

UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS – UNISINOS
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
NÍVEL MESTRADO

HERSON VARGAS DA COSTA

**ESTUDO TEÓRICO DA EFICIÊNCIA DE UMA USINA TERMELÉTRICA
BASEADO EM DADOS REAIS**

São Leopoldo

2012

HERSON VARGAS DA COSTA

**ESTUDO TEÓRICO DA EFICIÊNCIA DE UMA USINA TERMELÉTRICA
BASEADO EM DADOS REAIS**

Trabalho submetido ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Professora Orientadora: Dra. Maria Luiza Sperb Indrusiak

Professor co-orientador: Dr. Paulo Roberto Wander

São Leopoldo

2012

C837e

Costa, Herson Vargas da.

Estudo teórico da eficiência de uma usina termelétrica baseado em dados reais / Herson Vargas da Costa. – 2012.

110 f. : il. ; 30 cm.

Dissertação (mestrado) – Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2012.

"Professora orientadora: Dra. Maria Luiza Sperb Indrusiak ; professor co-orientador: Dr. Paulo Roberto Wander."

1. Ciclo de Rankine. 2. Métodos de simulação. 3. Usina termelétrica. 4. Rendimento térmico. 5. Melhorias do sistema. I. Título.

CDU 621

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
(Bibliotecário: Flávio Nunes – CRB 10/1298)

HERSON VARGAS DA COSTA

**ESTUDO TEÓRICO DA EFICIÊNCIA DE UMA USINA TERMELÉTRICA
BASEADO EM DADOS REAIS**

Trabalho submetido ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Aprovado em _____.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Conrad Yuan Yuen Lee – UNISINOS

Prof. Dr. Leandro Dalla Zen – UNISINOS / CIENTEC-RS

Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan – UNISINOS

Professora Orientadora: Dra. Maria Luiza Sperb Indrusiak

Professor co-orientador: Dr. Paulo Roberto Wander

Aos meus pais e à minha família pela formação, compreensão, apoio, amor e carinho.

AGRADECIMENTOS

À *ELETOBRAS-CGTEE*, Usina Termelétrica São Jerônimo (UTSJ), ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e à Universidade do Vale do Rio dos Sinos, pela oportunidade de realizar o meu mestrado.

Aos profs. Dr. Leandro Dalla Zen e Dr. Prof. Mario Henrique Macagnan e ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pela concessão da bolsa durante o mestrado.

À Profa. Dra. Maria Luiza Sperb Indrusiak pela orientação, experiência, dedicação, paciência e amizade.

Ao co-orientador Prof. Dr. Paulo Roberto Wander, pela experiência, aprendizado, colaboração e amizade.

Ao chefe de setor da operação da Usina de São Jerônimo, Januário Vieira de Araújo pela experiência, apoio, colaboração e realização deste trabalho.

Aos amigos Engenheiros José Carlos Pereira Olinto, Mauricio Scherer e Matias Korb, pelo apoio e colaboração neste trabalho.

A todos meus colegas e profissionais do laboratório, dos bolsistas do PPG, pela amizade, auxílio e contribuição nesta pesquisa.

Aos meus pais, Peron Sales e Zulma Vargas, pelo carinho, pelo auxílio e confiança que transmiti neste trabalho.

E, em especial, à minha namorada, Letícia da Rosa Cabrera, pela paciência, confiança e apoio, que contribuiu com meu trabalho.

RESUMO

Neste trabalho, foi realizada a simulação do ciclo térmico da Usina Termoelétrica São Jerônimo – UTSJ. A Usina, muito antiga, possui caldeira do tipo grelha. Na mesma Usina foi instalada uma caldeira experimental de leito fluidizado, para funcionar em paralelo com a existente. O trabalho é iniciado com a modelagem de um ciclo de Rankine simples e segue evoluindo até se estabelecer a configuração mais adequada e representativa na tarefa de simular o modo de trabalho da Usina Termelétrica São Jerônimo – UTSJ. Desta forma, foram adotadas as considerações mais convencionais na prática de projeto de centrais termelétricas cujos sistemas térmicos baseiam-se no ciclo de Rankine. As simulações, que se caracterizam pela resolução simultânea das equações que modelam o ciclo e seus componentes, foram efetuadas através de programa *IPSE-pro*®. As simulações foram aplicadas para a obtenção dos resultados mais importantes na análise de sistemas térmicos, tais como rendimento térmico do ciclo, potência, vazões mássicas do sistema, calor trocado no gerador de vapor e no condensador, entre outros. Por fim, com objetivo de melhorar o rendimento térmico da planta, são apresentadas algumas alternativas ao sistema atual, tais como o aumento de eficiência da caldeira mediante substituição ou a adição de uma caldeira em paralelo à original.

Palavras-chave: Ciclo de Rankine. Métodos de simulação. Usina termelétrica. Rendimento térmico.

ABSTRACT

In this work was made the simulation of the thermal cycle of São Jerônimo - UTSJ thermal power plant. The power plant, very old, has a grate boiler. In the same power plant was installed an experimental fluidized bed boiler, working in parallel with the existing one. The work starts with the modeling of a simple Rankine cycle and evolves up to establish the most suitable and representative configuration to simulate the mode the work of São Jerônimo –UTSJ thermal power plant. Therefore, in this work it was adopted the more conventional considerations in the design practice for thermal power plants whose systems are based on the Rankine cycle. The simulations, which are characterized by the simultaneous solving of equations that model the cycle and its components, were made through the *IPSE-pro*[®] software. The simulations were applied to obtain the main results on the analysis of thermal systems such as, thermal efficiency of the cycle, power, system mass flow, heat exchanged in the steam generator and condenser, among others. Finally, in order to improve the thermal efficiency of the plant, some alternatives to the actual system were presented.

