selecionada, utiliza-se apenas de um combustível (gás natural) para a geração combinada de energia elétrica e térmica (vapor de baixa pressão, vapor de alta pressão, água quente e água gelada).

O custo do gás natural é estipulado através de tabela vigente pelo distribuidor de gás natural encanado como segue (tabela 3.1).

Tabela 3.1 – Custo da tarifação do gás natural canalizado com vigência a partir de 05/2006

<i>Segmento Cogeração</i>			
		Variável R\$/m <sup>3</sup> - Sem ICMS	
Classe	m <sup>3</sup> /mês	Cogeração de Energia Elétrica destinada ao consumo próprio ou à venda a consumidor final	Cogeração de Energia Elétrica destinada à revenda a distribuidor
1	Até 100.000,00 m <sup>3</sup>	0,1746970	0,1722718
2	100.000,01 a 500.000,00 m <sup>3</sup>	0,1382921	0,1363723
3	500.000,01 a 2.000.000,00 m <sup>3</sup>	0,1358079	0,1339225
4	2.000.000,01 a 4.000.000,00 m <sup>3</sup>	0,1229255	0,1212190
<b>5</b>	<b>4.000.000,01 a 7.000.000,00 m<sup>3</sup></b>	<b>0,1075614</b>	<b>0,1060681</b>
6	7.000.000,01 a 10.000.000,00 m <sup>3</sup>	0,0921948	0,0909148
7	Acima de 10.000.000,00 m <sup>3</sup>	0,0764729	0,0754113

Fonte: [www.comgás.com.br](http://www.comgás.com.br). Classe 5 (Taxa dólar R\$1,97).

### 3.6.3 CUSTO DE MANUTENÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

O dimensionamento termodinâmico possibilitou a obtenção de dados suficientes para realizar a seleção dos equipamentos que estão disponíveis no mercado. Através dos fabricantes de equipamentos é possível obter valores de aquisição e de manutenção dos equipamentos selecionados.

Na tabela 3.2 pode-se observar os valores de aquisição dos equipamentos (investimento inicial) que foram selecionados para compor a configuração do sistema de cogeração de energia, bem como a obtenção dos custos gerados pela manutenção de cada equipamento demonstrado, em US\$/kWh.

Tabela 3.2 – Valores de investimento inicial dos equipamentos

Fabricante	Equipamento	Custo de aquisição (US\$)	Custo de manutenção (US\$/kWh)
Pratt - Whithey	Turbina a gás	13.900.000,00	0,016
GE	Gerador Elétrico	4.434.782,61	0,0003
Servit	Caldeira de Rec.	8.145.900,00	0,01
Alston	Turbina a Vapor	1.736.000,00	0,013
GE	Gerador Elétrico	153.250,00	0,0003
Semco	Condensador	120.000,00	0,01
Semco	AM	100.000,00	0,00001
Carrier	SRA	120.000,00	0,000032
Vacunlu	Bomba	20.000,00	0,0000004
Vacunlu	Bomba	20.000,00	0,0000004
Vacunlu	Bomba	20.000,00	0,0000004

O custo total de manutenção para a instalação de potência selecionada é de 0,0497 US\$/kWh; este valor será alocado em três categorias diferentes para a obtenção dos custos produtos gerados pelo sistema de turbina a gás, pelo sistema de turbina a vapor e pelos equipamentos de processamento térmico.

### 3.6.4 CUSTO DA ENERGIA ELÉTRICA PRODUZIDA

Para a obtenção dos custos da energia elétrica produzida podemos simplificar a equação 3.41 para:

$$C_{el} = \frac{I_{pl} \cdot f \cdot (1+t)}{H \cdot E_C} + \frac{C_{COMB}}{\eta_{el}} \quad (3.44)$$

com t se referindo a taxa de custo de mão de obra de operação e manutenção descritos no item 3.6.1.

### 3.6.5 CUSTO DA ENERGIA TÉRMICA PRODUZIDA

Para a obtenção dos custos da energia térmica produzida podemos considerar a equação 3.45:

$$C_{et} = \frac{I_{pl} \cdot f \cdot (1+t)}{E_C \cdot H} + \frac{C_{COMB}}{\eta_{et}} - \frac{E_P \cdot C_{el}}{E_C} \quad (3.45)$$

Sendo:

$C_{et}$ -	Custo da produção de calor	(US\$/kWh)
$I_{pl}$ -	Custo de investimento da central de cogeração	(US\$)
$f$ -	Fator de anuidade	(1/ano)
$t$ -	Taxa de custo de pessoal de operação e manutenção	
$E_C$ -	Calor consumido no processo	(kW)
$H$ -	Período equivalente de utilização	(h/ano)
$C_{comb}$ -	Custo do combustível	(US\$/kWh)
$\eta_{et}$ -	Eficiência na geração de calor	
$E_P$ -	Potência elétrica produzida	(kW)
$C_{el}$ -	Custo de produção de energia elétrica	(US\$/kWh)

#### 4. ESTUDO DE CASO

Estudo já realizado (CERQUEIRA e NEBRA, 1999) demonstra que os modelos exergoeconômicos tradicionais (os que correspondem à conhecida sigla **CGAM**, i.é, modelos devidos a Christos Frangopoulos, George Tsatsaronis, Antonio Valero e Michael von Spakovsky, pesquisadores que apresentaram contribuições em termos de modelagem exergoeconômica), quando aplicados a um mesmo problema e nas mesmas bases metodológicas, apresentam uma maior tendência em priorizar os custos térmicos em detrimento dos custos elétricos, ou vice-versa.

O presente estudo visa propor um ciclo de tetrageração para atendimento das demandas de energia elétrica, vapor de alta pressão, vapor de baixa pressão, água quente e água gelada para uma indústria de produtos descartáveis, que opere em paridade térmica.

A indústria necessita de 3,5 (kg/s) de vapor a alta pressão (4 MPa - 360°C) para aquecer um conjunto de calandras, que estão representadas pelo processo A, há a necessidade também de 3 (kg/s) de vapor a baixa pressão (0,8 MPa - 205°C) para a produção de cola quente, representada pelo processo B.

Para que seja possível a produção de papel Tissue há a necessidade de 3 (kg/s) de água quente a uma temperatura de 80°C para o sistema de lavagem e conversão, representada pelo processo C, e por fim atender uma demanda de 3,71 (kg/s) de água gelada a uma temperatura de 5°C, utilizada para resfriamento de guias de dobra, para a produção de fraldas e absorventes.

A indústria em questão consome 40.000 kWh/mês de energia elétrica, que também deverá ser suprida parcialmente ou integralmente pelo sistema de cogeração adotado, no caso de déficit de suprimento da energia elétrica, fornecida pelo sistema de cogeração, tem-se a possibilidade de comprar a energia elétrica de uma concessionária e no caso de ocorrer excedente na produção de energia elétrica pode-se ocorrer à venda da mesma para a mesma concessionária.

Portanto, define-se um sistema de cogeração baseado em ciclo combinado gás/vapor e formado por uma turbina a gás, caldeira de recuperação, turbina a



vapor de condensação com extração, aquecedor de mistura e sistema de refrigeração por absorção como base para a comparação entre os modelos de custo dos produtos gerados. A configuração analisada (Fig. 4.1) é capaz de produzir simultaneamente potência elétrica / mecânica, vapor superaquecido com dois níveis de pressão, água quente e água gelada, o que é por muitos, conhecido por “tetrageração”.

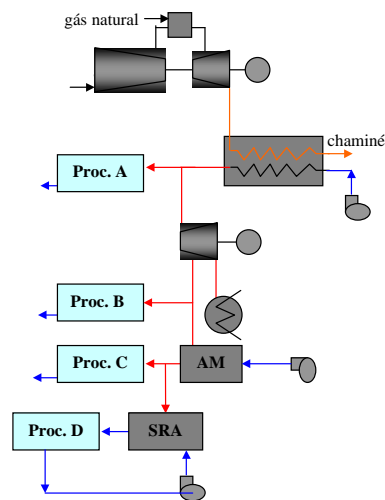


Figura 4.1 – Configuração considerada para comparação de custos dos produtos

Para a análise pretendida são inicialmente estabelecidas as condições operacionais da instalação pela definição de condições de vazão, pressão e temperatura dos diversos vetores energéticos ali presentes.

Os processos A e B dizem respeito a vapor de alta e baixa pressão, respectivamente, e os processo C e D representam água quente e gelada, respectivamente. Equipamentos comerciais devem ser selecionados, bem como procedidos quaisquer ajustes que se façam necessários. A partir desse levantamento são realizadas análises de balanço de massa, energia e exergia sobre a configuração.

Para que seja calculado o balanço de custos exergéticos, que servirão de base de cálculo para estudo dos custos dos produtos da central de cogeração são necessárias as exergias dos fluxos envolvidos na configuração.

Para tanto se faz necessário dimensionar termodinamicamente todos os fluxos que irão compor a configuração, obtém-se através dos cálculos os dados

“ideais”, que servem de parâmetros (capítulos 4.1 ao 4.8) para encontrar equipamentos disponíveis no mercado através de catálogos de seus fabricantes apurando assim os valores de aquisição dos equipamentos através de orçamentos de aquisição, instalação e manutenção.

Com base na configuração proposta (figura 4.1), obtém-se o fluxograma (figura 4.2) onde cada fluxo é identificado com uma sigla, estas que serão utilizadas posteriormente para a obtenção dos custos exergéticos e exergoeconômicos demonstrados no capítulo posterior e também pela tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Parâmetros termodinâmicos da configuração adotada.

	fluxo	m(kg/s)	x	P (MPa)	T (o C)	h (kJ/kg)	s(kJ/kgK)	E (kW)	B (kW)
AR	1	166,93		0,1	25	104,6	0,37	0	5
ARCC	2	166,93			428				-74159
CC	3	169,6		2,29	1103				-163659
Comb	4	2,67							133709
G	5	169,6			458				32298
CH	6	169,6			101				1622
WCOMPR	7								57954
WTG	8								50870
VATV	9	4,01		4	360	3117	6,62	12080	4607
VA	10	3,5		4	360	3117	6,62	10543	4021
TQA	11	3,5		0,1	24,5	103	0,36	-6	1
WTV	12							1489	1489
VCD	13	1	0,87		33	2247	7,36	1500	40
VB	14	3		0,8	205	2851	6,84	8239	2453
TQB	15	3		0,1	24,5	103	0,36	-5	1
VAM	16	0,31		0,8	205	2851	6,84	851	253
TQCOND	17	0,7		0,09	33	188,5	0,60	59	10
A2	18	4,37		6	35	152	0,50	207	30
A2R	19	4,37		0,01	35	146,7	0,50	184	6
A1R	20	3,71		0,01	35	146,7	0,50	156	5
A1	21	3,71		6	35	152	0,50	176	26
VSRA	22	1,68			80	335	1,08	387	33
VC	23	3			80	335	1,08	691	59
TQC	24	3		0,1	24,5	103	0,36	-5	1
VD	25	3,71			5	20,98	0,06	-310	26
TQD	26	3,71		0,1	24,5	103	0,36	-6	1
A3	27	7,51		6	35	152	0,50	356	52
A3R	28	7,51		0,01	35	146,7	0,50	316	9
WB1	29							-20	-20
WB2	30							-19	-19
WB3	31							-40	-40
TQSRA	32	1,68		0,1	24,5	103	0,36	-3	1
Perda TG	33							2544	2544
Perda TV	34							74	74
WELTV	35							1415	1415
WELTG	36							48327	48327
WELtotal	37							49741	49741

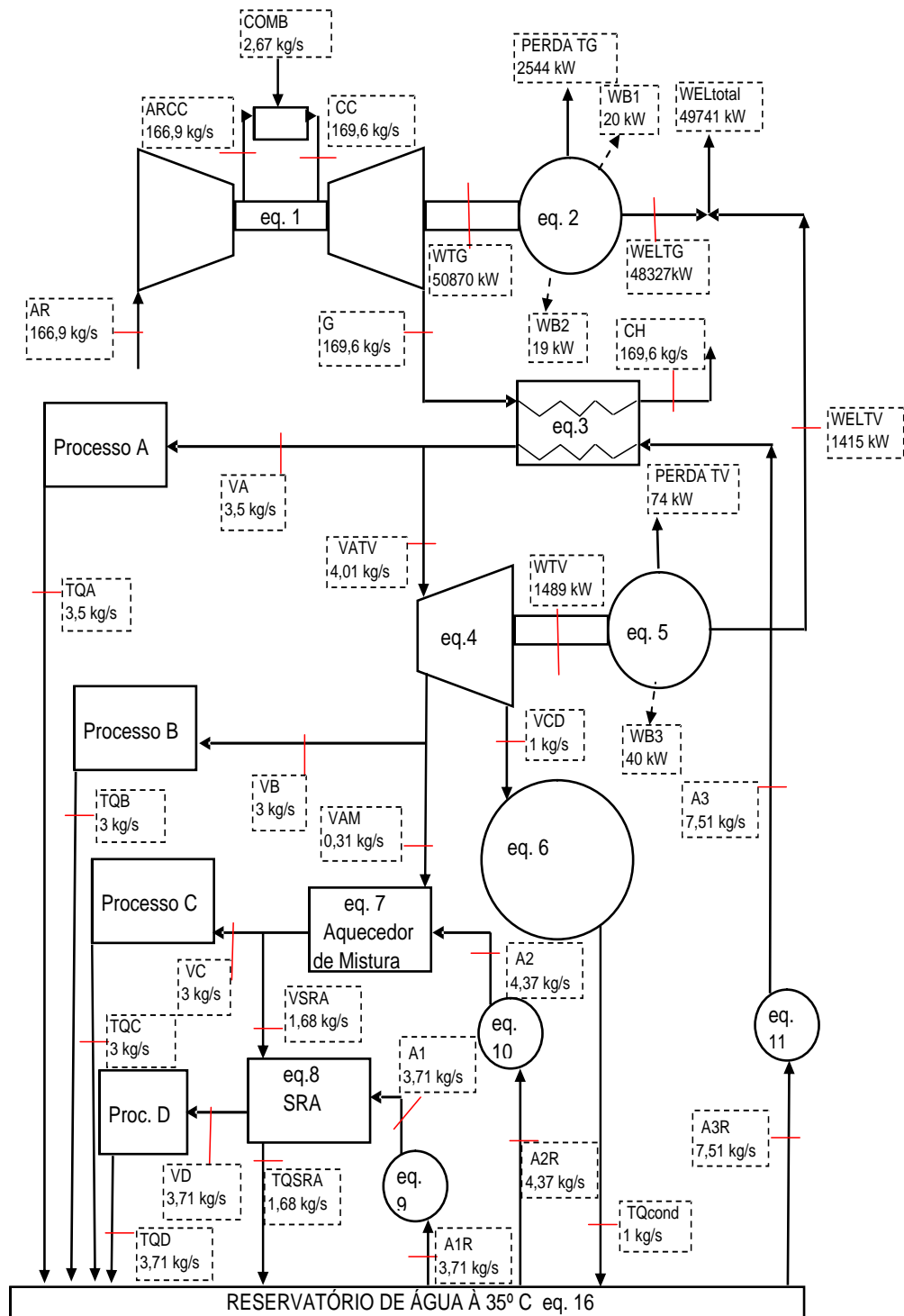


Figura 4.2 – Fluxograma da configuração adotada

#### 4.1 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

De posse dos valores das demandas de energia elétrica, vapor alta de alta pressão, vapor de baixa pressão, água quente e água gelada, pode-se primeiramente dimensionar o sistema de refrigeração por absorção que estaria gerando o último produto (água gelada), visto que, trata-se de uma configuração em cascata onde a turbina a gás transforma a energia do único combustível utilizado em toda a configuração (em energia elétrica e térmica) e os outros equipamentos se alimentam de fluxos subsequentes.

Para melhor visualização segue na figura 4.3 o diagrama de corpo livre do sistema de refrigeração por absorção.

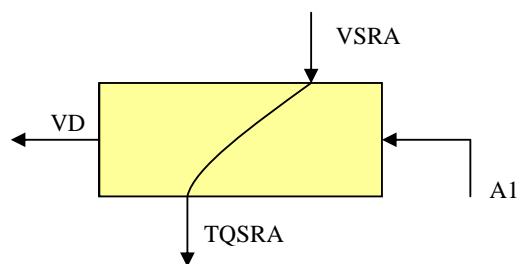


Figura 4.3 - Fluxos do sistema de SRA.

Para possibilitar a consulta ao catálogo do fabricante é necessário obter-se os dados da energia térmica de geração e coeficiente de eficácia do ciclo (COP) que são demonstrados através da equação 4.1.

$$\text{COP} = \frac{Q_{REF}}{Q_{GER}} \quad (4.1)$$

$$Q_{GER} = 316,54 \text{ kW}$$

Tem-se que obter mais alguns dados para a obtenção da vazão ideal de água quente, que será provida pelo aquecedor de mistura (Capítulo 4.2), que seria o insumo necessário para a geração da energia para se dar início a produção de água gelada como seguem na tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Dados referenciais do sistema de refrigeração por absorção.

