

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DA ENERGIA**

**Estudo Paramétrico e Diagnóstico Preliminar do  
Esquema Atual da Usina Termelétrica de Barreiro**

**Cláudia Domingues Romeiro**

**Itajubá, Novembro de 2008**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DA ENERGIA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**Estudo Paramétrico e Diagnóstico Preliminar do  
Esquema Atual da Usina Termelétrica de Barreiro**

**Autor: Cláudia Domingues Romeiro**

**Orientador: Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora**

**Co-orientador: Prof. Dr. Osvaldo José Venturini**

**Itajubá, Novembro de 2008**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DA ENERGIA**

**Estudo Paramétrico e Diagnóstico Preliminar do  
Esquema Atual da Usina Termelétrica de Barreiro**

**Cláudia Domingues Romeiro**

**Curso: Mestrado em Engenharia da Energia**

**Área de Concentração: Geração de Energia**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Energia como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Ciências em Engenharia da Energia.

Novembro de 2008

Itajubá - MG

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DA ENERGIA**

**Estudo Paramétrico e Diagnóstico Preliminar do  
Esquema Atual da Usina Termelétrica de Barreiro**

**Cláudia Domingues Romeiro**

**Autor: Cláudia Domingues Romeiro**

**Orientador: Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora**

**Co-orientador: Prof. Dr. Osvaldo José Venturini**

**Composição da Banca Examinadora:**

**Prof. Dr. José Luz Silveira – FEG/UNESP**

**Prof. Dr. Roberto Alves de Almeida – GEE/IEE/UNIFEI**

**Prof. Dr. Osvaldo José Venturini (Co-orientador) – IEM/UNIFEI**

**Prof. Dr. Electo Silva Lora (Orientador) – IEM/UNIFEI**

## **Dedicatória**

*A meus pais Maria Célia e Carlos Augusto*

*Ao meu irmão Leonardo*

*Ao meu noivo Paulo*

## **Agradecimentos**

Ao meu Orientador, Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora, pela competência, dedicação, paciência, amizade, confiança na realização deste trabalho e pela oportunidade de trabalhar no NEST.

Ao meu Co-orientador, Prof. Dr. Osvaldo Venturini, pelos ensinamentos, competência, paciência, colaboração e amizade.

Ao CNPQ pelo suporte financeiro na realização deste trabalho.

Aos amigos do NEST, especialmente à “ala feminina” pela amizade, companheirismo e incansável incentivo ao trabalho, à Janice pela grande atenção, à Lucilene pela ajuda e aos demais colegas que fiz no NEST, que de alguma forma sempre estarão na lembrança.

Ao técnico Gustavo e aos demais funcionários da UTE – Barreiro pela atenção e pelos dados fornecidos para realização deste trabalho.

Aos professores Marco Antônio Rosa do Nascimento e Roberto Alves de Almeida, que dê alguma forma, contribuíram para a realização deste trabalho. Aos professores da Universidade Federal de Itajubá pelos conhecimentos transmitidos.

Aos amigos do IEPUC pelo incentivo, companheirismo e ensinamentos. Ao Dr. Sandro Barros Ferreira pela compreensão, colaboração e amizade.

Ao programa de pós-graduação em Engenharia da Energia e aos amigos do Mestrado.

Aos funcionários da Universidade Federal de Itajubá.

Aos meus pais, Maria Célia e Carlos Augusto, meu irmão Leonardo e cunhada Priscilla, pela diária dedicação, amor, carinho, atenção, incentivo na formação profissional e apoio na realização deste trabalho. Ao meu noivo Paulo, pelo grande apoio, carinho, amizade, incentivo, compreensão e paciência. A Deus por sempre estar ao meu lado.

*"Imaginação é mais importante que conhecimento. O conhecimento é limitado. A  
imaginação dá a volta ao mundo." Albert Einstein*



## Resumo

O presente trabalho apresenta como objetivo a avaliação da influência dos principais parâmetros impactantes no ciclo térmico da Usina Termelétrica do Barreiro – UTE, mediante realização de um estudo paramétrico que servirá de base para se avaliar a degradação atual dos equipamentos mais importantes que compõem este ciclo. Primeiramente a usina é modelada em seu ponto de projeto, mediante dados de projeto fornecidos pelo pessoal da usina, utilizando o software GateCycle<sup>®</sup>. Logo em seguida, é realizado o estudo paramétrico da planta, no qual diversos aspectos, tais como: condições ambientais, tipo de combustível e pressão no condensador são analisados na simulação *off-design*, a fim de que se possa expressar em gráficos a sua influência na eficiência e potência líquida produzida pela usina.

A partir deste ponto, de posse dos dados de operação da usina, foi realizado um estudo dos equipamentos do ciclo que foram considerados de maior influência no desempenho da planta, a fim de se determinar a degradação de cada componente, investigando os efeitos da degradação destes equipamentos no desempenho global da usina.

### ***Palavras-chave***

Ciclo a Vapor, Estudo Paramétrico, Condições Ambientais, Combustível e Pressão no Condensador, Diagnóstico, Turbina a Vapor

## **Abstract**

The present work shows as its main purpose the evaluation of the influence of the powerful parameters in the cycle, through the realization of a parametric study which will let base to value the current degradation of the equipment that supplies these parameters. First, the power plant is modeled in its design point, by means of data supplied by the plant, using the software GateCycle<sup>®</sup>. Soon the plant parametric study is carried out, which some plants parameters like environmental conditions, type of fuel and condenser pressure are varied in the simulation off-design in order to make possible to express in graphics its significant influence in efficiency and output power.

From this point, with all operation data of the power plant, a study of the cycle equipments, which were considered to have a greater influence on the plant performance, was carried out. The main aim of this study was to determine the degradation of each component and the effects this degradation in the global plant performance.

### ***Keywords***

Steam Cycle, Parametric Study, Environmental Conditions, Fuel and Condenser Pressure, Diagnostic, Steam Turbine

# Índice

Índice.....	i
Lista de Figuras .....	iv
Lista de Tabelas .....	vii
Simbologia.....	ix
Letras Latinas .....	ix
Letras Gregas.....	x
Subscritos .....	x
Abreviaturas .....	xii
Siglas.....	xii
Capítulo 1 .....	1
1.1    Motivação.....	1
1.2    Objetivos .....	8
1.3    Estrutura da Dissertação.....	8
Capítulo 2 .....	10
2.1    Ciclo a vapor .....	10
2.1.1    Ciclo de Carnot.....	11
2.1.2    Ciclo Rankine .....	13
2.2    Cogeração.....	18
2.3    Combustíveis.....	21
2.3.1    Combustíveis Siderúrgicos.....	22

2.3.2	Gases Siderúrgicos Residuais.....	23
2.4	Estudo Paramétrico.....	26
2.4.1	Condições Ambientais .....	28
2.4.2	Pressão no Condensador .....	30
2.4.3	Variação na Composição do Combustível.....	31
2.5	Diagnóstico e Degradação de Eficiência em Ciclo a Vapor .....	34
2.6	Simulação de Ciclo a Vapor.....	39
2.6.1	GateCycle® .....	39
Capítulo 3	.....	41
3.1	Introdução .....	41
3.2	Descrição do Ciclo a Vapor .....	44
3.3	Modelagem do Ciclo.....	55
3.4	Metodologia do Estudo Paramétrico .....	57
3.5	Metodologia de Diagnóstico do Ciclo a Vapor .....	60
Capítulo 4	.....	66
4.1	Estudo Paramétrico.....	66
4.1.1	Condições Ambientais .....	67
4.1.2	Pressão no Condensador .....	71
4.1.3	Variação na Composição do Combustível.....	78
4.2	Diagnóstico do Ciclo a Vapor .....	85
4.2.1	Caldeira .....	86
4.2.2	Turbina a Vapor.....	88
4.2.3	Condensador.....	90
4.2.4	Degradação do Ciclo a Vapor .....	92
Capítulo 5	.....	96
5.1	Conclusões .....	96
5.2	Sugestões para Trabalhos Futuros .....	99
Capítulo 6	.....	100
<b>Anexo A</b>	<b>– Características Técnicas .....</b>	<b>106</b>
<b>Apêndice A</b>	<b>- Determinação dos Principais Cenários de Simulação com Utilização de</b>	
	<b>Diferentes Combustíveis .....</b>	<b>110</b>

<b>Apêndice B - Caracterização dos Cenários de Simulação para Estudo do Diagnóstico da Caldeira</b> .....	114
---	-----

## Lista de Figuras

Figura 1.1 – Composição da Matriz Energética do Brasil (Ministério de Minas e Energia, 2008) .....	6
Figura 1.2 – Participação de fontes renováveis e não-renováveis no Brasil e no mundo (Ministério de Minas e Energia, 2007) .....	6
Figura 2.1 – Diagrama T-s do ciclo de Carnot .....	12
Figura 2.2 – Esquema básico do ciclo Rankine.....	13
Figura 2.3– Diagrama T-s do ciclo Rankine ideal (Khartchenko, 1997).....	14
Figura 2.4 – Diagrama T-s de ciclo Rankine com reaquecimento (Khartchenko, 1997)	16
Figura 2.5 – Desenho esquemático de uma planta cogeneradora do tipo topping com ciclo Rankine .....	18
Figura 2.6– Desenho esquemático de uma planta cogeneradora do tipo bottoming.....	19
Figura 2.7 – Volume de controle onde acontece uma reação química .....	31
Figura 3.1- Esquema representativo do ciclo Rankine da UTE-Barreiro. Fonte: UTE-Barreiro, 2004b.....	44
Figura 3.2 – Desenho do modelo simulado no software GateCycle® para o desenvolvimento do estudo .....	48
Figura 3.3 – Esquema simplificado de um superaquecedor, indicando a entrada de vapor saturado (3), de gás de combustão (1), saída de gás de combustão (2) e de vapor superaquecido(4).....	49

Figura 3.4 – Esquema simplificado de um economizador, indicando a entrada de água (3), de gás de combustão (1), saída de gás de combustão (2) e de vapor (4).....	50
Figura 3.5 – Esquema de uma turbina a vapor, indicando a entrada de vapor superaquecido (1), saída de vapor (2) e o trabalho de eixo da turbina ( $W_t$ ).....	52
Figura 3.6 - Balanço de energia representativo de uma caldeira convencional .....	61
Figura 3.7 – Balanço de energia representativo na caldeira convencional .....	62
Figura 3.8 – Esquema de um salto entálpico de uma turbina a vapor .....	64
Figura 3.9 – Desenho esquemático de um tubo presente em um condensador.....	64
Figura 4.1 - Gráfico que expressa a variação da temperatura da entrada da torre de resfriamento em função da temperatura ambiente para diferentes valores de umidade relativa.....	68
Figura 4.2 - Gráfico que expressa a variação da temperatura da saída da torre de resfriamento em função da temperatura ambiente para diferentes valores de umidade relativa.....	68
Figura 4.3 - Gráfico que expressa a variação da eficiência da planta em função da temperatura ambiente para diferentes valores de umidade relativa.....	69
Figura 4.4 - Gráfico que expressa a variação do Heat Rate da planta em função da temperatura ambiente para diferentes valores de umidade relativa.....	70
Figura 4.5 – Gráfico que expressa a variação da potência líquida em função da temperatura ambiente para diferentes valores de umidade relativa.....	70
Figura 4.6 - Variação da potência líquida produzida em função da pressão no condensador para a temperatura ambiente de 21°C.....	72
Figura 4.7 - Variação da eficiência térmica do ciclo em função da pressão no condensador para a temperatura ambiente de 21°C.....	73
Figura 4.8 – Variação da potência em função da temperatura ambiente e pressão no condensador.....	74
Figura 4.9 - Variação da potência em função da temperatura ambiente e pressão no condensador em detalhe .....	75

Figura 4.10 – Influência da perda de carga na e o fator de limpeza da pressão de operação do condensador .....	76
Figura 4.11 – Variação da potência em função da perda de carga e limpeza do condensador .....	77
Figura 4.12 - Variação da eficiência em função da perda de carga e limpeza do condensador.....	77
Figura 4.13 – Variação da potência em função do valor o poder calorífico fixando valor constante para vazão total de combustível .....	79
Figura 4.14 – Variação da eficiência em função do valor o poder calorífico .....	80
Figura 4.15 – Variação da potência do cenário 2 em função da vazão de combustível .	81
Figura 4.16 – Variação da potência do cenário 3 em função da vazão de combustível .	82
Figura 4.17 – Variação da potência do cenário 4 em função da vazão de combustível .	83
Figura 4.18 – Variação da potência do cenário 5 em função da vazão de combustível .	84
Figura 4.19 – Variação da potência do ciclo com a degradação da caldeira.....	93
Figura 4.20 – Variação da potência do ciclo com a degradação da turbina a vapor .....	93
Figura 4.21 – Variação da potência do ciclo com a degradação do condensador .....	94
Figura 4.22 – Variação da potência do ciclo com a degradação dos equipamentos.....	95
Figura 4.23 - Efeito da degradação de eficiência dos equipamentos estudados no ciclo	95
Figura 6.1 – Imagem da UTE-Barreiro.....	106
Figura 6.1 – Imagem da turbina a vapor da UTE-Barreiro .....	109



## Lista de Tabelas

Tabela 2-1- Composição química e propriedades dos gases siderúrgicos (Lora e Nascimento, 2004).....	25
Tabela 2-2 - Propriedades do alcatrão bruto (CSN citado em Lora e Nascimento, 2004) .....	26
Tabela 3-1 – Principais fluxos presentes na Figura 3.1 .....	43
Tabela 3-2 – Composição do gás de alto forno utilizada no projeto. Fonte: UTE-Barreiro, 2006a .....	46
Tabela 3-3 – Composição do alcatrão bruto de madeira que foi utilizada no projeto. Fonte: UTE-Barreiro, 2006a.....	46
Tabela 3-4 – Resumo dos cenários escolhidos para simulação do ciclo. Fonte: UTE-Barreiro, 2006b.....	47
Tabela 3-5 – Valores obtidos na modelagem do design point do ciclo da UTE-Barreiro .....	56
Tabela 3-6 – Resumo dos cenários escolhidos para diagnóstico da caldeira (UTE-Barreiro, 2006b).....	63
Tabela 4-1 – Comparação do desempenho do ciclo para 0,10 bar e 0,22 bar no condensador.....	73
Tabela 4-2 – Variações da entrada do combustível para o estudo paramétrico com vazão total de combustível constante.....	78
Tabela 4-3- Resumo do diagnóstico da caldeira.....	86

Tabela 4-4- Resumo do diagnóstico da turbina a vapor.....	88
Tabela 4-5- Resumo do diagnóstico da condensador .....	90
Tabela 6-1 – Características dos combustíveis de entrada do ponto de projeto.....	111
Tabela 6-2 – Características do cenário 2 .....	111
Tabela 6-3 - Características do cenário 3 .....	112
Tabela 6-4 - Características do cenário 4.....	112
Tabela 6-5 - Características do cenário 5.....	113
Tabela 6-6 – Características do cenário 6 .....	114
Tabela 6-7 – Características do cenário 7 .....	115
Tabela 6-8 - Características do cenário 8.....	115

## Simbologia

### Letras Latinas

<i>A</i>	Área	$m^2$
<i>b</i>	Bomba	
<i>C</i>	Elemento químico Carbono	
<i>D</i>	Diâmetro interno do tubo	m
<i>f</i>	Fator de atrito	adimensional
<i>h</i>	Entalpia específica	$\text{kJ/kg}$
<i>H</i>	Elemento químico Hidrogênio	
<i>L</i>	Comprimento do tubo	m
$\dot{m}$	Vazão mássica	$\text{kg/s}$
<i>n</i>	Número de moles	moles
<i>N</i>	Elemento químico Nitrogênio	
<i>O</i>	Elemento químico Oxigênio	
<i>P</i>	Pressão	$\text{kPa}$
<i>q</i>	Fluxo de calor transferido de um sistema ou volume de controle para outro sistema ou volume de controle	$\text{kJ/kg}$

$Q$	Calor transferido de um sistema ou volume de controle para outro sistema ou volume de controle	kJ
$\dot{Q}$	Taxa de energia transferida por calor.	kW
$s$	Entropia específica	kJ/kg.K
$S$	Elemento químico Enxofre	
$T$	Temperatura	K
$t$	Turbina	
$U$	Coefficiente global de transferência de calor	kJ/s.m <sup>2</sup> .K
$V$	Velocidade do escoamento	m/s
$W$	Trabalho realizado de um sistema ou volume de controle para outro sistema ou volume de controle	kJ
$\dot{W}$	Taxa de realização de trabalho no tempo	kW
$x$	Título da mistura água/vapor	

## Letras Gregas

$\eta$	Eficiência de um processo	adimensional
$\rho$	Massa específica	Kg/m <sup>3</sup>

## Subscritos

Ad	Adicionado
cal	Caldeira
comb	Combustível
$d$	Disponível
e	Externo
$eco$	Economizador

ent	Entrada
eva	Evaporador
exaus	Exaustão
i	Interno
int rev	Processo internamente reversível
<i>p</i>	Produto
<i>r</i>	Reagentes
<i>s</i>	Saída
Rej	Rejeitado
<i>req, int</i>	Reaquecedor intermediário
sup	Superaquecedor
<i>th</i>	Térmica ( <i>thermal</i> )
vap	Vaporização

## Abreviaturas

### Siglas

AIREJC	Referente ao ícone do GateCycle <sup>®</sup> que representa o ejetor ( <i>air ejector</i> ).
BEN	Balanço Energético Nacional
BNDES	Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social
BOP	Balance of Plant
CND	Referente ao ícone do GateCycle <sup>®</sup> que representa o condensador ( <i>condenser</i> ).
CSN	Companhia Siderúrgica Nacional
CST	Companhia Siderúrgica de Tubarão
CTE	Central Termelétrica
DEAER	Referente ao ícone do GateCycle <sup>®</sup> que representa o desareador ( <i>deaerator</i> ).
DTT	Diferença Terminal de Temperaturas
ECON	Referente ao ícone do GateCycle <sup>®</sup> que representa o economizador ( <i>economizer</i> ).
EVAP	Referente ao ícone do GateCycle <sup>®</sup> que representa o evaporador ( <i>evaporator</i> ).
FWH	Referente ao ícone do GateCycle <sup>®</sup> que representa o aquecedor de água de alimentação ( <i>feedwater heater</i> )
GAF	Gás de Alto Forno

GCO	Gás de Coqueria
GLD	Gás de Aciaria
GN	Gás Natural
GNV	Gás Natural Veicular
HEATX	Referente ao ícone do GateCycle <sup>®</sup> que representa o trocador de calor ( <i>general heat exchanger</i> )
HEI	<i>Heat Exchange Institute</i> (Instituto de Trocadores de Calor)
IEM	Instituto de Engenharia Mecânica
INPE	Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais
ISO	<i>International Standardization Organization</i> (Organização Internacional para Padronização)
M	Referente ao ícone do GateCycle <sup>®</sup> que representa o misturador ( <i>Mixer</i> )
MME	Ministério de Minas e Energia
OECD	Organização para a Cooperação e Desenvolvimento Econômico
OIE	Oferta Interna de Energia
ONS	Operador Nacional do Sistema
PCI	Poder calorífico inferior
PCS	Poder calorífico superior
PIB	Produto Interno Bruto
ST	Referente ao ícone do GateCycle <sup>®</sup> que representa a turbina a vapor ( <i>steam turbine</i> )
SPHT	Referente ao ícone do GateCycle <sup>®</sup> que representa o superaquecedor ( <i>superheater</i> )
TMIX	Referente ao ícone do GateCycle <sup>®</sup> que representa o controlador de temperatura através de mistura de fluxos – atemperador (Tempertaura control mixer)
TV	Turbina a vapor
UTE	Usina Termelétrica
V&M	Companhia Siderúrgica Vallourec & Mannesmann

## **Capítulo 1**

# **INTRODUÇÃO**

### **1.1 MOTIVAÇÃO**

A energia é de suma importância na sociedade atual, participando em quase todas as atividades humanas e sendo requisito básico para o desenvolvimento econômico. O crescimento populacional requer maior demanda de energia e, segundo o Balanço Energético de 2008 (Ministério de Minas e Energia, 2008), os países em desenvolvimento apresentam uma tendência de consumo de energia proporcional ao crescimento do PIB, o que é o caso do Brasil. Portanto, são necessários novos estudos e projetos voltados para a implantação e ampliação de sistemas energéticos, a fim de que, uma crise como a que ocorreu em 2001, não venha a atingir o país novamente.

A OIE (ou Matriz Energética ou demanda total de energia) é conceituada pelo BEN como “a soma do consumo final de energia, das perdas no transporte, na distribuição e



na armazenagem e das perdas nos processos de transformação”, e representa a toda energia disponível, incluindo as perdas. Por apresentar matriz energética predominante de geração hidrelétrica, quando o acúmulo de água nos reservatórios das usinas passou por período crítico devido a ausência de chuvas e de investimentos no setor, acompanhado pelo crescente consumo de energia. Os primeiros sinais da crise atual já eram perceptíveis no final dos anos 80, quando a falta de recursos do setor público levou ao abandono de projetos de investimentos em energia que oferecessem margem de segurança e evitassem apagões. Até 1989, os investimentos em energia elétrica alcançavam, em média, US\$ 10 bilhões anuais, mas declinaram para US\$ 4 bilhões a US\$ 5 bilhões nos últimos anos. Sem investimentos públicos, era preciso definir um novo modelo de financiamento do setor, além de modificar sua estrutura. Houve consenso quanto à reorganização da área, que passaria a basear-se num mercado competitivo no atacado, com livre acesso às redes de transmissão, fortalecimento dos produtores independentes e desverticalização (Editoriais, 2001). Logo, um Plano de Privatização de 1995, onde o governo de Fernando Henrique Cardoso instalou no país um processo de privatização das principais companhias energéticas, mudou o perfil do modelo do setor, de um modelo estatal para um de participação mista estatal/privado.

Porém, o setor elétrico tem que trabalhar com planejamento e investimentos de longo prazo, com cerca de 10 anos, pois construir uma usina elétrica é demorado (Lobato, 2001). Um estudo do BNDES (Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social) critica o modelo adotado para a privatização do setor elétrico, identificando três razões para a crise: falta de sincronia na transição do modelo estatal para o privado, riscos regulatórios que inibiram os investimentos privados e falta de articulação entre as reformas dos setores elétrico, de petróleo e de gás natural (Lobato, 2001).

Portanto, o Brasil teve que implementar ações que incentivassem a instalação de unidades geradoras que não dependessem da hidrologia e que promovessem o racionamento do consumo da energia já existente. Por isso, após este período, o suprimento de energia tem sido grande objeto de estudo, principalmente no que diz respeito à diversidade de fontes energéticas.

O Programa Prioritário de Termoeletricidade, instituído pelo DECRETO nº3.371, foi criado a fim de adicionar potência ao sistema interligado neste período de racionamento energético. A instalação de hidrelétricas não foi descartada, mas sua construção e

operação demorariam muito para suprir a deficiência momentânea. Por isso, a política de implementação de termelétricas se fez necessária e começou a fazer parte do planejamento energético brasileiro, transformando a operação do sistema elétrico brasileiro de hidroelétrica para hidrotérmica. Esta fase foi importante para o uso deste tipo de geração, introduzindo no país o comprometimento com estudos para utilização de novos energéticos e novas usinas geradoras e aperfeiçoando o conhecimento das UTEs.

A operação das usinas termelétricas sempre foi mais custosa que a operação das hidrelétricas, porém durante tal momento seu uso foi estimulado para suprir o déficit da demanda de energia existente. Quando esta situação se encontrava mais estável, isto é, os níveis dos reservatórios estavam crescendo e abastecendo a demanda de energia com folga, a geração termelétrica voltou a se tornar desvantajosa comparativamente com a hidrelétrica. Tal fato parou a operação da maioria destas UTEs, o que fez com que estas aguardassem o momento certo para entrada em operação segundo despacho do ONS – Operador Nacional do Sistema. No entanto, a idealização da diversificação das fontes primárias de geração ainda era necessária, por isso teve-se que priorizar no país tecnologias já enraizadas e maduras, que acompanhassem as exigências de potências, de legislação ambiental, ao menor custo possível de geração. As centrais termelétricas à biomassa ganharam um grande destaque neste período, uma vez que o Brasil apresenta histórico destacado com relação à cana-de-açúcar e produtos de florestas energéticas.

Porém, durante o Programa Prioritário de Termoeletricidade, políticas de implementação da utilização de gás natural foram muito incentivadas tanto na geração de energia elétrica quanto em processos industriais, em consumidores comerciais, residenciais e automotivos. O momento era propício para este tipo de tecnologia, uma vez que o energético encontrava-se em abundância nos países vizinhos, os quais o forneceriam ao Brasil. Além disso, era considerado um combustível menos agressivo ao meio ambiente do que o processo vigente que utilizava óleo combustível, apresentava poder calorífico elevado e tecnologia de implementação já conhecida em outros países.

Logo, inúmeras unidades industriais e geradoras de energia a gás natural encontravam-se em operação, por isso, uma interrupção na distribuição de gás teria um impacto sensível no setor industrial, além de afetar consumidores residenciais e de gás veicular. Com a construção e operação de plantas movidas à GN (usinas termelétricas, unidades

industriais, etc), o Brasil firma um contrato com a Bolívia de fornecimento do energético. Atualmente, consomem-se no país 40 milhões de metros cúbicos por dia (ABEGAS, 2007), mais da metade deles proveniente da Bolívia.

Foi nesse contexto, de crescente dependência brasileira do gás natural importado dos bolivianos, que foi eleito para a Presidência da Bolívia o candidato Evo Morales, que teve como lema e principal promessa de campanha a nacionalização dos hidrocarbonetos do país. Este foi o primeiro momento de instabilidade com relação ao gás natural após a massificação do uso do combustível em 2003 (Praça, 2003), contribuindo para a idéia que deveria ser intensificada a busca da diversificação da matriz energética. No entanto, novos investimentos na exploração do gás nacional foram intensificados e as instabilidades políticas e comerciais com a Bolívia foram se acertando, o que fez setores do país permanecerem dependentes do energético. Segundo BEN (Ministério de Minas e Energia, 2008) a geração a partir de gás natural representou 3,2% do total da eletricidade produzida no país em 2007, e associada ao consumo industrial, residencial e veicular representaram 9,3% da OIE no país, Figura 1.1.

É importante investir no gás nacional, porém a idéia de fontes alternativas de energia não pode ser negligenciada, uma vez que o GN é um combustível fóssil, isto é, resultado da fossilização da matéria orgânica e, portanto uma fonte exaurível. Por isso a matriz energética de um país em desenvolvimento, que apresenta taxas de crescimento de consumo de energia acompanhando crescimento econômico, não deve ser dependente de restritas fontes de energia e sim de várias fontes distintas. Não se pode chegar ao ponto de iniciar um “apagão energético”, como foi o caso da crise de 2001, de modo que deve-se investir em novos estudos e novas instalações que utilizem fontes alternativas.

Outro caso interessante que ocorreu recentemente mostra como o país ainda não apresenta sua matriz diversificada e auto-suficiente. No dia 31 de outubro de 2007 (Corrêa, 2007), cidades como Rio de Janeiro, passaram por um possível aviso do “apagão” do gás. Para garantir o fornecimento a consumidores residenciais e comerciais, as distribuidoras que atuam no Estado suspenderam o fornecimento para 89 postos de gás natural veicular (GNV) e grandes indústrias, como CSN e Bayer – que ficou com três unidades paradas (O Globo, 2007). O problema começou porque a

Petrobras reduziu o fornecimento de gás natural às distribuidoras do Rio e de São Paulo, na segunda-feira dia 29 de outubro, depois que o Operador Nacional do Sistema, que controla o sistema elétrico do país, determinou que a estatal abastecesse as usinas termelétricas com o combustível para gerar eletricidade. Apesar de ter durado apenas 24 horas, a paralisação do fornecimento de gás acabou gerando polêmica, reacendeu o sinal de alerta sobre a iminência de um “apagão” de energia elétrica (Valor Econômico, 2007). Neste contexto, a política de implementação de termoeletricidade fez-se importante para diversificar a matriz que até então era primordialmente hidroelétrica, sem, no entanto, persistir no mesmo erro de “depositar todas as fichas” em um recurso, isto é, em um único combustível.

A grande vantagem da geração térmica é a diversificação da energia primária que pode ser utilizada na sua operação, inclusive a possibilidade do uso da energia renovável. O Brasil apresenta vantagens comparativas favoráveis com o resto do mundo em termos de utilização de fontes renováveis de energia. No país, em 2007, 45,9% da Oferta Interna Energia foi de energia renovável, Figura 1.2, enquanto em 2006, a média mundial foi de 12,9%, e nos países da OECD (Organização para a Cooperação e Desenvolvimento Econômico) foi de apenas 6,7% (Ministério de Minas e Energia, 2007). Por isso é de vital importância valorizar e incentivar no país o contínuo uso de energia renovável, uma vez que o mundo passa por processos de diminuição de fontes fósseis e reduções de taxas de emissões, de acordo com o estabelecido pelo Protocolo de Quioto.

Além do incentivo ao uso de energia renovável é preciso manter o bom funcionamento dos estabelecimentos já existentes com esta tecnologia. Por isso, todo este contexto veio reforçar a idéia deste trabalho, que visa analisar uma planta termelétrica, que fornece energia a uma Usina Siderúrgica, utilizando gás de alto forno e alcatrão vegetal, como combustíveis base. A usina fornece eletricidade diretamente ao produtor siderúrgico utilizando os resíduos de seu processo aumentando a confiabilidade do fornecimento de energia para cargas vitais do processo produtivo, contribuindo por diminuir a dependência exclusiva de combustíveis, que possam passar por racionamento, como é o caso do setor de distribuição de combustíveis e derivados do petróleo e gás natural.

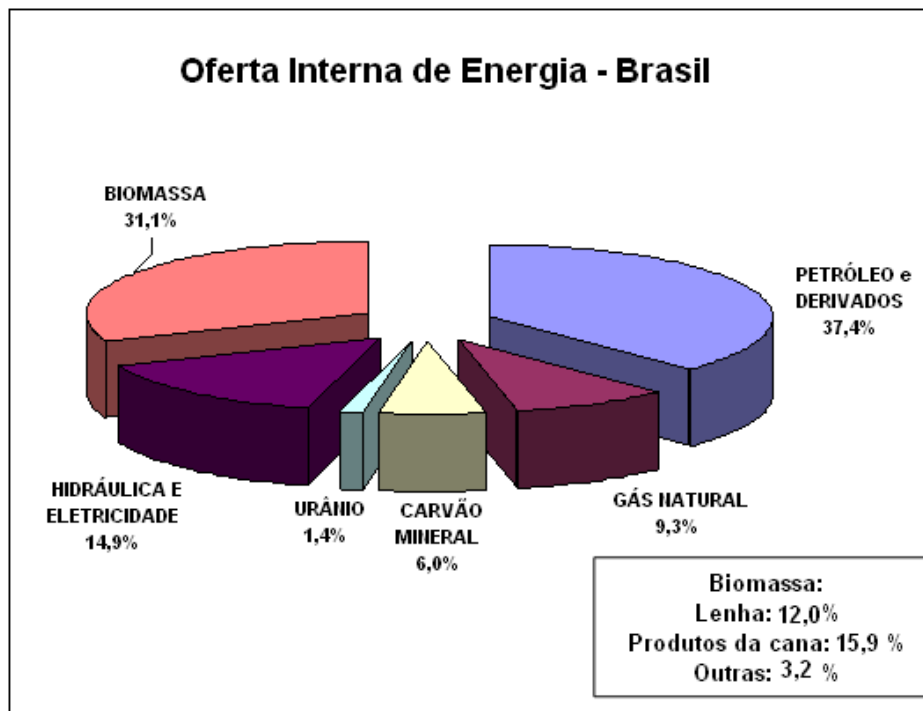


Figura 1.1 – Composição da Matriz Energética do Brasil (Ministério de Minas e Energia, 2008)

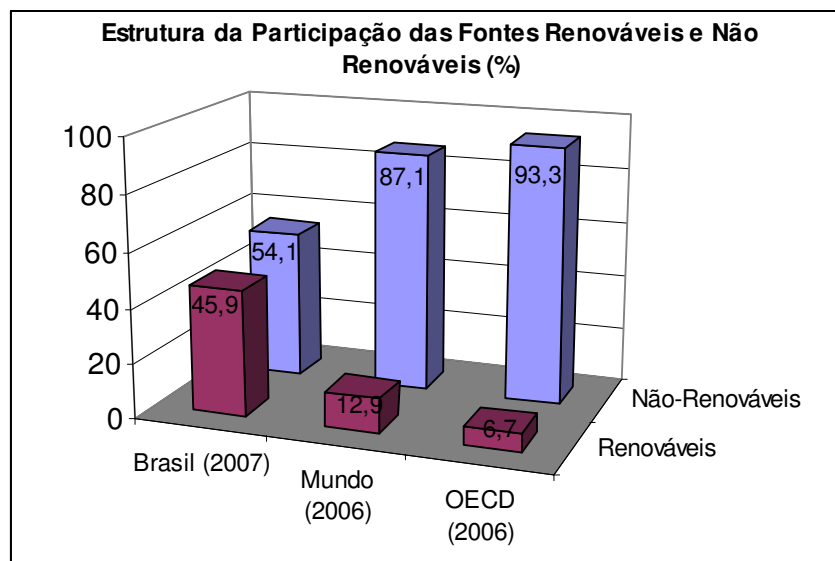


Figura 1.2 – Participação de fontes renováveis e não-renováveis no Brasil e no mundo (Ministério de Minas e Energia, 2007)

A interrupção do fornecimento de energia elétrica nas siderúrgicas por um período longo pode colocar em risco a integridade dos alto-fornos, além de causar prejuízos com

a parada da produção que acarreta em ônus na retomada da operação e perda de produtos que estavam sendo produzidos no momento da parada e não podem ser retomados. Por tal motivo, várias usinas siderúrgicas já apresentam incorporadas em suas instalações plantas autoprodutoras, que fornecem energia a seus processos utilizando, entre outras, fontes renováveis de energia. Estas usinas que utilizam os gases residuais do processo siderúrgico são conhecidas por alguns autores como unidades cogeneradoras, porém há certa confusão de nomenclatura destas instalações, que será explicada na seção 2.2.