Keywords: Rankine cycle. Simulation methods. Power plant. Thermal efficiency. System improvements.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - (a) Ciclo Rankine (componentes básicos); (b) Diagrama de temperatura entropia ($T \times s$)	20
Figura 2 - Efeito do sobreaquecimento a altas temperaturas no ciclo de Rankine ideal...	22
Figura 3 - Efeito da redução da pressão do condensador no ciclo de Rankine ideal	23
Figura 4 - Efeito do aumento de pressão da caldeira no ciclo de Rankine ideal	24
Figura 5 - Esquema e diagrama do ciclo de Rankine ideal com reaquecimento simples (entre duas turbinas)	25
Figura 6 - Ciclo de Rankine sem superaquecimento.....	26
Figura 7 - Diagrama temperatura x entropia mostrando o ciclo ideal regenerativo.....	27
Figura 8 - (a) Ciclo Rankine Regenerativo; (b) Diagrama de operação de temperatura entropia ($T \times s$) com Regeneração	28
Figura 9 - Comparação entre os três ciclos considerados. (1) ciclo Rankine; (2) ciclo Rankine com reaquecimento; (3) ciclo Rankine regenerativo	30
Figura 10 - Curvas ajustadas de pressão, potência e rendimentos de uma bomba centrífuga	33
Figura 11 - Gerador de vapor com os circuitos de escoamento de água nas fases líquida, líquida/gasosa e gasosa	39
Figura 12 - Caldeira em grelha (tipo móvel)	40
Figura 13 - Caldeira em leito fluidizado (tipo borbulhante)	42
Figura 14 - Arranjo esquemático de um aquecedor de água de alimentação do tipo superfície	43
Figura 15 - Regenerador vertical de superfície do tipo casco tubo	43
Figura 16 - Regenerador de mistura desaerador	45
Figura 17 - Turbina de reação múltipla: 1. corpo; 2. tambor; 3. mancal; 4. palheta fixa de uma das etapas; 5. palheta rotatória de uma das etapas	46
Figura 18 - Equipamentos da biblioteca APP	54
Figura 19 - Interface da biblioteca APP	55
Figura 20 - Esquemático da planta da Usina Termoelétrica de São Jerônimo	56
Figura 21 - Simulação preliminar do ciclo térmico com uma caldeira.....	61

Figura 22 - Simulação preliminar do ciclo térmico com duas caldeiras em paralelo	62
Figura 23 - Simulação com 1 caldeira equivalente e rendimento isentrópico de 75%	65
Figura 24 - Simulação com 1 caldeira equivalente e rendimento isentrópico de 80%	66
Figura 25 - Simulação com 1 caldeira equivalente e rendimento isentrópico de 85%	67
Figura 26 - Simulação com 1 caldeira equivalente e rendimento isentrópico de 80,2%...	68
Figura 27 - Comportamento do rendimento térmico global em função do rendimento isentrópico	69
Figura 28 - Simulação com 1 caldeira equivalente de rendimento 63%	70
Figura 29 - Simulação com 1 caldeira equivalente de rendimento 73%	71
Figura 30 - Simulação com 1 caldeira equivalente de rendimento 83%	72
Figura 31 - Comportamento do rendimento térmico global em função do rendimento da caldeira em grelha	73
Figura 32 - Simulação com 1 caldeira equivalente com a temperatura na saída da caldeira de 381°C.....	74
Figura 33 - Simulação com 1 caldeira equivalente com a temperatura na saída da caldeira de 386°C.....	75
Figura 34 - Simulação com 1 caldeira equivalente e a temperatura na saída da caldeira de 391°C.....	76
Figura 35 - Comportamento do rendimento térmico global em função da temperatura da caldeira em grelha.....	77
Figura 36 - Simulação com 1 caldeira equivalente e a pressão na entrada do condensador de 0,08bar	78
Figura 37 - Simulação com 1 caldeira equivalente e a pressão na entrada do condensador de 0,07bar	79
Figura 38 - Simulação com 1 caldeira equivalente e a pressão na entrada do condensador de 0,06bar	80
Figura 39 - Comportamento do rendimento térmico global em função da pressão	81
Figura 40 - Simulação com 2 caldeiras em paralelo com o fluxo de calor, respectivamente	82
Figura 41 - Vista geral da Usina de São Jerônimo - RS	90
Figura 42 - Vista área dinâmica da Usina	90
Figura 43 - Vista externa da usina de São Jerônimo – RS.....	90

Figura 44 - Vista da saída da queima dos gases	91
Figura 45 - Vista do rio Jacuí.....	91
Figura 46 - Vista do simulador (1) de controle de dados.....	92
Figura 47 - Vista do simulador (2) de controle de dados.....	92
Figura 48 - Vista da entrada da caldeira em grelha do tipo móvel, carvão mineral	93
Figura 49 - Vista da caldeira em processo de queima (1).....	93
Figura 50 - Vista da caldeira em processo de queima (2).....	94
Figura 51 - Vista do carvão mineral.....	94
Figura 52 - Vista do gerador de potência	95

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características físico-químicas do carvão CE 4200.....	58
Tabela 2 - Dados da planta obtidos da planilha de operação	62
Tabela 3 - Resultados da simulação.	63
Tabela 4 - Dados da simulação da Figura 23.....	65
Tabela 5 - Dados da simulação da Figura 24.....	66
Tabela 6 - Dados da simulação da Figura 25.....	67
Tabela 7 - Dados da simulação da Figura 26.....	68
Tabela 8 - Dados da simulação da Figura 28.....	70
Tabela 9 - Dados da simulação da Figura 29.....	71
Tabela 10 - Dados da simulação da Figura 30.....	72
Tabela 11 - Dados da simulação da Figura 32.....	74
Tabela 12 - Dados da simulação Figura 33	75
Tabela 13 - Dados da simulação Figura 34	76
Tabela 14 - Dados da simulação Figura 36	78
Tabela 15 - Dados de simulação Figura 37	79
Tabela 16 - Dados da simulação Figura 38	80
Tabela 17 - Dados da simulação da Figura 40.....	83
Tabela 18 - Coeficiente diário para cálculo do consumo de carvão (ABRIL/2011).....	96
Tabela 19 - Coeficiente diário para cálculo do consumo de carvão (MAIO/2011)	96
Tabela 20 - Coeficiente diário para cálculo do consumo de carvão (JUNHO/2011).....	97
Tabela 21 - Coeficiente diário para cálculo do consumo de carvão (JULHO/2011)	98
Tabela 22 - Coeficiente diário para cálculo do consumo de carvão (AGOSTO/2011).....	99
Tabela 23 - Coeficiente diário para cálculo do consumo de carvão (SETEMBRO/2011)	100
Tabela 24 - Coeficiente diário para cálculo do consumo de carvão (OUTUBRO/2011)	101