Sistema	Brometo de Lítio	
SRA	Duplo estágio	
Entrada de água (Pto. VSRA)	80	°C
Entrada de água (Pto. VSRA)	-	MPa
Entrada de água (Pto.VSRA)	3,71	kg/s
Saída de água (Pto. VD)	5	°C
COP	1,1	-
$Q_{REF}$	348,2	kW
$Cp_{\text{água}80^{\circ}\text{C}}$	4,199	kJ/kg.K

Fonte: [www.climapress.com.br](http://www.climapress.com.br) modelo Aquasnap 30 RA.

De posse dos dados apresentados pela tabela 4.2 tem-se o valor da vazão de água quente necessária através da equação 4.2.

$$Q_{GER} = \dot{m}_{VSRA} \cdot cp \cdot (T_{VSRA} - T_{TQ_{SRA}}) \quad (4.2)$$

$$316,54 = \dot{m}_{VSRA} \cdot 4,199 \cdot (80 - 24,5)$$

$$\dot{m}_{VSRA} = 1,68 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

## 4.2 AQUECEDOR DE MISTURA

A vazão fornecida pela equação 4.2 faz parte de uma extração feita no aquecedor de mistura que recebe água do tanque principal e vapor provido de uma extração da turbina a vapor. Para melhor visualização segue na figura 4.4 o diagrama de corpo livre do aquecedor de mistura.

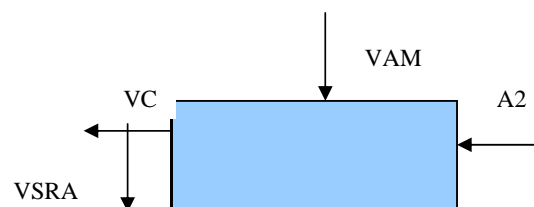


Figura 4.4 – Fluxos do sistema de aquecedor de mistura (AM)

Para possibilitar a consulta ao catálogo do fabricante é necessário obter-se o balanço de massa e o balanço de energia que são demonstrados através do

conjunto de equações formados por duas equações e duas incógnitas conforme demonstradas abaixo (4.3 e 4.4).

$$\begin{cases} \dot{m}_{VAM} + \dot{m}_{A2} = \dot{m}_{VC+VSRA} & (4.3) \\ \dot{m}_{VAM} \cdot h_{VAM} + \dot{m}_{A2} \cdot h_{A2} = \dot{m}_{VC+VSRA} \cdot h_{VC+VSRA} & (4.4) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \dot{m}_{VAM} + \dot{m}_{A2} = 4,68 \\ \dot{m}_{VAM} \cdot 2851 + \dot{m}_{A2} \cdot 152 = 4,68 \cdot 335 \end{cases}$$

Cuja solução resulta:

$$\dot{m}_{VAM} = 0,31 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{A2} = 4,37 \frac{kg}{s}$$

### 4.3 TURBINA A VAPOR

A vazão fornecida pela equação 4.4 faz parte de uma extração feita na turbina a vapor destinada ao aquecedor de mistura para a produção de água quente, outra extração é realizada para o processo B além da produção de energia elétrica. Para melhor visualização segue na figura 4.5 o diagrama de corpo livre da turbina a vapor.

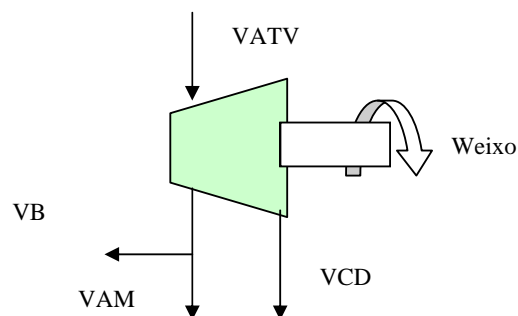


Figura 4.5 – Fluxos da turbina a vapor (TV)

Devido a se tratar de uma turbina a vapor de condensação e extração com válvula de controle de vazão, destina-se 17,5% do fluxo de entrada da turbina

para o condensador ( $\dot{m}_{VCD}$ ). Para tanto se faz necessário o dimensionamento primário da turbina a vapor obtendo o fluxo de massa fornecidos através das equações 4.5 e 4.6 bem como o balanço de energia fornecido pela equação 4.7.

$$\dot{m}_{VAM+VB} = \dot{m}_{VB} + \dot{m}_{VAM} \quad (4.5)$$

$$\dot{m}_{VAM+VB} = 3,31 \text{ (kg/s)}$$

$$\dot{m}_{VATV} = \dot{m}_{VAM+VB} + \dot{m}_{VCD} \quad (4.6)$$

$$\dot{m}_{VATV} = 4,01 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$W_{eixo} = \dot{m}_{VATV} \cdot h_{VATV} - \dot{m}_{VAM+VB} \cdot h_{VAM+VB} - \dot{m}_{VCD} \cdot h_{VCD} \quad (4.7)$$

$$W_{eixo} = 4,01 \cdot 3117 - 3,31 \cdot 2851 - 1 \cdot 2247$$

$$W_{eixo} = 1489 \text{ kW}$$

Para a produção de energia elétrica é necessário saber qual a eficiência de trabalho do gerador elétrico que deverá ser acoplado à turbina a vapor. Para o nível de potência de cerca de 1500 kW selecionou-se através de catálogo do fabricante o modelo GEEP-T-7 com eficiência de geração de energia elétrica em torno de 95 %. (catálogo disponível no site [www.ge.com](http://www.ge.com)). A equação 4.8 fornece a potência líquida fornecida pelo conjunto de turbina a vapor selecionado.

$$\eta_{GE} = \frac{WEL_{TV}}{W_{eixo}} \quad (4.8)$$

$$WEL_{TV} = 1415 \text{ kW}$$

#### 4.4 SELEÇÃO DA TURBINA A GÁS

Na tabela 4.3 são apresentados às temperaturas e vazões de gases de exaustão para a condição teórica de atendimento aos processos em paridade

térmica. Para a obtenção dos valores de massa dos gases de exaustão ( $\dot{m}_{\text{gases}}$ ) utiliza-se a equação 4.9:

$$\frac{\dot{m}_{\text{VATV+VA}} \cdot (h_{\text{VATV+VA}} - h_{\text{A3}})}{\dot{m}_{\text{gases}} \cdot c_{p_{\text{gases}}} \cdot (T_5 - T_{\text{CH}})} = 0,8 \quad (4.9)$$

$$\frac{7,51 \cdot (3117 - 152)}{\dot{m}_{\text{gases}} \cdot 1,15 \cdot (T_5 - 101)} = 0,8$$

Os valores de  $T_5$  descritos na tabela 4.3 foram inferidos para a obtenção da curva teórica ideal para a seleção da turbina a gás.

Tabela 4.3 Temperatura X Vazão de Gases

$T_5$ (°C)	Vazão de Gases (kg/s)
300	271,27
350	216,79
400	180,55
450	154,68
500	135,29
550	120,23
600	108,18
650	98,33
700	90,12



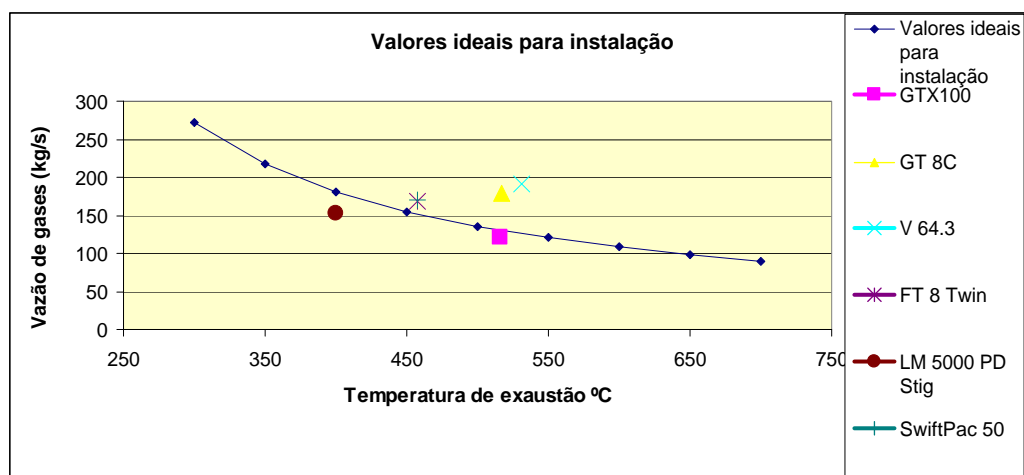


Figura 4.6 - Curva teórica para paridade térmica obtida através dos dados da tabela 4.2

Os dados da tabela 4.3 serviram de guia para que fosse possível fazer a seleção das turbinas que mais se aproximavam de seus valores ideais (figura 4.6). A curva teórica foi traçada através destes dados para possibilitar uma melhor visualização.

De posse dos valores ideais, foi possível fazer a seleção de 6 turbinas que são possíveis tecnologicamente para compor a configuração adotada como segue na tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Dados técnicos das turbinas selecionadas (sem queima suplementar)

Modelo	EPTg (kW)	Heat Rate (Btu/kWh)	Mg (kg/s)	Temp. Exaustão (°C)
GTX100	43000	9215	121,11	516
GT 8C	52600	9980	179,17	517
V64.3	62500	9665	191,87	531
FT 8 Twin	51500	8927	168,28	458
LM 5000 PD Stig	51100	7900	153,32	400
<b>SwiftPac 50</b>	<b>50870</b>	<b>9395</b>	<b>169,6</b>	<b>458</b>

Fonte: Gas Turbine World Handbook (1997)

Para a produção de energia elétrica é necessário saber qual a eficiência de trabalho do gerador elétrico que deverá ser acoplado à turbina a gás. Para o nível de potência de cerca de 52000 kW selecionou-se através de catálogo do fabricante o modelo GEEP-307-I com eficiência de geração de energia elétrica em torno de 95 %. (catálogo disponível no site [www.ge.com](http://www.ge.com)). A equação 4.10 fornece a potência líquida fornecida pelo conjunto de turbina a gás selecionado.

$$\eta_{GE} = \frac{W_{EL_{TG}}}{W_{eixo}} \quad (4.10)$$

$$W_{EL_{TG}} = 48327 \text{ (kW)}$$

Obtém-se também a vazão de combustível necessária para a geração de energia elétrica e térmica de toda a configuração pela equação 4.11. Para tanto se faz necessário obter os valores do PCI do gás natural que é de 55000 kJ/kg. (Dado fornecido pelo concessionário Comgás, disponível no endereço eletrônico [www.comgas.com.br](http://www.comgas.com.br)).

$$E_{Comb} = \dot{m}_{COMB} \cdot PCI \quad (4.11)$$

$$\dot{m}_{COMB} = 2,67 \text{ (kg/s)}$$

#### 4.5 CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO

O *Pinch Point* ou ponto de estrangulamento é a técnica utilizada em problemas de otimização de redes de trocadores de calor, que são definidos por uma série de fluxos de processo, quentes e frios. Com esta técnica é possível obter os pontos ótimos de trabalho de um trocador de calor e conseqüentemente garantir os melhores resultados com respeito aos custos operacionais (BALESTIERI, 2002).

Esta etapa do processo é importante para que seja corretamente definida a temperatura dos gases de exaustão na chaminé sem que se incorra em impropriedades termodinâmicas. Como a temperatura dos gases na saída da chaminé não pode ser previamente definida, impõe-se que a diferença de

temperatura no ponto de *pinch* ( $\Delta T_{pp}$ ) fique limitada ao intervalo entre 10 e 40°C. (BALESTIERI, 2002). Os cálculos para dimensionamento do conjunto de caldeira de recuperação são fornecidos através das equações 4.12, 4.13, 4.14 e 4.15.

$$Q_{gases} = \dot{m}_{gases} \cdot cp_{gases} (T_{Ex} - T_{Ch}) \quad (4.12)$$

$$Q_{gases} = 169,6.1,15.(458 - 101)$$

$$Q_{gases} = 23906,60 \text{ kW}$$

$$Q_{SatX=0} = \dot{m}_{vapor} \cdot (h_{vaporvivo} - h_{saturaçãoX=0}) \quad (4.13)$$

$$Q_{SatX=0} = 7,51.(3330 - 1807)$$

$$Q_{SatX=0} = 11437,7 \text{ kW}$$

$$Q_{SatX=0} = \dot{m}_{vapor} \cdot (h_{vaporvivo} - h_{saturaçãoX=1}) \quad (4.14)$$

$$Q_{SatX=0} = 7,51.(3330 - 2801)$$

$$Q_{SatX=0} = 3972,80 \text{ kW}$$

$$Q_{água} = \dot{m}_{vapor} \cdot (h_{vaporvivo} - h_{água}) \quad (4.15)$$

$$Q_{água} = 7,51.(3330 - 146,7)$$

$$Q_{água} = 23906,60 \text{ kW}$$

Com a obtenção dos dados das potências térmicas ( $Q_{SatX=0}$ ,  $Q_{SatX=0}$ ,  $Q_{água}$  e  $Q_{gases}$ ) pode-se traçar o diagrama de temperatura (T) X potência térmica (Q) como segue na figura 4.7:

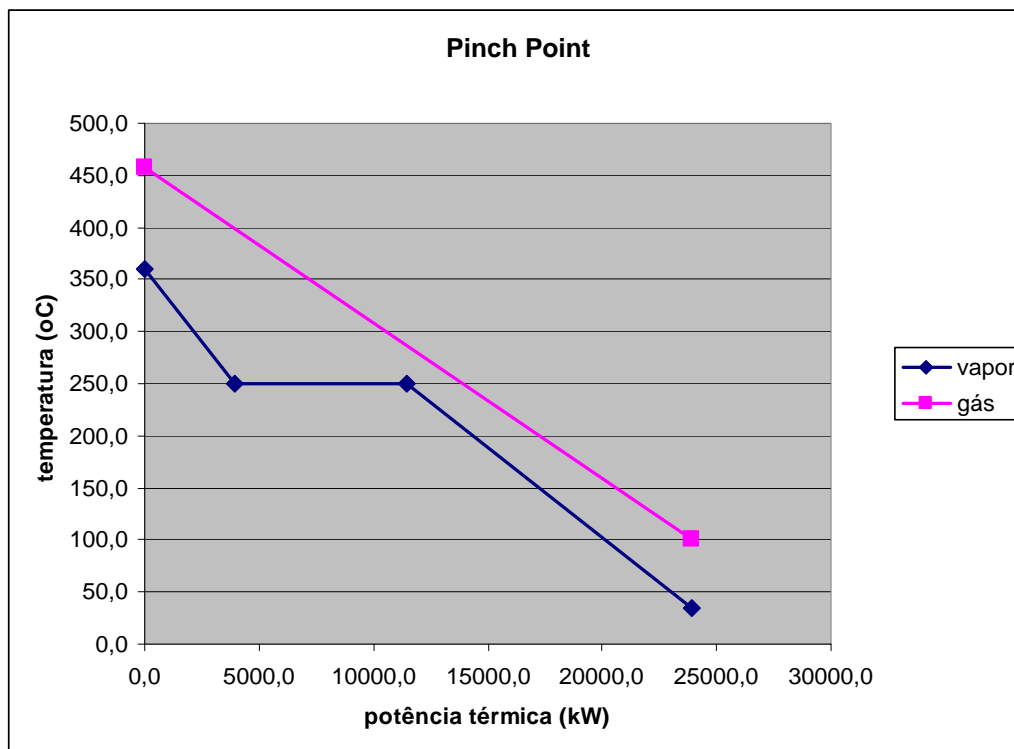


Figura 4.7 – Diagrama temperatura x potência

Avaliando a curva de gás, que se inicia em 458°C (temperatura de exaustão da turbina a gás) e seu valor final em 101°C que é exatamente a temperatura dos gases na chaminé e também é a temperatura mínima adotada para ciclos que utilizam gás natural como combustível. Com a obtenção destes dados pode-se observar uma distância entre a curva de vapor e a dos gases de exaustão, esta distância representa a diferença de temperatura de 36,7°C, estando assim coerente ao se considerar os limites especificados que são entre 10 e 40°C.