Geralmente, as usinas siderúrgicas trabalham em carga constante, adotando vários turnos de trabalhos para que a produtividade seja praticamente uniforme, por isso as instalações das UTEs são projetadas para suprir sua demanda constante e, em caso de aumento de demanda, o fornecimento pode ser obtido através da rede de distribuição de energia elétrica local.

A intenção de companhias siderúrgicas auto-produtoras de energia é aumentar a confiabilidade, como foi dito anteriormente, e diminuir os gastos com eletricidade. Neste caso, faz-se necessário que a potência gerada na sua central não decresça significativamente. Para tal evento não ocorrer, deve-se realizar uma inspeção de sua eficiência e potência para observar se seus parâmetros operacionais estão dentro da faixa esperada. É exatamente neste “ponto” que este trabalho vem dar sua contribuição técnica, pois através de um estudo da planta pode-se analisar, utilizando ferramentas computacionais, o funcionamento da unidade geradora, determinando a influência dos principais parâmetros operacionais na sua eficiência. E sua contribuição didática, pode ser verificada através da possibilidade do uso de um *software* comercial para fins de diagnóstico.

## 1.2 OBJETIVOS

Este trabalho propõe uma avaliação termodinâmica da atual estrutura da Usina Termelétrica de Barreiro, através da modelagem de seu esquema térmico em ferramenta computacional comercial já difundida, visando à avaliação da degradação do seu desempenho.

Os objetivos específicos são:

- Modelagem termodinâmica da variante de projeto do sistema;
- Estudo paramétrico a fim de se avaliar a influência na eficiência, da variação de alguns parâmetros operacionais, tais como: temperatura ambiente, umidade relativa do ar, pressão no condensador, e composição do combustível. Busca-se também a definição dos parâmetros de maior impacto;
- Avaliação da degradação do desempenho da UTE-Barreiro;
- Verificação do uso do *software* GateCycle<sup>®</sup> para analisar a degradação de alguns equipamentos.

## 1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O assunto primordial deste trabalho é apresentar um estudo paramétrico da Usina Térmica de Barreiro apontando seus principais pontos de mau funcionamento.

No Capítulo 2 é feita uma revisão bibliográfica, onde são apresentados os fundamentos teóricos que serviram de base de estudo para o desenvolvimento deste trabalho. Abordando conceitos como ciclos a vapor, cogeração, gases siderúrgicos residuais, estudo paramétrico, *software* GateCycle<sup>®</sup> e avaliação da degradação. No início deste

tópico é feita uma breve apresentação do estabelecimento – Usina Termelétrica de Barreiro – no qual se desenvolveu o estudo.

No Capítulo 3 é realizada a descrição da planta da Usina Termelétrica de Barreiro, sendo apresentados e descritos seus principais componentes. A planta é modelada em seu ponto de projeto, isto é, sob condições nominais de operação, mediante auxílio do *software* GateCycle<sup>®</sup>, no qual os principais parâmetros de entrada do sistema são implementados. Para encerrar este capítulo apresenta-se a descrição da metodologia do estudo paramétrico realizado e do diagnóstico.

O Capítulo 4 mostra os resultados obtidos no estudo paramétrico da planta, um dos focos do atual trabalho. Os principais parâmetros operacionais da planta, como condições ambientais, tipo de combustível e pressão no condensador, são variados na simulação *off-design*, a fim de que se possa expressar a sua influência sobre a eficiência e potência líquida produzida.

Depois de realizados os gráficos de parametrização, o Capítulo 4 apresenta os resultados provenientes de um diagnóstico preliminar, que buscou avaliar os equipamentos considerados de maior influência na degradação do desempenho da planta. Uma vez que não se pôde obter com os responsáveis técnicos da UTE– Barreiro as curvas necessárias para as correções dos parâmetros estudados em pontos de operação, metodologia de análise de degradação proposta por Gay et al. (2004), efetuou-se a análise dos componentes do ciclo a vapor utilizando o *software* GateCycle<sup>®</sup>, apresentando uma metodologia parecida com a que foi exposta em Zwebek e Pilids (2003) e Zwebek e Pilids (2004). Com esta análise buscou-se verificar se a ferramenta empregada no estudo pode ser utilizada para um estudo preliminar de diagnóstico de uma planta.

Finalmente, no Capítulo 5 são apresentadas as conclusões do trabalho, acompanhadas por sugestões que podem ser implementadas em futuros projetos ou estudos.



## **Capítulo 2**

### **REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

O estudo paramétrico de uma planta geradora de potência consiste em um processo que antecede seu diagnóstico. Este capítulo apresenta o estado da arte com relação à metodologia de diagnóstico em plantas geradoras de potência, principalmente com relação a ciclos a vapor, porém, também procura resumir os principais temas estudados pelo autor a fim de formar a base de conhecimento para o trabalho realizado.

#### **2.1 CICLO A VAPOR**

Um ciclo termodinâmico é uma seqüência de processos que se inicia e termina em um mesmo estado. Ou seja, ao final de um ciclo, todas as propriedades do fluido de trabalho devem apresentar os mesmos valores que possuíam no início. O estudo de sistemas

percorrendo um ciclo tem papel muito importante no desenvolvimento da Termodinâmica no que diz respeito à Engenharia, por exemplo, na geração de energia, propulsão de veículos e refrigeração. Assim, surge a necessidade de estudo dos ciclos térmicos de potência, que consistem em uma seqüência de processos termodinâmicos. Em relação aos ciclos para geração de energia, seu funcionamento consiste na conversão de energia térmica em trabalho, empregando usualmente gás ou água como fluídos, sendo que no último caso os ciclos são denominados ciclos a vapor, ou ciclo Rankine, que é de particular interesse neste trabalho. Estes sistemas de potência permitem converter a energia de combustíveis em eletricidade, e juntamente com as hidroelétricas, produzem grande parte da energia elétrica e mecânica utilizada em todo mundo.

As principais características dos ciclos de geração a vapor são:

- A água é o fluido de trabalho;
- Combustível fóssil (petróleo, carvão), biomassa;
- Componentes principais são: turbina a vapor, condensador, bomba de alimentação, gerador de vapor (caldeira, superaquecedor, economizador, tubulão), chaminé, gerador elétrico e sistema de resfriamento.

Os processos que ocorrem nos sistemas de geração de potência são complexos e, por isso, são feitas idealizações para o desenvolvimento de modelos termodinâmicos, que possam levar a conclusões qualitativas e quantitativas sobre o desempenho dos dispositivos reais, permitindo deduções sobre como variações nos principais parâmetros de operação afetam o desempenho real (Moram e Shapiro, 2002).

### **2.1.1 Ciclo de Carnot**

O critério mais importante de uma planta de geração de potência é sua eficiência térmica  $\eta_{th}$ , que é a medida da conversão de energia calculada pela razão entre o calor líquido aproveitado e o calor adicionado.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{Ad} - \dot{Q}_{Rej}}{\dot{Q}_{Ad}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{Rej}}{\dot{Q}_{Ad}} \quad (2.1)$$

O mais significativo aproveitamento desta conversão de energia é observado quando o sistema é reversível adiabático, que é o caso do ciclo ideal de Carnot, que pode ser observado na Figura 2.1.

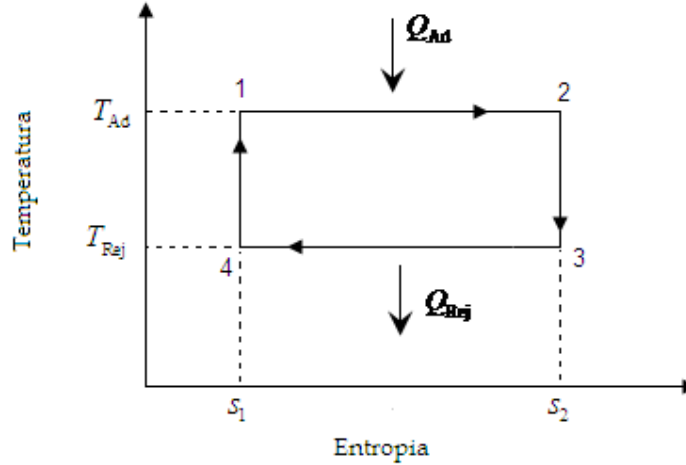


Figura 2.1 – Diagrama T-s do ciclo de Carnot

Segundo a Segunda Lei da Termodinâmica tem-se:

$$\left( \frac{\dot{Q}_{Ad}}{\dot{m}} \right)_{int_{rev}} = \int_1^2 T \cdot ds = T_{Ad} \cdot (s_2 - s_1) \quad (2.2)$$

$$\left( \frac{\dot{Q}_{Rej}}{\dot{m}} \right)_{int_{rev}} = \int_3^4 T \cdot ds = T_{Rej} \cdot (s_3 - s_4) \quad (2.3)$$

Supondo um sistema que apresenta processo isentrópico e internamente reversível, então  $s_2 = s_3$  e  $s_1 = s_4$  como pode ser observado no diagrama T-s, logo a equação (2.1) fica:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_{Rej} \cdot (s_3 - s_4)}{T_{Ad} \cdot (s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_{Rej} \cdot (s_2 - s_1)}{T_{Ad} \cdot (s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_{Rej}}{T_{Ad}} \quad (2.4)$$

A partir do momento que se sabe que este é o maior aproveitamento do calor adicionado, calcula-se a eficiência térmica de Carnot para os demais ciclos considerando que esta é a maior possível, avaliando assim quais variáveis irão influenciar na eficiência máxima do ciclo.

## 2.1.2 Ciclo Rankine

A modelagem do ciclo Rankine segue os princípios de conservação de massa e da energia (Primeira Lei da Termodinâmica), a Segunda Lei da Termodinâmica, dados termodinâmicos e propriedades do fluido, aplicando-se aos seus componentes. Seu esquema pode ser observado na Figura 2.2, onde estão demarcadas as principais transferências de trabalho e calor.

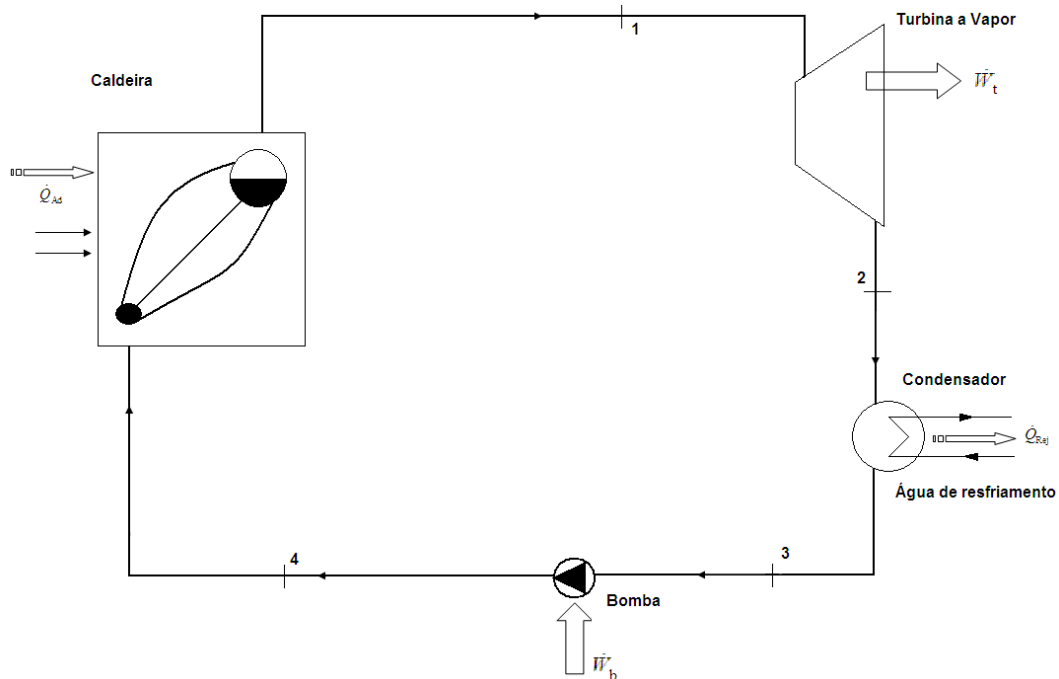


Figura 2.2 – Esquema básico do ciclo Rankine

Para simplificar a modelagem termodinâmica do ciclo Rankine utilizam-se simplificações importantes em sua estruturação:

- adota-se operação em regime permanente;

- despreza-se a perda de energia por calor entre os componentes e o meio ambiente;
- ignora-se os efeitos da energia cinética e potencial;
- cada componente é um volume de controle;
- processo internamente reversíveis;
- sem perda de pressão nos componentes e tubulações.

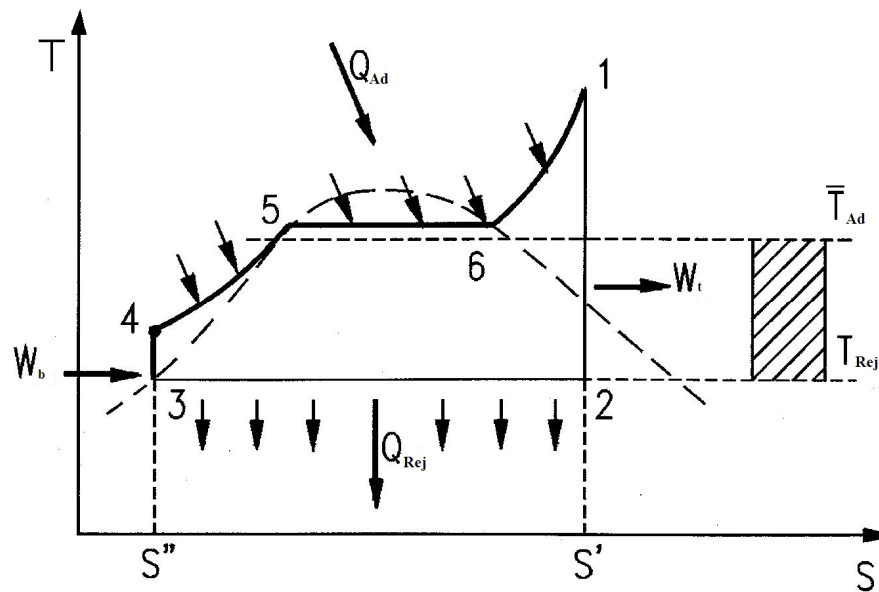


Figura 2.3– Diagrama T-s do ciclo Rankine ideal (Khartchenko, 1997)

A Figura 2.3 mostra o diagrama T-s do ciclo Rankine com as principais transferências de calor e trabalho, e as temperaturas médias da fonte quente ( $\bar{T}_{Ad}$ ) e da fonte fria ( $T_{Rej}$ ).

Calculando assim a eficiência para o ciclo Rankine ideal tem-se:

$$\eta_{ideal} = 1 - \frac{T_{Rej} \cdot (s_2 - s_3)}{\bar{T}_{Ad} \cdot (s_1 - s_4)} = 1 - \frac{T_{Rej} \cdot (s' - s'')}{\bar{T}_{Ad} \cdot (s' - s'')} = 1 - \frac{T_{Rej}}{\bar{T}_{Ad}} \quad (2.5)$$

Deste modo, pode-se analisar a equação simplificada de eficiência ideal ajustando variações nos principais parâmetros de operação que irão afetar o desempenho ideal e conseqüentemente o real.

Pode-se notar que se a  $\bar{T}_{Ad}$  ou  $T_{Rej}$  forem modificadas no esquema obter-se-ão valores diferentes de  $\eta_{ideal}$ , aumentando-o ou diminuindo-o. Por exemplo, aumentando a pressão de operação da caldeira consegue-se elevar a  $\bar{T}_{Ad}$ , diminuindo o termo de subtração da equação (2.5), e conseqüentemente aumentando significativamente seu  $\eta$ . Ou pode-se realizar o contrário, diminuir a  $T_{Rej}$  através da redução de pressão de operação do condensador. Uma vez que a pressão diminui a temperatura de saturação da água também diminui, reduzindo assim a temperatura na qual o calor é rejeitado para o meio, deste modo  $\eta_{ideal}$  será visivelmente maior. Para que a eficiência térmica de usinas se eleve são necessárias modificações no ciclo, que na prática são muito utilizadas, são elas:

- I. **Superaquecimento:** aquecimento do vapor saturado, transformando em vapor superaquecido através de superaquecedores presentes na caldeira (a combinação caldeira/superaquecedor forma o gerador de vapor), aumentando, assim, a temperatura do vapor na entrada da turbina, e segundo a equação (2.4), pode-se verificar a melhoria na eficiência do ciclo.
- II. **Reaquecimento:** modificação em instalações de potência, cujo objetivo é reaquecer o vapor após sua saída no primeiro estágio da turbina aumentando assim, o título do vapor na entrada do condensador, a área que representa o trabalho no diagrama T-s e conseqüentemente a eficiência global, como pode ser visto na Figura 2.4.

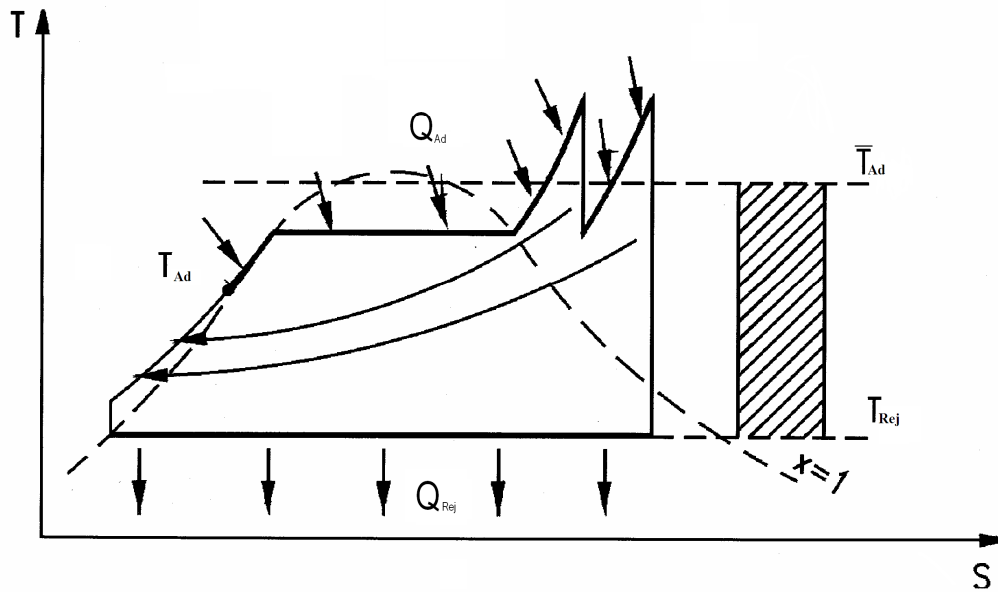


Figura 2.4 – Diagrama T-s de ciclo Rankine com reaquecimento (Khartchenko, 1997)

III. **Aquecimento regenerativo da água de alimentação:** utilização do vapor proveniente de extrações da turbina para aquecimento do condensado que alimenta os geradores de vapor. Apesar de se observar uma diminuição na vazão do vapor que chega ao condensador com a regeneração, a temperatura da água de alimentação que chega à caldeira é mais elevada, tornando evidente que para chegar à temperatura desejada na saída da caldeira é necessária utilização de menos combustível, aumentando assim, a eficiência do ciclo. Porém existe um limite na implementação destes aquecedores, pois, dependendo da central, após certo número de aquecedores, o acréscimo no rendimento é reduzido tornando-se inviável. Assim, o número de extrações baseia-se numa análise técnico-econômica associada ao significativo aumento da eficiência do ciclo e o custo dos aquecedores.

Os aquecedores regenerativos são classificados quanto ao nível de pressão, podem ser de alta pressão, localizados após a bomba de alimentação, antes da entrada da caldeira, e de baixa pressão, localizados logo após o condensador.

Podem ser ainda classificados em aquecedores regenerativos abertos (ou desaeradores), nos quais a água é misturada com o vapor, e aquecedores regenerativos fechados (desaeradores), nos quais o calor é transferido do vapor para água por superfícies separadoras.

Os desareadores além de funcionarem como aquecedores regenerativos apresentam uma função muito importante no ciclo que é a remoção dos gases dissolvidos na água (O<sub>2</sub> e CO<sub>2</sub>) e também atuam como reserva de água de alimentação para o sistema.

A temperatura máxima do vapor superaquecido na entrada da turbina a vapor é limitada pelos materiais usados na construção das partes quentes do gerador de vapor, isto é, do superaquecedor (Khartchenko, 1997), que estão por volta de 400 °C a 520 °C (Margarido e Serra, 2002).

Em plantas convencionais de geração de potência, a energia do combustível é convertida através da combustão em trabalho útil e energia elétrica, porém o calor fornecido pela queima do combustível na fornalha da caldeira,  $\dot{Q}_{Ad}$ , não é completamente revertido em trabalho útil e certa quantia de calor é rejeitada para o ambiente,  $\dot{Q}_{Rej}$ . Desta forma a eficiência do ciclo Rankine real seria (Khartchenko, 1997):

$$\dot{W}_{util} = \dot{Q}_{Ad} - \dot{Q}_{Rej} \quad (2.6)$$

$$\dot{Q}_{Ad} = PCI \cdot \dot{m}_{comb} \quad (2.7)$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{util}}{\dot{Q}_{Ad}} \quad (2.8)$$

Substituindo as equações (2.6) e (2.7) na equação (2.8), tem-se:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{Ad} - \dot{Q}_{Rej}}{PCI \cdot \dot{m}_{comb}} \quad (2.9)$$

De posse da (2.9) pode-se observar que a eficiência do ciclo também pode ser influenciada pelo calor adicionado pelo combustível.



## 2.2 COGERAÇÃO

Cogeração pode ser considerado um ciclo onde ocorre produção simultânea e seqüencial de energia elétrica e/ou mecânica e energia térmica (calor) a partir de uma única fonte de energia, utilizando, assim, de maneira mais eficiente o combustível proposto (Khartchenko, 1997).

Em esquemas de cogeração podem-se empregar turbinas a vapor, turbinas a gás e motores alternativos. Existem dois tipos de sistemas de cogeração, os quais serão escolhidos conforme as necessidades térmicas e elétricas de cada processo. O fator que irá determinar qual a disposição da planta cogeneradora dependerá do tipo de instalação, que se dará de acordo com a posição relativa da geração de energia na seqüência de geração e utilização de calor (Nogueira et al., 2005). Assim, têm-se os seguintes tipos de sistemas de cogeração:

*Topping*: quando a geração elétrica está a montante, isto é, a produção de eletricidade antecede a produção de calor, fornecendo vapor de processo ou calor para aquecimento, como mostrado na Figura 2.5.

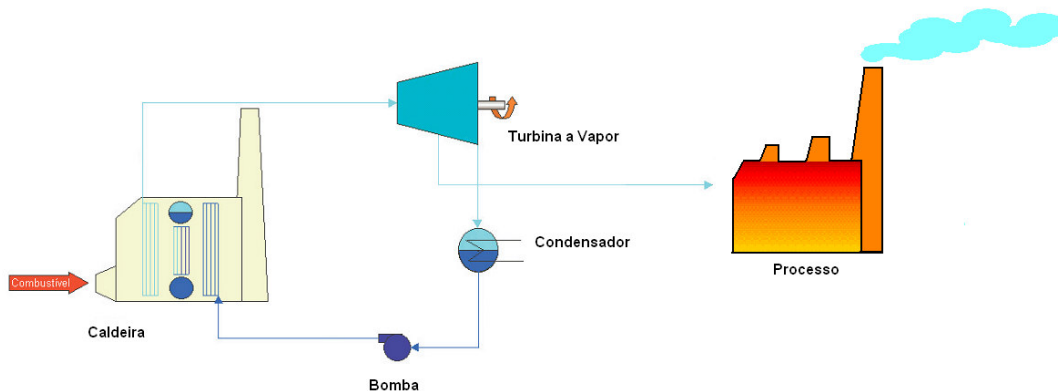


Figura 2.5 – Desenho esquemático de uma planta cogeneradora do tipo *topping* com ciclo Rankine

*Bottoming*: quando a geração de energia elétrica ocorre à jusante, isto é, está situada após geração de calor. O calor residual do processo é usado para gerar vapor e produzir eletricidade. Esta disposição é menos comum e por isso menos conhecida, pois a demanda térmica rejeitada de processos industriais geralmente encontra-se em

condições de temperatura abaixo da desejada para geração de energia elétrica, tornando-se viável apenas para casos especiais, quando se dispõe de calor rejeitado em altas temperaturas, como é o caso de plantas metalúrgicas, fornos cerâmicos e indústrias de cimento. Um exemplo deste tipo de instalação é mostrado na Figura 2.6.

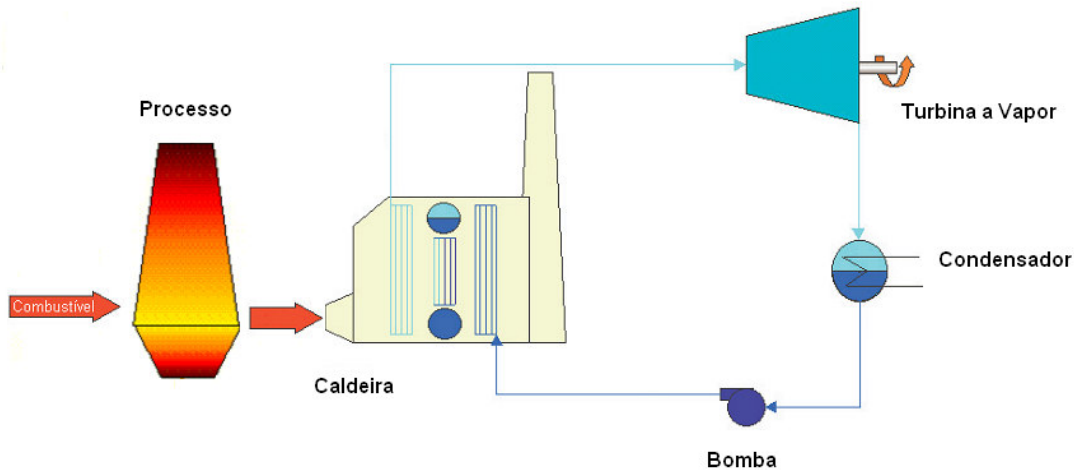


Figura 2.6– Desenho esquemático de uma planta cogeneradora do tipo *bottoming*

Como dito anteriormente, a produção combinada de energia elétrica e de calor útil pode ser realizada através motores de combustão interna, turbinas a vapor ou a gás, já que em todos eles existe a rejeição de calor, que pode então ser utilizado para atender uma demanda térmica em nível de temperatura compatível com as disponibilidades.

Dois fatores importantes deste sistema consistem na sua capacidade de utilizar qualquer combustível, desde resíduos industriais, como bagaço de cana, até combustíveis mais nobres, como o gás natural, e no fato de o vapor ser largamente empregado como vetor energético para aquecimento em processos industriais, o que já está disponível nas extrações das turbinas a vapor.

Os motores de combustão interna são a tecnologia mais amplamente empregada em cogeração, no que diz respeito à geração distribuída, devido à sua grande possibilidade de recuperação de calor, a disponibilidade de motores eficientes com amplas faixas de capacidades, apresentando sistemas compactos e de boa performance com potências reduzidas (Lora e Haddad, 2006). No entanto, a utilização de ciclos a vapor para tal finalidade também é bastante difundida. A turbina a vapor, como acionador primário, é mais simples que a turbina de gás, embora, quando se consideram os elementos

necessários para realizar o ciclo (caldeira, trocadores de calor, bombas, condensador, desareadores, etc.), a instalação, é sem dúvida, mais pesada e complexa. Porém, representa uma tecnologia mais conhecida e bem dominada, além de ser bastante atrativa para unidades cogedoras, devido à existência de suas extrações, nas quais vapor pode ser extraído em diferentes e menores pressões, e mandado diretamente ao processo.

O estudo deste tipo de ciclo neste trabalho se faz necessária, pois a denominação do termo cogeração na indústria siderúrgica é motivo de certa discussão. Há alguns autores (por exemplo, Corrêa de Barros et al., 1998 e Iglesias e Vasconcelos, 2007) que se habituaram a chamar o processo do aproveitamento de um subproduto (gás residual) da produção de ferro gusa para geração de eletricidade de “cogeração”. No entanto, por definição, cogeração é a produção simultânea e seqüencial de energia elétrica e/ou mecânica e energia térmica (calor de processo e/ou frio), a partir da queima de um único combustível. E como é o caso da UTE-Barreiro, não se usa o calor residual do processo para gerar vapor e produzir eletricidade, mas sim o gás residual como combustível, que é diferente do combustível utilizado na entrada do alto-forno. Há uma pequena diferença com relação a definição descrita anteriormente.

Em usinas siderúrgicas a visível disponibilidade de combustíveis residuais de baixo custo associada à necessidade de assegurar um suprimento confiável de eletricidade motiva a implantação de unidades auto-produtoras de energia. Tais unidades acabam recebendo a denominação de cogeração *bottoming*, devido ao fato de recuperarem os gases residuais da siderurgia, produzindo vapor de alta pressão na caldeira instalada próxima à usina siderúrgica, que permite gerar energia elétrica e atender à demanda elétrica do processo industrial.

## 2.3 COMBUSTÍVEIS

Combustível é toda substância capaz de liberar energia térmica através de reações químicas que ocorrem quando entram em contato com uma fonte de ignição e um agente oxidante (Van Wylen et al., 2003).

Cada combustível apresenta suas propriedades típicas como poder calorífico, composição química elementar e aproximada, propriedades específicas que irão depender da análise de cada combustível, com relação ao tipo ou estado físico. Os combustíveis podem ser caracterizados segundo sua origem como:

**Fóssil:** resultados da fossilização da matéria orgânica, de origem vegetal ou animal. A maioria deles são hidrocarbonetos, isto é, apresentam em sua formulação carbono, hidrogênio e oxigênio principalmente. Podem ser obtidos naturalmente como: petróleo, carvão mineral, gás natural, xisto, turfa; ou derivados: gás liquefeito do petróleo, óleo diesel, óleo combustível, gás natural liquefeito.

**Renovável:** proveniente de ciclos naturais de conversão da radiação solar, que é a fonte primária de quase toda energia disponível na terra, razão pela qual são, praticamente, inesgotáveis. As formas mais conhecidas são: a energia solar, a energia eólica, biomassa e hidroenergia.

**Nuclear:** neste processo não ocorre uma combustão propriamente dita, a liberação de energia ocorre devido à fissão do núcleo de um elemento físsil, geralmente o urânio.

Uma análise importante neste estudo será a influência da composição do combustível na potência total do ciclo, devido aos diferentes arranjos possíveis para a geração do esquema estudado. Esta análise será feita através da verificação do PCI resultante para cada arranjo, relacionando-o com o respectivo desempenho.

Poder calorífico de um combustível é definido por Van Wylen et al (2003) como sendo a quantidade de calor transferida da câmara ou caldeira durante a combustão ou reação a temperatura constante. Atribuindo uma definição para tal parâmetro pode-se afirmar que poder calorífico representa a quantidade de energia contida no combustível, que é liberada durante a combustão completa de uma unidade de massa ou unidade de volume

do combustível, estando os reagentes e produtos nas condições (pressão e temperatura) de referência.

Pode ser classificado como poder calorífico superior (PCS), quando se considera o calor latente de vaporização do vapor de água gerado pela reação de combustão durante a queima do combustível com o ar seco, ou como poder calorífico inferior (PCI), quando não se considera este calor latente. Sua determinação pode ser feita em laboratórios, mediante o emprego de aparelhos denominados calorímetros, ou analiticamente, a partir da composição do combustível. A determinação analítica do poder calorífico depende da análise de todos os componentes do combustível.

Através do valor conhecido do PCI de qualquer combustível, pode-se determinar o valor de seu PCS de acordo com a definição de poder calorífico, ou seja, a diferença entre o PCS e o PCI de um combustível é obtida subtraindo o calor de vaporização da água nos produtos:

$$PCI = PCS - \frac{\dot{m}_{\text{agua}}}{\dot{m}_{\text{comb}}} \cdot h_{\text{vap}} \quad (2.10)$$

### 2.3.1 Combustíveis Siderúrgicos

Um dos combustíveis utilizados na siderurgia é o carvão vegetal que é denominado biomassa, isto é, matéria vegetal proveniente da fotossíntese e os seus derivados, tais como: resíduos florestais e agrícolas, resíduos animais e a matéria orgânica contida nos resíduos industriais, domésticos, municipais, etc., que contêm energia química oriunda da transformação energética da radiação solar. Essa energia química pode ser liberada diretamente por combustão, ou convertida através de algum processo em outras fontes energéticas, como o álcool e o carvão vegetal.