Tabela 25 - Coeficiente diário para cálculo do consumo de carvão (NOVEMBRO/2011)	102
Tabela 26 - Coeficiente diário para cálculo do consumo de carvão (JANEIRO/2012) ..	103
Tabela 27 - Coeficiente diário para cálculo do consumo de carvão (FEVEREIRO/2012).....	104
Tabela 28 - Coeficiente diário para cálculo do consumo de carvão (MARÇO/2012)	105
Tabela 29 - Dados reais da usina. “ <i>Piso de operação</i> ”	107
Tabela 30 - Dados reais da usina. “ <i>Piso auxiliar</i> ”	107

LISTA DE SÍMBOLOS

A	área total de troca térmica	[m ²]
C_p	calor específico a pressão constante	[kJ/(kg K)]
D	diâmetro de tubulação	[m]
f	fator de atrito	[adimensional]
g	aceleração da gravidade	[m/s ²]
h	entalpia específica	[kJ/kg]
H	altura de elevação do líquido	[m]
L	comprimento da tubulação	[m]
\dot{m}	taxa de massa	[kg/s]
P	potência	[W]
p	pressão	[kPa]
Q	calor recebido ou despendido por um sistema	[kW]
Q	vazão em volume de líquido	[m ³ /s]
Re	número de Reynolds	[adimensional]
s	entropia por unidade de massa	[kJ/(kgK)]
T	temperatura	[°C]
U	coeficiente global de transferência de calor	[W/(m ² K)]
\bar{V}	velocidade média do fluido no escoamento	[m ² /s]
V	velocidade do fluido	[m/s]
V_a	velocidade angular da bomba	[rpm]
w	trabalho específico por unidade de massa	[kJ/kg]
W	trabalho realizado no sistema	[kW]
x	título do vapor	[adimensional]
α	parcela de vapor extraída da turbina	[adimensional]
Δp	queda de pressão do componente	[kPa]
ΔT_{lm}	diferença de temperatura média logarítmica	[°C]

e	rugosidade da parede interna da tubulação	[m]
ε	relações críticas entre pressões	[adimensional]
η	rendimento/eficiência	[adimensional]
v	volume específico	[m ³ /kg]
μ	viscosidade dinâmica	[Ns/m ²]
ρ	massa específica	[kg/m ³]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	17
2 CICLO DE POTÊNCIA	19
2.1 CICLO DE RANKINE E SUAS MELHORIAS NO RENDIMENTO	19
2.1.1 Ciclo de Rankine Simples	19
2.1.2 Melhorias no Rendimento do Ciclo de Rankine	21
2.1.2.1 Superaquecimento do Vapor a Temperaturas mais Altas.....	21
2.1.2.2 Diminuição da Pressão no Condensador.....	22
2.1.2.3 Aumento da Pressão do Vapor	23
2.1.3 Ciclo de Rankine com Reaquecimento.....	25
2.1.4 Ciclo de Rankine Regenerativo	26
2.2 MODELAGEM DOS COMPONENTES DO CICLO.....	31
2.2.1 Bombas	31
2.2.2 Condensador	35
2.2.3 Gerador de Vapor	38
2.2.4 Regeneradores.....	42
2.2.5 Tubulação.....	45
2.2.6 Turbina a Vapor	46
2.3 SIMULAÇÃO DE SISTEMAS	47
3 METODOLOGIA PARA ANÁLISE E SIMULAÇÃO TERMO-ENERGÉTICA ..	51
3.1 INFORMAÇÕES GERAIS	51
3.2 BIBLIOTECAS DO <i>IPSEPRO</i> ®.....	53
3.2.1 Biblioteca APP	53

4 MATERIAIS E MÉTODOS	56
4.1 APRESENTAÇÃO DA PLANTA TERMELÉTRICA.....	56
4.2 SISTEMÁTICA ADOTADA	59
5 RESULTADOS	61
5.1 RESULTADOS PRELIMINARES.....	61
5.2 SIMULAÇÕES DA UTE COM UMA CALDEIRA EQUIVALENTE	63
5.2.1 Iterações: Variando o Rendimento Isentrópico.....	64
5.2.2 Iterações: Variando o Rendimento da Caldeira em Grelha	69
5.2.3 Iterações: Aumentando a Temperatura na Saída da Caldeira.....	73
5.2.4 Iterações: Reduzindo a Pressão na Entrada do Condensador.....	77
5.3 SIMULAÇÕES DA UTE COM DUAS CALDEIRAS EM PARALELO.....	81
6 CONCLUSÕES	85
REFERÊNCIAS.....	85
ANEXOS	
ANEXO A: FOTOS DA USINA.....	90
ANEXO B	96
ANEXO C	107

1 INTRODUÇÃO

Uma maneira rápida de avaliar a importância estratégica dos estudos sobre a tecnologia da utilização do carvão é observar o potencial deste importante combustível. Se referindo apenas às reservas conhecidas e exploráveis a nível global, conclui-se que estas são capazes de atender a demanda mundial pelos próximos 137 anos se considerarmos a taxa de consumo do ano de 2006, de acordo com o International Energy Outlook – 2009 (EIA/US Department of Energy, 2009). Ainda, considerando a mesma fonte e metodologia de análise e tomando apenas o Brasil como referência, esta estimativa se estende para 1109 anos.

O presente trabalho tem como objetivo principal avaliar a atual condição e propor melhorias no sistema térmico existente da usina termelétrica UTE São Jerônimo, localizada no município de mesmo nome no estado do Rio Grande do Sul, pois a mesma apresenta potencial para que se incremente sua eficiência global melhorando sua operacionalidade num futuro próximo.

- a) a intenção deste estudo é reunir informação e conhecimento a respeito do funcionamento real da usina, seu comportamento no que diz respeito à variação do rendimento isentrópico e, assim, traçar estratégias de simulação.

Para tanto, deseja-se avaliar virtualmente o comportamento desta unidade do ponto de vista energético, extrapolar a avaliação para quando os parâmetros de operação dos diversos componentes que a compõem são alterados de modo que o comportamento energético dela seja conhecido e validado. Ainda, após determinado o comportamento energético da planta, deseja-se avaliar o impacto sobre a eficiência do sistema se esta operar com dois geradores de vapor em paralelo, com a particularidade de o primeiro ser de leito tipo grelha e o segundo ser do tipo leito fluidizado.

Esta segunda caldeira já existe e apresenta-se em testes de instrumentação, para controle de emissões, na presente data. Desta forma, avaliar o impacto energético que uma segunda caldeira irá causar sobre o sistema original permitirá obter substrato técnico para que uma decisão estratégica sobre a urgência de se pôr em operação tal equipamento, ou não, seja tomada com a devida propriedade.