#### 4.6 BOMBAS DE RECALQUE

Existem na configuração três bombas que são responsáveis pelo recalque de água para a caldeira de recuperação (B3), para o aquecedor de mistura (B2) e para o sistema de refrigeração por absorção (B1), portanto tem-se descrito nas equações 4.16, 4.17 e 4.18 suas respectivas potências de consumo.

$$W_{B1} = \dot{m}_{A1} \cdot (h_{AIR} - h_{A1}) \quad (4.16)$$

$$W_{B1} = 3,1 \cdot (146,7 - 152)$$

$$W_{B1} = -20 \text{ (kW)}$$

$$W_{B2} = \dot{m}_{A2} \cdot (h_{A2R} - h_{A2}) \quad (4.17)$$

$$W_{B2} = 4,37 \cdot (146,7 - 152)$$

$$W_{B2} = -19 \text{ (kW)}$$

$$W_{B3} = \dot{m}_{A3} \cdot (h_{A3R} - h_{A3}) \quad (4.18)$$

$$W_{B3} = 7,51 \cdot (146,7 - 152)$$

$$W_{B3} = -40 \text{ (kW)}$$

#### 4.7 CÁLCULOS DE VIABILIDADE INSTITUCIONAL

Como último crivo para a seleção da turbina a gás, tem-se que seguir algumas regras impostas pela Agência Nacional de Energia Elétrica (ANELL), através da Resolução nº 235, de 14 de novembro de 2006.

A Resolução nº 235 considera a necessidade de implementar políticas de incentivo ao uso racional dos recursos energéticos do país, uma vez que a atividade de cogeração de energia elétrica contribui com a racionalidade energética possibilitando um melhor aproveitamento dos combustíveis, apresentando menor consumo total, quando comparada à geração individual de calor e energia elétrica e gerando conseqüentes benefícios para sociedade.

Para tanto, tem-se que atender os requisitos mínimos de racionalidade energética, mediante o cumprimento das inequações 4.19 e 4.20.

$$\frac{E_t}{E_f} \geq 15\% \quad \text{ou} \quad E_t \geq 0,15 E_f \quad (4.19)$$

$$\left( \frac{E_t}{E_f} \right) / X + \frac{E_e}{E_f} \geq Fc\% \quad (4.20)$$

sendo:

$E_f$ - Energia disponibilizada pelo combustível ou combustíveis nos últimos doze meses, calculada em MWh, com base no poder calorífico inferior dos combustíveis utilizados;

$E_e$ - Energia eletromecânica, resultante do somatório de trabalho e energia elétrica gerados nos últimos doze meses, em MWh;

$E_t$ - Energia térmica utilizada, proveniente da central de cogeração, resultante do somatório do calor efetivamente consumido nos últimos doze meses, em MWh;

Fc- Fator de cogeração;

X- Fator de ponderação;

Os valores de X e Fc referidos na fórmula serão aplicados em função da potência elétrica instalada na central de cogeração e do combustível principal, conforme tabela 4.5, enquadrando-se no caso de queima de gás natural com potência elétrica instalada superior a 20 MW.

Tabela 4.5 – Fatores de cogeração e ponderação

Fonte/potência elétrica instalada	X	Fc%
<b>Derivados de Petróleo, Gás Natural e Carvão:</b>		
Até 5 MW	2,14	41
Acima de 5 MW e até 20 MW	2,13	44
Acima de 20 MW	2,00	50
<b>Demais combustíveis:</b>		
Até 5 MW	2,50	32
Acima de 5 MW e até 20 MW	2,14	37
Acima de 20 MW	1,88	42
<b>Calor recuperado de processo:</b>		
Até 5 MW	2,60	25
Acima de 5 MW e até 20 MW	2,17	30
Acima de 20 MW	1,86	35

Para a obtenção dos dados de  $E_f$ ,  $E_e$  e  $E_t$  faz-se necessário estabelecer os valores dos rendimentos térmicos das turbinas selecionadas, a energia cedida pelo combustível, o valor da energia eletromecânica consumida e a energia térmica consumida pela configuração.

Através da equação 4.21, pode-se obter os valores referentes ao rendimento das turbinas a gás, selecionadas na tabela 4.4.

$$\eta_T = \frac{3413}{\text{HR} \left( \frac{\text{Btu}}{\text{kW.h}} \right)} \quad (4.21)$$

A obtenção dos valores da energia cedida pela queima do combustível durante o ano se dá através da equação 4.22.

$$\eta_T = \frac{\eta_{GE} \cdot W_{ELtg}}{E_{comb}} \quad (4.22)$$

A energia eletromecânica consumida durante o ano, é calculada através da equação 4.23, levando em consideração 7800 horas de trabalho por ano.

$$E_e = W_{EL-TG} \cdot 7800 \quad (4.23)$$

Para estabelecer a energia térmica consumida pelos processos SLA, SLB, SLC e SLD se fazem necessárias à utilização dos dados fornecidos pela tabela 4.1 de vazão e entalpias específicas dos pontos em questão como segue nas equações 4.24, 4.25, 4.26 e 4.27.

$$SLA = \dot{m}_{VA} \cdot (h_{VA} - h_{TQA}) \cdot 7800 \quad (4.24)$$

$$SLA = 3,5 \cdot (3117 - 103) \cdot 7800$$

$$SLA = 82.282.200 \text{ (kWh/ano)}$$

$$SLB = \dot{m}_{VB} \cdot (h_{VB} - h_{TQB}) \cdot 7.800 \quad (4.25)$$

$$SLB = 3 \cdot (2851 - 103) \cdot 7.800$$

$$SLB = 64.303.200 \text{ (kWh/ano)}$$

$$SLC = \dot{m}_{VC} \cdot (h_{VC} - h_{TQC}) \cdot 7800 \quad (4.26)$$

$$SLC = 3 \cdot (335 - 103) \cdot 7800$$

$$SLC = 5.428.800 \text{ (kWh/ano)}$$

$$SLD = \dot{m}_{VD} \cdot (h_{VD} - h_{TQD}) \cdot 7800 \quad (4.27)$$

$$SLD = 3,71 \cdot (20,98 - 103) \cdot 7800$$

$$SLD = 2.373.494 \text{ (kWh/ano)}$$

A tabela 4.6 demonstra todos os dados necessários que possibilitam visualizar quais as turbinas que estão aptas a compor a configuração adotada.

Tabela 4.6 – Resultado da avaliação legal para seleção da turbina a gás

	$\eta_T$	$E_c$ (MWh)	$E_e$ (MWh)	$E_t$ (MWh)	$0,15 E_c$	X	$F_c$	$\left(\frac{E_t}{E_f}\right)^X + \frac{E_e}{E_f}$
GTX 100	0,37	860291,7	335400	145860	129043,7	2	0,50	0,47
GT 8C	0,34	1139720,0	410280	145860	170958,0	2	0,50	0,42
V64.3	0,35	1311486,0	487500	145860	196723,0	2	0,50	0,43
FT 8 Twin	0,38	998147,4	401700	145860	149722,1	2	0,50	0,48
LM 5000 PD Stig	0,43	876455,6	398580	145860	131468,3	2	0,50	0,54
<b>SwiftPac 50</b>	0,36	845104,1	374400	<b>162630</b>	126765,6	2	0,50	<b>0,54</b>

Pode-se observar que apenas 2 turbinas, das 6 selecionadas, atendem às exigências determinadas pela ANEEL. A turbina selecionada para compor a configuração foi a SwiftPac 50, cujos dados técnicos estão dispostos na tabela 4.3. Esta opção se deu devido a falta de dados da turbina LM 5000 PD Stig que teve a sua produção descontinuada a dois anos atrás pelo fabricante.

#### 4.8 BALANÇO EXERGÉTICO NA TURBINA A GÁS

Não basta somente fazer a seleção do conjunto de turbina a gás com base nos dados fornecidos no catálogo do fabricante, ou seja, temos que desenvolver cálculos referentes a cada fluxo presente neste tipo de conjunto que é composto basicamente pelo compressor, pela câmara de combustão e a turbina em si como segue na figura 4.8.

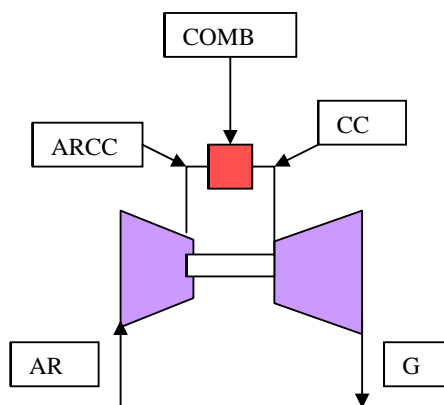


Figura 4.8 – Conjunto de turbina a gás



O conjunto de turbina a gás tem que ser desmembrada e seus equipamentos e fluxos devidamente dimensionados termodinamicamente, através da Segunda Lei da Termodinâmica, para que não se tenha inconsistência nos cálculos posteriores.

Para tanto, faz-se necessária à análise físico-química dos valores exergéticos que compõem os fluxos internos entre os equipamentos do conjunto de turbina a gás.

Não é comum a demonstração destes valores pelos fabricantes de turbina a gás portanto há uma dificuldade muito grande para se ter acesso à consulta e a obtenção de valores essenciais para o dimensionamento.

Adota-se para o dimensionamento do conjunto de turbina a gás selecionado (*Pratt-Whitney Swiftpac 50*) os valores da saída da câmara de combustão a 1103 °C e a taxa de compressão do ar de 19:1 (dados obtidos no Institute of Gas Technology, Chicago, USA, 1990).

Todos os valores obtidos no Capítulo 4 poderão ser vistos na tabela 4.6, que contém basicamente todos os dados termodinâmicos calculados de todos os fluxos que compõem a configuração e que servirá de base de dados para os cálculos dos custos exergéticos e exergoeconômicos presentes no capítulo 5.

Calcula-se a energia do combustível, através da equação 4.28, que leva em consideração a vazão do combustível e seu PCI, para obter os demais fluxos da configuração utiliza-se a equação 4.29.

$$\dot{E}_{\text{Comb}} = \dot{m} \cdot \text{PCI} \text{ (kW)} \quad (4.28)$$

$$\dot{E}_{\text{Comb}} = \frac{\dot{W}_{\text{liq}} \cdot \text{HR}}{3600} = \frac{51235.9395}{3600} = \mathbf{133.709 \text{ (kW)}}$$

Pode-se, portanto, obter os valores referentes à Energia (E), disposta na tabela 4.6 através a equação 4.29, como segue:

$$\dot{E} = \dot{m}(h - h_0) \text{ (kW)} \quad (4.29)$$

Há a necessidade da definição dos valores da exergia do combustível e dos gases de exaustão; neste caso, os valores finais da exergia se originam através de

duas parcelas, sendo uma física e uma química. Para o cálculo da exergia do combustível utilizou-se um coeficiente que representa a parcela química do combustível<sup>e</sup>; já a parcela física é representada pela vazão do combustível e seu PCI, como segue na equação 4.30.

$$\dot{B}_{\text{Comb}} = \dot{E}_{\text{Comb}} \cdot 1,04 \quad (\text{kW}) \quad (4.30)$$

Os gases provenientes da queima do combustível são calculados através da equação 4.31 e 4.32, a primeira que considera a parcela física dos gases e a segunda que considera a parcela química dos gases.

$$\dot{E}_g = \dot{m}_g \cdot c_{p_g} \cdot (T - T_0) \quad (\text{kW}) \quad (4.31)$$

$$\dot{B}_g = \dot{m}_g \cdot \left( c_{p_g} \cdot \ln \frac{T_g}{T_0} - R \cdot \ln \frac{P_a}{P_b} \right) \quad (\text{kW}) \quad (4.32)$$

$$\dot{B}_g = 169,6 \cdot \left( 1,15 \cdot (731 - 298) - 298 \left( 1,15 \cdot \ln \frac{731}{298} - 0,287 \cdot \ln 1 \right) \right) = \mathbf{32298 \text{ (kW)}}$$

Os gases provenientes da compressão são calculados através da equação 4.33.

$$\dot{B}_{\text{ARCC}} = \dot{m}_{\text{AR}} \cdot \left( c_{p_{\text{AR}}} \cdot (T_{\text{ARCC}} - T_0) - T_0 \cdot \left( c_{p_{\text{AR}}} \cdot \ln \frac{T_{\text{ARCC}}}{T_0} - R \cdot \ln \frac{P_{\text{ARCC}}}{P_0} \right) \right) \quad (4.33)$$

$$\dot{B}_{\text{ARCC}} = 169,6 - 2,67 \cdot \left( 1,005 \cdot (731 - 298) - 298 \left( 1,005 \cdot \ln \frac{731}{298} - 0,287 \cdot \ln 19,5 \right) \right) = \mathbf{71216 \text{ (kW)}}$$

Os gases provenientes da queima da mistura ar-combustível no combustor são calculados através da equação 4.34.

$$\dot{B}_{\text{CC}} = \dot{m}_{\text{CC}} \cdot \left( c_{p_G} \cdot (T_{\text{CC}} - T_0) - T_0 \cdot \left( c_{p_G} \cdot \ln \frac{T_{\text{CC}}}{T_0} - R \cdot \ln \frac{P_{\text{CC}}}{P_0} \right) \right) \quad (4.34)$$

$$\dot{B}_{\text{CC}} = 169,6 \cdot \left( 1,15 \cdot (1376 - 298) - 298 \left( 1,15 \cdot \ln \frac{1376}{298} - 0,287 \cdot \ln 19,5 \right) \right) = \mathbf{163659 \text{ (kW)}}$$

Para o cálculo da Exergia (B) dos demais fluxos presentes na configuração, utiliza-se a equação 4.35, como segue:

<sup>e</sup> Coeficiente de 1,04 referente a parcela química dos cálculos de obtenção da exergia do combustível (gás natural), retirado de Kotas, 1985, p. 269.

$$\dot{B} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \text{ (kW)} \quad (4.35)$$

A Fig. 4.2 ilustra o diagrama de fluxos e potências calculados para a configuração proposta na condição base do projeto que são apresentados na Tabela 4.6.

Outros pontos a serem definidos estão relacionados ao dimensionamento termodinâmico do compressor da turbina a gás. Para um conjunto a gás real, obtêm-se as equações para o modelo físico real do conjunto demonstrado na figura 4.2:

$$\text{- compressor de ar:} \quad T_{ARCC} = T_{AR} \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{cp}} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \right\} \quad (4.36)$$

$$T_{ARCC} = \left\{ 1 + \frac{1}{0,90} \left[ 19,5^{\frac{0,4}{1,3}} - 1 \right] \right\} = 458 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{- câmara de combustão:} \quad P_{CC} = P_{ARCC} (1 - \Delta P_{cc}), \quad \Delta P_{cc} \cong 0,05 \quad (4.37)$$

$$\text{- turbina a gás:} \quad T_{CC} = T_{CC} \left\{ 1 - \eta_{ig} \left[ 1 - \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \right\} \quad (4.38)$$

$$T_{CC} = \left\{ 1 - 0,91 \left[ 1 - \left( \frac{1}{18,5} \right)^{\frac{0,33}{1,33}} \right] \right\} = 1103 \text{ } (^\circ\text{C})$$

A potência de acionamento do compressor é dada pela equação 4.39.

$$\dot{W}_{CP} = \dot{m}_{AR} \cdot c_{pAR} \cdot (T_{CC} - T_0) \quad (4.39)$$

$$\dot{W}_{CP} = 169,6 - 2,67 \cdot 1,005 \cdot (731 - 298) = 57954 \text{ (kW)}$$

## 5 ANÁLISES DOS CUSTOS EXERGÉTICOS

Como segundo crivo, para que haja um aprofundamento que é normalmente adotado para um projeto deste tipo, tem-se a análise de viabilidade econômica.

A análise dos custos exergéticos, objeto maior deste estudo, é de extrema importância para um projeto desta magnitude, portanto o assunto tratado nos capítulos 5.1, 5.2, 5.3 e 5.4 são referentes ao comparativo dos custos exergéticos calculados de três formas distintas, através de metodologias já existentes e disponíveis.

### 5.1 MÉTODO DA IGUALDADE E EXTRAÇÃO

A primeira etapa necessária que se dá neste primeiro método é demonstrada no capítulo 5.1.1 é a obtenção dos valores do fator de anuidade que computa os valores do valor presente uniforme (P/A) que levam em consideração a taxa de juros anual e o número de anos necessário para amortização dos custos iniciais do projeto.