O carvão foi muito utilizado na época da Revolução Industrial como base energética para a siderurgia, e ainda é utilizado em alguns países para esta finalidade, como é o caso do Brasil, onde tem aplicação considerável na produção de metais. Este combustível pode ser mineral, de origem fóssil extraído da terra por processos minerais, e vegetal, considerado um combustível renovável obtido pela carbonização da madeira ou lenha.

O carvão vegetal favorece a obtenção de produtos de alta qualidade devido ao seu baixo teor de enxofre e sua utilização na produção de ferro gusa expressa 28% do total das ligas produzidas no Brasil (Nogueira e Lora, 2003), é utilizado em altos fornos e tem a finalidade de redutor. Tal energético chega às siderurgias em caminhões, onde é peneirado, ocorrendo a remoção de finos. O carvão vegetal de maior granulometria é introduzido no alto-forno pela parte superior, em camadas, onde é fundido junto ao minério de ferro e aos fundentes (Nogueira e Lora, 2003).

Os finos que foram removidos podem constituir uma perda, se não forem utilizados para outros fins, porém, caso forem injetados junto com o minério de ferro, dificulta o movimento dos gases dentro do forno. No entanto, é possível injetá-los através de bocais no alto-forno, reduzindo o consumo total de combustível, sem prejudicar o processo.

É durante todo este processo explicado anteriormente que ocorre a emissão de gases residuais chamados Gases de Alto Forno, que em siderurgias padrão são queimados em fornalhas, conhecidas como regeneradores, para ajudar a pré-aquecer o minério. Porém a emissão destes gases é muito elevada e ocorre um excedente de produção, que continuam sendo queimados e emitidos ao ambiente.

### **2.3.2 Gases Siderúrgicos Residuais**

Os gases siderúrgicos podem ser chamados de gases residuais, porém não apresentam uma classificação específica, como é o caso de resíduos sólidos que são classificados como biomassa, ou melhor, combustíveis renováveis. Estes gases já eram queimados para pré-aquecer o minério, significando que apresentavam capacidade de fornecer calor, isto é, possuíam poder calorífico considerável. Por isso em muitas instalações siderúrgicas estes resíduos passaram a ser utilizados como combustíveis em usinas termelétricas auto-produtoras de energia.

A produção de aço, como dito anteriormente, consiste de um processo termodinâmico no qual combustível é inserido no alto forno, com o objetivo de fundir a carga metálica e dar início ao processo de redução do minério de ferro, transformando-o em um metal líquido (ferro gusa). Neste processo ocorre liberação de gases residuais como o Gás de

Coqueria (GCO), o Gás de Aciaria (GLD) e o Gás de Alto Forno (GAF). Portanto, o gás de alto forno é um subproduto da produção do ferro gusa em alto-forno.

Para entendimento de como são obtidos os gases residuais faz-se uma descrição do processo produtivo do aço destacando em quais momentos estes gases são formados. O carvão chega à siderúrgica ainda com algumas impurezas e com uma concentração de carbono inferior à desejada, por isso, passa por um processo de purificação, onde é pré-aquecido na coqueria, a qual é a unidade responsável pela transformação do carvão em coque (Cruz e Barroso, 2007). Este aquecimento faz os componentes voláteis, presentes no carvão, evaporarem, até restar o carbono e as cinzas. Após o ciclo de aquecimento, o coque é desenformado e resfriado com água ou gás inerte e depois, então, peneirado e estocado, para ser utilizado nos alto-fornos. Os gases liberados pelo carvão, durante seu aquecimento, são coletados e purificados, recebendo o nome de Gás de Coqueria (Araújo, 2003).

O coque frio é enviado para o alto forno, onde o ferro gusa é produzido. Esse equipamento é um reator metalúrgico, em que o minério de ferro ( $\text{Fe}_2\text{O}_3$ ) é reduzido, ou seja, transforma-se em ferro metálico pela ação do carbono presente no redutor enfundado junto com o minério (Cruz e Barroso, 2007). O gás de redução é criado com a reação do coque com a injeção de ar quente, aquecido pelos regeneradores e injetado pelas ventaneiras na parte inferior do forno. Durante este processo, o Gás de Alto Forno é liberado na parte superior do equipamento.

Em seguida, inicia-se o refino, onde as aciarias são utilizadas para transformar o gusa líquido ou sólido, sucata de ferro e sucata de aço em aço líquido. Nesta etapa, parte do carbono contido no gusa é removido juntamente com as impurezas, através do sopro com oxigênio, e ocorre liberação de Gás de Aciaria (Araújo, 2003).

No caso da Usina Vallourec & Mannesmann do Brasil S.A., objeto deste trabalho, utiliza-se o carvão vegetal como combustível e agente redutor nos altos-fornos e é dele que provém o carbono adicionado ao ferro, gerando o aço.

Estes gases residuais, cujos processos de obtenção foram descritos, podem ser utilizados na produção de eletricidade, suprimindo assim, parte do consumo de eletricidade da planta siderúrgica e ajudando na redução do custo operacional do processo. Porém, é

importante que sejam utilizados da melhor maneira possível, isto é, proporcionando o maior nível de eficiência possível.

Como pode ser visto na Tabela 2-1 seus componentes proporcionam um poder calorífico inferior (PCI) não muito elevado. Por isso o uso destes combustíveis para outros fins que não a geração de eletricidade associada à siderurgia, torna-se inviável atualmente, já que seria necessário um gasto excessivo com armazenamento e transporte de combustíveis. E, assim, a utilização destes para auto-produção de eletricidade em unidades siderúrgicas tem sido tão difundida (Corrêa de Barros et al., 1998).

Os principais combustíveis da UTE-Barreiro associada à Usina siderúrgica da Mannesmann são o gás de alto forno e o alcatrão vegetal, e o gás natural é um suplementar (*backup*) para os dois primeiros.

Tabela 2-1- Composição química e propriedades dos gases siderúrgicos (Lora e Nascimento, 2004)

Combustíveis Componentes	GAF		GLD		GCO	
	% volume		% volume		% volume	
	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
CH <sub>4</sub>	-	-	0,00	0,10	22,2	24,81
CO	21,75	24,00	63,60	71,04	4,10	6,50
H <sub>2</sub>	2,0	6,38	1,2	2,38	56,78	60,79
O <sub>2</sub>	0,00	0,18	0,21	0,52	0,25	0,60
CO <sub>2</sub>	19,62	22,07	13,86	16,85	1,77	2,50
N <sub>2</sub>	47,55	54,00	16,33	18,50	2,46	5,20
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	-	-	-	-	2,20	4,95
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	-	-	-	-	0,18	0,60
C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	-	-	-	-	0,11	0,16
IC <sub>4</sub>	-	-	-	-	0,00	0,01
NC <sub>4</sub>	-	-	-	-	0,04	0,12
Temperatura média (°C)	30		30		30	
Umidade (%)	Saturado		saturado		80	
Particulados (mg/Nm <sup>3</sup> )	5	15	30	100	20	
PCI (kJ/Nm <sup>3</sup> ) <sup>1</sup>	3.344	3.553	8.151	9.196	17.974	18.392

<sup>1</sup> Para efeito de cálculo, considerar os valores mínimos.



O alcatrão vegetal também é um combustível residual, mas seu estado físico é líquido e é obtido no processo de carbonização nos fornos. Suas principais características também são explicitadas por Lora e Nascimento (2004), como pode ser observado Tabela 2-2.

Tabela 2-2 - Propriedades do alcatrão bruto (CSN citado em Lora e Nascimento, 2004)

<b>Combustível</b>	<b>Alcatrão</b>
C (%)	93,1
H (%)	6,2
S (%)	0,7
Densidade média (kg/l) a 25 °C	1,185
Viscosidade cinemática a 100 °C	12,5 (2,0 % de H <sub>2</sub> O)
Cinzas média (%)	0,068
Ponto de fulgor (°C)	> 80
Enxofre (%)	≤ 0,7
PCI (kJ/kg)	35.950

No Capítulo 3 os combustíveis utilizados pela central termelétrica serão explicitados conforme seus componentes formadores a partir das informações técnicas (UTE-Barreiro, 2006a) fornecidas pelos responsáveis da usina em estudo, fazendo com que a representação do ciclo se torne mais próxima da realidade.

## 2.4 ESTUDO PARAMÉTRICO

O desempenho de uma planta geradora de potência é determinado pela análise de sua potência e eficiência, e depende diretamente do bom funcionamento de todos os equipamentos que compõe a planta. Ao longo da operação do ciclo seus componentes

estão sujeitos a diversos fatores degradantes, como corrosão e fadiga das superfícies aquecedoras, fouling<sup>2</sup> e erosão das palhetas da turbina a vapor, degradação da eficiência isentrópica da turbina, degradação do condensador, etc.. Por isso se faz necessário o estudo destes fenômenos e seu monitoramento contínuo a fim de diagnosticá-los antes do surgimento de falhas nos equipamentos que levam a planta às paradas não programadas. A chave para monitoramento e diagnóstico consiste em alguns aspectos: análise de parâmetros de desempenho, validação dos dados, correção dos dados de operação, análise estatística de tendência e lógica fuzzy, no caso de diagnósticos. Porém, o presente trabalho constitui uma avaliação preliminar de um diagnóstico de uma planta de potência a vapor, onde se modela a instalação, procurando estimar quais os principais parâmetros que influenciam no desempenho da usina.

Estudos paramétricos podem ser explicados como sendo estudos de diferentes cenários de operação da central geradora de energia visando determinar o desempenho esperado para diferentes condições ambientais e operacionais.

Um estudo paramétrico realizado por Elhadidy e Shaahid (2000) avalia diferentes cenários de operação para um grupo de centrais geradoras, determinando qual melhor configuração para suprimento de uma carga anual de 41.500 kWh. Os autores analisam o impacto de parâmetros chaves, para um sistema de conversão de energia híbrido, como: área da célula fotovoltaica da unidade solar, número de máquinas eólicas e capacidade das baterias.

Segundo Lora e Nascimento (2004), os estudos paramétricos podem ser divididos em grupos que possuem objetivos característicos. Os três diferentes grupos de estudos paramétricos e seus objetivos fundamentais são:

- Estudos paramétricos teóricos. Visam determinar as possíveis tendências de desenvolvimento tecnológico, isto é, parâmetros termodinâmicos de operação nos distintos equipamentos, configurações da central para atingir a máxima eficiência, etc.;
- Estudos paramétricos durante a etapa de projeto. Visam a seleção de componentes comerciais já existentes, para a maximização da eficiência da

---

<sup>2</sup> Incrustações nas palhetas que podem acarretar altas vibrações e desbalanceamento do rotor.

central. Esse tipo de estudo permite configurar uma central otimizando a operação da mesma para o local específico de instalação;

- Estudos paramétricos realizados durante a operação. Visam manter a operação da central na máxima eficiência para uma determinada carga de operação. Esse tipo de estudo é realizado em tempo real pelo grupo de engenharia, com o objetivo de prever a operação dos principais componentes da central (ou blocos geradores) em resposta a uma determinada variação da carga solicitada pelos operadores do sistema elétrico.

O estudo paramétrico realizado neste trabalho se enquadra no terceiro tipo descrito acima, consistindo em avaliar o funcionamento da central termelétrica em função da variação de alguns parâmetros que se considera de maior relevância no desempenho da UTE, porém não em tempo real. Será modelada a planta no *software* no ponto de projeto, modificando estes parâmetros considerados importantes para o desempenho do ciclo e verificando sua influência no resultado final.

Um bom estudo para exemplificar o terceiro tópico pode ser visto em Srinivas et al. (2005), no qual o efeito das variáveis operacionais, de uma planta em ciclo combinado sobre o desempenho desta, foi investigado. As variáveis estudadas foram razão de pressão e temperatura de entrada da turbina a gás, e os resultados obtidos foram expostos no estudo. A potência do ciclo a gás aumenta com a razão de pressão, enquanto, para o ciclo a vapor, a potência reduz. Com o aumento da razão de pressão, maior vazão de gás é requerida na turbina a gás, aumentando o trabalho realizado no eixo da turbina a gás. Portanto, a temperatura de exaustão da turbina a gás é reduzida, resultando em uma menor energia disponível que entra na caldeira de recuperação, produzindo, assim, menor vazão de vapor que irá para a turbina, reduzindo seu trabalho produzido.

#### **2.4.1 Condições Ambientais**

Turbinas a vapor são projetadas para aplicações específicas. Assim, a influência das condições ambientais em turbinas a vapor, não seria tão significativa quanto a influência

em uma turbina a gás, uma vez que estas últimas são projetadas para as condições ISO (15°C, 1,013 bar e 60% de umidade relativa). Porém, tal interferência não pode ser desprezada e sim analisada para as possíveis situações.

O desempenho de turbinas a vapor é diretamente dependente do calor adicionado e da pressão no condensador no ponto de projeto. No entanto, esta condição de operação do condensador ainda sofre interferência do comportamento da torre de resfriamento perante variações ambientais. Se as temperaturas de entrada do combustível e do ar na caldeira forem muito diferentes das especificadas em projeto pode-se observar uma diferença no desempenho da planta. Porém, a interferência das condições ambientais se torna ainda mais evidente quando se considera um ciclo que utilize, para reduzir a temperatura da água de resfriamento do condensador, uma torre de resfriamento (Kopac e Hilalci, 2007). A torre de resfriamento apresenta uma temperatura de bulbo úmido<sup>3</sup> considerada ideal para seu funcionamento indicada por um valor de projeto. No entanto, se submetida a temperaturas maiores que esta, sua capacidade de resfriar pode ser menor que a que ocorre no ponto de projeto e, se ainda associada a uma maior umidade relativa<sup>4</sup>, a capacidade de evaporação de água é ainda mais reduzida, resultando em um menor resfriamento da água que vem do condensador e, conseqüentemente, um menor desempenho do ciclo. E esta “cadeia” de influências não acaba neste ponto, pois se a temperatura ambiente é maior, a temperatura no interior do condensador também é, proporcionando uma maior pressão de operação deste equipamento (seção 2.4.2), o que resulta em uma redução ainda maior na eficiência da planta já que o salto entálpico na entrada da turbina a vapor será menor (Gay et al., 2004).

Assim, como foi realizado no trabalho de Arrieta e Lora (2005), um dos objetivos deste trabalho será avaliar a influência da variação das condições ambientes na operação da UTE. Como citado em Arrieta e Lora (2005), plantas que apresentam torre de resfriamento merecem maior atenção, pois a umidade relativa está diretamente

---

<sup>3</sup> Temperatura de bulbo úmido é medida com o bulbo do termômetro envolto com uma gaze umidificada com água. A temperatura de bulbo úmido cai, devido ao calor retirado para evaporar a água. O seu resfriamento é diretamente proporcional à secura do ar. Quanto mais seco o ar, maior o resfriamento. Portanto, quanto maior a diferença entre as temperaturas de bulbo úmido e de bulbo seco, menor a umidade relativa; quanto menor a diferença, maior a umidade relativa. Se o ar está saturado, nenhuma evaporação ocorrerá e os dois termômetros terão leituras idênticas.

<sup>4</sup> Umidade relativa indica a quantidade de vapor presente no ar, ou seja, quanto maior for seu valor menor será a capacidade de evaporação de mais vapor para o ar. A umidade relativa considerada em projeto é de 60%, isto é, submetida a condições ISO.

relacionada com o vácuo no condensado e conseqüentemente à temperatura de exaustão da turbina a vapor. Neste caso, menores valores de umidade relativa resultam em uma temperatura de operação do condensador menor e uma maior eficiência. Como resultado do seu estudo, os autores mostram em gráficos que a temperatura ambiente tem significativa influência na unidade geradora, tanto na parte do ciclo a gás, quanto na do ciclo a vapor, uma vez que a planta é um ciclo combinado.

## **2.4.2 Pressão no Condensador**

O trabalho do condensador é condensar o vapor de exaustão da turbina a vapor, operando a uma menor pressão possível. Ao longo do processo de geração de energia, deve-se condensar todo o vapor que chega até este equipamento a fim de que ocorra maior transferência de calor possível e que não haja mistura de água e vapor na entrada da bomba, que pode ocasionar um fenômeno indesejável como a cavitação da bomba, que trará danos ao equipamento e ao processo (Gay et al.,2004).

A medida do desempenho do condensador depende de sua pressão de trabalho: quanto menor a pressão de trabalho melhor seu desempenho (Gay et al.,2004). Esta afirmação pode ser verificada ao considerar-se o ciclo ideal de Carnot utilizando a equação (2.1) e chegando até a equação (2.4). Pode-se considerar que o desempenho do ciclo de Carnot é diretamente influenciado por sua temperatura de trabalho. A temperatura da fonte fria, na qual o ciclo perde calor, é a temperatura de trabalho do condensador. Quanto menor a temperatura de trabalho do condensador menor será o segundo termo da (2.4), e conseqüentemente, maior será a eficiência térmica do ciclo. Porém, quanto menor for a pressão de trabalho, menor será o ponto de condensação do processo. Portanto, para se obter uma elevada eficiência térmica de Carnot deve-se associar a baixa temperatura de condensação a uma reduzida pressão.

Como pode ser observado, em estudos paramétricos realizados por HEI (2005), com uma menor pressão de operação no condensador, o salto entálpico na expansão da turbina aumenta, proporcionando maior eficiência no ciclo. Logo, para maximizar a eficiência da turbina e do ciclo, o vácuo do condensador deve ser sempre mantido.

### 2.4.3 Variação na Composição do Combustível

Considerando um processo que utiliza diferentes arranjos de combustíveis ter-se-ão diversas composições químicas de combustível resultante. Porém, deve-se levar em consideração que cada composição apresenta um valor de poder calorífico diferente, que levará a respostas de desempenho distintas. Para verificar a influência desta composição na performance do ciclo, suponha-se o esquema da Figura 2.7.

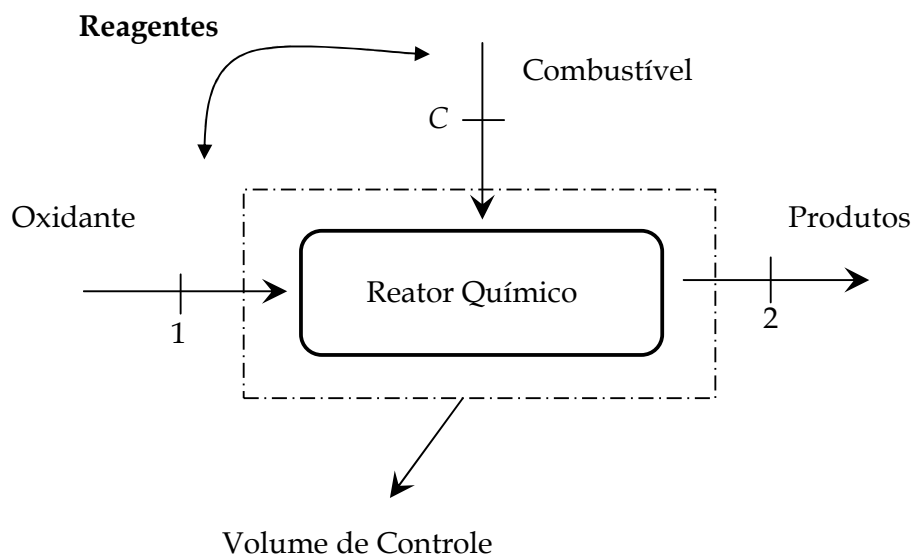


Figura 2.7 – Volume de controle onde acontece uma reação química

A Figura 2.7 mostra o volume de controle, que no caso estudado seria a fornalha de uma caldeira de um ciclo a vapor, onde acontece uma reação química que ocorre em regime permanente à pressão constante, e as variações de energia cinética e potencial podem ser consideradas desprezíveis. Partindo destas hipóteses pode-se escrever a equação da Primeira Lei da Termodinâmica:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_p \cdot (h_p) - \sum \dot{m}_r \cdot (h_r) \quad (2.11)$$

Todos os elementos formadores de (2.11) estão em base mássica, transformando-os para base molar, (2.12).

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{n}_p \bar{h}_p - \sum \dot{n}_r \bar{h}_r \quad (2.12)$$

Considerando que a entrada e saída são compostas por diferentes elementos químicos, temos que os reagentes são caracterizados pelo combustível e o oxidante, estado inicial '1', e o produto pode ser caracterizado como estando no estado final '2', pode-se reescrever a (2.12):

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{n}_{O_2} \bar{h}_{O_2} - \dot{n}_{O_1} \bar{h}_{O_1} - \dot{n}_C \bar{h}_C \quad (2.13)$$

onde  $\bar{h}$  é a entalpia dos elementos químicos em base molar e pode ser obtida como:

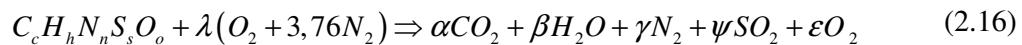
$$\bar{h} = \bar{h}_f^\circ + [\bar{h}(T) - \bar{h}(298K)] = \bar{h}_f^\circ - \Delta \bar{h} \quad (2.14)$$

Dividindo-se a (2.14) pelo número de moles do combustível:

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{n}_C} - \frac{\dot{W}}{\dot{n}_C} = \frac{\dot{n}_{O_2}}{\dot{n}_C} \bar{h}_{O_2} - \frac{\dot{n}_{O_1}}{\dot{n}_C} \bar{h}_{O_1} - \frac{\dot{n}_C}{\dot{n}_C} \bar{h}_C \quad (2.15)$$

Na equação (2.15) consegue-se identificar os coeficientes estequiométricos dos elementos químicos no produto e no reagente,  $\dot{n}_{O_2}/\dot{n}_C$  e  $\dot{n}_{O_1}/\dot{n}_C$  respectivamente.

O coeficiente estequiométrico é encontrado mediante análise do balanço estequiométrico. Para fins de cálculo aproximado, é conveniente definir um combustível genérico da forma  $C_c H_h N_n S_s O_o$  (Molière, 2000), o qual reage com o ar que é composto de 21% de  $O_2$  e 79% de  $N_2$  (Kenneth, 2005), segundo a equação:



Os coeficientes  $\lambda$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ ,  $\psi$  e  $\varepsilon$  podem ser determinados por balanço estequiométrico e de posse destes valores é possível reescrever a (2.15) substituindo os respectivos coeficientes estequiométricos.

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{n}_C} - \frac{\dot{W}}{\dot{n}_C} = \alpha \bar{h}_{CO_2} + \beta \bar{h}_{H_2O} + \gamma \bar{h}_{N_2} + \psi \bar{h}_{SO_2} + \varepsilon \bar{h}_{O_2} - \lambda \bar{h}_{O_2} - \lambda(3,76) \bar{h}_{N_2} - \bar{h}_{C_c H_h N_n S_s O_o} \quad (2.17)$$

Pode-se observar que o último termo da (2.17) representa a entalpia em base molar de um combustível genérico da forma  $C_c H_h N_n S_s O_o$ .

Considerando a nomenclatura inicial para produtos e reagentes, pode-se destacar que:

$$H_p = \alpha \bar{h}_{CO_2} + \beta \bar{h}_{H_2O} + \gamma \bar{h}_{N_2} + \psi \bar{h}_{SO_2} + \varepsilon \bar{h}_{O_2} \quad (2.18)$$

$$H_r = \lambda \bar{h}_{O_2} + \lambda(3,76) \bar{h}_{N_2} + \bar{h}_{C_c H_h N_n S_s O_o} \quad (2.19)$$

Substituindo na (2.17) as nomenclaturas mostradas na (2.18) e na (2.19) e que o processo não gera trabalho:

$$\dot{Q} = H_p - H_r \quad (2.20)$$

Com as considerações impostas pode-se afirmar que durante este processo de combustão ocorre o máximo de liberação de energia química (Bathie, 1996), no qual este calor  $\dot{Q}$  é denominado entalpia de combustão. Conforme mencionado, o poder calorífico é a máxima liberação de energia na oxidação de um determinado combustível. Desta forma pode-se concluir que, perante tais condições, o poder calorífico é igual ao módulo da entalpia de combustão (Wylen et al., 2003):

$$PCI = H_r - H_p \quad (2.21)$$



A partir da metodologia descrita acima se pode perceber que qualquer variação da composição do combustível pode influenciar o valor do poder calorífico inferior – PCI (Kehlhofer et al., 1999).

A influência do combustível no desempenho da planta pode ser verificada quando se aplica esta metodologia e se analisa a (2.9), verificando-se que o valor do poder calorífico apresenta influência visível na resposta do ciclo. Estas respostas poderão ser visualizadas no estudo paramétrico da UTE com a variação dos arranjos de combustíveis.

Molière (2000) fez um estudo paramétrico da influência do tipo de combustível no desempenho de turbina a gás e no seu processo de combustão, assim como será mostrado nesta dissertação, porém, para um ciclo a vapor. Aponta as principais modificações no ciclo em função da mudança do combustível, inclusive na potência, a qual aumenta conforme elevação do valor do poder calorífico.

## **2.5 DIAGNÓSTICO E DEGRADAÇÃO DE EFICIÊNCIA EM CICLO A VAPOR**

O estado da arte referente ao diagnóstico de um ciclo a vapor foi estruturado através de um resumo a respeito das principais publicações que foram estudadas.

O procedimento de diagnóstico é definido em Toffolo e Lazzareto (2003), Verda et al. (2003); Verda (2003) e Zaleta et al. (2003) como um campo de pesquisa em sistemas de energia desenvolvido para estudar as anomalias de sua operação. Tais anomalias estariam relacionadas ao desempenho real do sistema energético diferindo do desempenho esperado para o ponto de projeto (*desing point*), o que resultaria em um

aumento na quantidade de recursos necessários para obter a mesma resposta de saída, ou melhor, resultaria em uma redução na eficiência global do sistema.

Uma das publicações estudadas consistiu em um estudo composto de quatro artigos (Toffolo e Lazzareto, 2003; Verda et al., 2003; Verda, 2003 e Zaleta et al., 2003), no qual se realiza um diagnóstico de sistemas energéticos mediante utilização da termoeconomia.

Verda et al. (2003) introduz a série de artigos citada, mostrando a capacidade da metodologia da termoeconomia para resolver um procedimento de diagnóstico em uma planta geradora de potência. Neste trabalho são consideradas duas condições de operação de uma unidade geradora em ciclo combinado chamada TADEU (estudo de caso), primeira condição foi a de referência, sem anomalias e a segunda com a presença de diversas anomalias.

Os valores estudados (temperatura, pressão e vazão em determinados pontos) são mostrados para as duas condições requeridas. Os parâmetros na condição de referência (*design point*), que expressa a melhor condição de funcionamento que a planta pode apresentar, foram obtidos através da simulação do ponto de projeto sem anomalias. Os pontos na condição de operação foram medidos e validados pelos autores ao longo do estudo. Neste primeiro artigo é realizado um breve resumo de todo trabalho, dando ênfase na descrição de seu objetivo principal, o Modelo de Diagnóstico Termoeconômico, que consiste na comparação entre a condição atual de operação e a correspondente no caso de referência.

O segundo artigo (Toffolo e Lazzareto, 2003) explica que o processo de diagnóstico não pode ser considerado uma tarefa fácil, pois procura localizar o ponto responsável pela ocorrência de cada anomalia, no entanto o efeito de uma anomalia pode ser generalizado afetando todo o sistema e até mesmo o comportamento de outros componentes. Desta forma, o importante é determinar os principais indicadores no modelo termodinâmico que seriam responsáveis pelo mal funcionamento do sistema. Os principais indicadores citados foram os de irreversibilidades (global, dos equipamentos e dos produtos) e o do impacto do insumo (combustível).

Zaleta et al. (2003) apresenta a comparação entre as condições de operação e as de referência, as quais foram explicitadas no artigo de Verda et al. (2003), mediante a

elaboração de um modelo físico que simula o desempenho da planta tanto em ponto de projeto quanto fora deste. As diferenças destas duas condições são resultados de anomalias operacionais na planta que originaram em desvios significativos de *Heat Rate* e Potência.

O último artigo (Verda, 2003), referente ao estudo de diagnóstico de sistemas energéticos mediante utilização da termoeconomia, traz um relato sobre todo o procedimento do diagnóstico termoeconômico feito nos artigos anteriores, juntando todos os passos a fim de resumir e explicar a metodologia em um único documento.

Em Reini et al. (2000) o diagnóstico é realizado em uma planta de potência a vapor existente, através da implementação de três diferentes estruturas, expressando suas principais perdas. O objetivo de diagnósticos em sistemas de energia é descrito como: a) identificar componentes responsáveis pelas maiores perdas com relação ao ponto de projeto. b) quantificar a eficiência em energia quando as condições de ponto de projeto são restauradas em um componente particular do sistema. É feita a simulação de uma planta real de potência com 320MW em um *software* comercial (Aspen+).

Em Kubiak et al. (2002a) o objetivo é desenvolver um algoritmo que identifica as falhas causadas pela deteriorização das partes que compõe o equipamento. Baseado no conhecimento de vários sistemas especialistas, o autor constrói um mecanismo que irá identificar a degradação em eficiência dos seguintes equipamentos: turbina a vapor, turbina a gás, compressores, condensadores, bombas e torres de resfriamento.

A **metodologia de cálculo das eficiências dos equipamentos** procede-se da seguinte forma: a eficiência de toda planta e os vários componentes devem ser definidos e os valores a serem medidos devem ser especificados antes dos procedimentos de análise. No caso de plantas de ciclo combinado devem ser utilizados como parâmetros: vazão de ar, gás e vapor; vazão da torre de resfriamento; pressão e temperatura do ar antes e depois do compressor; temperatura dos gases de exaustão; pressões; potência de saída dos geradores; temperaturas de vários pontos da HRSG; vibração das turbinas a vapor e a gás; e temperatura do primeiro estágio de paletas da turbina a gás, se possível. E para proporcionar um diagnóstico de confiança faz-se uma comparação entre valores atuais medidos e valores de referência, porém considerando as mesmas condições ambientes e

com temperaturas, pressão e vazão iguais antes da turbina. De outro modo, fatores de correção devem ser aplicados.

Todas as fórmulas que foram empregadas em Kubiak et al. (2002a) são demonstradas no desenvolvimento dos algoritmos para o compressor, a turbina a gás, caldeira de recuperação, turbina a vapor, condensador, torre de resfriamento. Segundo Kubiak et al. (2002a) a eficiência da turbina a vapor pode ser estimada pelas partes de pressões alta e intermediária, através do método de diferenças de entalpia, enquanto a eficiência da parte de baixa pressão pode ser obtida através da determinação do último ponto da curva de expansão, deste modo é possível calcular as perdas durante o processo.

Com relação ao condensador, pode-se dizer que suas condições podem afetar o vácuo em seu interior e, conseqüentemente, reduzir o salto entálpico da turbina a vapor, reduzindo assim o desempenho do condensador. Essa conseqüência pode ser resposta de várias anormalidades como falha no ejetor, incrustações nas tubulações do condensador, vazamento de ar, etc.

Em Kubiak et al.(2002b) é descrito em detalhes o desenvolvimento de um sistema especialista para identificação de falhas em equipamentos geradores de potência. Tais falhas são causadas pela fadiga dos equipamentos e influenciam na redução da eficiência. São descritos sistemas especialistas que podem ser usados em aplicações *off-line* como: ENTHALPY, PLANT SYS, TURBIN, TURBOCOM II e CONDESA. Cada um desses sistemas apresenta suas características únicas, que são citadas ao longo do texto deste artigo.

Outro trabalho relevante para o diagnóstico de ciclo a vapor foi realizado por Zwebek e Pilids (2003), no qual se investigam os principais efeitos da degradação de diferentes componentes sobre o desempenho de uma planta de ciclo combinado mediante uma metodologia bastante interessante implementada em um programa FORTRAN desenvolvido pelos autores. Primeiramente determinam-se as principais falhas que ocorrem nos equipamentos: (i) degradação do economizador; (ii) degradação do evaporador; (iii) degradação do superaquecedor; (iv) *fouling* da turbina a vapor; (v) erosão da turbina a vapor; (vi) degradação da eficiência isentrópica da turbina a vapor; (vii) degradação do condensador; (viii) combinação de todas as falhas mencionadas; (ix) aumento da pressão de retorno da turbina a gás devido ao *fouling* nas superfícies da caldeira de recuperação. O ponto de projeto (*design point*) é utilizado para todas as simulações, e o que se modifica nestas simulações são as porcentagens de degradação existente. Então, posteriormente, mudam-se alguns dados de entrada a fim de

proporcionar como relatado uma degradação equivalente referente ao equipamento selecionado. Por exemplo: a degradação de superfícies aquecedoras é simulada assumindo uma porcentagem na redução do valor de projeto do coeficiente de transferência de calor; a degradação da turbina por *fouling* é representada pela redução da capacidade de vazão de entrada da turbina somada a redução de sua eficiência isentrópica. Como conclusão os autores explicitam que a degradação da eficiência isentrópica é a que apresenta maior impacto na potência e eficiência do ciclo. Esta metodologia é bastante abrangente, podendo ser implementada no atual trabalho, mesmo que utilizada em outro *software*.

Gay et al. (2004) descrevem metodologias de cálculo de desempenho para diferentes componentes de uma planta geradora de potência e para seu ciclo como um todo. Define que o objetivo principal do monitoramento do desempenho é avaliar a degradação da planta e de seus componentes, fornecendo a informação necessária para realização do diagnóstico da planta, dando argumentos suficientes para ajudar na programação de manutenções e otimização da operação.

O desempenho de uma planta de potência é caracterizado por dois principais parâmetros: potência e “*heat rate*”.

Avaliação do desempenho global de um ciclo de potência é a comparação do desempenho esperado e o medido na planta, uma particularidade dessa característica global é que várias partes do sistema, isto é, seus equipamentos, devem operar com sua capacidade de desempenho nominal para que proporcione o desempenho esperado. Deste modo, o desempenho global do ciclo de potência é baseado na idéia que todos seus equipamentos estão operando em suas capacidades nominais.