- b) O resultado esperado aqui é um modelo matemático virtual para a planta da UTSJ, representativo a tal ponto que deverá embasar e avaliar todo o

restante do estudo, absorvendo as futuras modificações que serão propostas para a planta.

Estas avaliações foram feitas depois de estudadas as particularidades e alternativas no que se refere às variáveis do sistema quando a este é adicionada uma segunda caldeira através de um modelo virtual específico construído com auxílio do aplicativo *IPSE-Pro*®. Tal aplicativo foi usado tanto inicialmente na fase de validação do sistema original, com o ciclo de vapor operando com apenas uma caldeira do tipo grelha, quanto na fase de experimentação, quando a segunda caldeira foi adicionada.

Um motivador para a realização deste estudo é a necessidade de desenvolver modelos de simulação das plantas, através de ferramentais computacionais. Com estes modelos, é possível simular variadas condições de operação para buscar os parâmetros mais adequados, bem como testar soluções para problemas operacionais.

2 CICLO DE POTÊNCIA

A revisão bibliográfica abordou os aspectos conceituais, definições gerais e modelagens do ciclo de Rankine, bem como a modelagem dos componentes do ciclo, como caldeira, turbina, condensador, bomba etc.

2.1 CICLO DE RANKINE E SUAS MELHORIAS NO RENDIMENTO

O ciclo Rankine é o ciclo termodinâmico da máquina a vapor e das usinas termelétricas convencionais como a UTSJ. Neste capítulo, são apresentados os componentes e os processos básicos que compõem o ciclo. O objetivo fundamental é demonstrar as variações do Ciclo Rankine existentes, cada uma com a sua finalidade e importância no processo.

2.1.1 Ciclo de Rankine Simples

Segundo Çengel e Boles (2007), existem diversos sistemas conhecidos e em uso atualmente para conversão de calor em trabalho, através de um ciclo termodinâmico. Dentre eles, o mais comum é o ciclo Rankine. Como outros ciclos termodinâmicos, sua eficiência máxima é a eficiência do Ciclo de Carnot.

O fluido de trabalho mais utilizado num ciclo de Rankine é a água. A escolha do fluido depende das temperaturas e pressões de trabalho. Considera-se um ciclo ideal o conjunto de quatro processos e que ocorrem em regime permanente, como mostra a Figura 1 (a).

- 1-2 *compressão*: isentrópica numa bomba;
- 2-3 *vaporização*: adição de calor a pressão constante numa caldeira;
- 3-4 *expansão*: isentrópica numa turbina;
- 4-1 *condensação*: rejeição de calor a pressão constante num condensador.

A Figura 1 (b) mostra o funcionamento esquemático de um ciclo de Rankine e o respectivo diagrama Temperatura-Entropia (T-s). Os processos mostrados no diagrama são idealizações dos processos reais. Assim, o bombeamento da água (1 a 2) é modelado como um processo de compressão reversível e adiabático. O mesmo acontece com a expansão na turbina (3 a 4). Estes processos são mostrados no diagrama T-s como linhas verticais, ou seja, processos isentrópicos.

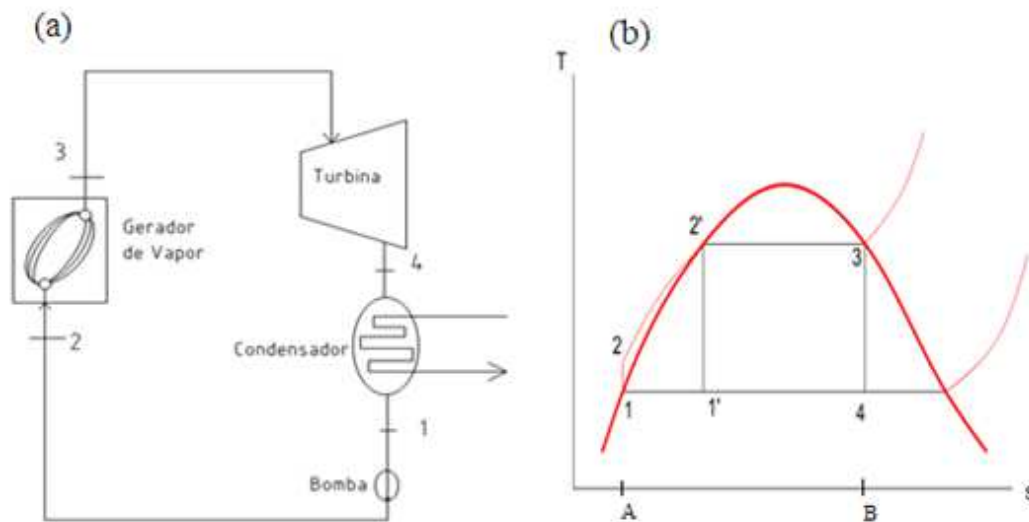


Figura 1 - (a) Ciclo Rankine (componentes básicos); (b) Diagrama de temperatura entropia (T x s)

Fonte: Adaptado de Moran e Shapiro (2009)

No ciclo ideal, o gerador de vapor, onde a água é aquecida pela combustão dos gases a alta temperatura (2 a 3), é modelado como um processo reversível a pressão constante. O mesmo ocorre com o condensador, onde calor é transferido do fluido para as vizinhanças (4 a 1). Visto que o condensador opera a pressões inferiores à atmosférica, o processo de condensação ocorre a temperaturas próximas à ambiente. Por fim, o líquido deixa o condensador no estado 1 e novamente entra na bomba, completando e reiniciando o ciclo.

Desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, o calor transferido ao fluido pode ser representado pela área A-2-2'-3-B-A do diagrama (T x s), tendo em vista que vale a relação $q = \int Tds$. O calor transferido do fluido de trabalho é representado pela área A-1-4-B-A. Pela 1ª Lei da Termodinâmica, da diferença entre estas duas áreas, tem-se a área 1-2-2'-3-4-1, que representa, então, o trabalho realizado pelo ciclo.

Sendo assim, o rendimento térmico é definido pela relação:

$$\eta = \frac{W}{Q_H} = \frac{\text{Área (1-2-2'-3-4-1)}}{\text{Área (A-2-2'-3-B-A)}} \quad (2.1)$$

onde W é o trabalho líquido realizado pelo ciclo e Q_H é o calor fornecido ao ciclo.