#### 5.1.1 FATOR DE ANUIDADE

$$\frac{P}{A} = \frac{(1+i)^n - 1}{(1+i)^n \cdot i} \quad (5.1)$$

$$\frac{P}{A} = 5,5364$$

Sendo:

$i = 12,5\%$  (taxa de juros anual)

$n = 10$  anos (vida útil para depreciação)

$P/A =$  Valor presente uniforme

### 5.1.2 CUSTO DE INVESTIMENTO DOS EQUIPAMENTOS

A segunda etapa necessária é determinar o custo de investimento ( $Z$ ) através das inequações compreendidas entre 5.2 a 5.12 que levam em consideração o custo de investimento inicial com a compra dos equipamentos que compõem a configuração determinada no capítulo 4 bem como o valor presente uniforme ( $P/A$ ) multiplicada pelo número de horas trabalhadas ao longo do ano.

$$Z_{TG} = \text{Investimen to} \cdot \frac{1}{\frac{P}{A}} \cdot \frac{1}{\text{horas trabalhadas por ano}} \cdot \frac{US\$}{h}$$

$$Z_{TG} = 13900000 \cdot \frac{1}{5,5364} \cdot \frac{1}{7800} \quad (5.2)$$

$$Z_{TG} = 321,88 \text{ (US\$/h)}$$

$$Z_{GEtg} = 4434782 \cdot \frac{1}{5,5364} \cdot \frac{1}{7800} \quad (5.3)$$

$$Z_{GEtg} = 102,69 \text{ (US\$/h)}$$

$$Z_{CR} = 8145900 \cdot \frac{1}{5,5364} \cdot \frac{1}{7800} \quad (5.4)$$

$$Z_{CR} = 188,64 \text{ (US\$/h)}$$

$$Z_{TV} = 1736000 \cdot \frac{1}{5,5364} \cdot \frac{1}{7800} \quad (5.5)$$

$$Z_{TV} = 40,20 \text{ (US\$/h)}$$

$$Z_{GEtv} = 153250 \cdot \frac{1}{5,5364} \cdot \frac{1}{7800} \quad (5.6)$$

$$Z_{GEtv} = 3,55 \text{ (US\$/h)}$$

$$Z_{COND} = 120000 \cdot \frac{1}{5,5364} \cdot \frac{1}{7800} \quad (5.7)$$

$$Z_{COND} = 2,77 \text{ (US\$/h)}$$

$$Z_{AM} = 100000 \cdot \frac{1}{5,5364} \cdot \frac{1}{7800} \quad (5.8)$$

$$Z_{AM} = 2,32 \text{ (US\$/h)}$$

$$Z_{SRA} = 120000 \cdot \frac{1}{5,5364} \cdot \frac{1}{7800} \quad (5.9)$$

$$Z_{SRA} = 2,77 \text{ (US\$/h)}$$

$$Z_{B1} = 20000 \cdot \frac{1}{5,5364} \cdot \frac{1}{7800} \quad (5.10)$$

$$Z_{B1} = 0,47 \text{ (US\$/h)}$$

$$Z_{B2} = 20000 \cdot \frac{1}{5,5364} \cdot \frac{1}{7800} \quad (5.11)$$

$$Z_{B2} = 0,47 \text{ (US\$/h)}$$

$$Z_{B3} = 20000 \cdot \frac{1}{5,5364} \cdot \frac{1}{7800} \quad (5.12)$$

$$Z_{B3} = 0,47 \text{ (US\$/h)}$$

### 5.1.3 OBTENÇÃO DOS CUSTOS DOS PRODUTOS

De posse dos valores dos custos dos investimentos citados no capítulo 5.1.2, pode-se obter um conjunto de equações a fim de se obter o custo dos produtos gerados pela central de tetrageração.

A equação 5.13 refere-se aos fluxos envolvidos na turbina a gás selecionada.

$$C_G \cdot B_G + C_{WTG} \cdot W_{tg} = C_{COMB} \cdot B_{COMB} + Z_{tg} \quad (5.13)$$

sendo:

$C_G$	- Custo dos gases de exaustão	(US\$/kWh)
$B_g$	- Exergia dos gases de exaustão	(kW)
$C_{WTG}$	- Custo da energia elétrica gerada pela turbina a gás	(US\$/kWh)
$W_{tg}$	- Potência gerada pela turbina a gás	(kW)
$C_{COMB}$	- Custo do combustível	(US\$/kWh)
$B_{COMB}$	- Exergia do combustível	(kW)
$Z_{tg}$	- Custo de investimento da turbina a gás	(US\$/h)

Substituindo os valores que são fornecidos pela tabela 4.1, na equação 5.13, tem-se:

$$C_G \cdot 32298 + C_{W_{tg}} \cdot 50870 = 0,00208 \cdot 133709 + 321,88$$

A equação 5.14 refere-se aos fluxos envolvidos na caldeira de recuperação.

$$C_{CH} \cdot B_{CH} + C_{VA} \cdot B_{VA} + C_{VATV} \cdot B_{VATV} = C_G \cdot B_G + C_{A3} \cdot B_{A3} + Z_{CR} \quad (5.14)$$

sendo:

$C_{CH}$	- Custo dos gases da chaminé da C.R.	(US\$/kWh)
$B_{CH}$	- Exergia dos gases da chaminé da caldeira	(kW)
$C_{VA}$	- Custo do vapor no processo A	(US\$/kWh)
$B_{VA}$	- Exergia do vapor no processo A	(kW)
$C_{VATV}$	- Custo do vapor de entrada na turbina a vapor	(US\$/kWh)
$B_{VATV}$	- Exergia do vapor de entrada da turbina a vapor	(kW)
$C_{A3}$	- Custo da água de entrada da C.R.	(US\$/kWh)
$B_{A3}$	- Exergia da água de entrada da turbina a vapor	(kW)
$Z_{CR}$	- Custo de investimento da C.R.	(US\$/h)

Substituindo os valores que são fornecidos pela tabela 4.1, na equação 5.14, tem-se:

$$0 \cdot 1622 + C_{VA} \cdot 4021 + C_{VATV} \cdot 4607 = C_G \cdot 32298 + C_{A3} \cdot 52 + 188,64$$

A equação 5.15 refere-se aos fluxos envolvidos na turbina a vapor selecionada.

$$C_{VB} \cdot B_{VB} + C_{VAM} \cdot B_{VAM} + C_{VCD} \cdot B_{VCD} + C_{WTV} \cdot B_{WTV} = C_{VATV} \cdot B_{VATV} + Z_{TV} \quad (5.15)$$

sendo:

$C_{VB}$	- Custo do vapor do processo B	(US\$/kWh)
$B_{VB}$	- Exergia do vapor do processo B	(kW)
$C_{VAM}$	- Custo do vapor de entrada do A.M.	(US\$/kWh)
$B_{VAM}$	- Exergia do vapor de entrada do A.M.	(kW)
$C_{VCD}$	- Custo do vapor de entrada do condensador	(US\$/kWh)
$B_{VCD}$	- Exergia do vapor de entrada do condensador	(kW)
$C_{WTV}$	-Custo da energia elétrica gerada pela T.V.	(US\$/kWh)
$B_{WTV}$	- Exergia da potência gerada pela turbina a vapor	(kW)
$C_{VATV}$	- Custo do vapor de entrada da turbina a vapor	(US\$/kWh)
$B_{VATV}$	- Exergia do vapor de entrada da turbina a vapor	(kW)
$Z_{TV}$	- Custo de investimento da turbina a vapor	(US\$/h)

Substituindo os valores que são fornecidos pela tabela 4.1, na equação 5.15, tem-se:

$$C_{VB} \cdot 2453 + C_{VAM} \cdot 253 + C_{VCD} \cdot 40 + C_{WTV} \cdot 1489 = C_{VATV} \cdot 4607 + 40,20$$

A equação 5.16 refere-se aos fluxos envolvidos no aquecedor de mistura.

$$C_{VC} \cdot B_{VC} + C_{VSRA} \cdot B_{VSRA} = C_{VAM} \cdot B_{VAM} + C_{A2} \cdot B_{A2} + Z_{AM} \quad (5.16)$$

sendo:

$C_{VC}$	- Custo do vapor do processo C	(US\$/kWh)
$B_{VC}$	- Exergia do vapor do processo C	(kW)
$C_{VSRA}$	- Custo do vapor de entrada no S.R.A.	(US\$/kWh)
$B_{VSRA}$	- Exergia do vapor de entrada no S.R.A.	(kW)



$C_{VAM}$	- Custo do vapor de entrada do A.M.	(US\$/kWh)
$B_{VAM}$	- Exergia do vapor de entrada do A.M.	(kW)
$C_{A2}$	- Custo da água de entrada no A.M.	(US\$/kWh)
$B_{A2}$	- Exergia da água de entrada no A.M.	(kW)
$Z_{AM}$	- Custo de investimento do A.M.	(US\$/h)

Substituindo os valores que são fornecidos pela tabela 4.1, na equação 5,16, tem-se:

$$C_{VC} \cdot 59 + C_{VSRA} \cdot 33 = C_{VAM} \cdot 253 + C_{A2} \cdot 30 + 2,32$$

A equação 5.17 refere-se aos fluxos envolvidos no sistema de refrigeração por absorção.

$$C_{VD} \cdot B_{VD} = C_{VSRA} \cdot B_{VSRA} + C_{A1} \cdot B_{A1} + Z_{SRA} \quad (5.17)$$

sendo:

$C_{VD}$	- Custo do vapor do processo D	(US\$/kWh)
$B_{VD}$	- Exergia do vapor do processo D	(kW)
$C_{VSRA}$	- Custo do vapor de entrada do S.R.A.	(US\$/kWh)
$B_{VSRA}$	- Exergia do vapor de entrada do S.R.A.	(kW)
$C_{A1}$	- Custo da água de entrada no S.R.A.	(US\$/kWh)
$B_{A1}$	- Exergia da água de entrada no S.R.A.	(kW)
$Z_{SRA}$	- Custo de investimento do S.R.A.	(US\$/h)

Substituindo os valores que são fornecidos pela tabela 4.1, na equação 5.17, tem-se:

$$C_{VD} \cdot 26 = C_{VSRA} \cdot 33 + C_{A1} \cdot 26 + 2,77$$

A equação 5.18 refere-se aos fluxos envolvidos na bomba 1.

$$C_{A1} \cdot B_{A1} = C_{A1R} \cdot B_{A1R} + C_{EL1} \cdot B_{EL1} + Z_{B1} \quad (5.18)$$

sendo:

$C_{A1}$	- Custo da água de entrada do S.R.A.	(US\$/kWh)
$B_{A1}$	- Exergia da água de entrada do S.R.A.	(kW)
$C_{A1R}$	- Custo da água de recalque da bomba 1	(US\$/kWh)
$B_{A1R}$	- Exergia da água de recalque da bomba 1	(kW)
$C_{EL1}$	- Custo da energia elétrica consumida pela B1	(US\$/kWh)
$B_{EL1}$	- Exergia da energia elétrica consumida pela B1	(kW)
$Z_{B1}$	- Custo de investimento da bomba 1	(US\$/h)

Substituindo os valores que são fornecidos pela tabela 4.1, na equação 5.18, tem-se:

$$C_{A1} \cdot 26 = C_{A1R} \cdot 5 + 0,085 \cdot (-20) + 0,47$$

A equação 5.19 refere-se aos fluxos envolvidos na bomba 2.

$$C_{A2} \cdot B_{A2} = C_{A2R} \cdot B_{A2R} + C_{EL2} \cdot B_{EL2} + Z_{B2} \quad (5.19)$$

sendo:

$C_{A2}$	- Custo da água de entrada no A.M.	(US\$/kWh)
$B_{A2}$	- Exergia da água de entrada no A.M.	(kW)
$C_{A2R}$	- Custo da água de recalque da bomba 2	(US\$/kWh)
$B_{A2R}$	- Exergia da água de recalque da bomba 2	(kW)
$C_{EL2}$	- Custo da energia elétrica consumida pela B2	(US\$/kWh)
$B_{EL2}$	- Exergia da energia elétrica consumida pela B2	(kW)
$Z_{B2}$	- Custo de investimento da bomba 2	(US\$/h)

Substituindo os valores que são fornecidos pela tabela 4.1, na equação 5.19, tem-se:

$$C_{A2} \cdot 30 = C_{A2R} \cdot 6 + 0,085 \cdot (-19) + 0,47$$

A equação 5.20 refere-se aos fluxos envolvidos na bomba 3.

$$C_{A3} \cdot B_{A3} = C_{A3R} \cdot B_{A3R} + C_{EL3} \cdot B_{EL3} + Z_{B3} \quad (5.20)$$

sendo:

$C_{A3}$	- Custo da água de entrada da C.R.	(US\$/kWh)
$B_{A3}$	- Exergia da água de entrada da C.R.	(kW)
$C_{A3R}$	- Custo da água de recalque da bomba 3	(US\$/kWh)
$B_{A3R}$	- Exergia da água de recalque da bomba 3	(kW)
$C_{EL3}$	- Custo da energia elétrica consumida pela B3	(US\$/kWh)
$B_{EL3}$	- Exergia da energia elétrica consumida pela B3	(kW)
$Z_{B3}$	- Custo de investimento da bomba 3	(US\$/h)

Substituindo os valores que são fornecidos pela tabela 4.6, na equação 5.20, tem-se:

$$C_{A3} \cdot 52 = C_{A3R} \cdot 9 + 0,085 \cdot (-40) + 0,47$$

Tem-se 8 equações e 17 incógnitas, portanto, para obter a solução deste conjunto de equações precisa-se de 9 equações como seguem a seguir:

As equações 5.21, 5.22 e 5.23 referem-se ao fluxo de massa nos nós da configuração adotada.

$$C_{VATV} = C_{VA} \quad (\text{US\$/kWh}) \quad (5.21)$$

$$C_{VB} = C_{VAM} \quad (\text{US\$/kWh}) \quad (5.22)$$

$$C_{VC} = C_{VSRA} \quad (\text{US\$/kWh}) \quad (5.23)$$

As igualdades demonstradas nas equações 5.24, 5.25 e 5.26 são referentes ao custo da água que é recalçada pelas bombas 1, 2 e 3, levando em consideração a potência de cada bomba e o fluxo de massa a ser processada por estes equipamentos. A tarifa da água no estado de São Paulo para uma indústria de cogeração de energia é de 3,2 US\$/ m<sup>3</sup> (Fonte: [www.Sabesp.com.br](http://www.Sabesp.com.br)).

$$C_{A1R} = 2,14 \quad (\text{US\$/kWh}) \quad (5.24)$$

$$C_{A2R} = 2,52 \quad (\text{US\$/kWh}) \quad (5.25)$$

$$C_{A3R} = 2,17 \quad (\text{US\$/kWh}) \quad (5.26)$$

As igualdades demonstradas nas equações 5.27, 5.28, 5.29 e 5.30 são referentes ao método da igualdade ao qual relaciona o custo exergético unitário da parcela eletromecânica sendo equivalente ao da parcela de calor que dela se extrai.

$$C_g = C_{WTG} \quad (\text{US\$/kWh}) \quad (5.27)$$

$$C_{WTV} = C_{VB} \quad (\text{US\$/kWh}) \quad (5.28)$$

$$C_{WTV} = C_{VAM} \quad (\text{US\$/kWh}) \quad (5.29)$$

$$C_{WTV} = C_{VCD} \quad (\text{US\$/kWh}) \quad (5.30)$$

As igualdades demonstradas nas equações 5.31, 5.32, 5.33 e 5.34 são referentes ao método da extração ao qual relaciona que toda a exergia cedida pelo vapor que entra na turbina deve ser atribuída integralmente à parcela de calor que dela se extrai.

$$C_{VATV} = C_{VB} \quad (\text{US\$/kWh}) \quad (5.31)$$

$$C_{VATV} = C_{VAM} \quad (\text{US\$/kWh}) \quad (5.32)$$

$$C_{VATV} = C_{VCD} \quad (\text{US\$/kWh}) \quad (5.33)$$

$$C_{GN} = 0,0021 \quad (\text{US\$/kWh}) \quad (5.34)$$

#### 5.1.4 RESULTADOS OBTIDOS PELOS MÉTODOS DE IGUALDADE E EXTRAÇÃO

Para a compilação dos dados e obtenção dos resultados finais, utilizou-se o software LINGO 9.0, onde foram lançadas todas as equações e igualdades apresentadas no capítulo 5.1.3.

##### Método da Extração:

$$C_{WTG} = 0,0104 \frac{\text{US\$}}{\text{kW.h}}$$

$$C_{VA} = 0,032 \frac{\text{US\$}}{\text{kW.h}}$$

$$C_{WTV} = 0,067 \frac{\text{US\$}}{\text{kW.h}}$$

$$C_{VB} = 0,032 \frac{US\$}{kW.h}$$

$$C_{VC} = 0,264 \frac{US\$}{kW.h}$$

$$C_{VD} = 0,81 \frac{US\$}{kW.h}$$

$$C_{elmédio} = 0,012 \frac{US\$}{kW.h}$$

$$C_{etmédio} = 0,037 \frac{US\$}{kW.h}$$

### **Método da Igualdade:**

$$C_{WTG} = 0,0104 \frac{US\$}{kW.h}$$

$$C_{VA} = 0,032 \frac{US\$}{kW.h}$$

$$C_{WTV} = 0,044 \frac{US\$}{kW.h}$$

$$C_{VB} = 0,044 \frac{US\$}{kW.h}$$

$$C_{VC} = 0,30 \frac{US\$}{kW.h}$$

$$C_{VD} = 0,85 \frac{US\$}{kW.h}$$

$$C_{elmédio} = 0,011 \frac{US\$}{kW.h}$$

$$C_{etmédio} = 0,042 \frac{US\$}{kW.h}$$

## **5.2 MÉTODO DE SILVEIRA**

A primeira etapa necessária que se dá neste segundo método é demonstrada no capítulo 5.2.1 é a obtenção dos valores do fator de anuidade que computa os valores da taxa de juros anual e o número de anos necessário para amortização dos custos iniciais do projeto (equação 5.35). Faz-se necessário também saber o valor do custo do combustível, da mão de obra a ser utilizada para operacionalizar a unidade de cogeração (capítulo 5.2.2 e 5.2.3) bem como os custos de aquisição e manutenção dos equipamentos que compõem a configuração como foram demonstrados na tabela 3.2, no capítulo 3.6.3.