A predição do desempenho para cada equipamento é descrita separadamente em Gay et al. (2004), e requer um conjunto de especificações que deve conter informações do seu desempenho de projeto e suas condições de referência, junto a um modelo especificado que avaliaria como o desempenho modificaria se as condições de referência modificassem (por exemplo curvas de desempenho ou testes de performance). Tanto a avaliação do desempenho global como a dos equipamentos segue os seguintes passos: (i) modela-se o esquema ou equipamento no seu ponto de projeto (*design point*) e depois fora do seu ponto de projeto (*off-design*) e se obtêm como resultado os

parâmetros esperados; (ii) se converge o esquema em *off-design* no ponto de operação (com as devidas correções realizadas devido as modificações de suas condições) obtendo-se os parâmetros atuais. (iii) em um gráfico, no qual os pontos representam os resultados dos passos anteriores, verifica-se uma diferença ( $\Delta$ ) nos valores, que expressaria a degradação resultante do equipamento ou esquema.

## 2.6 SIMULAÇÃO DE CICLO A VAPOR

Levando-se em conta o alto número de componentes e a elevada quantidade de informação significativa para análise do funcionamento de um sistema térmico complexo e detalhado, verifica-se a existência de um problema de grande complexidade no estudo do desempenho do sistema, devido ao elevado número de variáveis e equações que o compõe. Como a análise de um ciclo termodinâmico pode se tornar muito trabalhosa, o uso de softwares comerciais especializados em tal função torna-se cada vez mais freqüente quando se quer avaliar uma planta de geração de potência. Existem diversos softwares comerciais confiáveis que retratam com grande proximidade da realidade os *design point* (ponto de projeto) e *off design* (ponto fora do ponto de projeto) das instalações. Exemplos destes softwares são: GateCycle<sup>®</sup>, Thermoflow<sup>®</sup>, ASPEN, etc. No caso do presente trabalho utilizar-se-á o GateCycle<sup>®</sup>.

### 2.6.1 GateCycle<sup>®</sup>

É um programa computacional que tem a potencialidade de simular o comportamento de qualquer planta térmica (ou sistemas de cogeração) existentes ou não, no ponto de projeto ou fora do ponto de projeto (*off-design*). O programa possui detalhados modelos analíticos para a análise de processos termodinâmicos, de transferência de calor e

mecânica dos fluidos dentro da configuração de plantas de diversas complexidades, podendo ser feitos tanto estudos de simulação como execuções do programa no ponto de projeto da planta (GE, 2003).

O GateCycle<sup>®</sup> permite projetar e analisar o rendimento de qualquer tipo de planta a partir de ferramentas do ambiente gráfico e dos diferentes ícones de equipamentos. A maioria dos equipamentos que compõe uma planta térmica apresenta seu respectivo ícone (turbinas a gás e a vapor, bombas, tubulações, trocadores de calor, caldeiras, superaquecedores, condensadores, economizadores, aquecedores de gás e água, etc.) podendo assim, modelar uma ampla variedade de instalações de potência e calor (GE, 2003).

O programa permite ao usuário a montagem do ciclo de forma interativa e arbitrária, através da seleção dos equipamentos na barra de ícones e da conexão gráfica entre eles. Após a configuração visual do modelo, verificam-se as conexões de forma lógica e realiza-se a entrada de dados nos equipamentos seguindo os parâmetros da instalação real ou idealizada. Durante a entrada de dados no equipamento determina-se também o método de cálculo para cada um. Depois de realizados tais passos inicia-se a simulação do programa que calcula os balanços de massa e energia nos diferentes pontos, além de determinar a eficiência e potência do ciclo.

O modelo configurado pelo usuário pode combinar ciclos a vapor, a gás, ciclo combinado, cada modelo pode conter diversos casos ligados a ele, onde se pode analisar o desempenho da planta para diversos pontos fora do ponto de projeto.

## **Capítulo 3**

# **DESCRIÇÃO DO ESQUEMA E METODOLOGIA**

### **3.1 INTRODUÇÃO**

Neste capítulo procura-se realizar uma descrição dos principais equipamentos que compõe o esquema da central termelétrica objeto de estudo, mostrando pontos importantes da instalação além de determinar os principais combustíveis utilizados por ela.

A usina termelétrica em questão é uma instalação geradora de energia de 12,9 MW de potência de saída, que utiliza gás de alto forno, alcatrão e gás natural, este último quando necessário. Ela produz energia que é consumida pela Usina Siderúrgica Integrada de Barreiro, da Vallourec & Mannesmann do Brasil S.A. Antes do projeto da UTE entrar em vigor, o GAF era utilizado apenas pela siderúrgica para pré-aquecimento do ar injetado no alto forno, em fornos de reaquecimento para produtos intermediários,



em caldeiras e o excedente era queimado em tochas localizadas nas torres de escape do gás. Atualmente, parte do gás que era queimado nos *bleeders* (tochas ou queimadores de gases), é enviado para uma caldeira, onde é queimado juntamente com o alcatrão para geração de energia. Porém, conforme exposto em Iglesias e Vasconcelos, (2004), no projeto o gás natural entraria apenas como ignitor do processo ou em substituição emergencial ao GAF. Ao longo da operação da usina siderúrgica a utilização do GAF para pré-aquecimento do ar é requerida para o bom funcionamento da produção desta. Portanto, quando se aumenta sua produtividade torna-se necessário maior injeção de GAF nos pré-aquecedores. Deste modo o gás residual que vai para a UTE não é suficiente e por isso a operação da planta utiliza quantidades significativas de GN ao longo do dia. Por isso, um dos objetivos do atual trabalho foi avaliar a interferência de mudança de composição de combustível na eficiência total da planta. Escolheram-se quatro composições diferentes de combustíveis de entrada para embasar o estudo, como será visto ao longo do documento, sendo que estas composições expressam os arranjos de combustíveis mais representativos observados no histórico da unidade geradora.

A demanda de energia do processo siderúrgico é praticamente constante e altamente dependente da confiabilidade de seu fornecimento. A produção do aço é um processo contínuo e o não fornecimento da energia requerida acarreta a parada da fabricação do material, o qual não pode ter sua produção retomada após restabelecimento do fornecimento da energia, acarretando em prejuízos recorrentes devido a estes produtos inacabados, além do ônus na retomada da produção e da redução da integridade dos alto-fornos perante um longo período de interrupção no processo.

Um meio de contornar esta situação é a instalação de unidades auto-produtoras de energia associadas às usinas siderúrgicas fornecendo energia aos processos siderúrgicos utilizando seus gases residuais, tal mecanismo já é utilizado por diversas empresas como a Companhia Siderúrgica Nacional (CSN), ArcelorMittal Tubarão (antiga Companhia Siderúrgica de Tubarão – CST), a Usiminas, a Vallourec & Mannesmann entre outras.

Desta forma, um dos pontos de maior preocupação das usinas siderúrgicas com relação ao fornecimento de energia é sua confiabilidade, a fim de que sua produção não fique comprometida com a interrupção ou racionamento de eletricidade. Por isso a implementação de UTEs associadas às usinas siderúrgicas se torna tão necessária. Um

fator ainda mais preocupante, além da confiabilidade, seria o custo da produção. Com a inserção da usina auto-produtora de energia, que utiliza combustíveis residuais, os custos com eletricidade para a produção do aço podem ser reduzidos e contribuindo para o retorno do investimento (*payback*) da instalação.

No caso da Vallourec & Mannesmann do Brasil S.A. a responsável pelo fornecimento da energia é a UTE de Barreiro, a qual opera em ciclo Rankine com potência de saída de 12,9 MW e seus principais equipamentos são: uma caldeira de combustível múltiplo (gás de alto forno, alcatrão de madeira e gás natural) com capacidade para gerar 60 t/h de vapor, a uma pressão de 50 bar e temperatura de 450 °C; turbina de condensação de vapor com estágios múltiplos; gerador elétrico de 15,2 MVA a 13,8 kV e fator de potência 0,85; condensador de vapor torre de resfriamento; bombas de alta e baixa pressão e trocadores de calor.

As principais características técnicas desta UTE estão presentes no Anexo A, e são baseadas em informações técnicas (UTE-Barreiro, 2004b) cedidas para o estudo. A Figura 3.1 apresenta um esquema representativo da usina e a Tabela 3-1 mostra as propriedades dos pontos destacados na Figura 3.1. Depois, fez-se a descrição dos principais equipamentos que compõe o esquema térmico da UTE-Barreiro.

Tabela 3-1 – Principais fluxos presentes na Figura 3.1

<b>Fluxos</b>	<b>Vazão (kg/s)</b>	<b>Pressão (bar)</b>	<b>Temperatura (°C)</b>
<b>1</b>	16,50	60,00	450,00
<b>2</b>	16,39	58,40	446,90
<b>3</b>	0,85	20,40	329,40
<b>4</b>	1,62	12,11	271,20
<b>5</b>	0,54	3,64	153,70
<b>6</b>	0,97	0,89	96,41
<b>7</b>	12,14	0,09	43,77

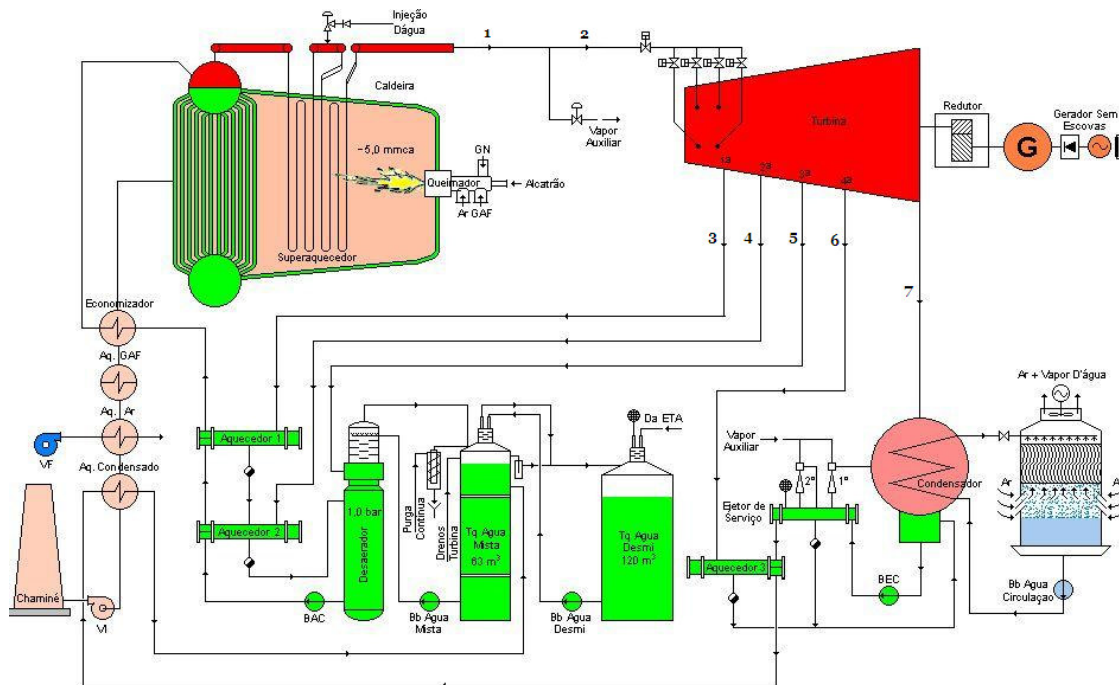


Figura 3.1- Esquema representativo do ciclo Rankine da UTE-Barreiro. Fonte: UTE-Barreiro, 2004b

## 3.2 DESCRIÇÃO DO CICLO A VAPOR

A Figura 3.1 mostra o ciclo da UTE-Barreiro que consiste em um ciclo Rankine, no qual gás de alto forno e alcatrão são queimados na caldeira produzindo vapor. Uma pequena parte deste vapor é enviado para o ejetor auxiliando no vácuo do condensador e o restante (fluxo 2) é enviado para a turbina. A turbina em questão apresenta 4 extrações (fluxos 3, 4, 5 e 6) que são responsáveis pelo aquecimento regenerativo do ciclo. O fluxo principal do vapor superaquecido que entra na turbina é responsável pelo movimentando de suas pás, gerando o trabalho de eixo. O vapor da exaustão é condensado no condensador, que está ligado a uma torre de resfriamento à água, e

depois tem sua pressão elevada por uma bomba de condensado. Esta água de alimentação à alta pressão retorna à caldeira onde o ciclo se reinicia. As principais propriedades dos fluxos citados podem ser vistas na Tabela 3-1.

### **Caldeira convencional**

A caldeira utilizada pela UTE – Barreiro é de fabricação da Equipalcool Modelo aquotubular, multicomcombustível com circulação natural<sup>5</sup>, suas características técnicas principais encontram-se explícitas no Anexo A.

Nas caldeiras aquotubulares a água circula pelo interior dos tubos e a troca de calor entre os gases e a água é através das paredes destes tubos. Geralmente, para instalações que necessitam de grande quantidade de vapor, ou vapor superaquecido, este tipo de caldeira é o mais indicado (UTE-Barreiro, 2004a).

A caldeira da UTE-Barreiro possui além do evaporador, dois superaquecedores (entre os quais há um desuperaquecedor), um economizador, um pré-aquecedor de ar, um pré-aquecedor de gás, utilizado para aquecer o gás de alto forno antes de sua entrada na fornalha e um aquecedor de condensado (Figura 3.2). Estas superfícies de troca de calor são arranjadas em forma de um conjunto de tubos verticais que revestem a fornalha.

Foi projetada com a finalidade de queimar gás de alto forno e alcatrão de madeira, tendo como substituto do GAF o Gás Natural. Na Tabela 3-2 encontra-se a composição típica de gás de alto forno para a qual a caldeira foi projetada e na Tabela 3-3 a composição típica do alcatrão vegetal que foi utilizada no projeto da fornalha.

No programa GateCycle<sup>®</sup> o equipamento utilizado para sua modelagem é a *Fossil Boiler* que é capaz de analisar o desempenho de qualquer fornalha convencional. Por ser uma caldeira multicomcombustível a modelagem deste sistema considera a entrada de três tipos diferentes de insumos energéticos (sólido, gasoso e óleo). Deve-se especificar, na entrada dos valores da caldeira, qual a porcentagem de cada combustível com relação ao insumo total.

---

<sup>5</sup> Neste tipo de caldeira, a circulação se estabelece pela força motriz gerada pela diferença de densidade existente entre a fase líquida e o vapor. Neste caso não há necessidade de bomba para garantir a circulação (Lora e Nascimento, 2004).

Tabela 3-2 – Composição do gás de alto forno utilizada no projeto. Fonte: UTE-  
Barreiro, 2006a

<b>Gás de Alto Forno (GAF)</b>		
Composição média	% em volume	
	Base seca	Base úmida
CO	24,0 %	46,28 %
H <sub>2</sub>	6,0 %	5,17 %
CO <sub>2</sub>	22,8 %	24,17 %
CH <sub>4</sub>	1,0 %	24,17 %
H <sub>2</sub> O	-	24,0 %
PCI	-	900 kcal/Nm <sup>3</sup>
PCS	-	936 kcal/Nm <sup>3</sup>

Tabela 3-3 – Composição do alcatrão bruto de madeira que foi utilizada no projeto.  
Fonte: UTE-Barreiro, 2006a

<b>Alcatrão de madeira</b>		
Composição média	% em peso	
	Base seca	Base úmida
C	60,9 %	46,28 %
H <sub>2</sub>	6,8 %	5,17 %
O <sub>2</sub>	31,8 %	24,17 %
N <sub>2</sub>	0,5 %	0,38 %
H <sub>2</sub> O	-	24,0 %
PCI	-	4.600 kcal/kg
PCS	-	4.876 kcal/kg

A usina em questão queima combustível líquido e gasoso e requer os seguintes dados de entrada:

i) Combustível sólido ou biomassa: considera sua composição elementar e imediata, como vai ser queimado (úmido e/ou cinzas), seu poder calorífico (utilizando um valor pré-estabelecido ou um método de cálculo) em base seca, a temperatura do combustível de entrada e seu consumo específico de potência nos pulverizadores;

ii) Combustível gasoso: considera análise em fração molar do gás combustível com seu poder calorífico inferior ou superior.

A Usina Termelétrica de Barreiro apresenta diferentes pontos de operação com relação à entrada de combustível. Seu ponto de projeto, isto é, sua condição nominal, estabelece a utilização de 99,09% de GAF e 0,91028% de alcatrão bruto, porém como dito anteriormente, o gás de alto forno é requerido pela planta siderúrgica ao longo do dia para manutenção da produção de aço, por isso, gás natural torna-se um insumo importante e quase constantemente utilizado durante geração de energia elétrica.

Como um dos objetivos deste estudo é determinar a influência do combustível utilizado na eficiência do ciclo, escolheram-se cinco cenários importantes de simulação que apresentavam diferentes entradas de combustíveis, tais cenários encontram-se destacados na Tabela 3-4, os quais estão descrito em detalhes no Apêndice A. Através do estudo dos cenários de operação da planta escolheram-se aqueles nos quais as entradas de combustíveis parecem expressar com proximidade real o que ocorre ao longo do dia, além de fornecer diferentes arranjos de insumos.

Tabela 3-4 – Resumo dos cenários escolhidos para simulação do ciclo. Fonte: UTE- Barreiro, 2006b

Cenário	Porcentagem de Combustível (%)		
	GAF	Alcatrão	Gás Natural
<b>Cenário 1</b>	<b>99,09</b>	<b>0,91</b>	-
Cenário 2	100	-	-
Cenário 3	98,64	1,35	-
Cenário 4	-	19,27	80,73
Cenário 5	93,10	1,90	5,10

O sistema de combustão considera que a queima é feita mediante determinada quantidade que foi calculada para cada tipo de combustível. A caldeira ainda apresenta sistema de controle de carga que permite calcular a quantidade de combustível necessária para conseguir determinada carga na turbina a vapor. Porém, este método não foi utilizado, já que a usina trabalha em carga base (*base load*) na maior parte do tempo e a vazão de combustível é um parâmetro de entrada deste trabalho.

Após a fornalha encontram-se as superfícies aquecedoras da caldeira que foram modeladas em separado, como pode ser visto na Figura 3.2. Durante a modelagem da *Fossil Boiler* podem-se utilizar os trocadores de calor já existentes nela através das suas

respectivas conexões. Porém, a fim de fornecer um esquema mais didático e representativo, os trocadores que operam sem mudança de fase foram modelados separadamente com a inserção de um ícone para cada equipamento (dois superaquecedores, um desaquecedor, um economizador, um aquecedor de ar, um aquecedor de gás e um aquecedor de condensado) e o equipamento que opera com mudança de fase (evaporador) foi modelado na própria *Fossil Boiler* conectado ao respectivo tubulão.

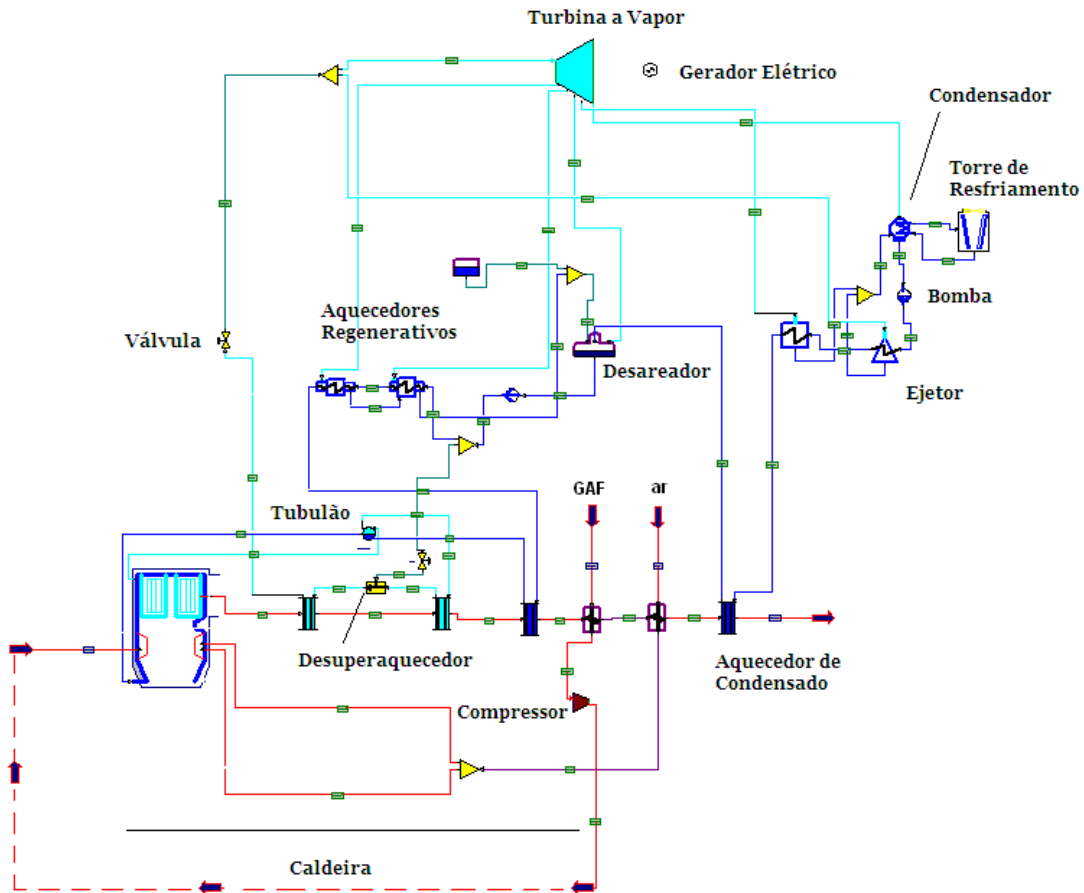


Figura 3.2 – Desenho do modelo simulado no *software* GateCycle<sup>®</sup> para o desenvolvimento do estudo

### Superfícies aquecedoras

O evaporador (EVAP) é o trocador de calor responsável pela mudança de fase da água do estado de líquido saturado para o estado de vapor saturado mediante a extração de energia dos gases quentes. É neste equipamento que é efetivamente estabelecida a vazão de vapor que irá gerar potência na turbina a vapor. No evaporador existe um tubulão,

que é responsável pelas purgas<sup>6</sup>, armazena água e previne o arraste de sais para o superaquecedor e turbina a vapor.

O superaquecedor (SPHT) é um trocador de calor que tem como função produzir vapor superaquecido através da extração da energia dos gases quentes (Figura 3.3). Ele pode receber vapor saturado proveniente de um evaporador ou de qualquer outra linha como, por exemplo, de extração da turbina a vapor, e superaquecer até uma temperatura acima da temperatura de saturação. Pode também ser empregado para elevar ainda mais a temperatura do vapor superaquecido proveniente de outro superaquecedor. Conforme mencionado, a UTE-Barreiro, possui duas superfícies superaquecedoras na caldeira intercaladas, por um desuperaquecedor (UTE-Barreiro, 2004b).

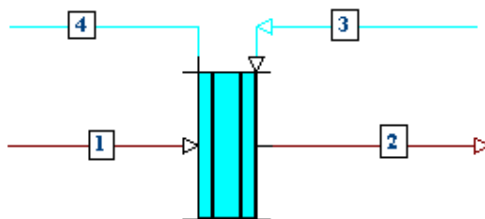


Figura 3.3 – Esquema simplificado de um superaquecedor, indicando a entrada de vapor saturado (3), de gás de combustão (1), saída de gás de combustão (2) e de vapor superaquecido(4)

O desuperaquecedor ou atemperador é um equipamento fundamental para o auxílio do controle da temperatura do vapor superaquecido e, conseqüentemente, para a operação eficiente da planta termelétrica. No caso da presente modelagem foi utilizado um ícone denominado *Temperatura control - TMIX* que tem como finalidade misturar dois fluxos no qual uma condição determinada do fluxo de saída irá controlar as vazões de entrada. Por exemplo, em uma usina termelétrica a temperatura de entrada da turbina seria a variável de controle do processo, desta forma o funcionamento do desuperaquecedor estaria controlando a temperatura de entrada do superaquecedor, ajudando assim, o controle posterior da temperatura do vapor da saída do superaquecedor que vai para a turbina. Logo, no presente estudo de caso, a vazão de entrada do atemperador varia de

---

<sup>6</sup> Retiradas estratégicas de água a fim de controlar o conteúdo de sais na água que em excesso são considerados prejudiciais, pois podem acarretar na corrosão dos equipamentos a jusante.



acordo com sua requerida temperatura de saída do supeaquecedor (UTE-Barreiro, 2004b).

O economizador (ECON) é um trocador de calor que tem como função aquecer a água de alimentação da caldeira, mediante a utilização da energia absorvida dos gases quentes nas tubulações. Como acontece no superaquecedor, o economizador é uma superfície aquecedora onde não há mudança de fase da água. Na Figura 3.4 podem ser vistas as respectivas entradas e saídas do equipamento. A entrada do economizador pode estar conectada a um outro economizador ou a uma bomba de alimentação que fornecerá a água de alimentação do ciclo. A saída do economizador pode ser conectada a um evaporador ou a outro economizador. Na modelagem o ícone ECON aparece em dois momentos para representar o economizador da caldeira e o aquecedor de condensado.

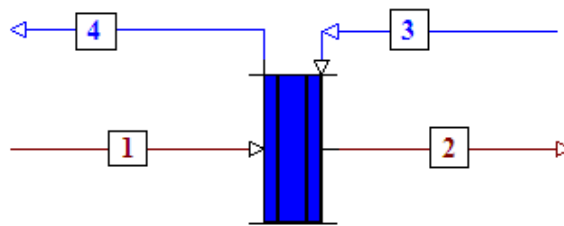


Figura 3.4 – Esquema simplificado de um economizador, indicando a entrada de água (3), de gás de combustão (1), saída de gás de combustão (2) e de vapor (4)

O gás de alto forno é um insumo que apresenta poder calorífico relativamente baixo. Qualquer perda de sua temperatura ou de pressão na entrada da caldeira acarreta uma variação da eficiência deste equipamento, por isso, antes de entrar na caldeira torna-se conveniente seu pré-aquecimento a fim de aumentar o rendimento do ciclo. O pré-aquecedor de ar e o aquecedor do gás de alto forno são trocadores de calor que tem como função aquecer o fluido que passa por eles mediante a utilização da energia absorvida dos gases quentes. Durante a modelagem destes dois equipamentos foi utilizado o ícone *general heat exchanger* (HEATX), no qual o calor existente pode ser transferido entre dois fluxos de fluidos quaisquer: gás-gás, gás-água, água-vapor.

A modelagem das superfícies aquecedoras da caldeira é feita banco a banco de tubos, isto é, separadamente para cada superfície com respectivo balanço de energia e

transferência de calor, a qual é determinada pelo mecanismo da convecção e regulada pelo coeficiente de transferência de calor, e quedas de pressão do lado da água e do gás.

### **Válvula**

A válvula (V) é um componente simples, que é inserido no ciclo a vapor a fim de impor uma perda de pressão na linha. Geralmente, esta perda de carga é escolhida com o objetivo de realizar um ajuste “fino” da pressão desejada na entrada de algum equipamento, uma vez que o valor da pressão será fornecido pelas bombas presentes no ciclo ou pelo próprio fluxo de calor da caldeira. No caso da presente modelagem, a válvula foi utilizada para expressar a perda de pressão que ocorre ao longo do caminho antes de chegar a turbina a vapor e para controlar a pressão no desuperaquecedor da caldeira.

### **Divisor de massa**

Este componente é usado somente para dividir uma vazão mássica que entra em dois escoamentos de água ou de vapor. No GateCycle<sup>®</sup> pode ser representado pelo ícone Splitter – SPLT. Nenhuma mudança nas propriedades termodinâmicas ocorre neste equipamento. Os fluidos podem ser líquido comprimido ou líquido saturado (título = 0) ou vapor saturado (título = 1) ou mistura líquido/vapor com título entre 0 e 1, ou ainda vapor superaquecido. Uma importante utilidade deste equipamento nesta modelagem divide a vazão que sai da caldeira em dois fluxos distintos, um maior, que vai para a turbina e outro que se direciona para o ejetor (UTE-Barreiro, 2004b).

### **Misturador**

É um componente (Mixer) que tem como finalidade misturar dois escoamentos de água ou de vapor atingindo uma temperatura ideal. Os fluidos na entrada deste componente podem ser líquido comprimido ou líquido saturado (título = 0) ou vapor saturado (título = 1) ou mistura líquido/vapor com título entre 0 e 1, ou ainda vapor superaquecido. Necessariamente, os fluidos das duas correntes de entradas precisam estar numa mesma fase.

## Turbina a vapor

É uma turbomáquina que produz potência mecânica de eixo devido à expansão do vapor superaquecido, que entra no ponto 1 da Figura 3.5, até uma pressão no seu último estágio, saindo no ponto 2 da Figura 3.5, no qual o vapor encontrar-se no estado de mistura de líquido/vapor.

Para simulação do componente utilizou-se o ícone *Steam Turbine – ST* – que no seu ponto de projeto necessita a determinação do número de válvulas de controle, da velocidade angular, da queda de pressão, da pressão na saída e dos valores de pressões de cada extração existente.

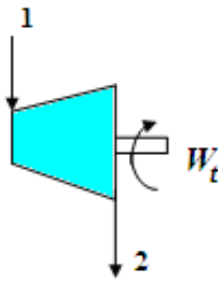


Figura 3.5 – Esquema de uma turbina a vapor, indicando a entrada de vapor superaquecido (1), saída de vapor (2) e o trabalho de eixo da turbina ( $W_t$ )

A turbina em estudo (UTE-Barreiro, 2004b) apresenta quatro extrações, três delas para aquecimento regenerativo e uma para desaeração e aquecimento regenerativo, e está mostrada em maiores detalhes no Anexo A.

## Aquecedores Regenerativos Fechados

Os aquecedores regenerativos fechados são estruturas formadas por tubos por onde passa a água de um lado e o vapor do outro, assim, o calor é transferido para a água através das superfícies separadoras. No GateCycle® estes equipamentos são representados pelo ícone *feedwater heater – FWH* e têm como função aquecer fluxos de água de alimentação através do calor fornecido pelo vapor proveniente das extrações. Como dito na seção 2.1.2 a utilização de aquecedores regenerativos aumenta a

eficiência do ciclo, porém o aumento da eficiência não é sempre proporcional ao número de aquecedores, esta proporção tem um limite e depende de cada projeto.

Os parâmetros operacionais principais deste equipamento são a DTT (Diferença Terminal de Temperaturas) que é a diferença entre as temperaturas dos dois pontos de saída do aquecedor, a temperatura de resfriamento do dreno e a queda de pressão.

### **Aquecedores Regenerativos Abertos**

Os aquecedores regenerativos abertos são termodinamicamente mais eficientes que os aquecedores regenerativos fechados, pois o aquecimento da água ocorre mediante mistura direta desta com vapor condensado. Também são conhecidos como desareadores e recebem este nome porque, além de aquecerem o substrato, utilizam a energia contida no fluxo de vapor para desarear a água de alimentação da caldeira. Para funcionamento do ícone desareador (DEAER) é importante informar qual sua pressão de operação, na qual o condensado será aquecido até o ponto de saturação.

### **Condensador**

O condensador é um equipamento importante do estudo, já que tem influência significativa no desempenho do ciclo. É representado no GateCycle<sup>®</sup> pelo ícone *condenser* – CND, que requer a entrada de dados referentes a sua pressão de operação e elevação de temperatura da água.

É utilizado para resfriar vapor ou uma mistura vapor/água até a condição de líquido saturado. Considera-se que a saída do condensador é líquido saturado na mesma pressão e vazão de entrada.

### **Ejetor**

Um ejedor (*air ejector* - AIREJC ) é um equipamento utilizado para extrair os gases não condensáveis do interior do condensador, o que ajudará na obtenção do vácuo no condensador. Porém, também é responsável por um pequeno aquecimento do condensado ou da água de alimentação através do calor presente no vapor.

## **Torre de Resfriamento**

É um equipamento onde a água que por ela circula é resfriada pelo ar ambiente em um processo de transferência simultânea de calor e massa. Para a água, o processo de resfriamento engloba dois passos principais: (i) Transferência de calor latente devido vaporização de uma pequena porção da água; (ii) Transferência de calor sensível direcionada pela diferença de temperatura entre a água e o ar. Geralmente 80 por cento do calor transferido em uma torre de resfriamento ocorre devido ao processo de vaporização ou evaporação, enquanto 20 por cento ocorre devido à troca de calor sensível.

## **Bombas**

São equipamentos que tem a finalidade de elevar a pressão de fluxos de água. Seus parâmetros mais importantes são sua eficiência isentrópica e sua pressão de saída. As bombas representadas no esquema da UTE-Barreiro serão as de alimentação da caldeira e de re-circulação de condensado, as outras bombas auxiliares têm consumo desprezível. As bombas (*pump* - PUMP) são consideradas equipamentos de BOP (*Balance of Plant*) e a potência requerida para seu funcionamento será descontada no próprio esquema de simulação.

Portanto, com o conhecimento da estrutura da usina pode-se iniciar-se a montagem da planta e sua modelagem no ponto de projeto, para que posteriormente se possa simulá-la em *off-design*. O modelo utilizado para simulação da planta da UTE – Barreiro encontra-se destacado na Figura 3.2.