Segundo Çengel e Boles (2007), as centrais térmicas são responsáveis pela produção da maior parte da energia elétrica do mundo. Portanto, um pequeno aumento do rendimento traduz-se numa enorme poupança de energia global, sendo realizados todos os esforços possíveis de modo a aumentar o rendimento do ciclo de funcionamento das centrais.

O conceito básico utilizado no incremento do rendimento térmico do ciclo é sempre o mesmo: aumentar a temperatura média a qual se transfere calor para o fluido operante na caldeira ou reduzir a temperatura média a qual se rejeita calor do fluido de trabalho para o condensador. Ou seja, a temperatura média do fluido deve ser a mais elevada possível durante a adição de calor e a menor possível durante a rejeição de calor. Neste sentido, as centrais termelétricas de regime supercrítico e ultrassupercrítico representa a tecnologia futura mais promissora para o ciclo de Rankine. A seguir, mostra-se como são outros métodos para aumentar a eficiência.

2.1.2 Melhorias no Rendimento do Ciclo de Rankine

Na análise do ciclo de Rankine, é útil considerar o rendimento térmico como dependente da temperatura média na qual o calor é fornecido e da temperatura média na qual o calor é rejeitado. Assim, surgem três possibilidades básicas para obter um maior rendimento:

- a) superaquecimento do vapor a temperaturas mais altas;
- b) diminuição da pressão no condensador;
- c) aumento da pressão do vapor.

2.1.2.1 Superaquecimento do Vapor a Temperaturas mais Altas

O superaquecimento do vapor a temperaturas mais altas geralmente é feito pela passagem do vapor através de tubos expostos aos gases de combustão em uma região de alta temperatura da caldeira ou alguma outra fonte de energia com temperatura acima da temperatura de saturação. O vapor entra na turbina com entalpia maior do que aquela respectiva a um ciclo de Rankine sem superaquecimento, conforme a Figura 2.

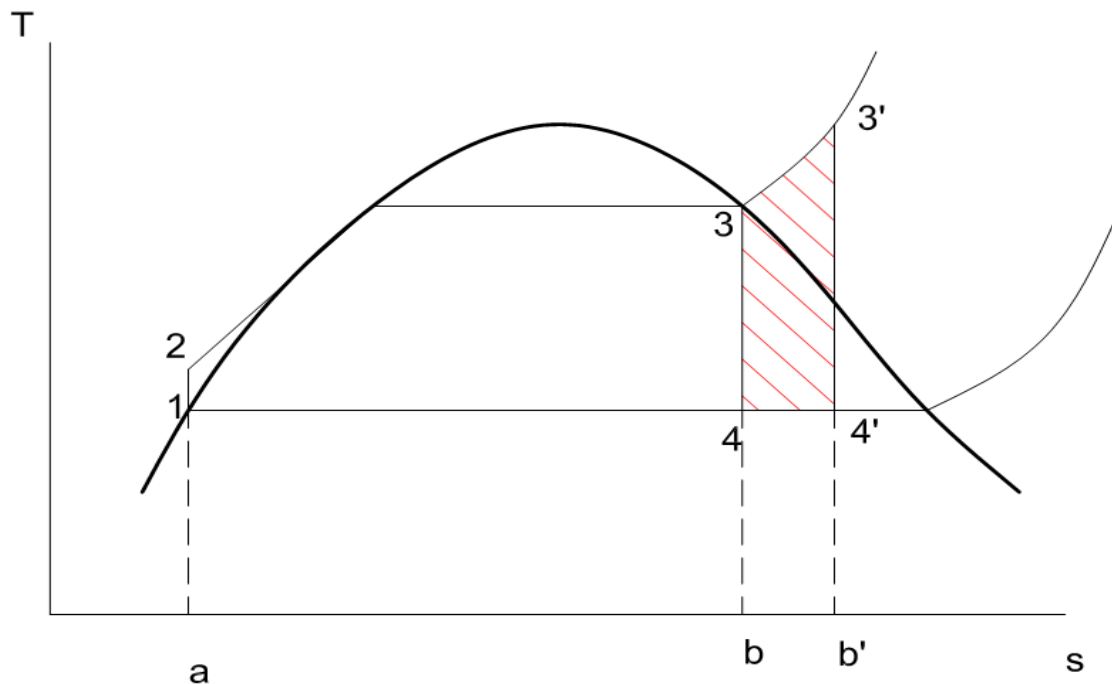


Figura 2 - Efeito do sobreaquecimento a altas temperaturas no ciclo de Rankine ideal

Fonte: Adaptado de Çengel e Boles (2007)

Percebe-se que o trabalho aumenta o correspondente à área $3-3'-4'-4-3$ e o calor transferido no gerador de vapor aumenta o correspondente à área $3-3'-b'-b-3$. Como a relação entre estas duas áreas é maior do que a relação do trabalho líquido e o calor fornecido no restante do ciclo, conclui-se que o superaquecimento do vapor faz aumentar o rendimento do ciclo de Rankine. Isto pode ser explicado também pela ocorrência do aumento de temperatura média na qual o calor é transferido ao vapor. Note-se também que, quando o vapor é superaquecido, o título do vapor na saída da turbina aumenta. Isto é importante para evitar a presença de condensado na turbina, o que seria prejudicial para o seu funcionamento.

Contudo, a temperatura a qual o vapor pode ser superaquecido está limitada por aspectos metalúrgicos. Atualmente, a temperatura máxima permitida na entrada da turbina é de cerca de $620\text{ }^{\circ}\text{C}$. Qualquer aumento neste valor depende do melhoramento de materiais existentes ou da descoberta de novos materiais capazes de suportar temperaturas superiores, conforme Çengel e Boles (2007).

2.1.2.2 Diminuição da Pressão no Condensador

A segunda possibilidade de aumento do rendimento é com a diminuição da pressão no condensador, correspondente à diminuição da temperatura na qual o calor é

rejeitado, e é representada na Figura 3. O vapor sai do condensador saturado, na temperatura correspondente à pressão no interior do dispositivo. Portanto, a redução da pressão de serviço do condensador diminui automaticamente a temperatura do vapor e, conseqüentemente, a temperatura na qual o calor é rejeitado (ÇENGEL; BOLES, 2007).