### 5.2.1 FATOR DE ANUIDADE

$$f = \frac{q^K(q-1)}{q^{K-1}} \quad (5.35)$$

$$f = 0,0864$$

Sendo:

$$k = 10 \text{ anos}$$

$$q = 1+r/100$$

### 5.2.2 CUSTO DO COMBUSTÍVEL

Conforme demonstrado na tabela 3.1 no capítulo 3.6.2, a faixa de consumo de gás natural destinada à configuração selecionada vai de 4.000.000,01 a 7.000.000,00 m<sup>3</sup> com o valor de R\$ 0,1075614 para o segmento de cogeração. Para se obter uma comparação com os outros métodos tem-se que transformar em dólares a uma taxa de câmbio de R\$ 1,97 e transformar a faixa de consumo de m<sup>3</sup> em kWh, levando em consideração que a densidade do gás é como demonstrado na equação 5.36.

$$\text{Valor} = 0,05461 \frac{\text{US\$}}{\text{m}^3} \quad (\text{Dados retirados do Site } \text{www.comgas.com.br})$$

$$\rho_{\text{gásnatural}} = 0,65 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (\text{Dados retirados do Site } \text{www.comgas.com.br})$$

$$C_{\text{COMB}} = \frac{Cgn}{Pcign} \quad (5.36)$$

$$C_{\text{COMB}} = 2,1 \times 10^{-3} \frac{\text{US\$}}{\text{kWh}}$$

### 5.2.3 CUSTO OPERACIONAL

O custo de pessoal de operação para unidades modernas é bastante reduzido; isto se deve à introdução de sistemas automáticos de monitoramento e

controle da unidade (SILVEIRA, 1990). Conforme Peltier (1986) esse custo varia em torno de 0,01 US\$/kWh

$$u_{pl} = 0,010 \frac{US\$}{kW.h}$$

#### 5.2.4 EFICIÊNCIA DA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA

A eficiência da geração de energia elétrica pode ser determinada pela equação 5.37.

$$\eta_{el} = \frac{WEL_{tg}}{(E_{COMB} - E_G)} \eta_{TG} \quad (5.37)$$

$$\eta_{el} = 0,17$$

#### 5.2.5 CUSTO DA ENERGIA ELÉTRICA

Os custos anualizados de produção de energia elétrica gerada somente pela turbina a gás são demonstrados através da equação 5.38. O custo de aquisição dos equipamentos  $I_{pl}$ , leva em consideração os valores da turbina a gás e do gerador elétrico.

$$C_{Wtg} = \frac{I_{pl} \cdot f \cdot (1+t)}{H \cdot E_C} + \frac{C_{COMB}}{\eta_{el}} \frac{US\$}{kW.h}$$

$$C_{Wtg} = \frac{18334782.0,0864 \cdot (1+0,01+0,01603)}{7800.48327} + \frac{2,1 \times 10^{-3}}{0,17} \quad (5.38)$$

$$C_{WTG} = 0,0559 \frac{US\$}{kW.h}$$

Os custos anualizados de produção de energia elétrica gerada somente pela turbina a vapor são demonstrados através da equação 5.39. O custo de

aquisição dos equipamentos  $I_{pl}$ , leva em consideração os valores da turbina a vapor, do gerador elétrico e da caldeira de recuperação.

$$C_{WTV} = \frac{I_{pl} \cdot f \cdot (1+t)}{H \cdot E_C} + \frac{C_{COMB}}{\eta_{el}} \frac{US\$}{kW.h} \quad (5.39)$$

$$C_{Wtg} = \frac{10175150 \cdot 0,0864 \cdot (1 + 0,01 + 0,01603)}{7800 \cdot 1489} + \frac{2,1 \times 10^{-3}}{0,17} \frac{US\$}{kW.h}$$

$$C_{WTV} = 0,0913 \frac{US\$}{kW.h}$$

Os custos médios anualizados de produção de energia elétrica gerada pela turbina a gás e pela turbina a vapor são demonstrados através da equação 5.40.

$$C_{elmédio} = \frac{EPstv \cdot C_{WTV} + EPstg \cdot C_{Wtg}}{EPstv + EPstg} \frac{US\$}{kW.h} \quad (5.40)$$

$$C_{elmédio} = \frac{1489 \cdot 0,0913 + 48327 \cdot 0,0559}{48327 + 1489} \frac{US\$}{kW.h}$$

$$C_{elmédio} = 0,0569 \frac{US\$}{kW.h}$$

## 5.2.6 CUSTO DA ENERGIA TÉRMICA

Os custos anualizados de produção do vapor de alta pressão (energia térmica) são demonstrados através da equação 5.41. O custo de aquisição dos equipamentos  $I_{pl}$ , leva em consideração os valores da caldeira de recuperação e da bomba 3.

$$C_{VA} = \frac{I_{pl} \cdot f \cdot (1+t)}{E_C \cdot H} + \frac{C_{COMB}}{\eta_{et}} - \frac{E_P \cdot C_{el}}{E_C} \frac{US\$}{kW.h} \quad (5.41)$$

$$C_{VA} = \frac{81659000 \cdot 0,0864 \cdot (1 + 0,01 + 0,01)}{4021 \cdot 7800} + \frac{2,1 \times 10^{-3}}{0,8} - \frac{48237 \cdot 0,0559}{4021} \frac{US\$}{kW.h}$$



$$C_{VA} = 0,4385 \frac{US\$}{kW.h}$$

Os custos anualizados de produção do vapor de baixa pressão (energia térmica) são demonstrados através da equação 5.42. O custo de aquisição dos equipamentos  $I_{pl}$ , leva em consideração o valor da turbina a vapor.

$$C_{VB} = \frac{I_{pl} \cdot f \cdot (1+t)}{E_C \cdot H} + \frac{C_{COMB}}{\eta_{et}} - \frac{E_P \cdot C_{el}}{E_C} \frac{US\$}{kW.h} \quad (5.42)$$

$$C_{VB} = \frac{17360000 \cdot 0,0864 \cdot (1 + 0,01 + 0,013)}{2453 \cdot 7800} + \frac{2,1 \times 10^{-3}}{0,33} - \frac{1489 \cdot 0,0913}{2453} \frac{US\$}{kW.h}$$

$$C_{VB} = 0,0312 \frac{US\$}{kW.h}$$

Os custos anualizados de produção da água quente (energia térmica) são demonstrados através da equação 5.43. O custo de aquisição dos equipamentos  $I_{pl}$ , leva em consideração os valores do aquecedor de mistura, da bomba 2 e da turbina a vapor.

$$C_{VC} = \frac{I_{pl} \cdot f \cdot (1+t)}{E_C \cdot H} + \frac{C_{COMB}}{\eta_{et}} - \frac{E_P \cdot C_{el}}{E_C} \frac{US\$}{kW.h} \quad (5.43)$$

$$C_{VC} = \frac{185600 \cdot 0,0864 \cdot (1 + 0,01)}{59 \cdot 7800} + \frac{2,1 \times 10^{-3}}{0,8} - \frac{59 \cdot 0,0913}{59} \frac{US\$}{kW.h}$$

$$C_{VC} = 0,0535 \frac{US\$}{kW.h}$$

Os custos anualizados de produção da água gelada (energia térmica) são demonstrados através da equação 5.44. O custo de aquisição dos equipamentos  $I_{pl}$ , leva em consideração os valores do sistema de refrigeração por absorção, do aquecedor de mistura e da bomba 1.

$$C_{VD} = \frac{I_{pl} \cdot f \cdot (1+t)}{E_C \cdot H} + \frac{C_{COMB}}{\eta_{et}} - \frac{E_P \cdot C_{el}}{E_C} \frac{US\$}{kW.h} \quad (5.44)$$

$$C_{VD} = \frac{220000 \cdot 0,0864 \cdot (1+0,01)}{26.7800} + \frac{2,1 \times 10^{-3}}{0,9} - \frac{26.0,0913}{26} \frac{US\$}{kW.h}$$

$$C_{VD} = 0,00569 \frac{US\$}{kW.h}$$

Os custos médios anualizados de produção de energia térmica consumida pelos processos A, B, C e D são demonstrados através da equação 5.45.

$$C_{emédio} = \frac{EP_{ap} \cdot C_{VA} + EP_{bp} \cdot C_{VB} + EP_{am} \cdot C_{VC} + EP_{sra} \cdot C_{VD}}{\sum EP_t} \frac{US\$}{kW.h} \quad (5.45)$$

$$C_{emédio} = \frac{4021.0,4385 + 2453.0,0312 + 59.0,0535 + 26.0,0057}{6559} \frac{US\$}{kW.h}$$

$$C_{emédio} = 0,2577 \frac{US\$}{kW.h}$$

### 5.3 MÉTODO DE VALERO E LOZANO

Este método é constituído de 5 proposições que serão descritas e demonstradas através de figuras nos capítulos que seguem. A proposição 1 refere-se ao balanço dos fluxos (cap.5.3.1), a proposição 2 refere-se aos fluxos de entrada da configuração (cap.5.3.2), a proposição 3 refere-se aos fluxos referentes aos insumos (cap. 5.3.3), a proposição 4 refere-se aos fluxos que envolvem os produtos (cap.5.3.4) e por fim a proposição 5 que se refere aos fluxos que representam as perdas (cap.5.3.5).

Este conjunto de equações é calculado matricialmente para a obtenção dos valores exergeticos unitários como segue no capítulo 5.3.6.

Para a compilação dos dados e obtenção dos resultados finais, utilizou-se o software Excel<sup>®</sup>.

### 5.3.1 PROPOSIÇÃO 1

O custo exergético de um fluxo ( $B^*$ ), é a quantidade de exergia necessária para produzi-lo, sendo portanto uma propriedade conservativa.

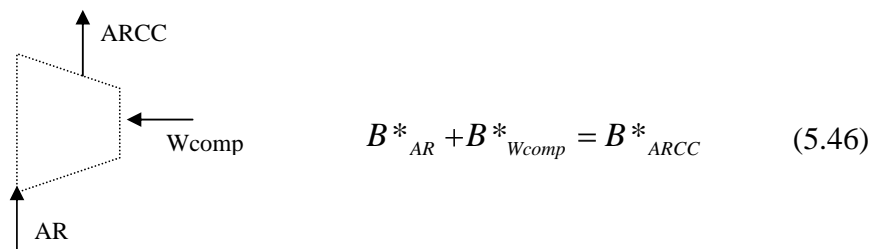


Figura 5.1 - Fluxos que compõem o compressor.

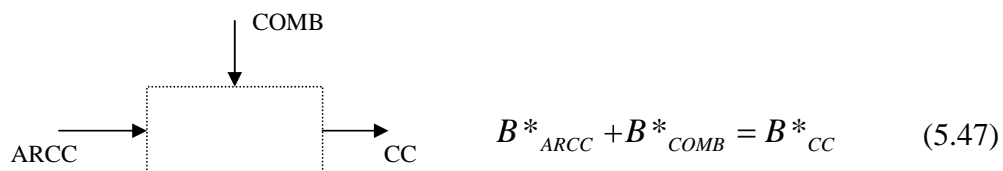


Figura 5.2 - Fluxos que compõem a câmara de combustão.

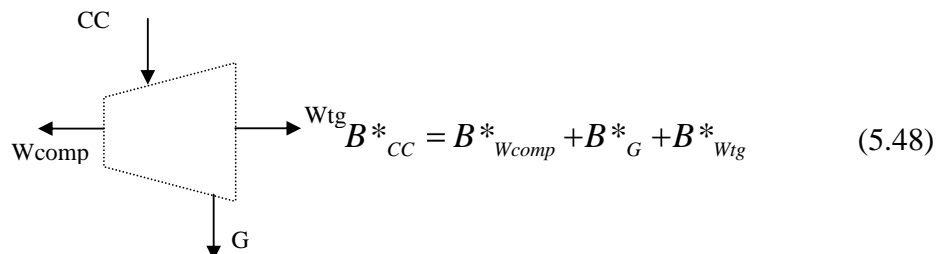


Figura 5.3 - Fluxos que compõem a turbina a gás.

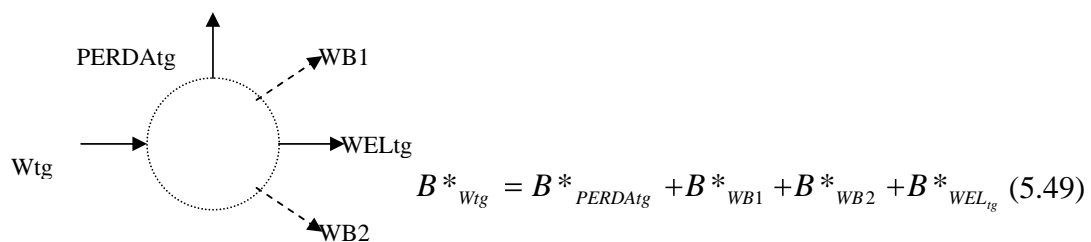


Figura 5.4 - Fluxos que compõem o gerador elétrico da turbina a gás.

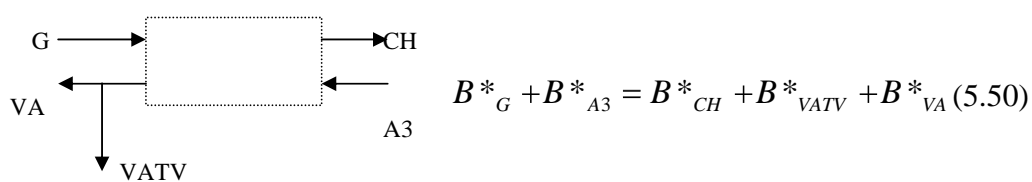


Figura 5.5 - Fluxos que compõem a caldeira de recuperação.

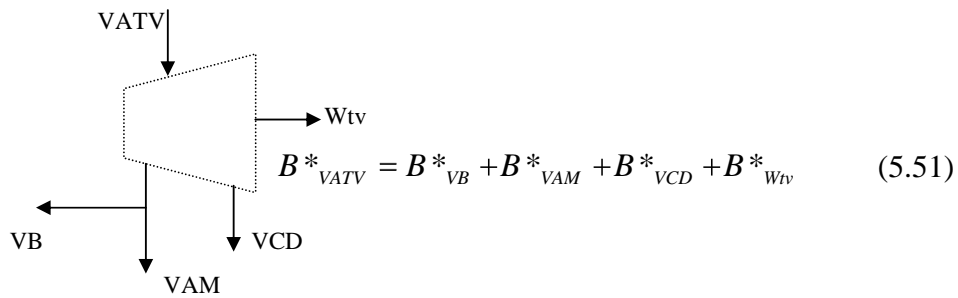


Figura 5.6 - Fluxos que compõem a turbina a vapor.

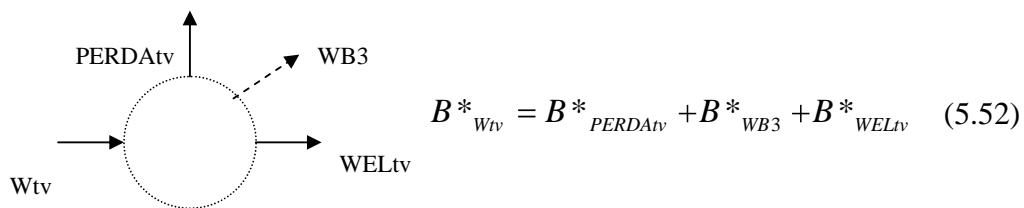


Figura 5.7 - Fluxos que compõem o gerador elétrico da turbina a vapor.

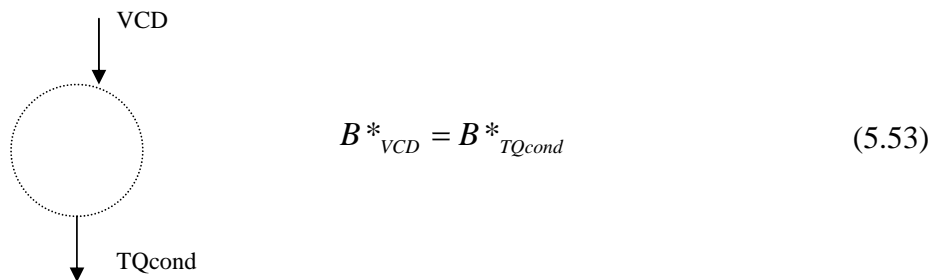


Figura 5.8 - Fluxos que compõem o condensador

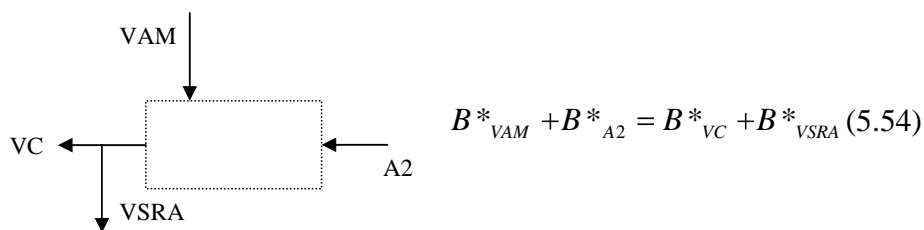


Figura 5.9 - Fluxos que compõem o aquecedor de mistura.