### 3.3 MODELAGEM DO CICLO

A UTE-Barreiro primeiramente foi modelada em seu ponto de projeto (*design point*) ou ponto de referência, que é a modelagem baseada em dados do fabricante. A caldeira foi preparada para receber combustível gasoso e líquido (UTE-Barreiro, 2006a), com a proporção de 99,09% de GAF e 0,91028% de alcatrão bruto conforme cenário 1. Como se dispunha dos dados geométricos e das áreas dos trocadores de calor, estes equipamentos receberam uma modelagem bastante detalhada, considerando a área de troca de cada trocador (UTE-Barreiro, 2004b).

A turbina a vapor recebeu os valores de pressão e de entalpias da extração, e o condensador foi modelado com a pressão de operação e o aumento de temperatura que a água de resfriamento está submetida.

Foi necessária a inserção de um compressor de combustível no esquema da UTE-Barreiro, porque quando o processo siderúrgico libera o gás de alto forno, este se encontra a uma pressão muito baixa, logo se faz necessário a compressão deste gás para a entrada na caldeira. Desta forma a potência líquida do ciclo representa a potência bruta (gerada no eixo da turbina a vapor) descontados os trabalhos requeridos nas bombas, na torre de resfriamento, no compressor de combustível e as perdas no gerador elétrico.

Todos os equipamentos foram modelados conforme determinado no ponto de projeto e simulados, obtendo-se os valores da Tabela 3-5, a qual mostra também as discrepâncias com relação aos valores do fabricante.

Os valores apresentados na Tabela 3-5 apresentam erros relativamente pequenos, de ordem decimal. A única exceção foi para o valor da eficiência líquida, que leva em consideração todo o ciclo e o consumo de todos auxiliares, inclusive do compressor. No entanto, os valores de consumo de energia do compressor do combustível não foram fornecidos e o autor desta obra teve que utilizar um valor de eficiência isentrópica típico de compressores (Kehlhofer et al., 1999). A eficiência isentrópica dos compressores adiabáticos, segundo Van Wylen et al. (2003), se encontra em torno de 70% a 88%. Na simulação de compressores de gás natural, Chan, et al. (2003) adotam a eficiência do equipamento de 85%, no entanto, em uma análise de um ciclo utilizando combustível de

baixo poder calorífico (Mukherjee, 2000) foi adotado o valor de 82% para eficiência do compressor do combustível. Como o GAF também apresenta baixo valor de PCI, utilizou-se uma eficiência isentrópica de 82% para a modelagem do atual trabalho, cujo valor é corroborado pela simulação feita em Mukherjee (2000). Desta forma, o desvio mais expressivo deste parâmetro é justificado e o modelo proposto para expressar a UTE é válido.

Tabela 3-5 – Valores obtidos na modelagem do *design point* do ciclo da UTE-Barreiro

Tabela Comparativa					
Parâmetros	Dados UTE-Barreiro	Simulação	Unidade		
Potência Bruta	12,90	12,87	MW		0,27%
Vazão de vapor	16,67	16,66	kg/s		0,04%
Temperatura de entrada TV	450,00	450,01	°C		0,00%
Pressão de entrada da TV	60,00	60,01	bar		-0,02%
Pressão de saída da TV	0,09	0,09	bar		0,00%
Potência Líquida	11,70	11,64	MW		0,51%
Eficiência Líquida	24,50	24,18	%		1,31%

O estudo paramétrico e a modelagem de cenários de operação para o diagnóstico tentam retratar as diferentes condições que o ciclo pode ser submetido, desta forma não se pode utilizar nestas simulações o simples modelo proposto. Deve-se, para isso, modelá-lo como operando em *off-design*, isto é, a operação real do ciclo pode diferir do *design point* quando submetida à diferentes condições. A partir deste ponto, cada caso em *off-design* é referenciado ao *design point*, associando à este modelo os valores de área dos trocadores de calor e limitando a operação do ciclo à capacidade do ponto de projeto.

### 3.4 METODOLOGIA DO ESTUDO PARAMÉTRICO

O desempenho de um ciclo a vapor é caracterizado por parâmetros que podem ser medidos e/ou calculados, dentre eles estão a eficiência ou *heat rate* (medida utilizada para expressar a eficiência térmica de uma planta geradora, calculada pela razão de calor injetado no sistema pelo trabalho realizado, ou seja, eficiência de aproveitamento do combustível injetado) e a sua potência de saída. Este desempenho pode ser influenciado por diversos fatores, entre eles condições ambientais, degradação de componentes que podem resultar em falhas, combustível, pressão no condensador, etc. Por isso, determinar e analisar a influência que os principais parâmetros exercem sobre a eficiência e potência da usina é de suma importância para a avaliação de seu desempenho.

O estudo paramétrico realizado nesta dissertação consistiu em avaliar o funcionamento da central termelétrica em função da variação de alguns parâmetros que se considera de maior relevância no desempenho da UTE.

Segundo análise de dados de operação da planta (UTE-Barreiro, 2006b) pôde-se constatar quais eram os principais intervalos de valores medidos durante a operação da planta, tais intervalos foram implementados em uma ferramenta do software GateCycle<sup>®</sup>, e o resultado destas implementações é resposta do estudo paramétrico, que expressa a interferência de cada parâmetro modificado.

Os parâmetros que foram modificados no estudo paramétrico foram descritos na seção 2.4 e abaixo segue a descrição de como foi feita esta variação:

#### I. Condições ambientais

Primeiramente para se obter os cenários de operação que seriam utilizados no estudo de caso, recorreu-se ao histórico de operação da UTE-Barreiro buscando obter patamares de operação que expressassem as mais diferentes situações as quais a usina era submetida. Como já foi dito em capítulos anteriores, uma usina produtora de eletricidade para uma siderúrgica deve operar em *base load* (carga nominal) sempre que possível, a fim de que supra a energia necessária para o processo de produção do aço, desta forma sua operação tende a ser praticamente constante e o parâmetro que se mostra mutável e responsável por esta



estabilidade de resposta de operação é o insumo utilizado. Ver-se-á adiante que para manter a potência no patamar requerido será necessário o aumento do valor do poder calorífico do combustível, sendo conseguido com a inserção de um gás combustível com PCI mais elevado que o gás de alto forno, outra maneira de se alcançar a potência é alterando a vazão do combustível, o que também poderá ser visto. Como a UTE não apresenta mudança efetiva de carga, o parâmetro que baseou a escolha dos cenários estudados foi o combustível, ou melhor, o arranjo de combustível na entrada da caldeira. Entende-se como arranjo de combustíveis, uma mistura de insumos energéticos utilizados na combustão para geração de energia. Portanto, para expressar estas diferentes situações de operação da usina observaram-se alguns dias de operação que se mostravam como representativos, com relação ao arranjo de combustíveis utilizados para geração de energia. Os valores destes cenários de operação estão na Tabela 3-4 e seus detalhes podem ser consultados no Apêndice A.

A partir deste ponto, foram determinados, na base de dados disponibilizada pelo INPE (2006), as respectivas temperaturas ambiente e umidades relativas referente aos períodos desejados, que são: 9 °C, 21 °C, 23 °C e 38 °C e 50%, 72%, 43% e 73%. Por isso no primeiro estudo paramétrico realizado, de influência das condições ambientais, utilizou-se valores de temperatura ambiente variando entre 7°C e 40°C, umidade relativa de 50% a 90% e valor de excesso de ar mantida em 28%.

## II. Pressão no condensador

A medida do desempenho do condensador depende de sua pressão de trabalho: quanto menor a pressão de trabalho melhor seu desempenho (Gay et al.,2004). Esta afirmação pode ser verificada ao se considerar o ciclo ideal de Carnot, utilizando a (2.1) e chegando até a (2.4) podendo-se verificar que o desempenho do ciclo de Carnot é diretamente influenciado por sua temperatura de trabalho. A temperatura da fonte fria, na qual o ciclo perde calor, é a temperatura de trabalho do condensador, quanto menor a temperatura de trabalho do condensador menor será o segundo termo da (2.4), e conseqüentemente, maior será a eficiência térmica do ciclo.

A parametrização da pressão neste estudo percorreu um intervalo considerado grande para variações deste parâmetro no condensador, isto pode ser explicado

porque em visita à UTE-Barreiro e observando os dados operacionais da planta verificou-se que mesmo, sendo projetado para uma pressão de 0,09 bar, o condensador estava operando com pressões médias de 0,24 bar. Desta forma, para ilustrar a real influência da variação de pressão no condensador foi realizado este estudo paramétrico onde se implementou pressões que variam de 0,09 bar até 0,39 bar.

### III. Combustível

O combustível, como mostrado na equação (2.9), influirá no desempenho do ciclo, por isso o estudo paramétrico procurará relacionar a variação do poder calorífico do combustível com a resposta do ciclo todo.

Geralmente, uma planta de potência é projetada para trabalhar com apenas um combustível, o qual proporciona melhor otimização do processo de geração fornecendo maior eficiência. Porém em muitos casos, a composição do combustível não é constante ou até mesmo troca-se o tipo de insumo decorrente da falta deste, por motivos econômicos, etc.. Quando um combustível que não foi determinado no ponto de projeto é inserido na caldeira ou câmara de combustão (combustível de *back-up*), estar-se-á sujeito à sua influência sobre o desempenho da planta. Portanto esta influência não apenas é verificada quando se queima um combustível tido como “*back-up*”, existe também, em função da variação da composição de um mesmo combustível como mostrado na seção 2.4.3. A composição do combustível influirá no valor do PCI, e conseqüentemente na vazão de ar e combustível requerida pelo ciclo, e ainda resultará em compostos químicos diferentes após a combustão proporcionando uma maior ou menor transferência de calor dos produtos da combustão para o fluido de trabalho. Por exemplo, se o PCI diminui, a vazão aumenta para proporcionar o mesmo calor de entrada na turbina a vapor, isto resulta em maior vazão através deste equipamento, que apresenta um efeito positivo na sua saída. Assim, a variação do PCI com a composição do combustível pode influir no rendimento térmico da usina, por isso faz-se necessário estudo da variação deste parâmetro no desempenho da planta a fim de mapear esta interferência.

### 3.5 METODOLOGIA DE DIAGNÓSTICO DO CICLO A VAPOR

A metodologia empregada neste trabalho foi baseada em diferentes autores, porém sua descrição pretende formular uma opção de análise para um diagnóstico resumido dos principais componentes do ciclo a vapor utilizando uma ferramenta computacional comercial – GateCycle<sup>®</sup>. Em Zwebek e Pilids (2003) o ponto de projeto (*design point*) do ciclo da UTE estudada no artigo foi simulado e nestas mesmas condições porcentagens de degradação são atribuídas aos principais equipamentos a serem analisados. Neste estudo também foi simulado o *design point*, porém para a simulação de degradação foi realizado o “passo” inverso ao escolhido por Zwebek e Pilids. Modelou-se o ciclo em *off-design* submetendo-o a três condições de operação distintas, aproximando os parâmetros do vapor na entrada e saída dos principais equipamentos aos valores encontrados nas medições, a fim de poder estimar a degradação da caldeira, turbina a vapor e condensado. As principais premissas seguidas foram:

- I. Caldeira – os parâmetros (vazão, pressão e temperatura) da saída e a vazão de admissão da caldeira são aproximados aos valores operacionais e mediante a equação (3.7) pode-se calcular o valor da eficiência da caldeira comparando-o com o valor de *design point*. Esta diferença expressaria a degradação resultante do equipamento.

Conforme a eficiência da caldeira, maior ou menor quantidade de trabalho será fornecida à turbina a vapor, tornando-se um parâmetro importante no desempenho global da planta.

Uma vez queimado o insumo energético na fornalha (local da caldeira onde ocorre a combustão propriamente dita) os produtos da combustão a alta temperatura irão cedendo parte de sua energia para o fluido de trabalho através das diversas superfícies de aquecimento, e ao final deste processo tal fluido deixará a caldeira a fim de atingir a turbina a vapor fornecendo todo calor que pode ser utilizado.

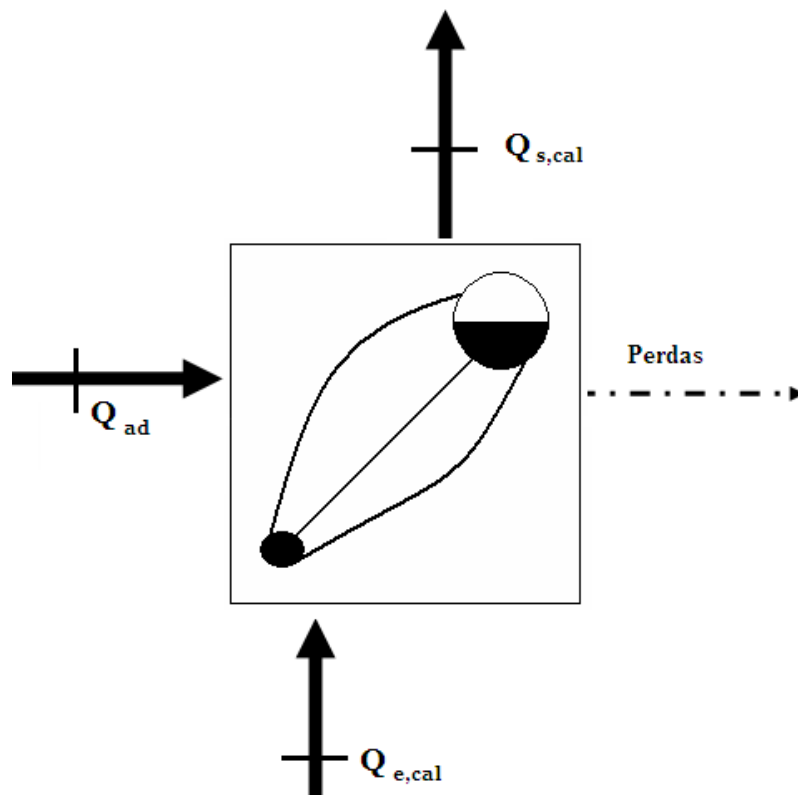


Figura 3.6 - Balanço de energia representativo de uma caldeira convencional

Na Figura 3.6 pode-se observar como ocorre o balanço de energia no volume de controle ao redor da caldeira. A entrada de energia engloba a contribuição do combustível ( $\dot{Q}_{Ad}$ ) e da água de alimentação ( $\dot{Q}_{e,cal}$ ), enquanto a saída engloba a energia que sai associada às perdas.

$$\dot{Q}_{Ad} + \dot{Q}_{e,cal} = \dot{Q}_{s,cal} + Perdas \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_{s,cal} - \dot{Q}_{e,cal} = \dot{Q}_{util} \quad (3.2)$$

A caldeira, além da fornalha, é constituída de diversas outras superfícies, as quais são responsáveis pelo aquecimento do fluido de trabalho mediante transferência de calor realizada através dos produtos de combustão que saem da

fornalha. Cada superfície aquecedora absorve uma parte do calor e a soma de toda essa energia irá fornecer o calor útil produzido pela caldeira ( $\dot{Q}_{util}$ ).

$$\dot{Q}_{util} = \dot{Q}_{eva} + \dot{Q}_{eco} + \dot{Q}_{sup} + \dot{Q}_{req,int} \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_{util} = \dot{Q} \quad (3.4)$$

Desta forma, a equação (3.3) já apresenta embutido as contribuições de energia referentes à água de alimentação que entra na caldeira, por exemplo, a energia absorvida pelo economizador é a diferença entre a energia da saída (que vai para o superaquecedor) e a energia da água de alimentação na entrada na caldeira. Assim pode-se simplificar o esquema fornecido pela Figura 3.7, e conseqüentemente a equação (3.1).

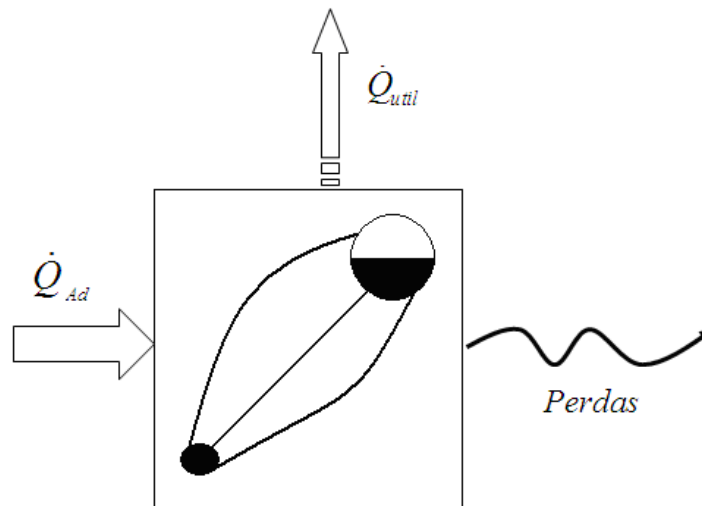


Figura 3.7 – Balanço de energia representativo na caldeira convencional

A energia adicionada ao ciclo ( $\dot{Q}_{Ad}$ ) é o calor disponível do combustível que é proporcional ao seu poder calorífico.

$$\dot{Q}_{Ad} = PCI \cdot \dot{m}_{comb} \quad (3.5)$$

$$\dot{Q}_{Ad} = \dot{Q}_{util} + Perdas \quad (3.6)$$

$$\eta_{cal} = \frac{\dot{Q}_{util}}{PCI \cdot \dot{m}_{comb}} \quad (3.7)$$

Porém, os cenários escolhidos (vide Tabela 3-4) apresentam diferentes arranjos de combustíveis, o que pode acarretar em valores de eficiência que não expressariam a real degradação do equipamento. A eficiência de projeto da caldeira é referenciada a um poder calorífico considerado padrão, logo se inserido um combustível ou um arranjo de combustíveis que forneçam valor de PCI muito diferente do projetado pode ser que a (3.7) não expresse a real degradação da caldeira, pois esta pode apresentar maior ou menor quantidade de energia adicionada produzindo a mesma quantidade de vapor, nas condições estabelecidas. Por isso, escolheram-se mais três cenários de operação, os quais teriam arranjos de insumos semelhantes, para que o diagnóstico deste equipamento pudesse ser realizado. Observando a Tabela 3-6 pode-se observar que todos os cenários de operação queimam proporções de GAF e alcatrão relativamente próximas, logo, a degradação da caldeira poderá ser estimada mediante a simulação do ciclo para os requeridos parâmetros de operação. Tais cenários podem ser analisados com maiores detalhes no Apêndice B.

Tabela 3-6 – Resumo dos cenários escolhidos para diagnóstico da caldeira (UTE- Barreiro, 2006b)

Cenário	Porcentagem de Combustível (%)	
	GAF	Alcatrão
Cenário 3	98,64	1,35
Cenário 6	98,40	1,60
Cenário 7	98,30	1,69
Cenário 8	98,66	1,34

II. Turbina a Vapor – os parâmetros (vazão, pressão e temperatura) do vapor de entrada da turbina a vapor são aproximados aos valores operacionais, e como se conhecem todas suas saídas entálpicas, pode-se modelá-la em *off-design* com o

método de entalpias operacionais. De posse destes resultados calculam-se os respectivos saltos entálpicos, (3.8), dos cenários de operação comparando-os com o obtido durante a simulação de *design point*.

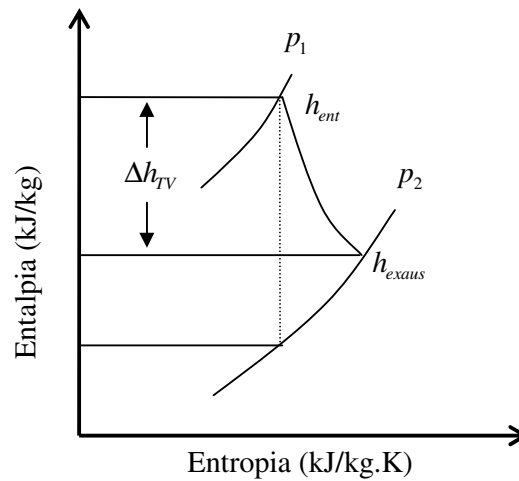


Figura 3.8 – Esquema de um salto entálpico de uma turbina a vapor

$$\Delta h_{TV} = h_{exaus} - h_{ent} \quad (3.8)$$

III. Condensador – o desempenho de um condensador é medido pela capacidade de condensar o vapor de exaustão da turbina a vapor, o calor transferido por este equipamento é dado pela (3.9), e pode-se observar que é diretamente proporcional ao coeficiente global de transferência de calor e à área do condensador, bem como da diferença de temperatura entre os fluidos.

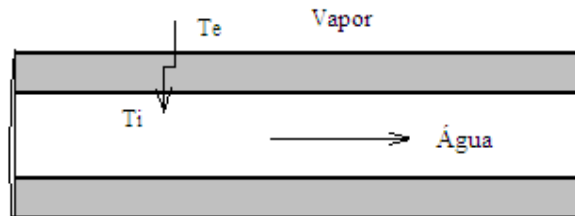


Figura 3.9 – Desenho esquemático de um tubo presente em um condensador.

$$Q = U \cdot A \cdot (T_e - T_i) \quad (3.9)$$

Desta forma o estudo deste equipamento se dará mediante variação do valor do coeficiente global de transferência de calor, ajustando-o de tal maneira que os parâmetros de entrada e saída do fluido de trabalho no condensador se aproximem dos dados operacionais. De posse destes resultados, estes são comparados com os obtidos durante a simulação de *design point*, obtendo-se assim a degradação deste equipamento.



## Capítulo 4

# RESULTADOS DO ESTUDO PARAMÉTRICO E DIAGNÓSTICO DO CICLO A VAPOR

## 4.1 ESTUDO PARAMÉTRICO

O principal objetivo de um estudo paramétrico é analisar e quantificar a influência de cada parâmetro no resultado desejado. O resultado requerido pelo presente trabalho é o desempenho da planta, que é caracterizado pela análise da eficiência e potência de saída. Como visto na seção 2.4 diversos parâmetros influem sobre o desempenho de um ciclo a vapor, como condições ambientais, eficiência da caldeira, tipo de combustível e pressão no condensador. Analisaram-se todos aqueles cujos dados fornecidos pelo pessoal técnico da UTE-Barreiro permitiram a simulação no *software* GateCycle<sup>®</sup>.

### 4.1.1 Condições ambientais

As condições ambientais em ciclos a vapor, como explicado na seção 2.4.1, poderão interferir na saída do ciclo dependendo do seu processo de geração de potência. Quando a instalação apresenta torre de resfriamento, a qual é responsável pela redução de temperatura da água de condensação, a influência da temperatura ambiente pode ser significativa.

A UTE – Barreiro fica situada na cidade de Belo Horizonte – MG, apresenta funcionamento com torre de resfriamento, pressão média de 94,32 kPa, sua temperatura, assim como a da cidade, apresenta variações ao longo do dia e principalmente conforme às estações do ano.

Analisando a influência da pressão ambiente na simulação, o desempenho da planta mostrou-se constante, mesmo se comparada a uma mesma usina no nível do mar (pressão= 101,32 kPa). Por isso a influência da pressão durante o desenvolvimento do estudo paramétrico será descartada.

Como explicado na seção 3.4 o primeiro estudo paramétrico realizado apresentou intervalos de valores que variou entre 7°C e 40°C para a temperatura ambiente e 50% a 90% para a umidade relativa.

Observa-se na Figura 4.1 e na Figura 4.2 que conforme o aumento da temperatura ambiente ocorre a elevação da temperatura na entrada e na saída da torre de resfriamento, tal efeito é esperado uma vez que a água está submetida às condições ambientes. Portanto, se a água de resfriamento que sai da torre para o condensador está a uma temperatura elevada, a temperatura de rejeição do calor será maior o que reduzirá a eficiência proposta pelo ciclo de Carnot.

A variação da propriedade da água de resfriamento pode também ser observada quando se analisa a modificação da umidade relativa do ar. A umidade relativa representa a porcentagem de vapor de água contida no ar, em relação à máxima que se pode ter (a qual ocorre quando o vapor no ar fica saturado), logo se a umidade relativa é elevada, implica que já existe grande quantidade de água no ar, e a capacidade de evaporação será baixa.

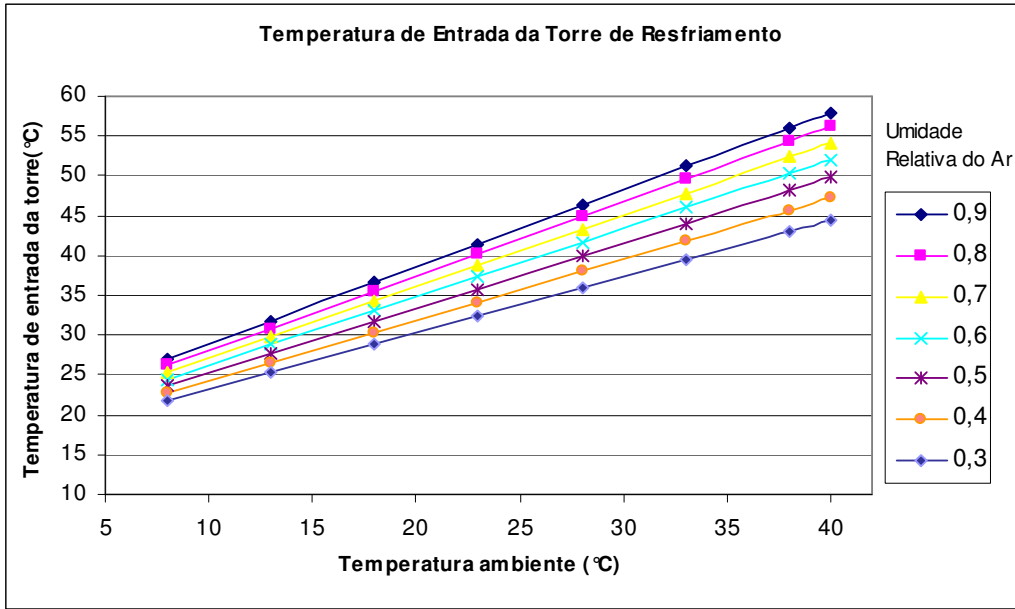


Figura 4.1 - Gráfico que expressa a variação da temperatura da entrada da torre de resfriamento em função da temperatura ambiente para diferentes valores de umidade relativa

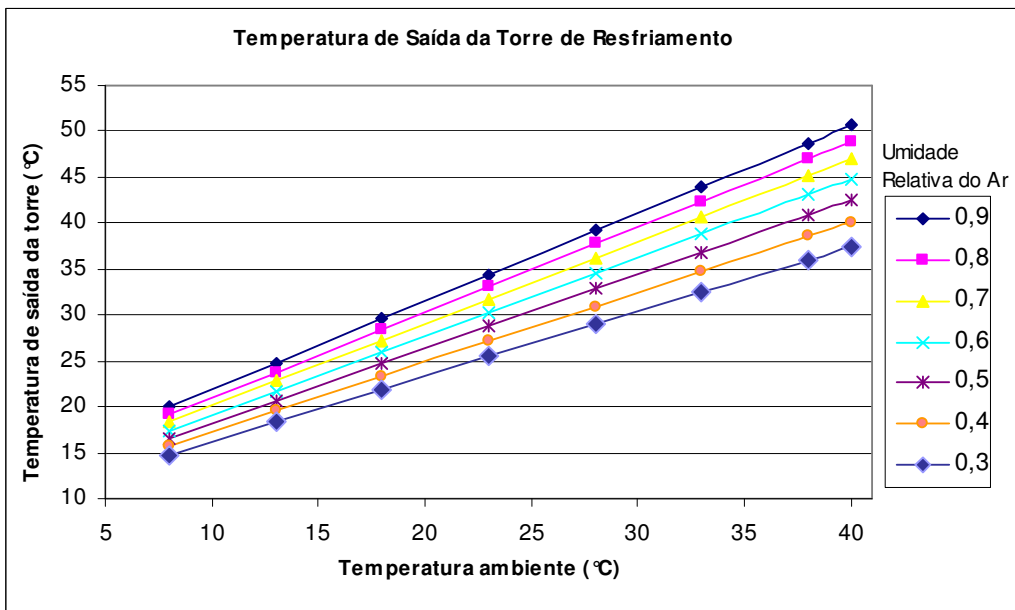


Figura 4.2 - Gráfico que expressa a variação da temperatura da saída da torre de resfriamento em função da temperatura ambiente para diferentes valores de umidade relativa

Na Figura 4.1 e na Figura 4.2 observa-se que para uma mesma temperatura ambiente pode-se ter valor da temperatura da água de resfriamento diferente, conforme a umidade relativa presente no ar. Tal fenômeno ocorre devido a esta capacidade de evaporação explicada. O resfriamento da água é resposta da evaporação desta na torre, que ao evaporar retira calor do fluido de trabalho. Porém, se submetida a uma umidade relativa elevada a capacidade de evaporação será baixa, uma vez que já existe grande quantidade de água no ar. Desta forma, analisando a Figura 4.1 e a Figura 4.2 verifica-se, para uma mesma temperatura ambiente, que valores elevados de umidade relativa do ar fornecem maiores temperaturas de resfriamento, que são resposta de uma menor capacidade de evaporação da água o que proporcionará menor resfriamento do fluido.

Todo este fenômeno está intimamente relacionado ao desempenho da planta, com a diminuição da capacidade de evaporação da torre de resfriamento, devido o aumento de temperatura e da umidade relativa, o resfriamento do fluido de trabalho que se direcionará ao condensador será reduzido promovendo menor diferença de temperatura da fonte quente e fonte fria, implicando em uma redução no rendimento do ciclo a vapor. Além disso, o cenário de operação do condensador apresentará temperatura e pressão maiores, resultando em um rendimento ainda menor e, conseqüentemente menor potência, como pode ser observado nas Figura 4.3, Figura 4.4 e Figura 4.5.

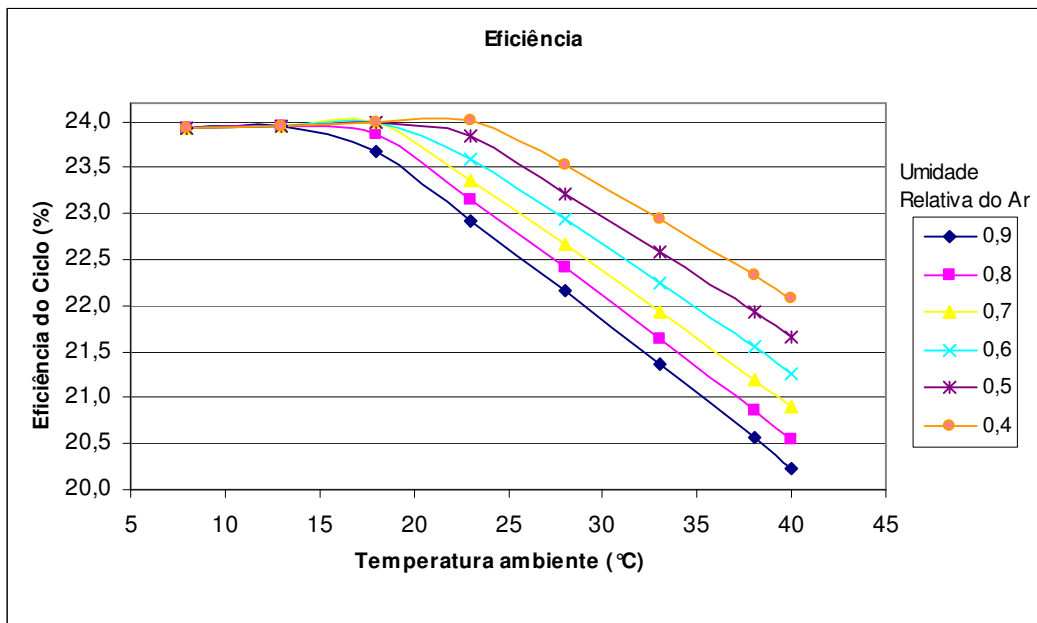


Figura 4.3 - Gráfico que expressa a variação da eficiência da planta em função da temperatura ambiente para diferentes valores de umidade relativa

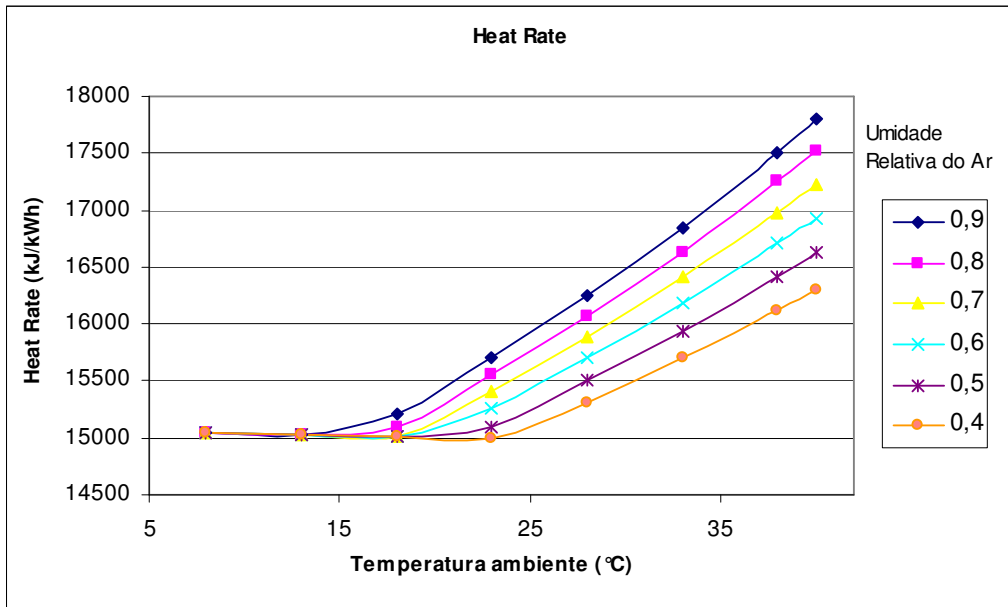


Figura 4.4 - Gráfico que expressa a variação do *Heat Rate* da planta em função da temperatura ambiente para diferentes valores de umidade relativa

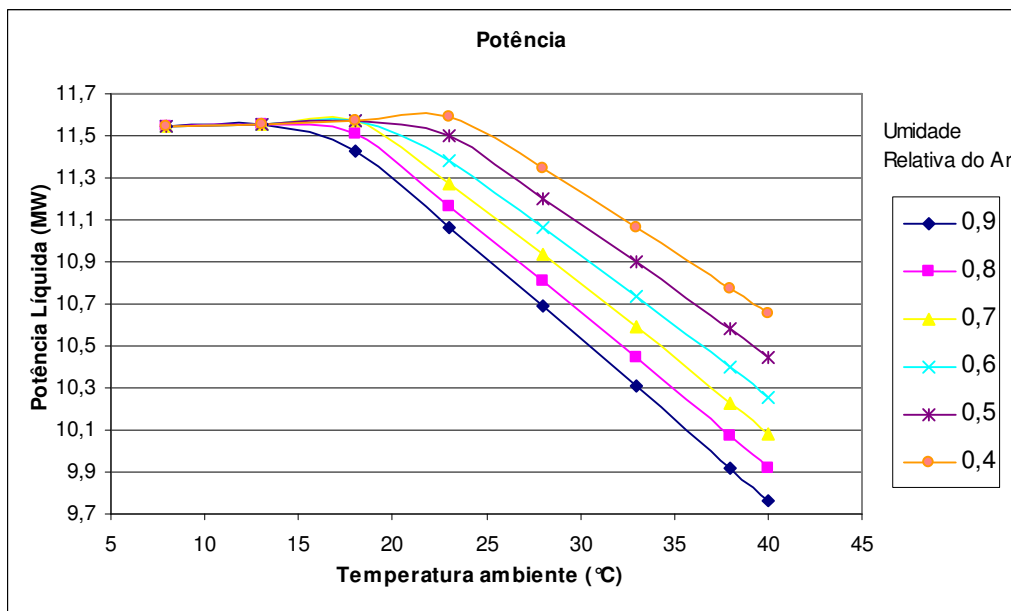


Figura 4.5 – Gráfico que expressa a variação da potência líquida em função da temperatura ambiente para diferentes valores de umidade relativa

Pode-se observar na Figura 4.3, na Figura 4.4 e na Figura 4.5, que durante um período (8°C à 15°C), o comportamento do desempenho do ciclo permaneceu praticamente constante, mesmo quando submetido a diferentes umidades relativas. Uma explicação

para tal comportamento pode ser o fato de que, para temperaturas reduzidas, o resfriamento da água não sofre significativa influência da mudança de temperatura. A temperatura da entrada da água no condensador deve ser reduzida para proporcionar maior troca de calor e, conseqüentemente, maior desempenho do ciclo. Logo, se a temperatura for reduzida, a troca de calor do vapor com a água de resfriamento se dará sem significativa interferência da variação da temperatura e do valor elevado da umidade do ar. Porém, se a temperatura começa a aumentar, o desempenho do ciclo começa a reduzir, sobretudo para maiores umidades relativas. A elevação destes valores provoca menor capacidade de evaporação da água o que proporciona menor resfriamento do fluido.