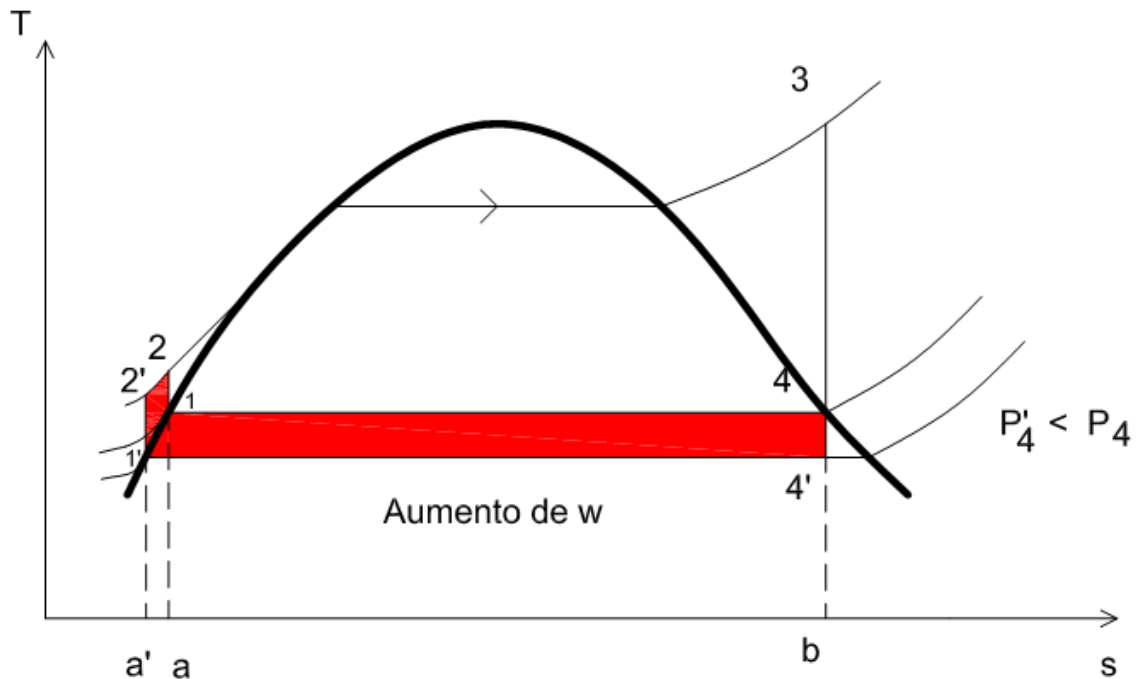


Figura 3 - Efeito da redução da pressão do condensador no ciclo de Rankine ideal

Fonte: Adaptado de Çengel e Boles (2007)

O trabalho líquido aumenta de uma área $1-4-4'-1'-2'-2-1$ (em vermelho). O calor transferido ao vapor é aumentado de uma área $a'-2'-2-a-a'$. O resultado líquido é um aumento no rendimento do ciclo. Isto é evidente também pela diminuição da temperatura média na qual o calor é rejeitado.

A redução da pressão na saída do condensador, entretanto, induz efeitos secundários, como aumento no teor de umidade do vapor nos estágios finais da turbina, como pode ser visto na Figura 3. A presença de grandes quantidades de líquido é indesejável, devido à diminuição do rendimento da turbina e da erosão que provoca nas suas palhetas.

2.1.2.3 Aumento da Pressão do Vapor

A terceira possibilidade é o aumento da temperatura média durante o processo de adição de calor. Para tal, aumenta-se a pressão de operação da caldeira. Isso eleva

automaticamente a temperatura de ebulição, o que, por sua vez, eleva a temperatura média na qual o calor é transferido para o vapor e, assim, eleva o rendimento térmico do ciclo.

O aumento da pressão no fornecimento de calor no gerador de vapor (influência da pressão máxima do vapor) é representado na Figura 4.

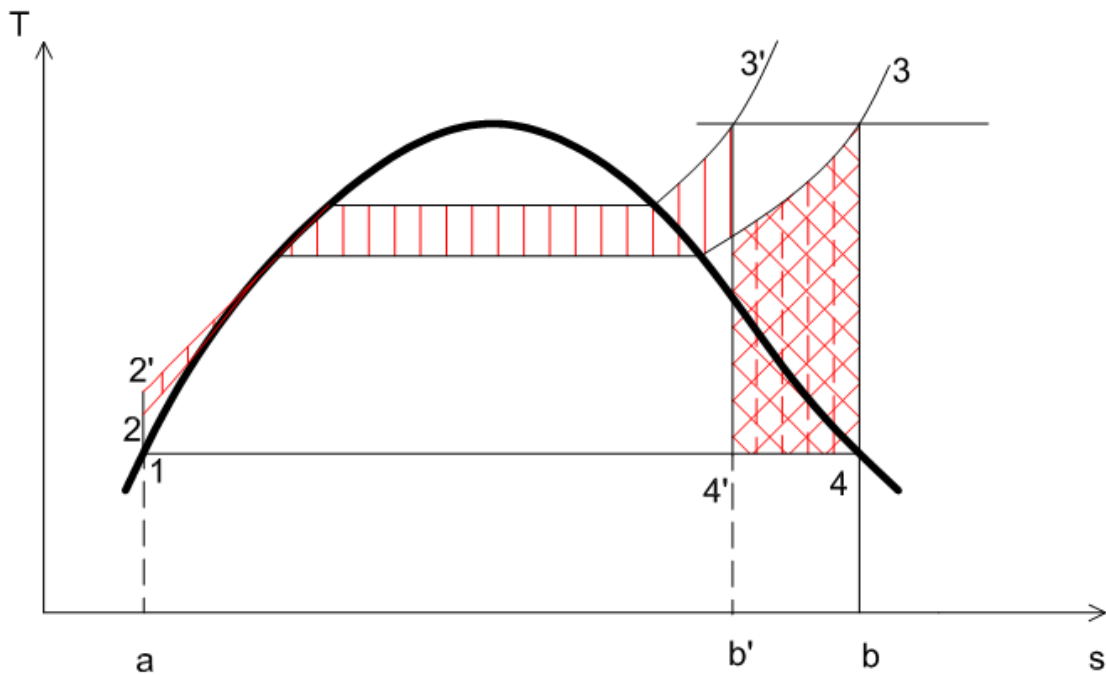


Figura 4 - Efeito do aumento de pressão da caldeira no ciclo de Rankine ideal

Fonte: Adaptado de Çengel e Boles (2007)

Nesta análise, a temperatura máxima do vapor, bem como a pressão de saída da turbina, é mantida constante. O calor rejeitado diminui o correspondente à área $b'-4'-4-b-b'$. O trabalho líquido aumenta o correspondente à área hachurada simples e diminui o correspondente à área do hachurado duplo. Portanto, o trabalho líquido tende a permanecer o mesmo, mas o calor rejeitado diminui e, por isso, o rendimento do ciclo de Rankine aumenta com o aumento da pressão máxima. Neste caso, a temperatura média na qual o calor é fornecido também aumenta com o aumento da pressão. Já o título do vapor que deixa a turbina diminui quando a pressão no gerador de vapor aumenta e a temperatura máxima é mantida constante.