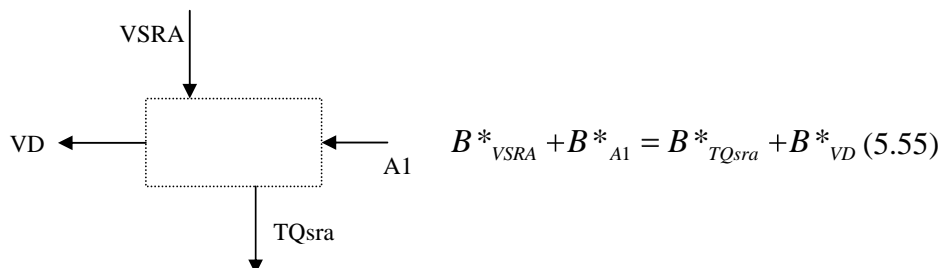
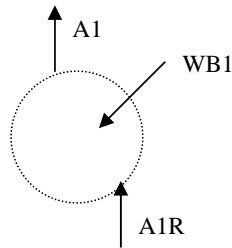
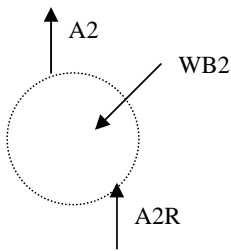


Figura 5.10 - Fluxos que compõem o sistema de refrigeração por absorção.



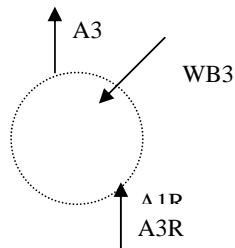
$$B^*_{A1R} + B^*_{WB1} = B^*_{A1} \quad (5.56)$$

Figura 5.11 - Fluxos que compõem a bomba 1.



$$B^*_{A2R} + B^*_{WB2} = B^*_{A2} \quad (5.57)$$

Figura 5.12 - Fluxos que compõem a bomba 2.



$$B^*_{A3R} + B^*_{WB3} = B^*_{A3} \quad (5.58)$$

Figura 5.13 - Fluxos que compõem a bomba 3.

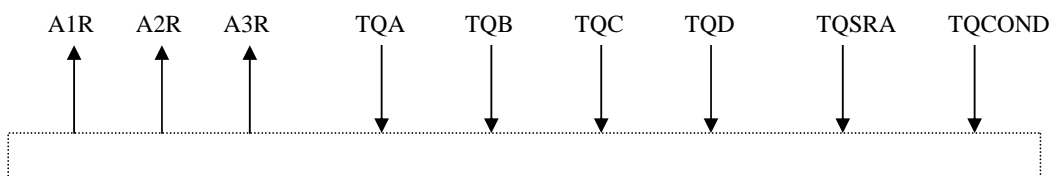
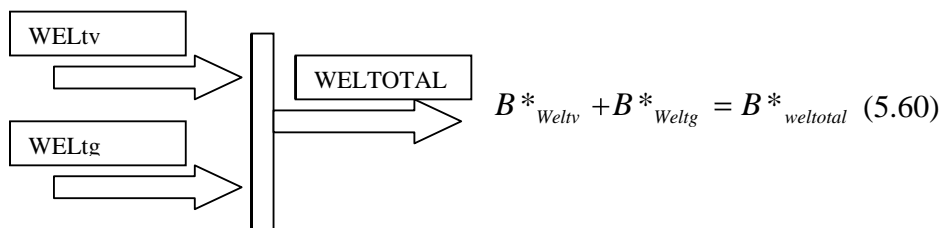


Figura 5.14 - Fluxos que compõem o reservatório de água.

$$B^*_{A1R} + B^*_{A2R} + B^*_{A3R} = B^*_{TQA} + B^*_{TQB} + B^*_{TQC} + B^*_{TQD} + B^*_{TQSRA} + B^*_{TQCOND} \quad (5.59)$$



$$B^*_{WELtv} + B^*_{WELtg} = B^*_{WELTOTAL} \quad (5.60)$$

Figura 5.15 - Produtos que compõem o barramento de energia elétrica.

### 5.3.2 PROPOSIÇÃO 2

Adotar valores iguais a sua exergia nos pontos:

Ar de entrada no compressor da turbina a gás

$$B^*_{AR} = B_{AR} \quad (5.61)$$

Combustível (gás natural)

$$B^*_{COMB} = B_{COMB} \quad (5.62)$$

### 5.3.3 PROPOSIÇÃO 3

Se um ou mais fluxos de saída de um componente fazem parte do insumo (F), deve-se considerar que sua(s) exergia(s) não está(ão) em jogo, e portanto seu(s) custo(s) exergético(s) unitário(s) ( $B^*/B$ ) é idêntico ao custo exergético unitário do fluxo de entrada que o(s) precede(m).

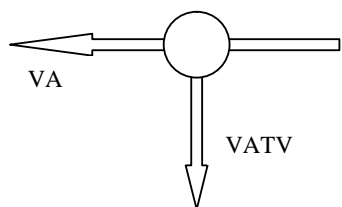


Diagrama de um componente (círculo) com um fluxo de entrada VA (seta apontando para a esquerda) e dois fluxos de saída VATV (setas apontando para baixo). A equação associada é:

$$B^*_{VA} - \left( \frac{B_{VA}}{B_{VATV}} \right) B^*_{VATV} = 0 \quad (5.63)$$

Figura 5.16 - Insumos que compõem a junção de vapor de alta pressão

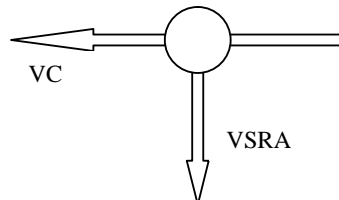
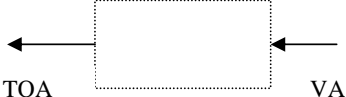


Diagrama de um componente (círculo) com um fluxo de entrada VC (seta apontando para a esquerda) e um fluxo de saída VSRA (seta apontando para baixo). A equação associada é:


$$B^*_{VC} - \left( \frac{B_{VC}}{B_{VSRA}} \right) B^*_{VSRA} = 0 \quad (5.64)$$

Figura 5.17 - Insumos que compõem a junção de água quente



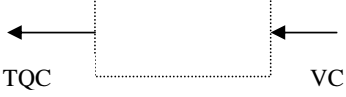
$$B^*_{TQA} - \left( \frac{B_{TQA}}{B_{VA}} \right) B^*_{VA} = 0 \quad (5.65)$$

Figura 5.18 - Insumos que compõem o processo A.




$$B^*_{TQB} - \left( \frac{B_{TQB}}{B_{VB}} \right) B^*_{VB} = 0 \quad (5.66)$$

Figura 5.19 - Insumos que compõem o processo B.



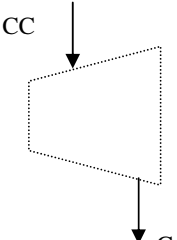
$$B^*_{TQC} - \left( \frac{B_{TQC}}{B_{VC}} \right) B^*_{VC} = 0 \quad (5.67)$$

Figura 5.20 - Insumos que compõem o processo C.



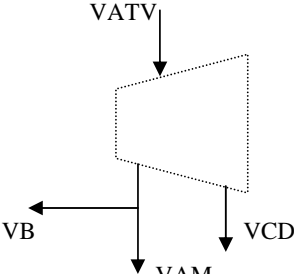
$$B^*_{TQD} - \left( \frac{B_{TQD}}{B_{VD}} \right) B^*_{VD} = 0 \quad (5.68)$$

Figura 5.21 - Insumos que compõem o processo D.



$$B^*_{CC} - \left( \frac{B_{CC}}{B_G} \right) B^*_G = 0 \quad (5.69)$$

Figura 5.22 - Insumos que compõem a turbina a gás.



$$B^*_{VATV} - \left( \frac{B_{VATV}}{B_{VB} + B_{VAM} + B_{VCD}} \right) \cdot (B^*_{VB} + B^*_{VAM} + B^*_{VCD}) = 0 \quad (5.70)$$

Figura 5.23 - Insumos que compõem a turbina a vapor.

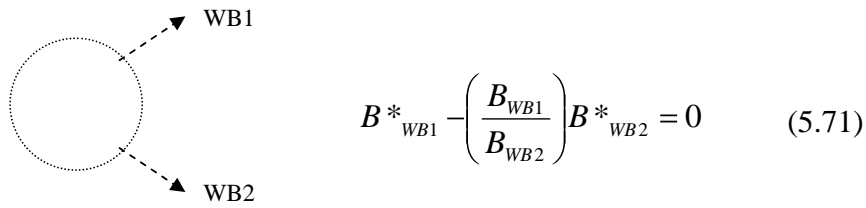


Figura 5.24 - Insumos que compõem o gerador de energia elétrica da turbina a gás.

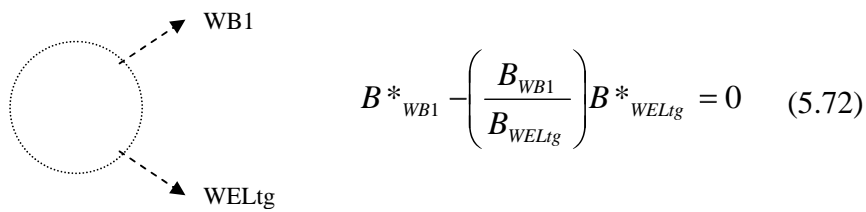


Figura 5.25 - Insumos que compõem o gerador de energia elétrica da turbina a gás.

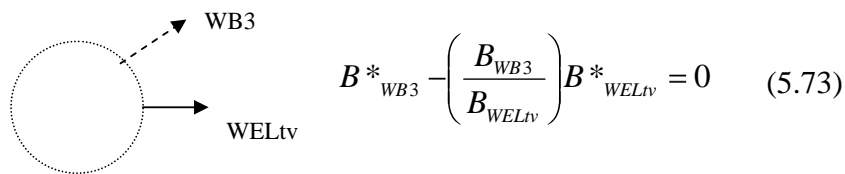


Figura 5.26 - Insumos que compõem o gerador de energia elétrica da turbina a vapor.

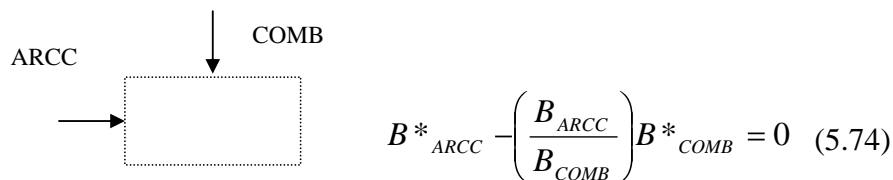


Figura 5.27 - Insumos que compõem o combustor.

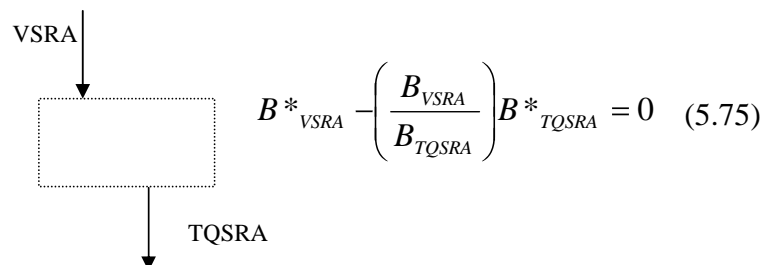


Figura 5.28 - Insumos que compõem o sistema de refrigeração por absorção.



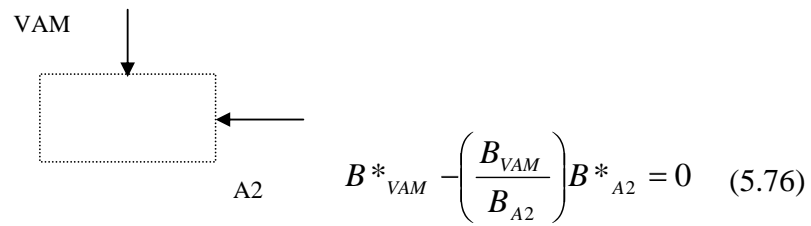


Figura 5.29 - Insumos que compõem o aquecedor de mistura.

### 5.3.4 PROPOSIÇÃO 4

Se um componente tem um produto (P) formado por vários fluxos, deve-se associar a esses fluxos o mesmo custo exergético unitário.

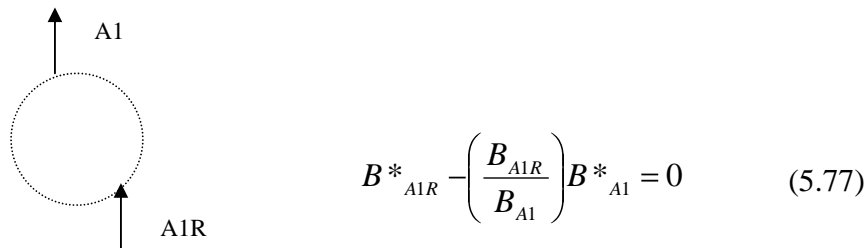


Figura 5.30 - Produtos que compõem a bomba 1.

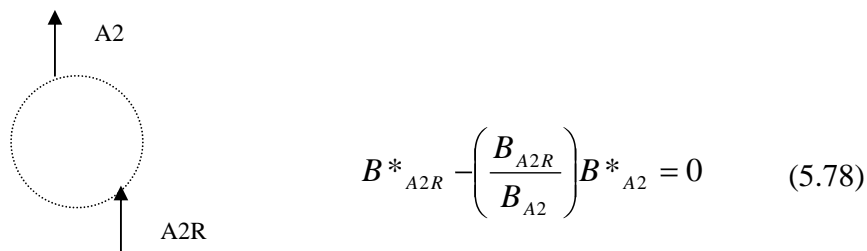


Figura 5.31 - Produtos que compõem a bomba 2.

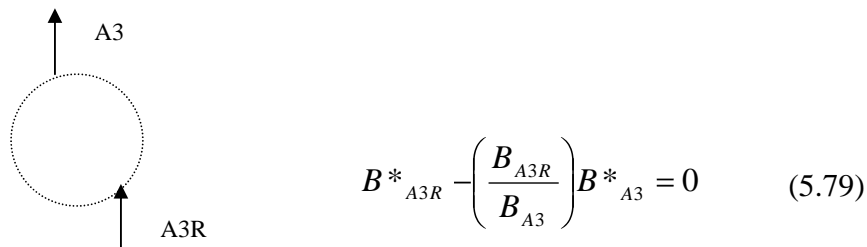


Figura 5.32 - Produtos que compõem a bomba 3.

### 5.3.5 PROPOSIÇÃO 5

Adotar valores exergéticos iguais a 0 nos pontos:

Produtos da combustão gerados na Caldeira de Recuperação à atmosfera.

$$B^*_{CH} = 0 \quad (5.80)$$

Perda no gerador elétrico da turbina a gás

$$B^*_{PERDA_{tg}} = 0 \quad (5.81)$$

Perda no gerador elétrico da turbina a vapor

$$B^*_{PERDA_{tv}} = 0 \quad (5.82)$$

### 5.3.6 RESULTADOS OBTIDOS PELO MÉTODO DE VALERO E LOZANO

Para a aplicação da TCE, devem ser aplicados inicialmente os balanços de massa, de energia e exergia, que na forma **matricial** permitindo o cálculo dos custos exergéticos ( $B^*$ ) e custos exergoeconômicos ( $p$ ) se expressam conforme abaixo indicado através das equações 5.83 e 5.84:

$$\begin{bmatrix} A \\ \alpha \end{bmatrix} B^* = \begin{bmatrix} 0 \\ \omega \end{bmatrix} = \underline{Y}^* \Rightarrow B^* = \underline{A}^{-1} \underline{Y}^* \quad (5.83)$$

$$\begin{bmatrix} A \\ \alpha \end{bmatrix} \Pi = \begin{bmatrix} -Z \\ \omega_Z \end{bmatrix} = \underline{Z}^* \Rightarrow \Pi = \underline{A}^{-1} \underline{Z} \quad (5.84)$$

A Tabela 5.1 identifica a matriz de incidência modificada  $A$ , obtida a partir da estruturação das equações (5.46) a (5.82). A Tabela 5.2 identifica a matriz inversa de  $A$ , de acordo com as equações 5.83 e 5.84. De posse dos dados obtidos na tabela 5.2 pode-se obter os resultados exergoeconômicos que são demonstrados nas tabelas 5.3, 5.4, 5.5 e 5.6.