#### **4.1.2 Pressão no Condensador**

Este equipamento tem como função condensar o vapor que é proveniente da exaustão mediante transferência de calor entre o vapor e uma fonte fria. Esta fonte fria geralmente é água proveniente de uma torre de resfriamento, que é o caso da UTE-Barreiro.

Como explicado na seção 2.4.2 o desempenho do condensador depende de sua pressão de trabalho: quanto menor a pressão de trabalho melhor seu desempenho (Gay et al., 2004). Esta afirmação pode ser verificada no segundo estudo paramétrico que foi realizado (Figura 4.6), pode-se observar que para pressões de operação do condensador menores obtêm-se maiores valores de potência e conseqüentemente de eficiência.

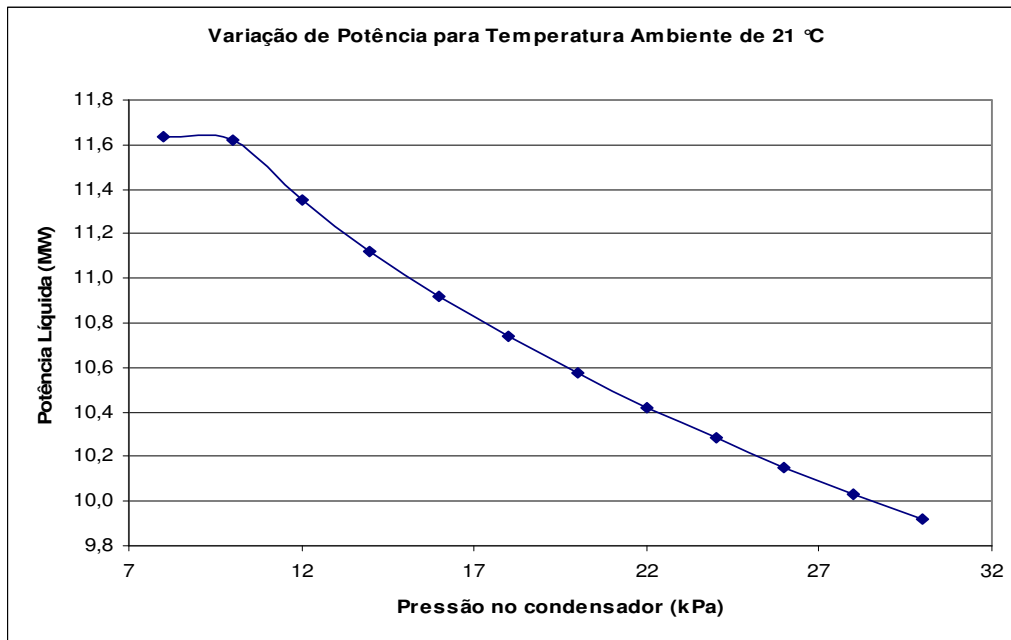


Figura 4.6 - Variação da potência líquida produzida em função da pressão no condensador para a temperatura ambiente de 21°C

Os gráficos presentes na Figura 4.6 e na Figura 4.7 expressam o que foi explicado anteriormente, isto é, quanto menor for a pressão de trabalho, menor será sua temperatura de operação (temperatura de rejeição de calor), este fato fornecerá uma elevada eficiência térmica.

Geralmente os condensadores são projetados para operarem a uma pressão reduzida, normalmente abaixo da pressão atmosférica, porém pode ocorrer a existência de falhas nestes equipamentos – como falta de limpeza, incrustações e perdas de carga na tubulação, problemas nas bombas que promovem o vácuo – fazendo com que o condensador opere em condições distantes das quais foi projetado.

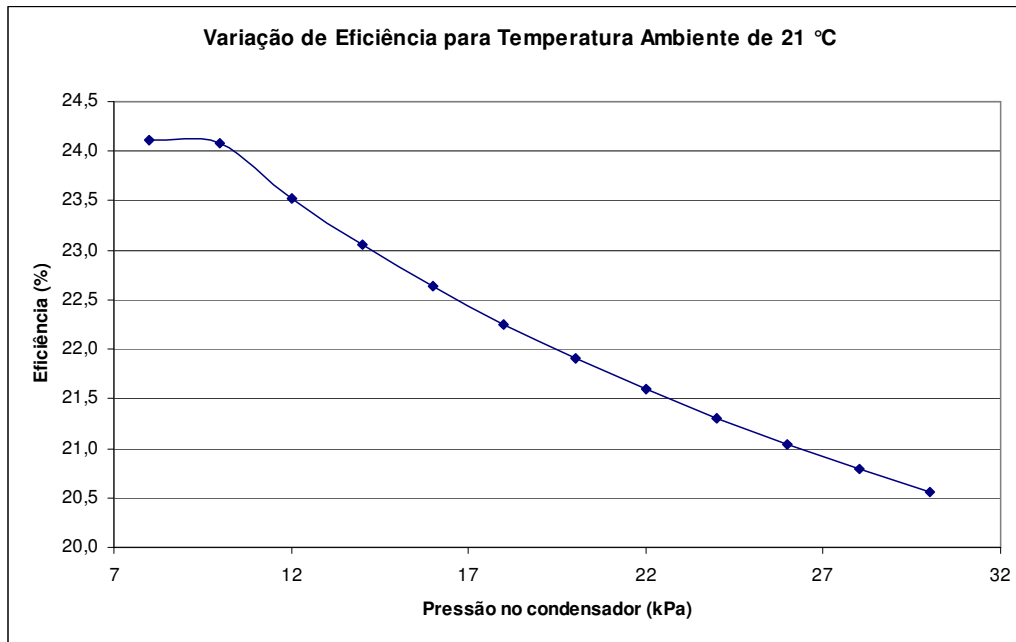


Figura 4.7 - Variação da eficiência térmica do ciclo em função da pressão no condensador para a temperatura ambiente de 21°C

Como explicado na seção 3.4, a parametrização da pressão neste estudo percorreu um intervalo considerado grande, tal fato pôde ser explicado devido ao funcionamento da própria usina que registrou pressões médias de operação de 0,24 bar, mesmo sendo projetada para operar com pressão de 0,09 bar. Desta forma, para ilustrar a real influência da variação de pressão no condensador foi realizado este estudo paramétrico, onde a pressão de operação foi alterada de 0,10 bar, valor próximo ao *design point*, para 0,22 bar. Pode-se obter uma significativa mudança no desempenho do ciclo, Tabela 4-1.

Tabela 4-1 – Comparação do desempenho do ciclo para 0,10 bar e 0,22 bar no condensador

	0,10 bar	0,22 bar	Discrepância
<b>Potência (MW)</b>	11,617	10,421	10,29%
<b>Eficiência (%)</b>	24,077	21,598	10,29%

A redução de desempenho devido à elevação da pressão do condensador corresponde à uma perda econômica na planta, pois para manter a produção de energia da UTE dever-



se-á aumentar o consumo de insumos, elevando o gasto de sua geração de energia. As mudanças das condições ambientais podem proporcionar valores de desempenho diferentes dos esperados, conforme Figura 4.8.

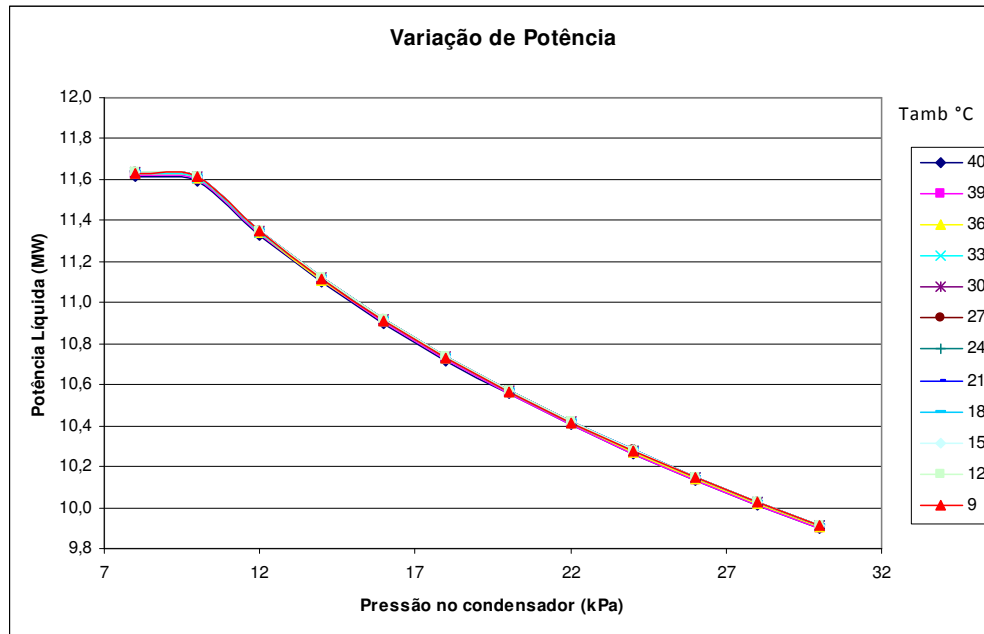


Figura 4.8 – Variação da potência em função da temperatura ambiente e pressão no condensador

De posse da Figura 4.8 e da Figura 4.9, observa-se que a mudança na temperatura ambiente apresenta influência muito reduzida no desempenho do ciclo, ainda mais se comparada com a influência da pressão de operação do condensador, tornando-se assim desprezível. Desta forma destaca-se que o parâmetro crítico do condensador seria sua pressão de operação, que afeta visivelmente o desempenho do ciclo a vapor.

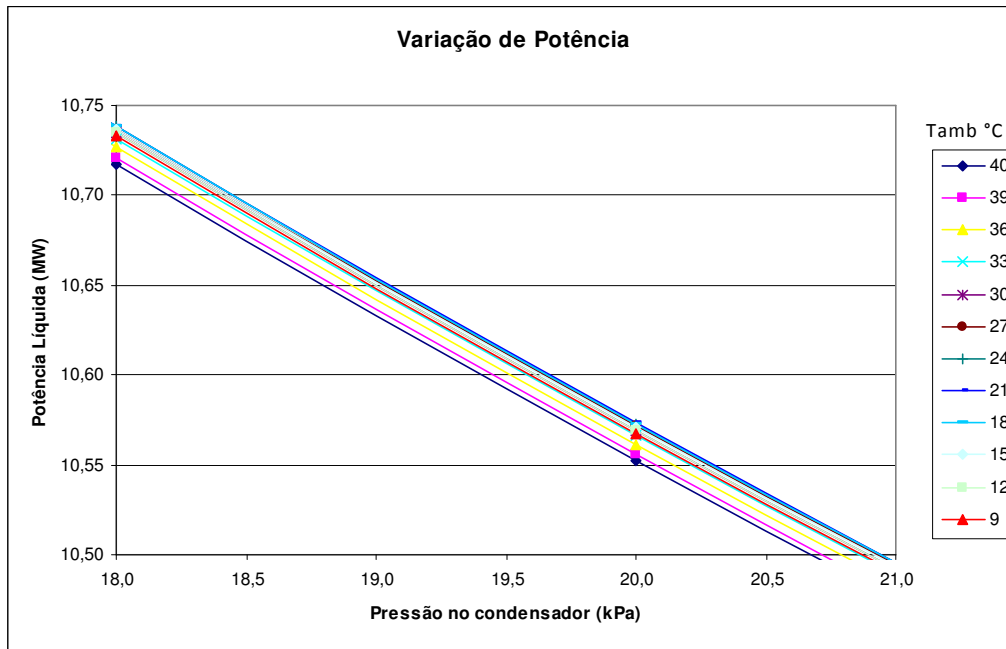


Figura 4.9 - Variação da potência em função da temperatura ambiente e pressão no condensador em detalhe

Os condensadores são trocadores de calor formados por tubulações por onde passam o vapor e o fluido refrigerante, que no caso é a água. O resfriamento do vapor promove o aquecimento do fluido de resfriamento no condensador, que estimula a dissolução do oxigênio na água. Tal fato acarreta na corrosão da tubulação do sistema de aquecimento. Desta forma, estes tubos devem ser resistentes à corrosão, porém, ao longo do tempo, a degradação do condensador por corrosão é inevitável necessitando manutenções e limpezas (Mines, 1881). A tubulação do condensador é o principal responsável pelo funcionamento do equipamento e, por isso um correto dimensionamento e uma manutenção (limpeza) constante fazem-se necessários. O fato do meio de resfriamento do condensador ser água, a qual apesar de ser tratada, pode apresentar ainda impurezas que podem se acumular nos tubos do equipamento acarretando em um aumento na pressão de operação do condensador e provocando uma maior perda de carga no mesmo (Zwebek e Pilids, 2004). O estudo mostrado na Figura 4.6, na Figura 4.7, na Figura 4.8 e na Figura 4.9 consiste na avaliação do desempenho do ciclo em função da modificação direta do valor da pressão no condensador. Portanto o mesmo estudo pode ser realizado de outra maneira, ao invés de modificar a pressão de operação do condensador trabalha-se, primeiramente, com o equipamento com a pressão de *design*

point, e posteriormente, inserindo uma degradação no equipamento devido uma perda de carga e um menor teor de limpeza das tubulações.

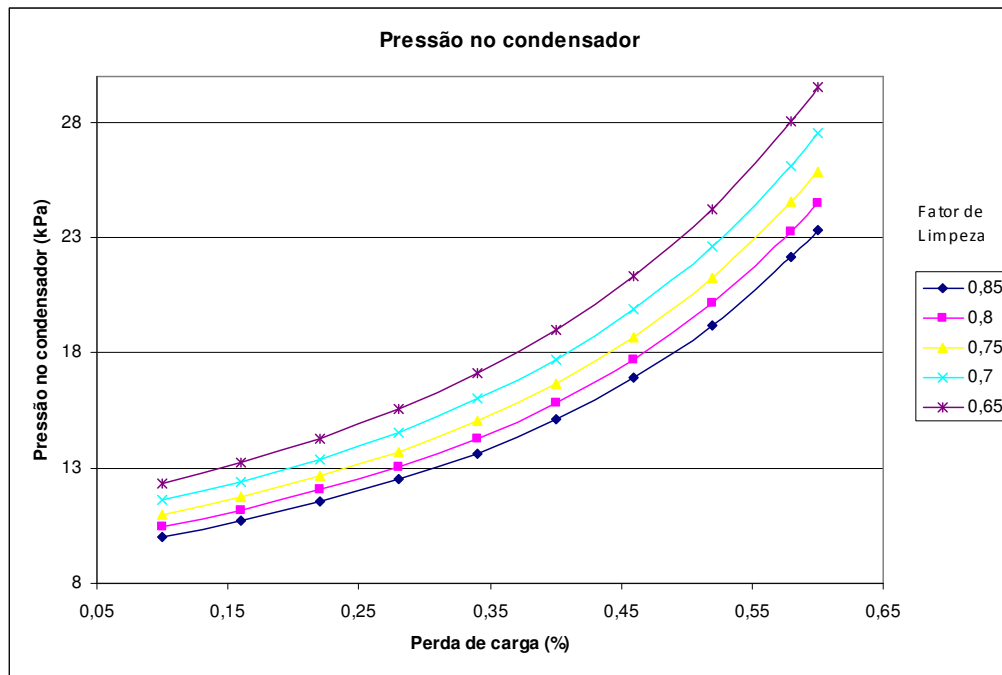


Figura 4.10 – Influência da perda de carga na e o fator de limpeza da pressão de operação do condensador

Pode-se observar na Figura 4.10 que ao se inserir uma perda de carga na tubulação do condensador, obtêm-se um considerável aumento na pressão de condensação do ciclo, tal elevação da pressão ainda é corroborada pelo teor de limpeza destes tubos. Quanto menor o coeficiente de limpeza, maior teor de *fouling* (incrustações) na tubulação do condensador e, conseqüentemente, maior a perda de carga no condensador contribuindo para valores de pressão no condensador ainda maiores. Tal desencadeamento de fatores fornecerá uma redução significativa no desempenho do ciclo, Figura 4.11 e Figura 4.12.

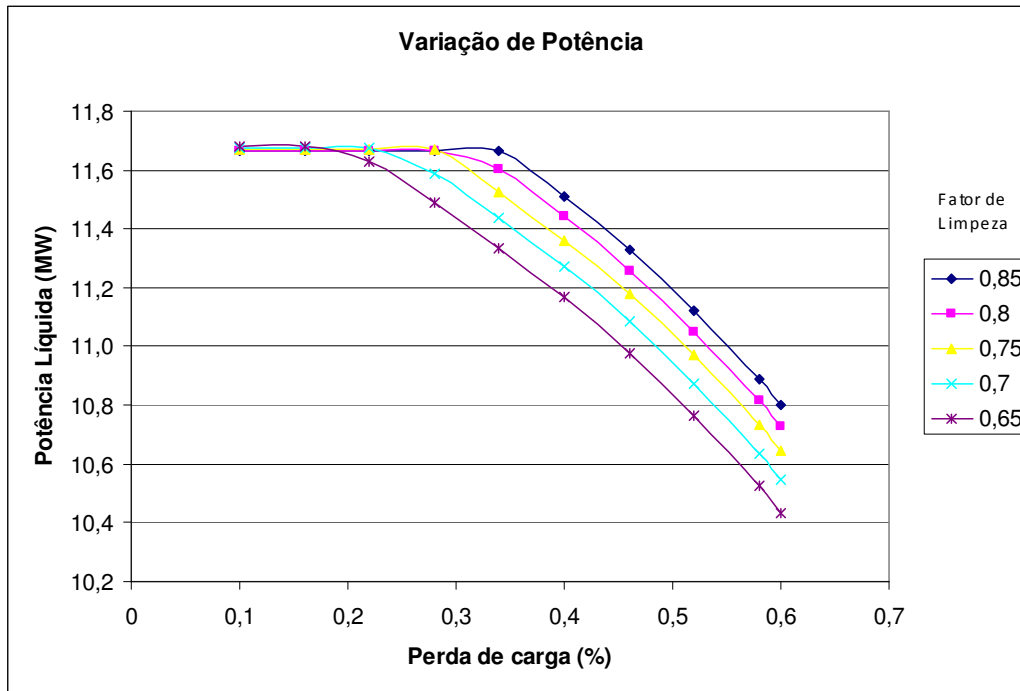


Figura 4.11 – Variação da potência em função da perda de carga e limpeza do condensador

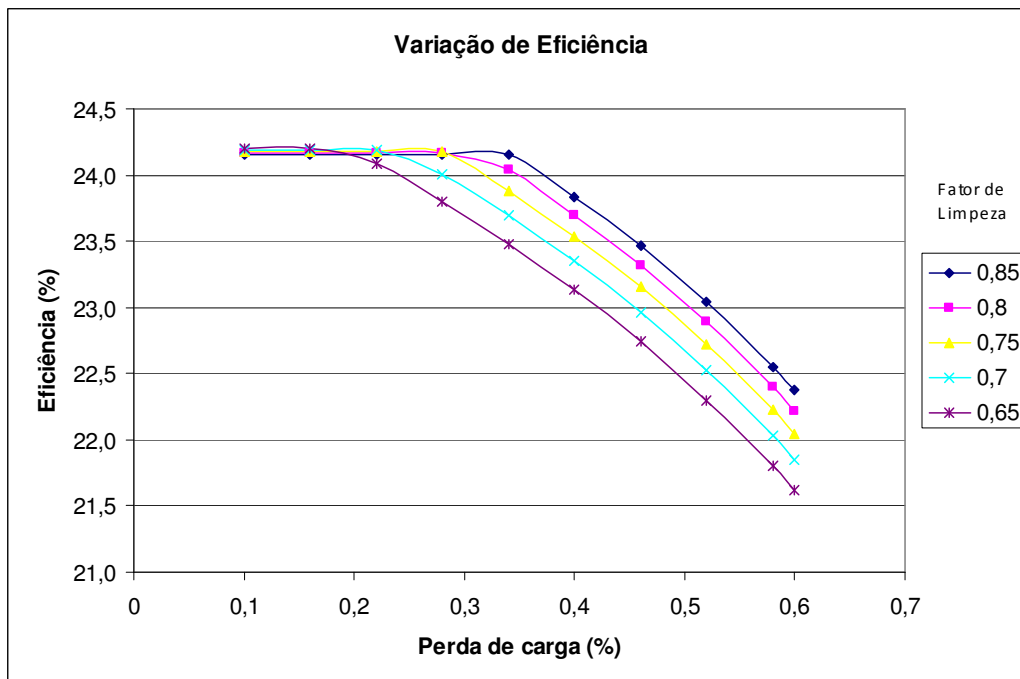


Figura 4.12 - Variação da eficiência em função da perda de carga e limpeza do condensador

### 4.1.3 Variação na Composição do Combustível

Conforme a equação (2.9) pode-se observar que o poder calorífico do combustível apresenta interferência direta na resposta do ciclo. O PCI por sua vez é influenciado pela composição química do combustível e, desta forma, como o estudo de caso apresenta diferentes arranjos de combustíveis, é corriqueiro o fato de a caldeira apresentar uma operação com diferentes poderes caloríficos. São milhares as hipóteses de arranjo de combustíveis entre os três insumos requeridos, e cada uma com seu respectivo valor de PCI. Por isso este estudo paramétrico consistiu em avaliar diferentes valores para este parâmetro, observando a resposta do ciclo a tais mudanças.

Primeiramente foi realizado um estudo onde a vazão total de combustível foi mantida constante e admitindo que a caldeira queime os insumos de projeto, gás de alto forno e alcatrão, variando apenas a porcentagem de cada um na vazão total, pode-se observar que o poder calorífico resultante apresenta diferentes valores, Tabela 4-2.

Tabela 4-2 – Variações da entrada do combustível para o estudo paramétrico com vazão total de combustível constante

Porcentagem GAF (%)	Vazão GAF (kg/s)	Porcentagem Alcatrão (%)	Vazão Alcatrão (kg/s)	PCI resultante (kJ/Kg)
0,9820	14,983	0,0180	0,275	3302,15
0,9833	15,003	0,0167	0,255	3282,17
0,9845	15,022	0,0155	0,236	3262,19
0,9858	15,041	0,0142	0,216	3242,22
0,9871	15,061	0,0129	0,197	3222,24
0,9884	15,080	0,0116	0,178	3202,26
0,9896	15,100	0,0104	0,158	3182,28
0,9909	15,119	0,0091	0,139	3162,30

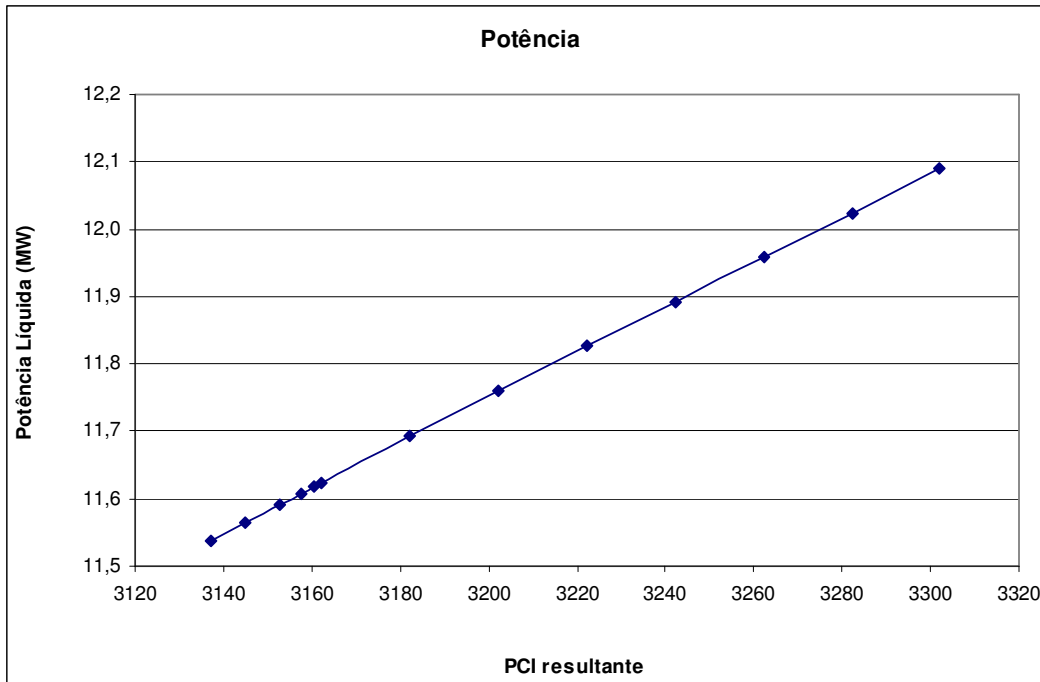


Figura 4.13 – Variação da potência em função do valor o poder calorífico fixando valor constante para vazão total de combustível

Pode-se observar pela Figura 4.13 que a potência do ciclo varia com relação ao poder calorífico do combustível fornecido à caldeira. Este fato era esperado, pois uma vez utilizado um combustível com maior PCI, maior quantidade de calor será liberada na caldeira, aumentando a produção de vapor, produzindo um trabalho de eixo maior, isto é, potência. Ao se analisar a equação (2.9) pode-se observar que se o calor adicionado e o calor rejeitado se modificam, logo o numerador e o denominador desta equação serão modificados. Desta forma, temos variações proporcionais nas duas parcelas o que fornecerá um valor de eficiência praticamente constante, Figura 4.14.

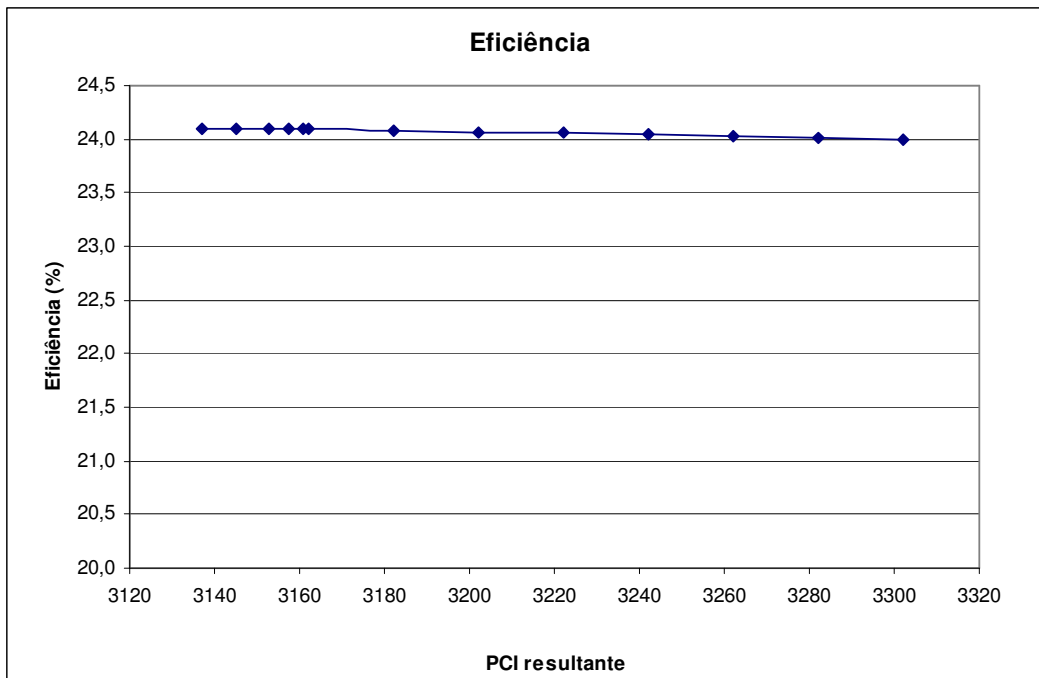


Figura 4.14 – Variação da eficiência em função do valor o poder calorífico

Na segunda parte deste estudo, simulou-se os diferentes arranjos de combustíveis dos cenários estudados, com seus respectivos valores de PCI, variando a entrada do combustível a fim de se avaliar qual seria a vazão que forneceria a potência desejada.

O primeiro cenário simulado foi o cenário 1 que representa a UTE em seu ponto de projeto, isto é, queimando GAF e alcatrão, cujas porcentagens são 99,09 % e 0,905 % respectivamente. Tal simulação fornece a potência líquida de saída do ponto de projeto, que pode ser vista na Tabela 3-5, e será utilizada como valor desejado para as demais simulações.

O arranjo de combustíveis do cenário 2 é representado por 100 % de gás de alto forno, o que fornecerá um baixo valor de poder calorífico para o ciclo, 3019,2 kJ/kg, acarretando em uma potência inferior à requerida. A vazão de combustível medida neste cenário foi de 15,27 kg/s. Ao se simular o ciclo, modificando estes dois parâmetros de entrada, obtém-se uma potência de 11,05 MW, ponto vermelho da Figura 4.15. É importante ressaltar que este valor de potência não é o medido durante a operação, e sim, o valor simulado do ciclo com apenas os parâmetros de vazão e tipo de combustível modificados. Tal observação será pertinente aos demais cenários simulados.

De posse deste valor de potência, pode-se afirmar que se a siderúrgica estiver demandando uma potência próxima a nominal, a usina auto-produtora não conseguirá suprir a demanda do processo forçando, assim, a compra de energia da rede para suprir o déficit. Para que a compra desta energia não seja necessária pode-se ir aumentando a vazão de combustível até se obter o valor de potência desejado, 11,64 MW. A Figura 4.15 mostra que a potência desejada só foi conseguida quando se elevou o valor da vazão de combustível em 5,23 %. Desta forma, para se manter a energia produzida na UTE quando se tem 100 % de GAF, deve-se inserir uma vazão de 16,1 kg/s.