Além das possibilidades básicas para se obter um melhor rendimento, existem também as configurações especiais que são criadas sobre o ciclo de Rankine com uma melhoria na sua eficiência térmica. Os mais conhecidos são:

- a) *reaquecimento*: quando a expansão do vapor na turbina é feita em dois estágios com reaquecimento intermediário;
- b) *regenerativo*: quando uma parte do vapor, após ser expandido parcialmente na turbina, é extraída e usada para pré-aquecer a água de alimentação.

2.1.3 Ciclo de Rankine com Reaquecimento

O ciclo de Rankine com reaquecimento, por exemplo, busca tirar vantagem do aumento de rendimento com o uso de pressões mais altas e, principalmente, evitar a umidade excessiva nos estágios de baixa pressão da turbina. A Figura 5 apresenta esquematicamente este tipo de ciclo, onde se pode ver o trecho 4-5 representando o reaquecimento do vapor que sai da turbina de alta pressão (AP) além do aumento do título indicado no ponto 6.

Segundo Moran e Shapiro (2009), o ciclo com reaquecimento é caracterizado pela expansão do vapor em dois estágios na turbina. O vapor é primeiramente expandido em uma seção de alta pressão da turbina e então volta ao gerador de vapor onde é reaquecido antes de retornar à seção de mais baixa pressão da turbina. Assim, como um processo que ocorre no gerador de vapor, o processo de reaquecimento ideal é também suposto internamente reversível, a pressão constante, como mostra o processo 4-5 na Figura 5. A expansão isentrópica na alta pressão é o processo 3-4 e a expansão isentrópica na turbina de baixa pressão é o processo 5-6.

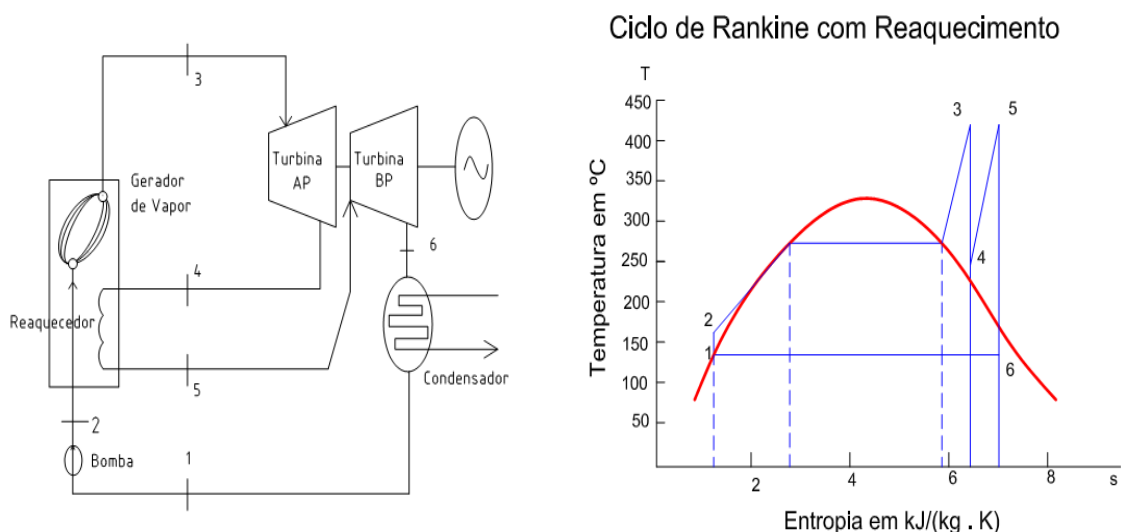


Figura 5 - Esquema e diagrama do ciclo de Rankine ideal com reaquecimento simples (entre duas turbinas)

Fonte: Adaptado de Paz (2002)

Segundo Çengel e Boles (2007), existem duas possibilidades de tornar vantajoso o aumento de rendimento para pressões de caldeira superiores sem o problema de haver excessivo líquido nos estágios finais da turbina.

- a) *primeiro*: sobreaquecimento do vapor a temperaturas muito elevadas, antes de entrar na turbina. Isto seria uma solução desejável, visto que a temperatura média a qual o calor é fornecido seria superior, aumentando o rendimento do ciclo. Contudo, esta não é uma solução viável, visto que necessitaria que a temperatura do vapor ultrapassasse os valores aceitáveis do ponto de vista metalúrgico;
- b) *segundo*: expansão do vapor na turbina em dois estágios (ou mais) com reaquecimento intermediário. Em outras palavras, modificação do ciclo simples de Rankine através de um processo de reaquecimento. Esta solução permite a eliminação do problema de umidade excessiva nas turbinas, sendo utilizado comumente em centrais térmicas modernas.

Segundo Badr, Probert e O'Callaghan (1990), centrais de potência a vapor modernas empregam ao menos uma etapa de reaquecimento. Algumas empregam mais do que dois estágios, entretanto, não é economicamente vantajoso na prática.

2.1.4 Ciclo de Rankine Regenerativo

Os conceitos básicos do ciclo regenerativo podem ser mostrados considerando-se o ciclo de Rankine sem superaquecimento como indicado na Figura 6.