Tabela 5.1 – Matriz de incidência modificada (A).

	AR	ARCC	CC	COMB	G	CH	INCOMPR	WTG	IVATV	IVA	TQA	WTV	IVCD	VB	TOB	IVAM	TOCOND	A2R	A1R	A1	VSRA	VC	TCC	VD	TOD	A3R	WB1	WB2	WB3	TOSRA	PERDATG	PERDATV	WELTV	WELTG	MELTOTAL	
COMPRESSOR	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
COMBUSTOR	2	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
TG	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
GERADOR TG	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
CR	5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
TV	6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
GERADOR TV	7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
COND	8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
AM	9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
SRA	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
B1	11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
B2	12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
B3	13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
TANQUE	14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
AR	15	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
COMB	16	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
CHAMINE	17	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
PERDA TG	18	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
PERDATV	19	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
NO CR	20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
COMBUSTOR	21	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
NO AM	22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
PA	23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
PB	24	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
PC	25	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
PD	26	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
TG	27	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
TV	28	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
GETG	29	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
B1	30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
GETV	31	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
GETG	32	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
SRA	33	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
B3	34	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
AM	35	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
ELI	36	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
B2	37	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	



A tabela 4.6 que foi demonstrada no capítulo 4 e diz respeito aos parâmetros termodinâmicos da configuração, a tabela 5.3 demonstra a multiplicação da matriz inversa pela matriz Y e por fim a tabela 5.4 demonstra os valores dos custos exergeticos unitários da configuração

Tabela 4.6 – Parâmetros termodinâmicos da configuração adotada. Tabela 5.3 – Matriz mult. Tabela 5.4 – Custos exergeticos unitários.

fluxo	m(kg/s)	x	P (MPa)	T (o C)	h (kJ/kg)	is(kJ/kgK)	E (kW)	B (kW)
AR	1	166,93	0,1	25	104,6	0,37	0	5
ARCC	2	166,93		428			0	-74159
CC	3	169,6	2,29	1103				-163659
Comb	4	2,67						133709
G	5	169,6		458				32298
CH	6	169,6		101				1622
WCOMP	7							57954
WTG	8							50870
VATV	9	4,01	4	360	3117	6,62	12080	4607
V/A	10	3,5	4	360	3117	6,62	10543	4021
TGA	11	3,5	0,1	24,5	103	0,36	-6	1
WTV	12						1489	1489
VCD	13	1	0,87	33	2247	7,36	1500	40
VB	14	3	0,8	205	2851	6,84	8239	2453
TQB	15	3	0,1	24,5	103	0,36	-5	1
VAM	16	0,31	0,8	205	2851	6,84	851	253
TGCOND	17	0,7	0,09	33	188,5	0,60	59	10
A2	18	4,37	6	35	152	0,50	207	30
A2R	19	4,37	0,01	35	146,7	0,50	184	6
A1R	20	3,71	0,01	35	146,7	0,50	156	5
A1	21	3,71	6	35	152	0,50	176	26
VSRA	22	1,68	80	335	1,08	367	33	33
VC	23	3	0,1	24,5	103	0,36	-5	1
TGC	24	3	0,1	24,5	103	0,36	-5	1
VD	25	3,71		5	20,98	0,06	-310	26
TQD	26	3,71	0,1	24,5	103	0,36	-6	1
A3	27	7,51	6	35	152	0,50	356	52
A3R	28	7,51	0,01	35	146,7	0,50	316	9
WB1	29						-20	-20
WB2	30						-19	-19
WB3	31						-40	-40
TOSRA	32	1,68	0,1	24,5	103	0,36	-3	1
Perda TG	33						2544	2544
Perda TV	34						74	74
WELTV	35						1415	1415
WELTG	36						48327	48327
WELTotal	37						49741	49741

Y*	B*=(A <sup>-1</sup> X <sup>-1</sup> )
1	0
2	0
3	0
4	0
5	0
6	0
7	0
8	0
9	0
10	0
11	0
12	0
13	0
14	0
15	5
16	133709
17	1622
18	0
19	0
20	0
21	0
22	0
23	0
24	0
25	0
26	0
27	0
28	0
29	0
30	0
31	0
32	0
33	0
34	0
35	0
36	0
37	0

k*	k* (por ano)n=1/k*
1,00	2,17
1,00	2,17
1,27	2,17
1,00	2,17
1,27	2,17
1,00	2,17
1,28	2,17
1,82	3,95
4,60	9,97
4,60	9,97
5,74	12,45
1,00	2,16
4,98	10,79
4,98	10,79
1,50	3,26
4,11	8,91
1,50	3,26
1,50	3,26
1,80	3,90
1,80	3,90
4,67	10,12
4,67	10,12
7,60	16,46
7,60	16,46
5,37	11,63
5,37	11,63
1,92	4,15
1,92	4,15
5,88	12,74
4,67	10,12
0,00	0,00
0,00	0,00
5,88	12,74
1,92	4,15
2,03	4,40



## 5.4 APLICAÇÃO DO VPL E TIR

Através dos métodos de Silveira, Valero e Lozano, Extração e Igualdade, demonstrados nos capítulos anteriores, extraíram-se valores dos custos exergeticos e exergoeconômicos dos produtos (vapor alta pressão, vapor baixa pressão, água quente, água gelada e energia elétrica) como segue na tabela 5.7.

Tabela 5.7 – Custos dos produtos da central de cogeração.

	Silveira (US\$/kWh)	Valero e Lozano (US\$/kWh)	Igualdade (US\$/kWh)	Extração (US\$/kWh)
Energia Elétrica Tg	0,056	0,049	0,0104	0,0104
Energia Elétrica Tv	0,091	0,83	0,044	0,067
Vapor alta pressão	0,439	0,13	0,032	0,032
Vapor baixa pressão	0,032	0,13	0,044	0,032
Água quente	0,054	0,58	0,3	0,264
Água gelada	0,006	1,38	0,85	0,81

Como se faz necessária uma visão global dos custos dos produtos da central de cogeração, considerou-se o valor médio de custo de produção para a realização dos cálculos do valor presente líquido (VPL), taxa interna de retorno (TIR) e *Payback* (PB), como segue na tabela 5.8.

Tabela 5.8 – Custo médio dos produtos da central de cogeração.

	Silveira (US\$/kWh)	Valero e Lozano (US\$/kWh)	Igualdade (US\$/kWh)	Extração (US\$/kWh)
Energia Elétrica	0,0569	0,071	0,0114	0,012
Energia Térmica	0,2577	0,1364	0,042	0,037

O valor da tarifa de compra de energia elétrica no estado de São Paulo para uma indústria é de 0,085 (US\$/kWh) em média, levando-se em consideração os horários de ponta<sup>6</sup>. Portanto, o valor de venda de energia elétrica produzida em uma unidade de cogeração gira em torno de 25% a menos do que o valor de compra. Na tabela 5.9 pode-se observar o valores de venda dos produtos da central de cogeração. Os valores de energia térmica foram baseados em valores reais de uma empresa do setor industrial, pois não há uma referência mercadológica para efeito de comparação da venda de vapor, água quente e água gelada.

Tabela 5.9 – Preço de venda dos produtos da central de cogeração.

	(US\$/kWh)
Energia Elétrica Tg	0,074
Energia Elétrica Tv	0,074
Vapor alta pressão	0,15
Vapor baixa pressão	0,15
Água quente	0,6
Água gelada	1

De posse dos dados do custo médio de produção de energia elétrica e térmica fornecidos na tabela 5.8 e dos valores de venda da energia elétrica e térmica fornecidos na tabela 5.9, pode-se fundir os valores dos produtos e calcular o valor presente líquido (VPL), taxa interna de retorno (TIR) e *Payback* (PB) das quatro configurações como segue na tabela 5.10.

Tabela 5.10 - Comparação entre TIR e VPL obtidos por 3 diferentes métodos de obtenção de custos dos produtos térmicos e elétricos. (VPL dado em 1000 US\$)

Silveira			Valero e Lozano			Igualdade			Extração		
TIR (%)	VPL	PB (anos)	TIR (%)	VPL	PB (anos)	TIR (%)	VPL	PB (anos)	TIR (%)	VPL	PB (anos)
39	29,5	2	26	14,35	3	30	18,5	3	38	28,7	2

Para a compilação dos dados e obtenção dos resultados finais, utilizou-se o Excel<sup>®</sup> (vide anexo 1 para melhor detalhamento do memorial de cálculo).

<sup>6</sup> Fonte: [www. Bandeirantes.com.br](http://www.Bandeirantes.com.br)



## 6. OTIMIZAÇÃO

### 6.1. FUNÇÃO OBJETIVO

A função objetivo, expressa sob a equação 6.1, visa obter o ponto ótimo de trabalho para a minimização dos custos referentes ao combustível ( $C_{COMB}$ ) e ao consumo de água provida do tanque principal ( $C_{A1R}$ ,  $C_{A2R}$ ,  $C_{A3R}$ ) e maximização da receita provida da venda dos produtos ( $C_{VA}$ ,  $C_{VB}$ ,  $C_{VC}$ ,  $C_{VD}$ ,  $C_{WELIV}$ ,  $C_{WELIG}$ ) sendo consideradas para um total de 7800h/ano de funcionamento.

Segue a equação objetivo, os valores positivos dizem respeito à minimização e os valores negativos dizem respeito à maximização.

$$\begin{aligned} Min = & 0,0028.B_{COMB} + 0,1658.B_{A1R} + 0,1440.B_{A2R} + 0,8136.B_{A3R} - 0,8271.B_{WELTV} - \\ & 0,0486.B_{WELTG} - 0,1326.B_{VA} - 0,1305.B_{VB} - 0,5876.B_{VC} - 1,389.B_{VD} \end{aligned} \quad (6.1)$$

### 6.2. RESTRIÇÕES

O conjunto de restrições compreendidas entre as equações 6.2 e 6.16 dizem respeito ao balanço exergético nos equipamentos da central de cogeração.

$$B_{AR} + B_{Wcomp} - B_{ARCC} = 0 \quad (6.2)$$

$$B_{ARCC} + B_{COMB} - B_{CC} = 0 \quad (6.3)$$

$$B_{CC} - B_{Wcomp} - B_G - B_{Wtg} = 0 \quad (6.4)$$

$$B_{Wtg} - B_{PERDAig} - B_{WB1} - B_{WB2} - W_{ELig} = 0 \quad (6.5)$$

$$B_G + B_{A3} - B_{CH} - B_{VATV} - B_{VA} = 0 \quad (6.6)$$

$$B_{VATV} - B_{VB} - B_{VAM} - B_{VCD} - B_{Wtv} = 0 \quad (6.7)$$

$$B_{Wtg} - B_{PERDAiv} - B_{WB3} - B_{WELIV} = 0 \quad (6.8)$$

$$B_{VCD} - B_{TQcond} = 0 \quad (6.9)$$

$$B_{VAM} + B_{A2} - B_{VC} - B_{VSRA} = 0 \quad (6.10)$$

$$B_{VSRA} + B_{A1} - B_{TQsra} - B_{VD} = 0 \quad (6.11)$$

$$B_{A1R} + B_{WB1} - B_{WB2} = 0 \quad (6.12)$$

$$B_{A2R} + B_{WB2} - B_{A2} = 0 \quad (6.13)$$

$$B_{A3R} + B_{WB3} - B_{A3} = 0 \quad (6.14)$$

$$B_{A1R} - B_{A2R} - B_{A3R} + B_{TQA} + B_{TQB} + B_{TQC} + B_{TQD} + B_{TQSR} + B_{TQCOND} = 0 \quad (6.15)$$

$$B_{Wetv} + B_{Wetg} - B_{wettotal} = 0 \quad (6.16)$$

O conjunto de restrições compreendidas entre as equações 6.17 e 6.18 dizem respeito ao combustível e ao ar utilizados para a queima na turbina a gás.

$$B^*_{AR} = B_{AR} \quad (6.17)$$

$$B^*_{COMB} = B_{COMB} \quad (6.18)$$

O conjunto de restrições compreendidas entre as equações 6.19 e 6.21 dizem respeito às perdas inerentes ao conjunto mecânico de gerador de energia elétrica e ao escape dos gases provenientes da queima do combustível na turbina a gás pela chaminé.

$$B_{CH} = 0 \quad (6.19)$$

$$B_{PERDAg} = 0 \quad (6.20)$$

$$B_{PERDAv} = 0 \quad (6.21)$$

O conjunto de restrições compreendidas entre as equações 6.22 e 6.35 dizem respeito ao insumo exergético nos equipamentos da central de cogeração.

$$B^*_{VA} - \left( \frac{B_{VA}}{B_{VATV}} \right) B^*_{VATV} = 0 \quad (6.22)$$

$$B^*_{VC} - \left( \frac{B_{VC}}{B_{VSRA}} \right) B^*_{VSRA} = 0 \quad (6.23)$$

$$B^*_{TQA} - \left( \frac{B_{TQA}}{B_{VA}} \right) B^*_{VA} = 0 \quad (6.24)$$

$$B^*_{TQB} - \left( \frac{B_{TQB}}{B_{VB}} \right) B^*_{VB} = 0 \quad (6.25)$$

$$B^*_{TQC} - \left( \frac{B_{TQC}}{B_{VC}} \right) B^*_{VC} = 0 \quad (6.26)$$

$$B^*_{TQD} - \left( \frac{B_{TQD}}{B_{VD}} \right) B^*_{VD} = 0 \quad (6.27)$$

$$B^*_{CC} - \left( \frac{B_{CC}}{B_G} \right) B^*_G = 0 \quad (6.28)$$

$$B^*_{VATV} - \left( \frac{B_{VATV}}{B_{VB} + B_{VAM} + B_{VCD}} \right) \cdot (B^*_{VB} + B^*_{VAM} + B^*_{VCD}) = 0 \quad (6.29)$$

$$B^*_{WB1} - \left( \frac{B_{WB1}}{B_{WB2}} \right) B^*_{WB2} = 0 \quad (6.30)$$

$$B^*_{WB1} - \left( \frac{B_{WB1}}{B_{WELtg}} \right) B^*_{WELtg} = 0 \quad (6.31)$$

$$B^*_{WB3} - \left( \frac{B_{WB3}}{B_{WELtv}} \right) B^*_{WELtv} = 0 \quad (6.32)$$

$$B^*_{ARCC} - \left( \frac{B_{ARCC}}{B_{COMB}} \right) B^*_{COMB} = 0 \quad (6.33)$$

$$B^*_{VSRA} - \left( \frac{B_{VSRA}}{B_{TQSRA}} \right) B^*_{TQSRA} = 0 \quad (6.34)$$

$$B^*_{VAM} - \left( \frac{B_{VAM}}{B_{A2}} \right) B^*_{A2} = 0 \quad (6.35)$$

O conjunto de restrições compreendidas entre as equações 6.36 e 6.38 dizem respeito ao produto exergético nos equipamentos da central de cogeração.

$$B^*_{A1R} - \left( \frac{B_{A1R}}{B_{A1}} \right) B^*_{A1} = 0 \quad (6.36)$$

$$B^*_{A2R} - \left( \frac{B_{A2R}}{B_{A2}} \right) B^*_{A2} = 0 \quad (6.37)$$

$$B^*_{A3R} - \left( \frac{B_{A3R}}{B_{A3}} \right) B^*_{A3} = 0 \quad (6.38)$$

Para a compilação dos dados e obtenção dos resultados finais de otimização, utilizou-se o software LINGO 9.0, onde foram lançadas todas as equações apresentadas no capítulo 6.

Ao compilar todo o conjunto de equações e igualdades o ponto ótimo global de trabalho da configuração foi encontrado, não havendo nenhum processo da configuração com excesso ou falta, ou seja, não há necessidade alguma de se abaixar custos ou incrementar valores para se obter a maior receita na venda dos produtos e se obter o mínimo custo de operação desta unidade de cogeração. Segue, na seqüência, a listagem dos resultados da otimização empregando o software Lingo 9.0.

Global optimal solution found.