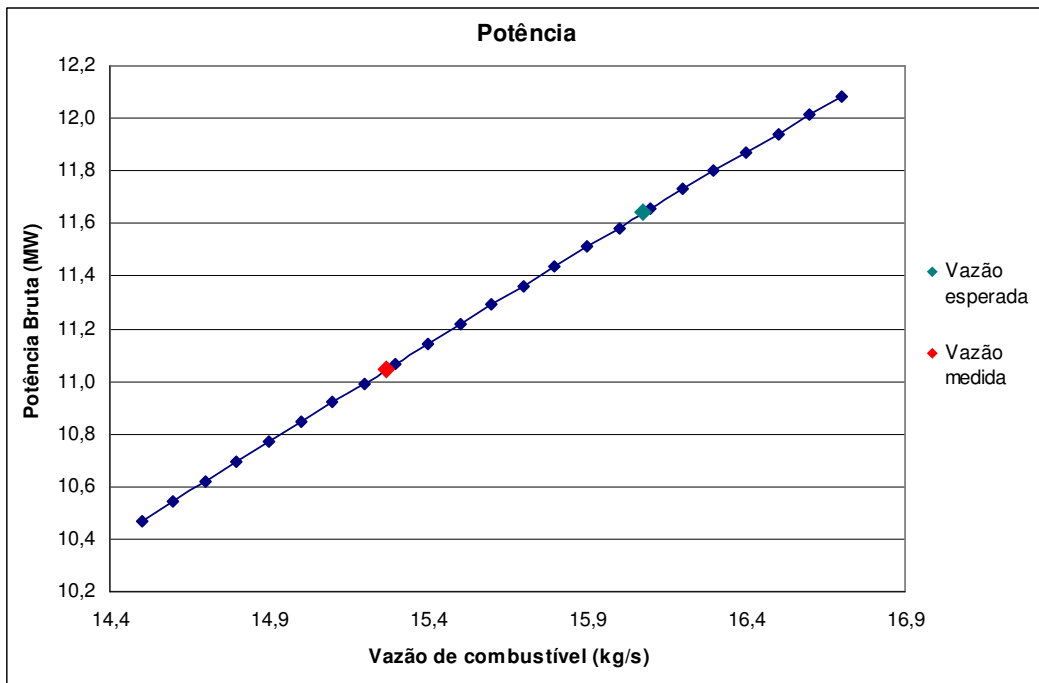


Figura 4.15 – Variação da potência do cenário 2 em função da vazão de combustível



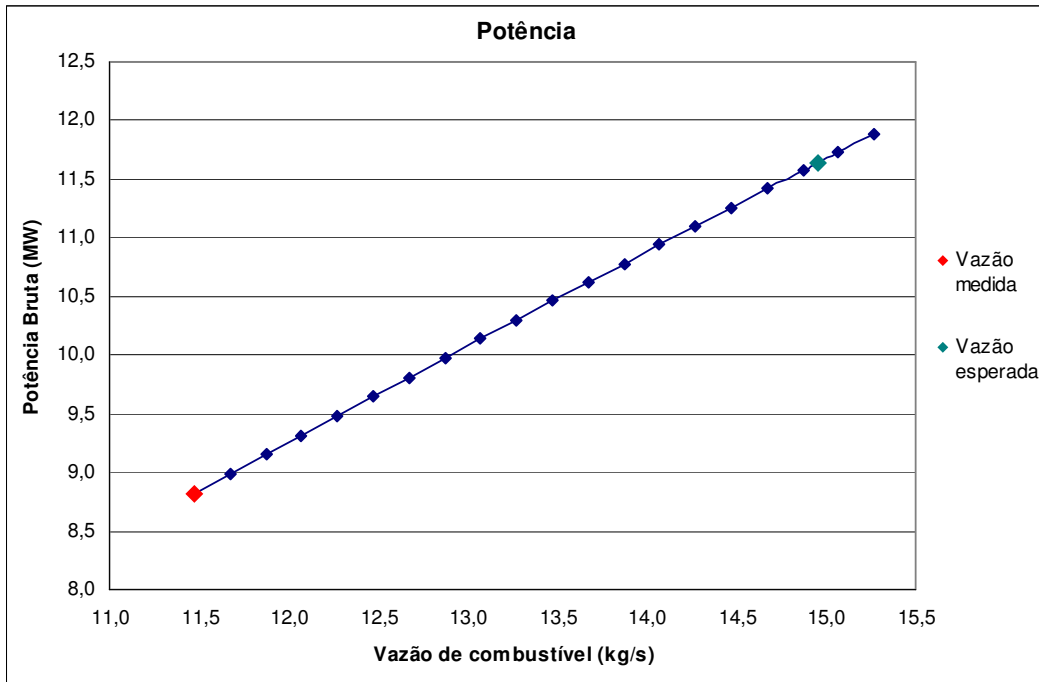


Figura 4.16 – Variação da potência do cenário 3 em função da vazão de combustível

O cenário 3 é caracterizado pela inserção de 98,64 % de GAF e 1,35 % de alcatrão, que fornece um valor de poder calorífico resultante de 3232,3 kJ/kg. A vazão total de combustível medida neste cenário foi de 11,47 kg/s, obtém-se, então, uma potência de 8,82 MW. Para que se conseguisse produzir uma potência de 11,64 MW seria necessário aumentar a vazão de insumo em 30 %, chegando em uma vazão de entrada de 14,95 kg/s, Figura 4.16.

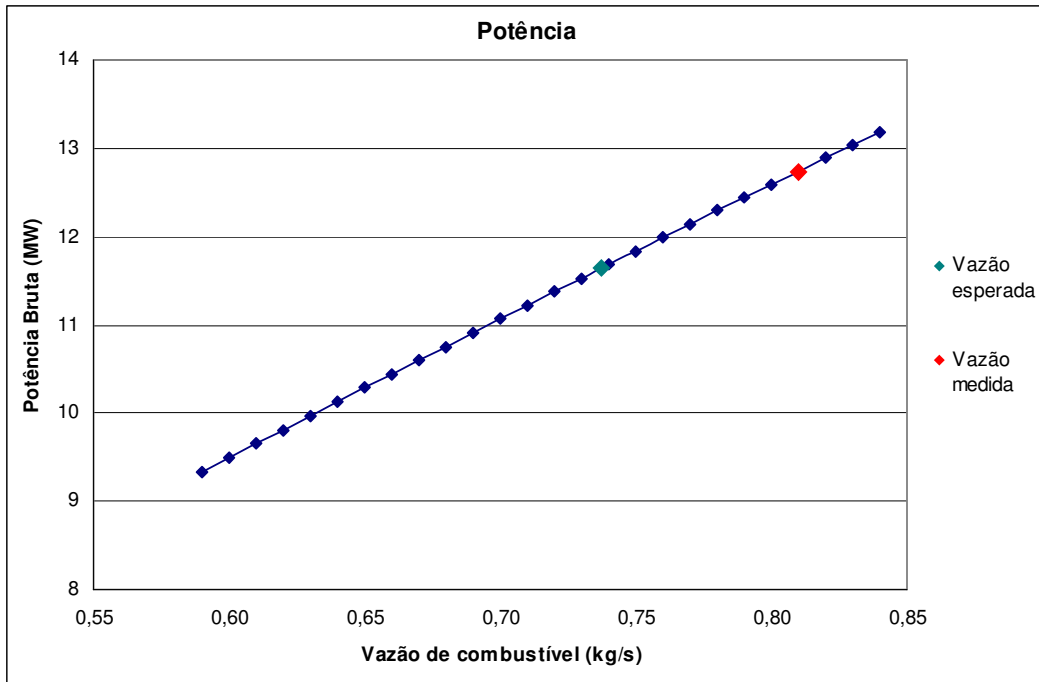


Figura 4.17 – Variação da potência do cenário 4 em função da vazão de combustível

O cenário 4 seria um caso especial, pois não ocorre a presença de GAF durante a queima, o gás natural é inserido a fim de substituir o gás de alto forno. Uma característica interessante deste cenário de operação será a vazão de combustível, que será significativamente menor que a de GAF. Tal fato ocorre devido a diferença do valor do poder calorífico dos dois gases, o GN apresenta PCI (47.594 kJ/kg) de ordem dez vezes maior que o do gás de alto forno (3.019,2 kJ/kg). Logo, o ciclo necessitará de uma vazão de combustível sensivelmente menor que a vazão de projeto.

A vazão total de combustível medida neste cenário foi de 0,81 kg/s fornecendo 12,74 MW de potência, enquanto que para se gerar a potência desejada, 0,737 kg/s de combustível já seria suficiente, Figura 4.17.

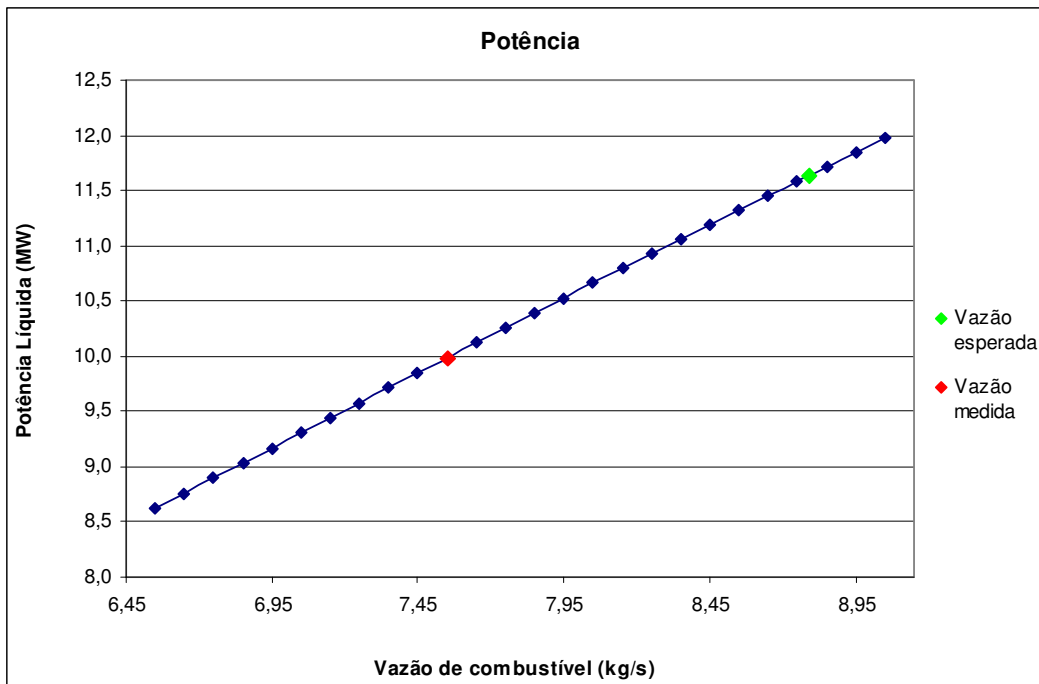


Figura 4.18 – Variação da potência do cenário 5 em função da vazão de combustível

O último cenário simulado, cenário 5, consiste na simulação mais completa com relação à possibilidade de arranjo de insumo, pois consome gás de alto forno, alcatrão e gás natural, cujas porcentagens são respectivamente, 93,1%, 1,9% e 5,1%. A mistura inserida na caldeira apresenta poder calorífico resultante de 4.718,78 kJ/kg, sua vazão medida neste cenário de operação foi de 7,55 kg/s (ponto vermelho da Figura 4.18) e a potência obtida com a simulação foi de 9,63 MW. Variando a vazão de entrada da caldeira, verificou-se que para a potência esperada deve-se inserir 8,79 kg/s da mistura do combustível.

O melhor arranjo de insumo que poderia ser utilizado na UTE-Barreiro seria, sem dúvida, quando se utiliza GAF e alcatrão, pois o custo da geração seria apenas o operacional, descartando qualquer custo com insumos. Porém, tal configuração pode não fornecer toda a potência desejada devido à menor quantidade do gás residual disponível para queima nas caldeiras e, também, pelo fato da ocorrência de degradação na eficiência dos equipamentos. Para suprir a energia demandada ter-se-iam duas opções possíveis: comprar o restante no mercado de energia ou inserir o gás natural como combustível complementar. Analisando a Figura 4.16, operando conforme o ponto destacado em vermelho, pode-se observar que a usina está operando com um

déficit de potência de 2,82 MW. Supondo a compra da energia no mercado e supondo um valor de R\$150,00 / MWh com a usina operando 24 horas, em um dia de operação com esta configuração ter-se-ia um gasto de R\$ 10.152,00.

A inserção do gás natural na caldeira irá elevar o valor do poder calorífico da mistura, por isso, como pode ser visto na Figura 4.18, a vazão total dos insumos é menor do que quando se queima apenas GAF e alcatrão. Analisa-se então, a segunda opção, considerando o valor do gás natural U\$ 5,30 por milhões de BTU (R\$ 9,805 por 1,055 milhões de kJ). Simulando por exemplo, o cenário 3 com uma vazão total de 11,47 kg/s e injetando GN obtém que será necessária uma vazão de 0,21 kg/s de GN. Assim, o gasto em um dia de operação seria de R\$ 8.467,00, que é menor que a compra de energia, logo, para um período mais longo este valor é ainda mais significativo. Observa-se assim que a queima do gás natural para complementar o calor na caldeira é a melhor opção de se suprir a demanda de energia em déficit.

## 4.2 DIAGNÓSTICO DO CICLO A VAPOR

O presente trabalho constitui uma avaliação preliminar de um diagnóstico de uma planta de potência a vapor, onde se modela a instalação no ponto de projeto e depois em *off-design*, inserindo dados de operação, e procurando estimar a degradação dos equipamentos que mais influem no desempenho da usina.

Diagnóstico de um ciclo de geração de potência pode ser entendido como o estudo das anomalias de sua operação, as quais estariam relacionadas ao desempenho real do sistema. Se comparado com o desempenho esperado, isto é, desempenho obtido no ponto de projeto (*desing point*), ter-se-ia uma diferença nos resultados obtidos que é caracterizada pela presença de tais anomalias resultando em uma redução na eficiência global do sistema.

A operação esperada da usina termelétrica é caracterizada pelo bom funcionamento de seus equipamentos. No entanto, se estes componentes estiverem degradados ocorre o surgimento das anomalias na operação que, conseqüentemente, promoverão a degradação do desempenho da usina.

O atual trabalho busca realizar uma implementação preliminar de um diagnóstico que utiliza um *software* que simula ciclos térmicos, GateCycle<sup>®</sup>. Assim como foi descrito na seção 3.5, a metodologia utilizada consistiu na modificação dos dados no modelo para que coincidisse com os valores medidos na operação, e posteriormente, as respostas de tais simulações foram comparadas com os valores de ponto de projeto.

#### 4.2.1 Caldeira

Inicialmente foi realizado o cálculo de degradação da caldeira, através da tentativa de se conseguir os mesmos valores de parâmetros na entrada da turbina a vapor. Os cenários de operação para análise desta degradação deveriam apresentar os mesmos combustíveis de entrada para que o poder calorífico inferior fosse correspondente e, por isso utilizou-se o cenário 1 (caso de referência) e o cenário 3 presentes na Tabela 3-4, o cenário 6, o cenário 7 e o cenário 8 presentes na Tabela 3-6.

Tabela 4-3- Resumo do diagnóstico da caldeira

Cenário	Pressão do vapor de admissão da TV (bar)	Temperatura do vapor de admissão da TV (°C)	Eficiência da caldeira (%)	Desvio de operação (%)
1 (referência)	60,0	450,0	83,398	-
3	60,0	445,4	80,572	3,39
6	58,2	450,9	81,646	2,10
7	60,1	451,5	82,976	0,51
8	59,1	444,0	81,867	1,83

A quarta coluna da Tabela 4-3 mostra os valores de eficiência da caldeira obtidos durante a simulação dos cenários de operação, pode-se observar que a maioria dos valores encontra-se em um intervalo próximo, entre 80 % e 84 %. Pode-se então comparar o valor de referência com a média destes, a fim de se estimar a degradação do equipamento. Pode-se observar que em meados de 2007 a caldeira apresentou um

desempenho inferior ao esperado, com uma degradação média na sua eficiência de 1,96 %.

A caldeira está sujeita às altas temperaturas apresentando dois fluidos de trabalho, o gás que passa pela tubulação para superaquecer o vapor e a água que se vaporizará e superaquecerá. As tubulações que representam caminho para o vapor são percorridas por água desmineralizada. Porém, esta água pode não apresentar sempre o tratamento adequado, carregando consigo impurezas ou até mesmo resíduos químicos do tratamento, podendo acarretar em corrosões amenas no interior dos tubos. Mas a parte mais crítica é a da passagem dos gases, pois este apresenta diferentes componentes formadores que podem ser prejudiciais às paredes das tubulações.

O alcatrão que é queimado emite grande quantidade de cinzas que vão ser expelidas pela chaminé, porém antes de chegar à atmosfera estas cinzas viajam pelas tubulações dos trocadores, podendo se depositar nas suas paredes prejudicando a transferência de calor entre os fluidos. Estas partes quentes, onde percorrem os gases de exaustão, estão sujeitas a altas temperaturas durante longo período de tempo, o que resulta, portanto, em uma deformação dos materiais denominada de termofluência, o que pode diminuir o desempenho do equipamento levando até mesmo à redução de vida útil (Furtado e Le May, 2004).

A UTE-Barreiro, por ser uma usina que trabalha durante muito tempo com carga nominal para suprir o consumo da siderúrgica, poderia apresentar deformações no material formador da tubulação, isto é, o efeito de termofluência<sup>7</sup>. No entanto, tal degradação ocasionaria conseqüências no desempenho da usina bem mais severas, concluindo-se então, que este efeito ainda não se faz presente no equipamento. A reduzida degradação na eficiência do equipamento pode ter ocorrido, simplesmente, devido à operação da usina em condições ambientais diversas.

Para se expressar a degradação na eficiência do ciclo em resposta a esta degradação da caldeira efetuou-se a simulação para outra condição, na qual apenas a degradação deste

---

<sup>7</sup> Termofluência ou fluência é a deformação contínua observada em componentes, com o decorrer do tempo, quando submetidos a um carregamento constante ou tensão constante em temperatura elevada (Lora e Nascimento, 2004).

equipamento foi inserida no modelo, a fim de se estimar a resposta do ciclo perante esta deficiência.

Para uma degradação na eficiência da caldeira de 1,96 % tem-se que a potência líquida de saída seria de 11,60 MW e a eficiência de 24,04 %. De posse destes valores, pode-se observar que a atual situação da caldeira proporciona uma degradação no desempenho do ciclo de 0,56 %, o que demonstra que a caldeira ainda apresenta um bom funcionamento, isto é, sem degradações significantes.

#### 4.2.2 Turbina a Vapor

Para simulação da turbina a vapor, são conhecidas as pressões e temperaturas de entrada, e das extrações. Desta forma, foi possível aproximar os valores da simulação aos valores reais a partir do modelo em *off-design*.

Tabela 4-4- Resumo do diagnóstico da turbina a vapor

Cenário	Entalpia do vapor de admissão da TV (kJ/kg)	Entalpia do vapor na saída da TV (kJ/kg)	Salto entálpico (kJ/kg)	Desvio de operação (%)
1 (referência)	3298,3	2340,5	957,854	-
2	3297,5	2485,2	812,262	15,20
3	3292,0	2477,1	814,819	14,93
4	3302,3	2605,9	696,421	27,29
5	3298,0	2627,8	670,169	30,03

Pode-se observar que os desvios deste equipamento são maiores que os da caldeira. Normalmente o primeiro equipamento apresenta maior degradação do que a turbina a vapor, cuja resistência a fadiga, corrosão e oxidação é menor, uma vez que seu fluido de trabalho é o vapor proveniente de uma água tratada. Porém a medida da eficiência da turbina a vapor baseou-se no salto entálpico, o qual leva em consideração as entalpias de entrada e saída, e como será visto na seção 4.2.3, a pressão de operação do

condensador encontra-se muito abaixo da de projeto, o que vai modificar a entalpia da exaustão da turbina, influenciando diretamente no seu desempenho.

Normalmente a vida útil da turbina a vapor pode ser influenciada pela ação conjunta de efeitos como erosão, incrustações, oxidação e principalmente fluência devido à operação em regime permanente e fadiga devido à operação cíclica, isto é cargas cíclicas e paradas e partidas constantes da turbina. No caso da turbina estudada, além das deformações corriqueiras como erosão, incrustações e oxidação, a deformação no material que reveste as palhetas devido à operação contínua, isto é, fluência, é provável de ocorrer. Porém, o próprio equipamento já é considerado um componente mais robusto que os demais, pois desde a sua fase de projeto e construção, os cuidados com revestimentos e os limites de operação são estudados e conhecidos para que os mesmos não sejam excedidos. Associado a este fato, sabe-se que a UTE-Barreiro é uma usina recente, e mesmo que a turbina em questão apresentasse a incidência destas falhas, a degradação pelas mesmas não atingiria valores como os da Tabela 4-4.

A exaustão da turbina é conectada diretamente ao condensador, uma vez que este equipamento apresenta mudanças no seu parâmetro de operação, a turbina tende a acompanhar este comportamento. Logo, o aumento da pressão de operação do condensador influirá na pressão de exaustão da turbina a vapor, o que reduzirá também seu salto entálpico. Este fato contribui significativamente para a redução do salto entálpico e, conseqüentemente, para o aumento da degradação da eficiência da turbina.

As falhas foram representadas no modelo através da redução da eficiência isentrópica, assim como foi proposto por Zwebek e Pilidis (2004). Para uma degradação média no salto entálpico de 21,86 % tem-se que a potência líquida de saída seria de 8,66 MW e a eficiência de 17,95 %. A partir destes valores pode-se observar que a atual situação da turbina a vapor proporciona uma degradação no desempenho do ciclo de 25,76 %, o que demonstra que a mesma está apresentando um comportamento insatisfatório para o ciclo, o que pode ocasionar custos elevados durante a operação e até mesmo paradas desnecessárias no futuro.



### 4.2.3 Condensador

Como foi já mencionado em seções anteriores, a operação da UTE-Barreiro apresentou discrepâncias com relação ao funcionamento do condensador, trabalhando com valores elevados de pressão de operação.

Tabela 4-5- Resumo do diagnóstico da Condensador

Cenário	Pressão no condensador (kPa)	Coefficiente Global de transferência de calor (kJ/s.m <sup>2</sup> K)	Desvio de operação (%)
1 (referência)	9,00	1,338	-
2	24,41	0,945	29,36
3	21,39	1,019	23,85
4	18,18	1,232	7,89
5	24,61	0,943	29,47

A terceira coluna da Tabela 4-5 mostra os coeficientes globais de transferência de calor resultantes para operações sob às condições medidas na operação, segundo a literatura (Rodrigues, 2005) tais valores podem variar entre 1 e 2 kW/m<sup>2</sup>K. De posse dos resultados de simulação, observa-se o quão discrepantes são estes valores do ponto de referência, o que resulta em uma degradação média do coeficiente global  $U$  do condensador de 22,65 %. O mau funcionamento de um condensador pode ser resposta de diversos fatores, sendo os mais comuns a sujeira acumulada nas tubulações, que pode acarretar em incrustações, a perda de carga no condensador e a redução de vazão da água de resfriamento que vem da torre. Porém, o fato da existência de sujeira nas tubulações não forneceria desvios tão significativos.

A perda de carga no condensador pode ocorrer devido ao mau funcionamento das bombas de água que alimentam o circuito de resfriamento. Se estas bombearem uma vazão de água menor do que a necessária para o resfriamento da exaustão da turbina a vapor, a temperatura de saturação tende a aumentar, elevando assim a pressão. Outro fator que também influi no condensador é a dimensão das bombas e da própria tubulação.

Ao analisar documentos entregues pela UTE-Barreiro, em visita ao local, foi constatado que os diâmetros das linhas das tubulações pareciam incoerentes. A tubulação principal

de água que transporta o fluido para o condensador era de 24", esta linha de tubulação era ligada à outra, onde se encontrava a entrada do condensador, cujo valor de seu diâmetro era de 20". Esta variação de área pode ser considerada, segundo Stoecker e Jones (1985) como uma contração brusca do escoamento, desta forma o fluxo estaria sujeito a uma perda de carga. Para analisar o efeito desta modificação, observa-se a equação (4.1) e supõe-se que para uma mesma vazão, reduzindo-se o diâmetro e a área da tubulação obtêm-se uma velocidade do fluido maior, e conseqüentemente, uma maior perda de carga.

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} \rho \quad (4.1)$$

Não se pode afirmar que estas dimensões sejam as causas da elevada pressão de operação do condensador, entretanto, pode-se concluir que a perda de carga devido à redução da área possa estar contribuindo para este comportamento do condensador.

A pressão de operação do condensador é a pressão correspondente à temperatura no qual o vapor é condensado, como explicado anteriormente. Esta temperatura de condensação é dependente, tanto da temperatura da água da torre de resfriamento, quanto da sua quantidade (Spencer, 2004). Maior quantidade de água circulada entre a torre e o condensador proporcionará uma maior capacidade de troca de calor, reduzindo, assim, a temperatura do processo de condensação (Dossat, 1995). Porém, foi verificada nos dados da usina (UTE-Barreiro, 2006b) uma redução na vazão da água de resfriamento durante a operação como, por exemplo: a vazão de água necessária para condensação do vapor na condição de referência é de 3.410 t/h, enquanto durante a operação consegue-se uma vazão de aproximadamente 2.260 t/h em carga nominal. A redução desta vazão pode ser função de mau funcionamento das bombas que são responsáveis pelo envio da água para o condensador, ou mesmo de dimensionamento desta tubulação, ou também pelo mau funcionamento da torre.

Logo, a redução da vazão de água de resfriamento associada aos fatores descritos pode estar contribuindo para a elevação do valor da pressão de condensação.

Como descrito na seção 4.1.2, simulou-se o equipamento com a pressão de *design point* do condensador inserindo uma fração de perda de carga neste valor e um coeficiente de limpeza das tubulações (Zwebek e Pilidis, 2004). Para uma degradação média do

coeficiente global de transferência de calor de 22,65 %, tem-se que a potência líquida de saída seria de 10,16 MW e a eficiência de 21,11 %, de posse destes valores pode-se observar que a atual situação do condensador proporciona uma degradação no desempenho do ciclo de 12,90 %, o que demonstra que tal equipamento está apresentando um comportamento insatisfatório para o ciclo, o que pode ocasionar custos elevados durante a operação, pois a usina siderúrgica não terá sua demanda de energia totalmente atendida, tendo que comprar o restante da rede.

#### **4.2.4 Degradação do Ciclo a Vapor**

Para se realizar uma análise da degradação dos equipamentos de cada cenário em relação ao desempenho do ciclo, pode-se simular o esquema da UTE-Barreiro adicionando-se a degradação observada em cada cenário (Tabela 4-3, Tabela 4-4 e Tabela 4-5), obtendo-se como resultado o valor da potência do ciclo.

Primeiramente, a degradação da caldeira foi simulada, baseada nos cenários 1, 3, 6, 7 e 8, e o efeito desta degradação pode ser observada na Figura 4.19. Verifica-se que a maior degradação da caldeira foi de 3,5%, o que reduziria a potência do ciclo para 11,54 MW. O gráfico da Figura 4.19 mostra uma tendência linear em declínio para o comportamento do desempenho em função do aumento da degradação da caldeira. Porém, se observada esta tendência junta às demais (Figura 4.22), pode-se constatar que o declínio do desempenho do ciclo para este equipamento é menos acentuado do que para os demais componentes estudados.

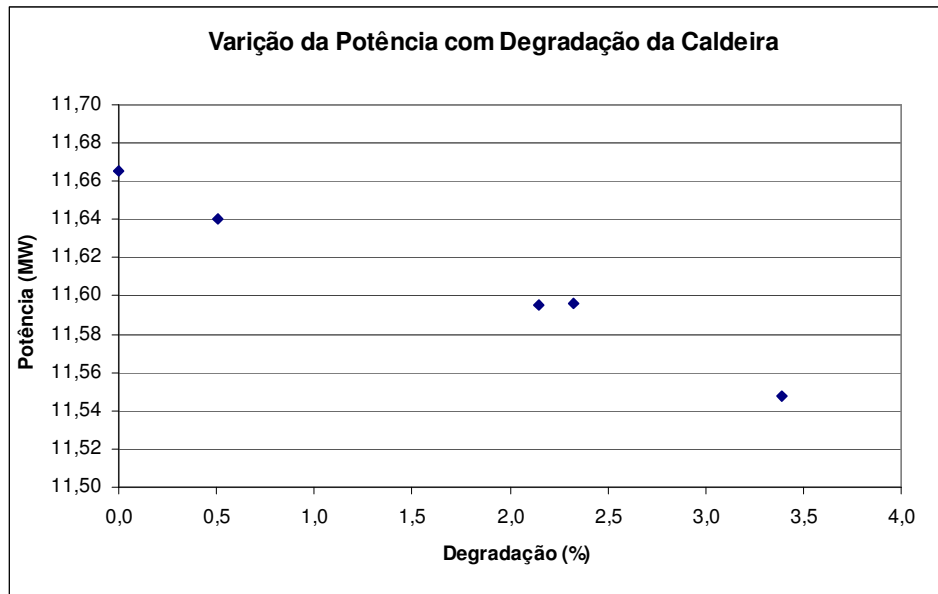


Figura 4.19 – Variação da potência do ciclo com a degradação da caldeira

A simulação da degradação da turbina a vapor foi realizada baseada nos cenários 1, 2, 3, 4 e 5 e o seu efeito pode ser observado na Figura 4.20. Verifica-se que a maior degradação da caldeira foi de, aproximadamente, 30 %, o que reduziria a potência do ciclo para até 7,63 MW, o que expressa em uma redução de 34,58 % no desempenho da planta. O gráfico da Figura 4.20 mostra uma tendência linear acentuada, em declínio, para o desempenho do ciclo em função do aumento da degradação da turbina.

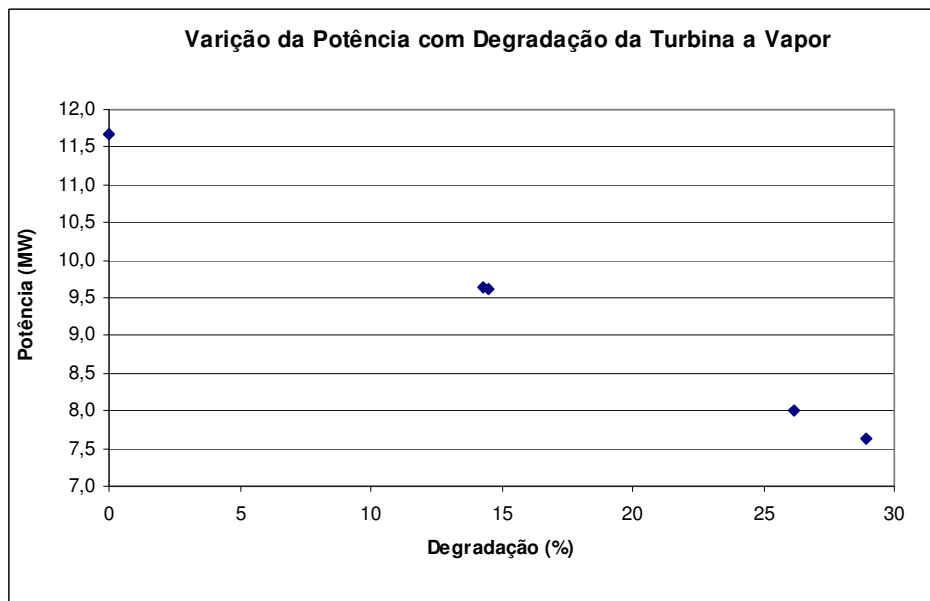


Figura 4.20 – Variação da potência do ciclo com a degradação da turbina a vapor

O estudo do efeito da degradação do condensador também foi realizado baseado nos cenários 1, 2, 3, 4 e 5 e pode ser observado na Figura 4.21. Verifica-se que a maior degradação do condensador foi de, aproximadamente, 29 %, o que reduziria a potência do ciclo para até 10,13 MW, representando uma redução de 13,16 % no desempenho da planta. Apesar de apresentar valor de degradação do equipamento similar ao da turbina, sua influência sobre o ciclo térmico é menos efetiva, corroborando com o gráfico mostrado na Figura 4.23. O gráfico da Figura 4.21 também mostra uma tendência linear em declínio, porém menos acentuada que a da turbina e maior que a da caldeira (Figura 4.22).

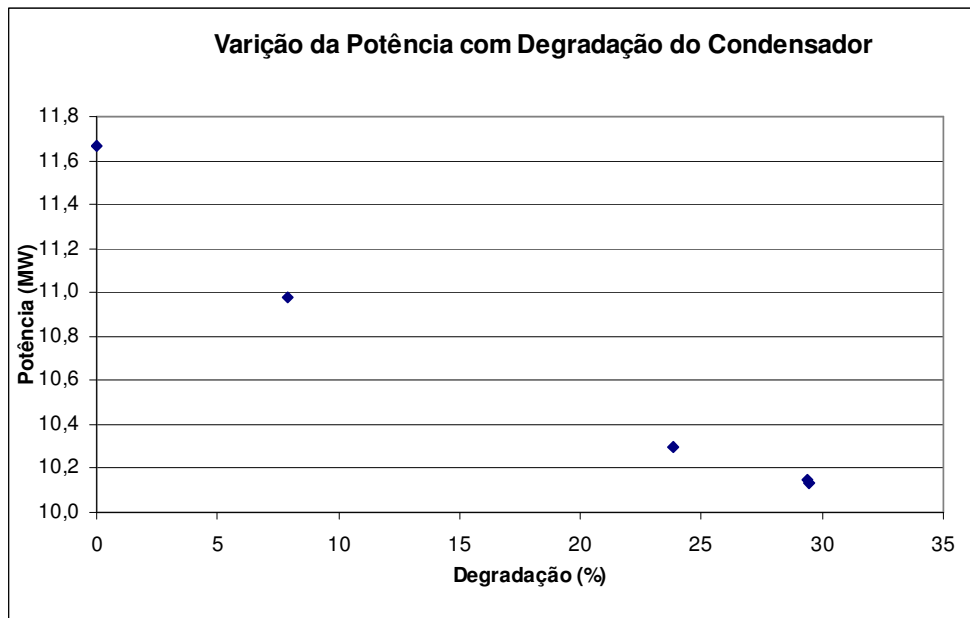


Figura 4.21 – Variação da potência do ciclo com a degradação do condensador

Assim como foi mostrado no trabalho feito por Zwebek e Pilids (2003), pode-se mostrar em um mapa de desempenho (Figura 4.22) como a degradação de cada equipamento estudado interfere no valor da potência final.