Objective value:

4105.689

Total solver iterations:

2

Variable	Value	Reduced Cost
ECOMB	133709.0	0.000000
EA1R	5.000000	0.000000
EA2R	6.000000	0.000000
EA3R	9.000000	0.000000
EWELTV	1415.000	0.000000
EWELTG	48327.00	0.000000
EVA	4021.000	0.000000
EVB	2453.000	0.000000
EVC	59.00000	0.000000
EVD	26.00000	0.000000
EAR	5.000000	0.000000
EARCC	74159.10	0.000000
ECC	163659.0	0.000000
EG	32298.00	0.000000
EPERTG	2544.000	0.000000
EWTG	50870.00	0.000000
EWCP	57954.00	0.000000
ECH	1621.780	0.000000
EVATV	4607.000	0.000000
EWB3	40.00000	0.000000
EA3	52.00000	0.000000
EPERTV	74.00000	0.000000
EWB1	20.00000	0.000000
EWB2	19.00000	0.000000
EVAM	253.0000	0.000000
EVSRA	33.00000	0.000000
EVCD	40.00000	0.000000
ETQA	1.000000	0.000000
ETQB	1.000000	0.000000
ETQC	1.000000	0.000000
ETQD	1.000000	0.000000
ETQSRA	1.000000	0.000000
ETQCOND	10.00000	0.000000
EWTV	1489.000	0.000000
EA2	30.00000	0.000000
EA1	26.00000	0.000000
EWELTOT	49741.00	0.000000
BAR	5.000000	0.000000
BARCC	74159.10	0.000000
BWCP	74154.10	0.000000
BCC	207868.1	0.000000
BCOMB	133709.0	0.000000

BG	41022.64	0.000000
BWTG	92691.36	0.000000
BPERTG	0.000000	0.000000
BWB1	38.32914	0.000000
BWB2	36.41268	0.000000
BWELTG	92616.62	0.000000
BA3	296.2901	0.000000
BCH	0.000000	0.000000
BVA	19256.31	0.000000
BVATV	22062.62	0.000000
BTQA	4.788935	0.000000
BTQCOND	50.20315	0.000000
BTQB	5.184004	0.000000
BTQC	4.667024	0.000000
BTQSRA	4.667024	0.000000
BA2R	9.103171	0.000000
BA1R	9.125986	0.000000
BA3R	51.28098	0.000000
BWTV	8912.207	0.000000
BVCD	50.20315	0.000000
BVB	12716.36	0.000000
BVAM	383.8504	0.000000
BPERTV	0.000000	0.000000
BWELTV	8667.198	0.000000
BWB3	245.0091	0.000000
BA2	45.51586	0.000000
BVC	275.3544	0.000000
BVSRA	154.0118	0.000000
BA1	47.45513	0.000000
BVD	196.7999	0.000000
BELTOT	101283.8	0.000000
BTQD	7.569227	0.000000

## 7. DISCUSSÃO FINAL E CONCLUSÕES

Desenvolveu-se nesta dissertação o comparativo entre quatro tipos de abordagens exergoconômicas, bem como avaliação da atratividade econômica.

Considerou-se para o estudo de caso uma unidade fabril cuja finalidade é de produzir fraldas, absorventes e papel higiênico. Esta indústria necessita ao mesmo tempo de energia elétrica, vapor a alta pressão, vapor a baixa pressão, água quente e água gelada para manter seus processos de produção. Para tanto, montou-se uma configuração de uma unidade de cogeração de energia ou mais conhecida por tetrageração uma vez que a mesma produz os quatro produtos citados.

Para compor esta configuração foram selecionados equipamentos em catálogos comerciais após a obtenção de cálculos essenciais para a definição dos mesmos, portanto foram selecionados os equipamentos que mais se adequassem aos valores ideais dispostos através dos cálculos.

Obedecendo a metodologia demonstrada pela figura 2.6, a obtenção dos valores de dimensionamento da configuração segue um crivo de decisões partindo primeiramente pela análise técnica passando então para a análise econômica e por fim passando pela análise dos quesitos legais.

Para obter os resultados dispostos no capítulo 4, que se refere ao dimensionamento termodinâmico do estudo de caso, foi necessário montar um fluxograma da configuração nomeando todos os fluxos. O dimensionamento termodinâmico se deu do último equipamento da configuração até o primeiro (ordem inversa), para a determinação dos fluxos e dos valores exergéticos necessários para a obtenção dos produtos e insumos de cada equipamento que compõem esta configuração.

Foi selecionado primeiramente o sistema de refrigeração por absorção, que tem como objetivo principal transformar a água quente provida do aquecedor de mistura em água gelada a uma temperatura aproximada de 5°C. De posse dos valores necessários das quantidades de água quente para manter o sistema de refrigeração por absorção funcionando, dimensiona-se o aquecedor de mistura e conseqüentemente a

vazão necessária de vapor que será provido da turbina a vapor para a geração de água quente.

A turbina a vapor foi dimensionada através dos valores de vazão, temperaturas, entalpias pertinentes ao vapor de utilização, definindo assim a quantidade e a qualidade do vapor que é destinada ao processo B (vapor de baixa pressão), do vapor para o aquecedor de mistura e vapor destinado ao condensador.

A alimentação da turbina a vapor é realizada pelo vapor vivo provido em uma caldeira de recuperação, para tanto se fez necessária à obtenção do valor de *pinch point* que nos fornece basicamente o ponto ótimo de trabalho desta caldeira chegando a um valor de 101 °C na chaminé.

Por fim do dimensionamento técnico, a turbina a gás é dimensionada, para isso se faz necessária uma seleção entre turbinas para se obter a que mais se adequa aos valores ideais da configuração assim selecionou-se a turbina SwiftPac 50. De posse de todos os valores montou-se uma tabela com todos os dados técnicos da configuração.

Uma particularidade deve ser citada com referência ao dimensionamento da turbina a gás, inicialmente tentou-se incansavelmente tratar a turbina a gás como apenas um equipamento fechado, ou seja, entra ar, combustível, e sai gás proveniente da queima e potência de eixo, porém não foi possível considerá-la desta maneira, por se demonstrar várias inconsistências impedindo assim a obtenção dos custos exergéticos unitários dispostos no capítulo 5.

Sendo assim, a turbina a gás foi desmembrada em compressor, combustor e turbina, para que fossem devidamente calculados em cada equipamento, e somente desta maneira é que se obtiveram os resultados finais desta dissertação.

Ao longo do capítulo 5 desenvolveram-se as análises dos custos exergéticos; os primeiros métodos a serem utilizados foram o método de extração e igualdade, que se utilizam da mesma base de cálculos. Primeiramente obtiveram-se os valores de compra dos equipamentos e o valor do fator de anuidade que leva em consideração o tempo útil dos equipamentos para amortização, desenvolvendo-se também as formulações necessárias para a obtenção dos custos dos produtos finais da central de cogeração.

O segundo método utilizado foi o de Silveira; basicamente, este método se utiliza também dos valores de amortização que são calculados de uma maneira pouco

diferente ao se comparado com o método anterior, mas há a necessidade da obtenção dos valores de manutenção dos equipamentos e da valorização da mão de obra necessária para manter a unidade em funcionamento, e através de duas formulações finais é possível se obter os valores dos produtos finais.

Por último, foi empregado o método de Valero e Lozano, que prima pela complexibilidade e talvez seja o método que exija um apuramento dos dados com maior cautela, impedindo assim a obtenção de valores errôneos. Este método em particular se difere de todos os outros, sendo necessário obter um conjunto de equações extenso para a obtenção dos valores finais através de cálculos matriciais.

Com a obtenção dos dados fornecidos pelos quatro métodos, pode-se observar que o custo da energia elétrica é mais valorizado pelos métodos de extração e igualdade, enquanto o método de Silveira e o método do Valero e Lozano trabalham em valores um pouco mais baixos; o inverso acontece com o método de Valero e Lozano e o método de Silveira, que valorizam mais os produtos térmicos, enquanto os métodos de extração e igualdade trabalham com valores mais baixos.

Estas diferenças entre a obtenção dos custos exergoeconômicos se dão devido à maneira de se obter os valores que fazem parte da particularidade de cada metodologia assim demonstrado na figura 3.8, a definição de qual é o melhor método tem que ser feita com base em quais são os objetivos de cada configuração específica. Neste caso, se a valorização dos produtos térmicos se revela mais importante do que a valorização dos custos para a obtenção da energia elétrica pode-se utilizar os métodos de Valero e Lozano e Silveira, porém se é mais importante a obtenção dos valores da energia elétrica ao invés da energia térmica, pode-se utilizar os métodos de igualdade e extração.

Como última análise econômica aplica-se os cálculos do valor presente líquido, da taxa de retorno interna e *payback*.

Para tanto, faz-se necessário obter o preço de venda dos produtos, que no caso da energia elétrica segue uma tabela estipulada pelo mercado de comercialização destes produtos. O preço de venda da energia elétrica foi estipulado como sendo de 0,074 US\$/kWh; neste ponto, os métodos de Silveira e Valero e Lozano são beneficiados por não valorizarem muito a energia elétrica, obtendo assim os maiores



valores da taxa interna de retorno e do valor presente líquido com um *payback* de 2 a 3 anos. Já os métodos de Igualdade e Extração ficam com estes valores pouco mais baixo chegando a ter um *payback* de 4 anos.

O método da extração foi beneficiado pelo baixo custo dos valores de obtenção da energia térmica produzida, tendo resultados semelhantes aos obtidos com o método de Silveira.

Como última análise, faz-se a otimização de toda a configuração; o conjunto de equações leva em consideração os fluxos, suas exergias e seus custos a fim de se buscar o ponto ótimo de trabalho desta unidade. O resultado final foi positivo, demonstrando assim que os valores aos quais a unidade de cogeração está trabalhando são os melhores, complementados pela venda do excedente de energia elétrica ao mercado, gerando assim receita e obtendo o melhor aproveitamento do combustível utilizado.









- 10) CERQUEIRA, S.A.A.G., NEBRA, S. A. **Cost attribution methodologies in cogeneration systems.** Energy Conversion and Management, v. 40, n. 15–16, 1999, p.1587–1597.
- 11) CINZUNGU, K., GROLL, M., LING, Z.G. **Modelling and optimization of two-phase ejectors for cooling systems** Applied Thermal Engineering, V.25, p. 1979 – 1994, 2005.
- 12) COSTA, ÊNNIO, **Refrigeração**, São Paulo, Editora Edgar Blucher, 1982.
- 13) CREDER, H., **Instalações de ar condicionado**, Rio de Janeiro, Editora LTC, 1996.
- 14) ELETROBRÁS, PROCEL, **Conservação de energia**, Itajubá, Editora da EFEI, 2001.
- 15) FILHO, A., SOUZA, C., GOLÇALVES, D., QUINTELLA, M., **Finanças corporativas**, Rio de Janeiro, Editora FGV, 2003.
- 16) FRANGOPOULOS, C.A., CARALIS, Y.C. **A method for tacking into account environmental impacts in the economic evaluation of energy systems.** Energy Conversion and Management, v. 38, n. 15-17, p. 1751-1763, 1997.
- 17) Gas turbine World 1997 **Handbook, Volume 16, 1997 Publisher Victor de Biasi, Fairfield, CT 06824, USA. Editor chefe Robert Farmer.**
- 18) GOLDBARG, M., LUNA H. **Otimização Combinatória e Programação Linear**, Rio de Janeiro, Editora Campus, 2000.
- 19) HETEU, PÉPIN, BOLLE, LÉON, **Economie d'énergie en trigénération** International Journal of Thermal Sciences, V.41, p. 1151 – 1159, 2002.
- 20) HOLMAN, JACK PHILIP, **Transferência de calor**, São Paulo, Editora McGraw-Hill, 1983.
- 21) KEHLHOFER, R. **A comparison of power plants for cogeneration of heat and electicity** – BBC Brown Boveri, Zurich, 1987.

- 22) KEHLHOFER, R. **Combined-cycle: gas and steam turbine power plants**. Lilburn, GA, Fairmont Press; Englewood Cliffs, 1991, 388 p.
- 23) KOTAS, T. J. **The exergy method of thermal plant analysis**. London, Butter Worths, 1985.
- 24) KUCKELKORN, B., BASSOLS, J., LANGRECK, J., SCHNEIDER, R., VEELKEN, H., **Trigeneration in the food industry** Applied Thermal Engineering, V.22, p. 595 – 602, 2002.
- 25) KUPRIANOV, V. **Applications of a cost-based method of excess air optimizations for the improvement of thermal efficiency and environmental performance of steam boilers** Renewable and Sustainable Energy Reviews, V.9, p. 474 – 498, 2005.
- 26) LOURENÇO, G.M. **O gás natural boliviano e o Brasil. Análise Conjuntural**, v. 28, n. 05-05, 20-21, Maio-Junho 2006. Disponível em: [http://www.ipardes.gov.br/pdf/bol\\_ana\\_conjuntural/bol\\_28\\_3h.pdf](http://www.ipardes.gov.br/pdf/bol_ana_conjuntural/bol_28_3h.pdf). Acesso em: 22/08/2006.
- 27) LOZANO, M.A., VALERO, A. **Thermoeconomic analysis of gas turbine cogeneration systems**. ASME Thermodynamics, Design, Analysis and Improvement of Energy Systems, p. 311-320, 1993.
- 28) MAGALHÃES, E. G., WADA, K., SECCHI, A. R., **Steam production optimization in a petrochemical industry** Enpromer, Departamento de Engenharia Química – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2005.
- 29) MARCOVECCHIO, M.G., AGUIRRE, PIO, SCENNA, P., **A model for the synthesis and optimization of hibrid ro-msf desalinations plants** Enpromer, INGAR – Instituto de Desarrollo y Diseño – CONICET, 2005.
- 30) MARECHAL, FRANÇOIS, KALITVENTZEFF, B., **Targeting the integration of multi-period utility systems for site scale process integration** Applied Thermal Engineering, V.23, p. 1763 – 1784, 2003.
- 31) MARTINELLI, LUIZ, **Máquinas Térmicas I**, Rio Grande do Sul, 2004.

- 32) MEZIANE, R., MASSIM, Y., ZEBLAH, A., GHORAF, A., RAHLI, R. **Reliability optimization using ant colony algorithm under performance and costs constraints** Electric Power Systems Research, V.76, p. 1 – 8, 2005.
- 33) MUSSATI, S. F., BARTTFELD, M., AGUIRRE, P.A ., SCENNA, N.J., **Superstructure optimization of power and desalting plants** Enpromer, INGAR, University ErlNGEN-Nurnberg, institute of chemical Engineering –Germany, 2005.
- 34) PELTIER, R. V. **Managing cogeneration systems.** Energy Engineering, volume 86, número 5, 1986. APUD Silveira, José. Estudo de sistema de cogeração aplicado a fabricação de papel e celulose. Itajubá, 1990.
- 35) QUADROS, S., **A invenção das máquinas térmicas**, São Paulo, Editora Scipione, 1981.
- 36) RONG A., LAHDELMA, R. **An efficient linear programming model and optimization algorithm for trigeneration** Applied Energy, V.82, p. 40 – 63, 2005.
- 37) SADDY, M **A cogeração de eletricidade e calor no Brasil.** Eletricidade Moderna, dezembro 1986. APUD Silveira, José. Estudo de sistema de cogeração aplicado a fabricação de papel e celulose. Itajubá, 1990.
- 38) SANTOYO, J., CIFUENTES, A., **Trigeneration: an alternative for energy savings** Applied Energy, V.76, p. 219 – 227, 2003.
- 39) SEMCO. **Solicitação de orçamento** [mensagem pessoal]. Mensagem recebida por <fabrício.r.carlo@kcc.com> em 22 fev. 2006.
- 40) SILVEIRA, JOSÉ **Cogeração disseminada para pequenos usuários: estudo de casos para o setor terciário.** Tese de doutorado, Universidade Estadual de Campinas, São Paulo, 1994.
- 41) SILVEIRA, JOSÉ **Estudo de sistema de Cogeração aplicado à fabricação de papel e celulose.** Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Itajubá, Minas Gerais, 1990.



- 42) SITE OFICIAL comércio de gás, 2006. Tarifação de comercialização de gás natural. Disponível em: <http://www.comgas.com.br>
- 43) STOECKER, W., JONES, J., **Refrigeração e ar condicionado**, São Paulo, Editora McGraw-Hill, 1985.
- 44) TEMIR, G., BILGE, D., **Thermoeconomic analysis of a trigeneration system** Applied Thermal Engineering, V.24, p. 2689 – 2699, 2004.
- 45) TOURIN, R.H. District heating with combined heat and electric power generation. In: AUER, P. Advances in energy systems and technology, New York: Academic Press, 1978. v1.p.327-374.
- 46) VACUNLUM, BOMBAS. **Solicitação de orçamento** [mensagem pessoal]. Mensagem recebida por <fabrício.r.carlo@kcc.com> em 10 março, 2006.
- 47) VERBRUGGEN, A. **Cogeneration– allocation of joint costs**. Energy Policy, v. 11, n.2, p. 171–176, 1983.
- 48) WANG, W., CHEN, L., SUN, F., WU, C. **Power optimization of an endoreversible closed intercooled regenerated Brayton-cycle coupled to variable-temperature heat-reservoirs** Applied Energy, v. 82, p. 181 – 195, 2005.
- 49) WYLEN, V., SONNTAG, R., BORGNAKKE, C., **Fundamentos da termodinâmica**, São Paulo, Editora Edgar Blucher, 1998.
- 50) ZORATTO, LAURA C. **O impacto na balança comercial brasileira da importação de bens de equipamento para a geração térmica de eletricidade**. Monografia de bacharelado, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2002.