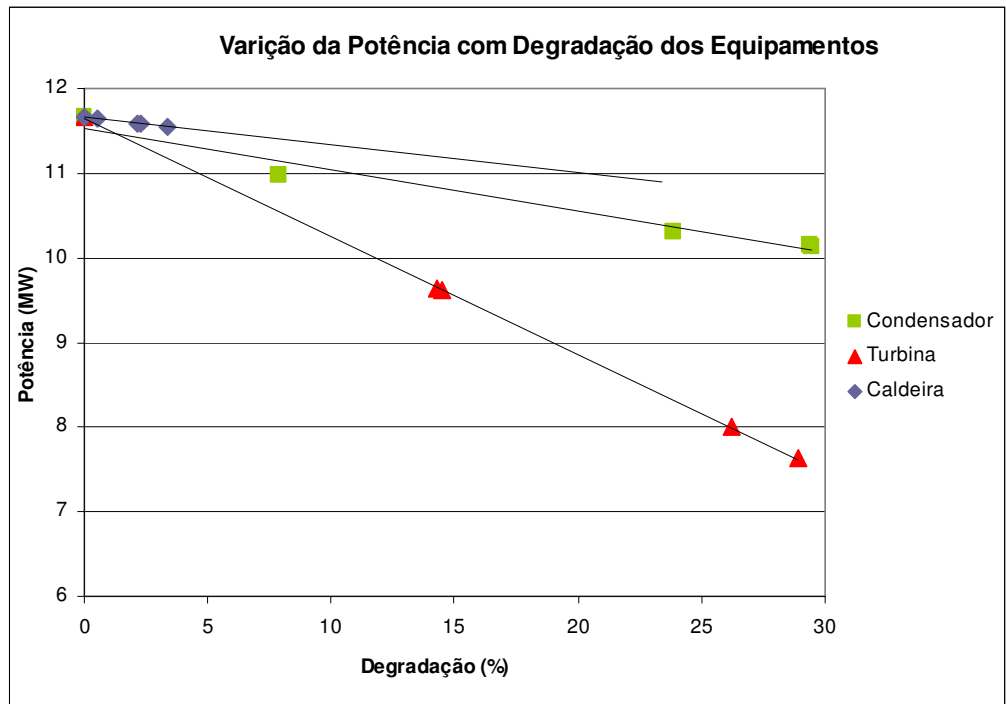


Figura 4.22 – Variação da potência do ciclo com a degradação dos equipamentos

Nota-se pela Figura 4.23 que, embora o principal causador da degradação no ciclo seja o condensador, o maior efeito sentido no desempenho da usina é a degradação da turbina a vapor. Isto ocorre porque esta máquina é a responsável pela geração de energia e qualquer alteração no seu desempenho influencia com maior amplitude o ciclo como todo, ainda mais quando sua operação também é influenciada pela degradação de outro equipamento.

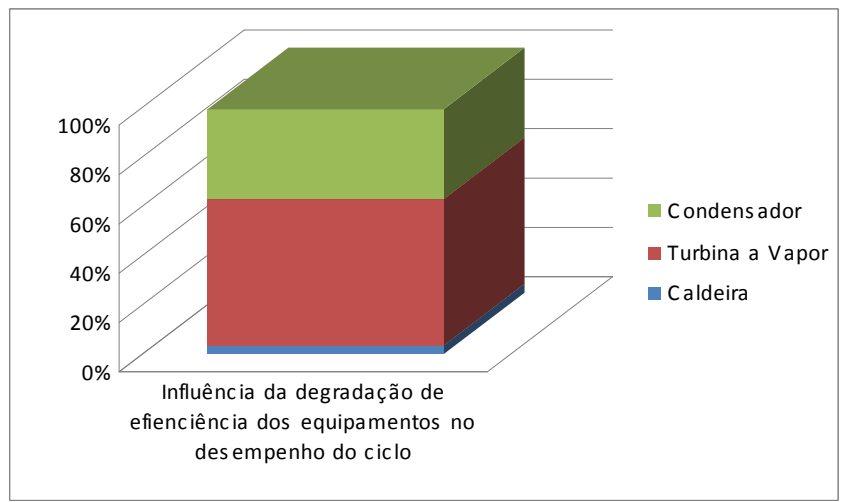


Figura 4.23 - Efeito da degradação de eficiência dos equipamentos estudados no ciclo

## **Capítulo 5**

# **CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES**

## **5.1 CONCLUSÕES**

No desenvolvimento desta dissertação teve-se como propósito a avaliação de parâmetros que apresentassem maior influência no desempenho do ciclo termodinâmico da UTE-Barreiro, mediante realização de um estudo paramétrico seguido de um diagnóstico dos principais equipamentos do ciclo a vapor. Para uma fidelidade de representação da usina real foi necessária a validação dos resultados obtidos na simulação, através de valores fornecidos pela usina. A partir desta validação os demais estudos e análises puderam ser realizados, e de posse da Tabela 3-5 pode-se observar que o modelo desenvolvido no GateCycle<sup>®</sup> pelo autor corresponde ao esperado, apresentando desvios relativamente baixos.

Puderam-se constatar durante a análise paramétrica, que os resultados obtidos foram os esperados, a influência da temperatura ambiente e da umidade relativa do ar interfere

significativamente na temperatura da água de resfriamento, que conseqüentemente reduzirá a capacidade de resfriamento da água neste equipamento, proporcionando menor calor rejeitado o que acarreta na redução do desempenho da usina, tanto na potência quanto na eficiência. Como a interferência deste parâmetro sempre estará presente independente de se fazer algo para solucionar esta perda de desempenho, devem-se buscar soluções para amenizar o efeito dos outros parâmetros.

O uso de caldeiras que queimam diferentes combustíveis ou mesmo uma mistura destes é uma opção segura para a garantia do suprimento de combustível, pois uma vez que se têm restrições de fornecimento de certo insumo e, principalmente restrições de custo (por exemplo, o preço do barril de petróleo que está em constante ascensão) pode-se ter flexibilidade em escolher qual insumo ou arranjo seria melhor. O resultado exposto no estudo paramétrico vem complementar esta vantagem, pois além de apresentar opções para utilização dos insumos na caldeira a proporção dos mesmos pode ser modificada buscando maiores potências de saída. Logo, se a operação da usina se mostra diferente da esperada, isto é, com menor desempenho, pode-se usar o artifício de se aumentar a proporção do combustível com maior PCI, elevando, assim o calor resultante na caldeira que gerará maior potência de saída. E como mostrado na análise da seção 4.1.3, a melhor escolha de combustível sempre será a que utiliza a máxima quantidade disponível de gás de alto forno, porém, se este gás, associado ao alcatrão, não for suficiente para suprir a demanda da planta, o ideal é que o gás natural seja inserido na caldeira, pois a compra de energia excedente seria mais custosa. Porém esta praticidade na escolha do combustível tem seu lado danoso, pois a presença de tipos diferentes de combustíveis pode restringir o tipo de filtros presentes ao longo da chaminé o que pode acarretar incidência de cinzas nos gases que podem se depositar nas tubulações das partes quentes.

Prosseguindo as conclusões referentes à caldeira, tem-se que os resultados referentes ao diagnóstico da mesma apresentam degradação relativamente pequena que podem ser devido ao próprio funcionamento desta em condições ambientais adversas, e em menor escala devido à termofluência, uma vez que a usina é submetida a elevadas temperaturas por um longo período de tempo. Apesar da degradação deste componente não expressar grande interferência como a dos outros estudados, é importante sempre manter o bom funcionamento dos equipamentos e conseqüentemente do ciclo, desta forma algumas



medidas podem ser tomadas para que estas falhas não se intensifiquem como, por exemplo, promover inspeções nos componentes da caldeira removendo depósitos de impurezas e de sólidos em suspensão, usar materiais que revistam as paredes que estão mais sujeitas a danos.

A degradação de maior impacto no desempenho do ciclo foi a da turbina a vapor, porém, como descrito anteriormente, sua operação está intimamente ligada com a operação do condensador fazendo com que a falha presente no condensador eleve ainda mais a sua degradação.

O mau funcionamento de um condensador pode ser consequência de diversos fatores, dentre eles, a sujeira acumulada nas tubulações, a perda de carga no condensador e a redução de vazão da água de resfriamento que vem da torre. A água de resfriamento é responsável pela retirada de calor do fluido no condensador, logo, se sua vazão se reduz esta capacidade de resfriamento se reduzirá, o que originará um maior valor de pressão de condensação do fluido.

E como visto nos dados de operação e confirmado por documentos e visitas, a dimensão da tubulação da entrada da água de resfriamento está subdimensionada, o que poderia estar funcionando como uma contração brusca na tubulação, ocasionando uma elevação na perda de carga. E associado à este fato, foi constatada uma redução da vazão da água da torre para o condensador. Porém, esta vazão de água é responsável pelo resfriamento da água e pela temperatura de operação do condensador e, caso seu valor for menor que o esperado, o desempenho do condensador será prejudicado. A redução desta vazão pode ser resposta do mau funcionamento das bombas que são responsáveis pelo envio da água para o condensador, do dimensionamento da própria tubulação, ou do mau funcionamento da torre.

Tais falhas associadas às falhas recorrentes do equipamento como limpeza das tubulações intensificam ainda mais sua degradação, além de influenciar na operação da turbina a vapor. Uma medida reparadora que poderia ser realizada seria a troca das tubulações que alimentam o trocador, ou das bombas presentes nas torres. Esta medida associada a limpezas nas tubulações e inspeções na turbina a vapor, provavelmente, amenizaria a degradação atual da UTE-Barreiro.

No entanto, uma conclusão importante do estudo foi o fato de estar provado que o uso do *software* GateCycle<sup>®</sup> como ferramenta de auxílio para um diagnóstico preliminar do ciclo é considerado válido, pois consegue-se aproximar os valores de simulação dos de operação mediante variação de parâmetros que representam perdas nos equipamentos. Tais variações promovem desvios nos resultados de desempenho que podem ser considerados a resposta da degradação do ciclo em função da degradação de determinado equipamento.

## **5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS**

O principal objetivo deste trabalho foi quantificar os principais parâmetros impactantes no ciclo a vapor da UTE-Barreiro realizando um estudo preliminar para se avaliar a degradação atual da usina mediante utilização de um programa computacional, como foi mostrado que este estudo preliminar conseguiu demonstrar a influência dos parâmetros no desempenho do ciclo, aconselha-se para trabalhos futuros estudar os outros componentes do ciclo. Poder-se-á coletar dados mais recentes avaliando como a degradação se comportou desde os cenários simulados neste trabalho.

Pode-se também avaliar as emissões da caldeira em função das modificações na composição do combustível. E a partir destes estudos citados pode-se realizar uma análise termoeconômica para se avaliar a influência dos parâmetros estudados.

Outro aperfeiçoamento pode ser feito mediante utilização de redes neurais, através do treinamento de redes que leriam as medições da UTE-Barreiro e analisariam se estavam dentro de um intervalo esperado, caso a resposta fosse negativa a degradação do equipamento seria determinada através da análise termodinâmica do ciclo.

## Capítulo 6

### REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

ABEGAS, Associação Brasileira das Empresas Distribuidoras, Disponível em: <http://www.abegas.org.br/>, acessado em agosto de 2007.

Araújo, J. B., Economias de Escala em Duas Tecnologias Alternativas: Um Estudo do Setor Siderúrgico, Dissertação de Mestrado em Engenharia de Produção da Universidade Federal de São Carlos, 2003, São Carlos, 100 p.

Arrieta, F. R. P., Lora, E. E. S., Influence of ambient temperature on combined-cycle power-plant performance, Applied Energy, Elsevier, vol 80, 2005, pp. 261-272.

Bathie W. W., Fundamentals of Gas Turbines, 2º ed , John Willey and Sons, Inc., 1996, 358p.

Boyce, M. Performance monitoring of large combined cycle power plants, PWR- Vol. 34, Joint Power Generation Conference, Vol2 ASME, pp. 183-190, 1999.

BRASIL, Decreto nº 3.371, de 24 de fevereiro de 2000. Institui, no âmbito do Ministério de Minas e Energia, o Programa Prioritário de termoeletricidade, e dá outras providências. Disponível site: <http://www.planalto.gov.br>, acessado em 01 de fevereiro de 2008.

- Corrêa de Barros, D. M. C. R., Gomes, S. G., Vasconcelos, E. C., Geração de energia elétrica em siderúrgica utilizando gás de alto forno, *Revista Eletricidade Moderna*, pp. 58-64, julho, 1998.
- Corrêa, D., Petrobras reduz fornecimento de gás natural a distribuidoras do Rio e de São Paulo, Agência Brasil, Disponível em: [www.agenciabrasil.gov.br](http://www.agenciabrasil.gov.br), 30 de outubro de 2007, acessado em 01 de novembro de 2007.
- Chan , S. H., Ho, H. K., Tian Y., Multi-level modeling of SOFC–gas turbine hybrid system, *International Association for Hydrogen Energy*, Elsevier, pp. 889-900, 2003.
- Cruz, J. G.; Barroso, R. C., Matérias-primas e operação do alto-forno a carvão vegetal, Apostila do Curso Fabricação de ferro gusa em altos-fornos a carvão vegetal, ABM – Associação Brasileira de Metalurgia e Materiais, 2007;
- Dossat, R. J., *Princípios de Refrigeração*, Hemus Editora Ltda, ISBN 0-471-03550-5, 884p, 1995.
- Editoriais, Análise Abalizada da Crise de Energia, *Jornal Estado de São Paulo*, São Paulo, 11 de maio de 2001, <http://www.estadao.com.br/>, acessado em dezembro de 2008.
- Furtado, H. C., Le May, I., High Temperature Degradation in Power Plants and Refineries, *Materials Research*, vol. 7, no. 1, pp. 103-110, 2004.
- Gay, R. R., Palmer C. A., Erbes, M. R., *Power Plant Performance Monitoring*, R-Squared Publishing, 538p., 2004.
- GE, The General Electric Company, *GateCycle*<sup>®</sup>™ 5.51, Getting Started & Installation Guide, GE Energy Services, 206p., 2003.
- HEI, Tech Sheet, Heat Exchange Institute, Condenser Section, vol 113, 4 p, 2005.
- Iglesias, J. N., Vasconcelos, E. C., Cogeração Termelétrica com gás de alto forno e alcatrão vegetal, *Revista Eletricidade Moderna*, pp. 100-112, março 2007.

- INPE – Informações a respeito da previsão do tempo com a análise de temperatura, umidade relativa e velocidade dos ventos para qualquer dia e capital, Disponível em: [www.inpe.br](http://www.inpe.br) , acessado em setembro de 2007.
- Khartchenko, N. V., Advanced Energy Systems, 1<sup>o</sup> ed, Washington: Taylor & Francis, 1997, 285p.
- Kehlhofer, R. H., Warner, J., Nielsen, H., Bachmann, R., Combined-Cycle – Gas & Steam Turbine Power Plants, 2<sup>nd</sup> ed, Oklahoma: PennWell, 1999, 298p.
- Kenneth K. K., Principles of Combustion, John Willey & Sons, Inc., 2<sup>o</sup> ed, New Jersey, ISBN 0-471-04689-2, 732p, 2005.
- Kopac, M., Hilalci, A., Effect of Ambient Temperature on the Efficiency of the Regenerative and Reheat Catalagzı Power Plant in Turkey, Applied Thermal Engineering, Elsevier, vol 27, pp 1377-1385, 2007.
- Kubiak J., Garcia-Gutierrez A., Urquiza, G., Gonzalez, G. 2002a “Integrated diagnostic system for the equipment of power plants: Part I – Formulation and Algorithms”, Proceedings of IJPG.02 2002, International Joint Power Generation Conference Phoenix, pp. 1-10, AZ, USA, June 24-26, 2002 IJPGC2002-26051, 2002.
- Kubiak J., Garcia-Gutierrez A., Urquiza, G., Gonzalez, G. 2002b “Integrated diagnostic system for the equipment of power plants: Part II – The Expert System”, Proceedings of IJPG.02 2002, International Joint Power Generation Conference Phoenix, pp. 1-7, AZ, USA, June 24-26, 2002 IJPGC2002-26051.
- Lobato, E., Privatização malfeita piorou a crise energética, Folha de São Paulo, 10/05/2001, <http://www.folha.uol.com.br/>, acessado em dezembro de 2003.
- Lora, E. E. S., Nascimento, M. A. R., Geração Termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação, Rio de Janeiro, Interciência, 2004, 2 volumes, 1296p.
- Lora, E. E. S., Haddad, J., Geração Distribuída: Aspectos Tecnológicos, Ambientais e Institucionais, Rio de Janeiro, Interciência, 2006, 240p.

- Margarido, M., Serra, F. A. S., Influência da Grafitização e Fadiga-Corrosão no Rompimento de Tubo de Caldeira, Conferência Internacional sobre Avaliação de Integridade e Extensão de Vida de equipamentos Industriais, Salvador, 2002, pp. 1-9.
- Mines, G., L., Phototype Geothermal Power Plant: Summary of Operation for automatic run test phase, Report of Idaho National Engineering Laboratory, US Department of Energy, 41p, February 1981.
- Ministério de Minas e Energia, Balanço Energético Nacional 2008: Ano base 2007, Balanço Energético Nacional / Ministério de Minas e Energia, Empresa de Pesquisa Energética, Rio de Janeiro, edição final, 2008, 246p.
- Molière M., Stationary gas turbines and primary energies: A review of fuel influence on energy and combustion performances, International Journal of Thermal Sciences, vol 39, Elsevier, p 141-172, 2000.
- Mukherjee, D. K., Use of Unconventional Fuels in Gas Turbines, Proceedings of ASME TURBOEXPO 2000, Munich, 18p, May 8-11, 2000.
- Nogueira L. A. H., Lora E. E. S., “Dendroenergia: Fundamentos e Aplicações”, Editora Interciência, segunda edição, 200p, 2003.
- Nogueira L. A. H., Rocha C. R., Nogueira, F. J. H., Eficiência Energética no Uso do Vapor, Rio de Janeiro, Eletrobrás, 196p, 2005.
- O Globo, CEG garante que o abastecimento de gás natural está normalizado, 31/10/2007, Macroeconomia.
- Praça, E. R., Distribuição de Gás Natural no Brasil: Um Enfoque Crítico e de Minimização de Custos, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Ceará, 159p, 2003.
- Rodgers, D. A. T., Fred P. E., Lang P. E. “Performance improvements at the Boardman coal plant as a result of testing and input/loss monitoring”, Proceedings of IJPG.02 2002 International Joint Power Generation Conference Phoenix, 12p, AZ, USA, June 24-26, IJPGC2002-26026, 2002.

- Rodrigues, F. F., Simulador em Regime Transiente de Alguns Equipamentos de um Ciclo de Rankine Regenerativo, 2005, Dissertação Mestrado em Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 72p, 2005.
- Spencer, E., Specifying Steam Surface Condensers, Heat Exchange Institute, New York, vol. 122, 7p, 2004.
- Srinivas, T., Grupta, A. V. S. S. K. S., Reddy, B. V., Nag, P. K., Parametric Analysis of Coal Based Combined Cycle Power Plant, International Journal of Energy Research, John Wiley & Sons, vol. 30, pp. 19-39, 2006.
- Stoecker, W. F., Jones, J. W., Refrigeração e Ar Condicionado, Editora McGraw-Hill Ltda, São Paulo, 481 p, 1985.
- Toffolo, A., Lazzretto, A., “On the Thermo-economic Approach to the Diagnosis of Energy System Malfunctions – Part – 5 Indicators to Diagnosis Malfunctions: Application of a New Indicator for the Location of Causes”, Proceedings of ECOS 2003, Copenhagen, Denmark, June 30- July 2, p. 309-318, 2003.
- UTE – Barreiro, Condições Operacionais da Caldeira da UTE – Barreiro, Base de dados na UTE – Barreiro, Belo Horizonte, 2004a, CD-ROM.
- UTE – Barreiro, Dados dos combustíveis, Base de dados na UTE – Barreiro, Belo Horizonte, 2006a, CD-ROM.
- UTE – Barreiro, Descrição geral da Usina Termelétrica de Barreiro, Base de dados na UTE – Barreiro, Belo Horizonte, 2004b, CD-ROM.
- UTE – Barreiro, Dados Operacionais do esquema da UTE – Barreiro, Base de dados na UTE – Barreiro, Belo Horizonte, 2006b, CD-ROM.
- Valor Econômico, Últimas notícias, Jornal Valor Econômico, Valor Online, São Paulo, 21 de novembro de 2007.
- Van Wylen, G. J.; Borgnakke, C.; Sonntag, R. E., Fundamentos da Termodinâmica, Edgard Blucher LTDA, 6ªed, 577p, 2003.

- Verda, V., Valero, A., Serra, L., Rangel, V., Zaleta, A., Lazzaretto, A., Toffolo, A., Reini, M., Taccanni, R., Donatini, F., Trucato, E., “On the Thermo-economic Approach to the Diagnosis of Energy System Malfunctions – Part – 3 Approaches to The Diagnosis problem”, Proceedings of ECOS 2003, Copenhagen, Denmark, June 30- July 2, p. 345-353, 2003.
- Verda, V., “On the Thermo-economic Approach to the Diagnosis of Energy System Malfunctions – Part – 7 From Diagnosis to Prognosis”, Proceedings of ECOS 2003, Copenhagen, Denmark, June 30- July 2, p. 355-364, 2003.
- Zaleta, A., Rangel, V., Valero, A., “On the Thermo-economic Approach to the Diagnosis of Energy System Malfunctions – Part – 6 Model of Thermodynamic Reconciliation for the Diagnosis of Power Plants”, Proceedings of ECOS 2003, Copenhagen, Denmark, June 30- July 2, p. 365-371, 2003.
- Zwebek, A., Pilidis, P., “Degradation Effects on Combined Cycle Power Plant Performance – Part II: Steam Turbine Cycle Component Degradation Effects”, Transactions of the ASME, vol.125, p. 658-663, July 2003.
- Zwebek, A., Pilidis, P., “Degradation Effects on Combined Cycle Power Plant Performance – Part III: Gas and Steam Turbine Cycle Component Degradation Effects”, Transactions of the ASME, vol.126, p. 306-315, April 2004.



## Anexo A

# CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Na Figura 6.1, pode-se observar a instalação da UTE-Barreiro. Segundo informações técnicas fornecidas pela UTE pode-se explicitar as seguintes características.



Figura 6.1 – Imagem da UTE-Barreiro

## **Ciclo Térmico**

Os principais aspectos técnicos que foram utilizados para o estudo são:

Ciclo térmico de vapor: convencional tipo Rankine, com regeneração sem reaquecimento;

Tipo de arranjo: uma caldeira e uma turbina a vapor com torre de resfriamento;

Potência Bruta: 12,9 MW

Potência dos Serviços Auxiliares (sistemas de controle, medidores) : 1,0 MW

Potência Líquida: 11,7 MW

**Combustível Principal:** Gás de alto forno; PCI – 900 kcal; Consumo nominal – 40.500 Nm<sup>3</sup>/h.

**Combustível Complementar:** Alcatrão; PCI – 4.600 kcal; Consumo nominal – 500 kg/h

Combustível Reserva: Gás Natural

Eficiência Líquida: 25,5%

Área Construída: 4.300 m<sup>2</sup>

## **Caldeira Aquatubular**

Fabricante: Equipalcool

Modelo: V2-GAF/60-60-450°C

Tipo: Aquatubular com circulação natural

Capacidade: 60 ton/h

Pressão de Vapor Superaquecido: 60 bar

Temperatura: 450°C

Combustíveis: Gás de alto forno e alcatrão; gás natural de reserva

Tipo de Tiragem: Balanceada

Superfície total de aquecimento: 2072,2 m<sup>2</sup>

Superaquecedor: 332,2 m<sup>2</sup>

Câmara de Combustão: 285 m<sup>2</sup>

Feixe tubular (entre tubulões): 1455 m<sup>2</sup>

Pressão de Projeto: 70 bar

### **Turbina a Vapor (Figura 6.2)**

Fabricante: NG Metalúrgica

Modelo: H3-800S

Tipo: Condensação

Rotação: 6500 rpm

N de estágios: 13

N de extrações: 4 (dois AQ-AP, AQ-BP, e Desaerador)

Pressão de entrada do vapor: 60 bar

Temperatura de entrada do vapor: 450°C

Pressão de Exaustão: 0,09 bar

Limite de temperatura de escape: 250° C

Limite de pressão de admissão: 65 bar

Limite de temperatura de admissão: 500°C

Regulação de Velocidade: Regulador Eletrônico Digital, modelo 505 da Woodward com amplificador hidráulico.

Proteção de Sobre velocidade: Protech 203 da Woodward

Distribuição de vapor: Quatro válvulas de controle operando em cascata e uma válvula de parada de emergência

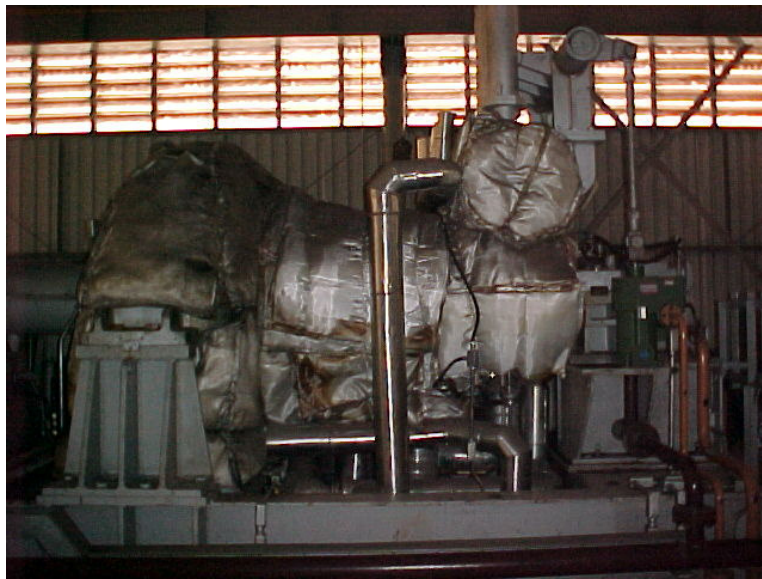


Figura 6.2 – Imagem da turbina a vapor da UTE-Barreiro

## **Apêndice A**

# **DETERMINAÇÃO DOS PRINCIPAIS CENÁRIOS DE SIMULAÇÃO COM UTILIZAÇÃO DE DIFERENTES COMBUSTÍVEIS**

Como a operação da Usina Termelétrica de Barreiro – UTE Barreiro apresenta diferentes arranjos de combustíveis, fez-se necessária a determinação de pontos comuns que aparecem na sua operação com relação à utilização de insumos energéticos:

### **Cenário 1**

Este cenário representa o ponto de projeto no qual a entrada de combustível é a estabelecida pelo fabricante como sendo:

Tabela 6-1 – Características dos combustíveis de entrada do ponto de projeto

<b>Combustível Principal</b>	<b>Combustível Complementar</b>
Gás de alto forno: PCI – 900 kcal;	Alcatrão; PCI – 4.600 kcal;
Consumo nominal – 40.500 Nm <sup>3</sup> /h;	Consumo nominal – 500 kg/h;
Massa específica ( $\rho$ ) – 1,3439 kg/Nm <sup>3</sup> ;	Vazão de combustível – 0,1381 kg/s.
Vazão de combustível = 15,119 kg/s.	

## Cenário 2

Conforme dados fornecidos pela UTE-Barreiro, podem-se estudar os diferentes cenários de operação da usina. Escolheram-se cenários que apresentassem diferentes arranjos de insumos energéticos expressando o que acontecia com frequência na sua operação.

Este cenário é caracterizado pela queima na caldeira de apenas gás de alto forno, no dia 14 de setembro de 2006 às 10h00min e com as seguintes medições:

Tabela 6-2 – Características do cenário 2

<b>Parâmetros</b>	
<b>Potência Bruta</b>	9,19 MW
<b>Fator de Potência</b>	0,92
<b>Pressão de admissão na turbina</b>	59,8 bar
<b>Temperatura do vapor na entrada da turbina</b>	447,4 °C
<b>Vazão do GAF</b>	40.906 Nm <sup>3</sup> /h ou 15,27 kg/s
<b>Vazão de ar</b>	48.009 Nm <sup>3</sup> /h

### Cenário 3

Este cenário é caracterizado pela queima de gás de alto forno e alcatrão, no dia 27 de dezembro de 2006 às 20h00min e com as seguintes medições:

Tabela 6-3 - Características do cenário 3

<b>Parâmetros</b>	
<b>Potência Bruta</b>	8,15 MW
<b>Fator de Potência</b>	0,94
<b>Pressão de admissão na turbina</b>	60 bar
<b>Temperatura do vapor na entrada da turbina</b>	445,4 °C
<b>Vazão do GAF</b>	30.318 Nm <sup>3</sup> /h ou 11,3178 kg/s
<b>Vazão do Alcatrão</b>	560 kg/h ou 0,15556 kg/s
<b>Vazão total na modelagem da caldeira no GateCycle<sup>®</sup></b>	11,4734 kg/s
<b>Vazão de ar</b>	36.947 Nm <sup>3</sup> /h

### Cenário 4

Este cenário é caracterizado pela queima de gás natural e alcatrão, no dia 10 de fevereiro de 2007 às 12h00min e com as seguintes medições:

Tabela 6-4 - Características do cenário 4

<b>Parâmetros</b>	
<b>Potência Bruta</b>	9,73 MW
<b>Fator de Potência</b>	0,98
<b>Pressão de admissão na turbina</b>	60,3 bar

<b>Temperatura do vapor na entrada da turbina</b>	449 °C
<b>Vazão do GN</b>	2.900 Nm <sup>3</sup> /h ou 0,65395 kg/s
<b>Vazão do Alcatrão</b>	562 kg/h ou 0,1561 kg/s
<b>Vazão total na modelagem da caldeira no GateCycle®</b>	0,81 kg/s
<b>Vazão de ar</b>	49.682 Nm <sup>3</sup> /h

### Cenário 5

Este é o cenário mais abrangente do estudo, no qual são queimados os três combustíveis possíveis na caldeira, gás de alto forno, alcatrão e gás natural, suas medições correspondem ao dia 15 de fevereiro de 2007 às 10h00min:

Tabela 6-5 - Características do cenário 5

<b>Parâmetros</b>	
<b>Potência Bruta</b>	7,45 MW
<b>Fator de Potência</b>	0,96
<b>Pressão de admissão na turbina</b>	58,8 bar
<b>Temperatura do vapor na entrada da turbina</b>	447 °C
<b>Vazão do GAF</b>	18.837 Nm <sup>3</sup> /h ou 7,032 kg/s
<b>Vazão do Alcatrão</b>	511,5 kg/h ou 0,1421 kg/s
<b>Vazão do GN</b>	1.698,8 Nm <sup>3</sup> /h ou 0,3831 kg/s
<b>Vazão total na modelagem da caldeira no GateCycle®</b>	7,5572 kg/s
<b>Vazão de ar</b>	7.557 kg/s;



## Apêndice B

# CARACTERIZAÇÃO DOS CENÁRIOS DE SIMULAÇÃO PARA ESTUDO DO DIAGNÓSTICO DA CALDEIRA

Para estudo do diagnóstico da caldeira seria necessário que a entrada de insumos da caldeira fosse semelhante a fim de se diagnosticá-la corretamente.

### Cenário 6

Este cenário representa o ponto de projeto no qual a entrada de combustível é a estabelecida pelo fabricante como sendo:

Tabela 6-6 – Características do cenário 6

Parâmetros	
Potência Bruta	5,26 MW
Fator de Potência	0,94
Pressão de admissão na turbina	58,2 bar
Temperatura do vapor na entrada da turbina	450,9 °C

<b>Vazão do GAF</b>	23.172 Nm <sup>3</sup> /h ou 8,65 kg/s
<b>Vazão do Alcatrão</b>	506,4 kg/h ou 0,1407 kg/s
<b>Vazão total na modelagem da caldeira no GateCycle®</b>	8,791 kg/s

## Cenário 7

Tabela 6-7 – Características do cenário 7

<b>Parâmetros</b>	
<b>Potência Bruta</b>	6,10 MW
<b>Fator de Potência</b>	0,98
<b>Pressão de admissão na turbina</b>	60,1 bar
<b>Temperatura do vapor na entrada da turbina</b>	451,5 °C
<b>Vazão do GAF</b>	26.811 Nm <sup>3</sup> /h ou 10,01 kg/s
<b>Vazão do Alcatrão</b>	621,7 kg/h ou 0,1727 kg/s
<b>Vazão total na modelagem da caldeira no GateCycle®</b>	10,181 kg/s

## Cenário 8

Tabela 6-8 - Características do cenário 8

<b>Parâmetros</b>	
<b>Potência Bruta</b>	6,85 MW
<b>Fator de Potência</b>	0,96
<b>Pressão de admissão na turbina</b>	59,1 bar

<b>Temperatura do vapor na entrada da turbina</b>	444,0 °C
<b>Vazão do GAF</b>	33.480 Nm <sup>3</sup> /h ou 12,498 kg/s
<b>Vazão do Alcatrão</b>	609 kg/h ou 0,1692 kg/s
<b>Vazão total na modelagem da caldeira no GateCycle®</b>	12,667 kg/s