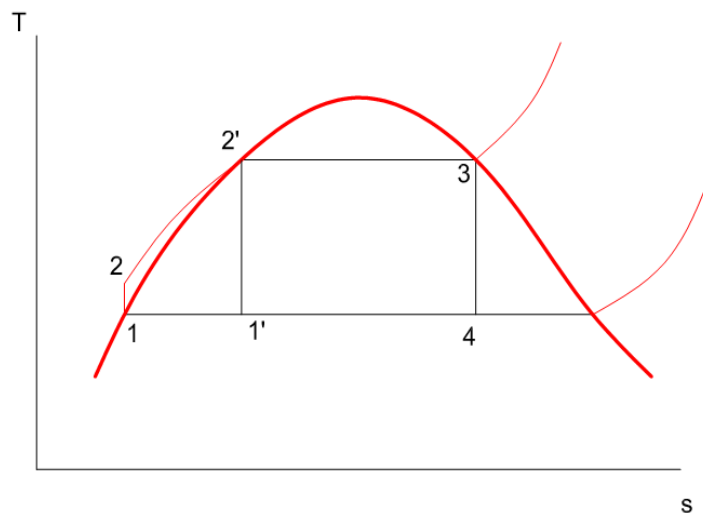


Figura 6 - Ciclo de Rankine sem superaquecimento
Fonte: Adaptado de Van Wylen, Sonntag e Borgnakke (2003)

Segundo Van Wylen, Sonntag e Borgnakke (2003), durante os processos 2-2', o fluido de trabalho é aquecido enquanto permanece na fase líquida. A temperatura média do fluido de trabalho, durante este processo, é muito inferior à do processo 2'-3. Isso faz com que a temperatura média, na qual o calor é fornecido ao ciclo de Rankine, seja menor do que no ciclo de Carnot (1'-2'-3-4-1') e, conseqüentemente, o rendimento do ciclo de Rankine é menor que o ciclo de Carnot correspondente. No ciclo regenerativo, o fluido de trabalho entra no gerador de vapor em algum estado entre 2 e 2' e, com isso, aumenta a temperatura média na qual o calor é fornecido.

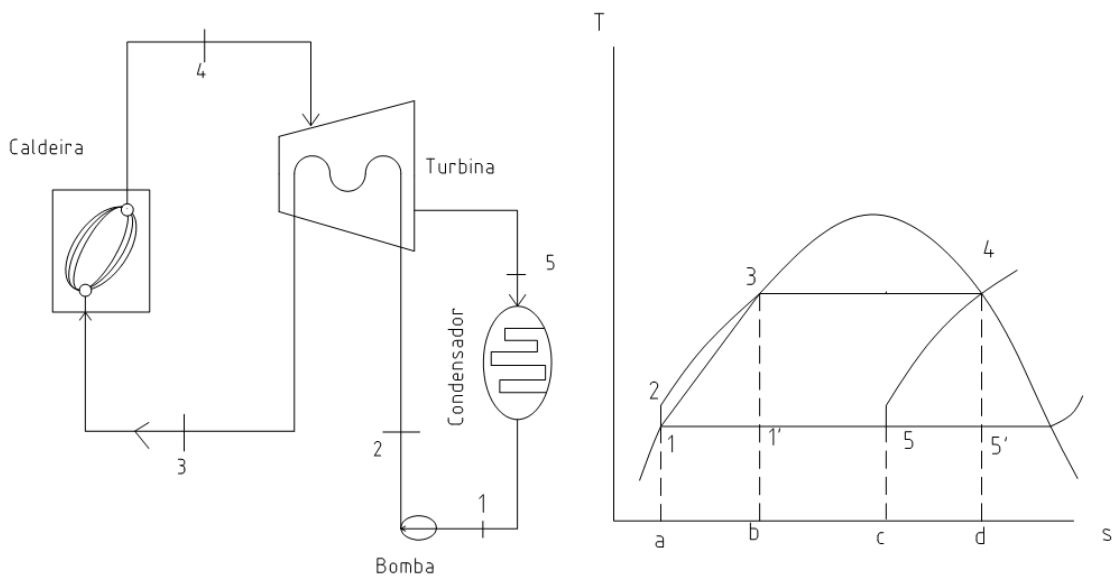


Figura 7 - Diagrama temperatura x entropia mostrando o ciclo ideal regenerativo

Fonte: Adaptado de Van Wylen, Sonntag e Borgnakke (2003)

O aspecto singular do ciclo ideal regenerativo é que, após deixar a bomba, o líquido circula ao redor da carcaça da turbina, em sentido contrário ao vapor da turbina. Com isto transfere-se o calor do vapor que escoava através da turbina ao líquido que circula ao redor da turbina. Na hipótese desta troca de calor ser reversível, ou seja, em cada ponto a temperatura do vapor é apenas infinitesimalmente superior à temperatura do líquido, a linha 4-5 no diagrama T-s da Figura 7, que representa os estados do vapor escoando através da turbina, é exatamente paralela à linha 1-2-3, que representa o processo de bombeamento (1-2) e os estados do líquido que escoava ao redor da turbina. Assim, as áreas 2-3-b-a-2 e 5-4-d-c-5 são iguais e congruentes, e representam o calor transferido ao líquido e do vapor, respectivamente.

Nota-se, também, que o calor transferido ao fluido de trabalho, à temperatura constante, no processo 3-4 e a área 3-4-d-b-3 representa esta troca de calor. O calor é transferido do fluido de trabalho no processo 5-1 e a área 1-5-c-a-1 representa esta troca de calor. Note-se que esta área é exatamente igual à área 1'-5'-d-b-1', que é o calor rejeitado no ciclo de Carnot relacionado, 1'-3-4-5'-1'. Assim, o ciclo regenerativo ideal tem um rendimento exatamente igual ao rendimento do ciclo de Carnot, com as mesmas temperaturas de fornecimento e rejeição de calor.

Obviamente, este ciclo regenerativo ideal não é prático. Não seria possível efetuar a troca de calor necessária do vapor que deixa à turbina a água líquida de alimentação. Além disso, o teor de umidade do vapor que deixa a turbina aumenta consideravelmente em consequência da troca de calor e a desvantagem disto já foi observada anteriormente. O ciclo regenerativo prático envolve a extração de uma parte do vapor após ser expandido parcialmente na turbina e o uso de aquecedores de água de alimentação como mostra a Figura 8. Parte do vapor que expande na turbina é extraído em uma pressão intermediária no estado 6 e é direcionada para o aquecedor de água de alimentação. O vapor restante continua a expansão isentrópica através da turbina e deixa o estágio de baixa pressão da turbina no estado 7, onde entra no condensador. Este vapor condensa a uma pressão constante no condensador e entra na bomba isentrópica no estado 1.

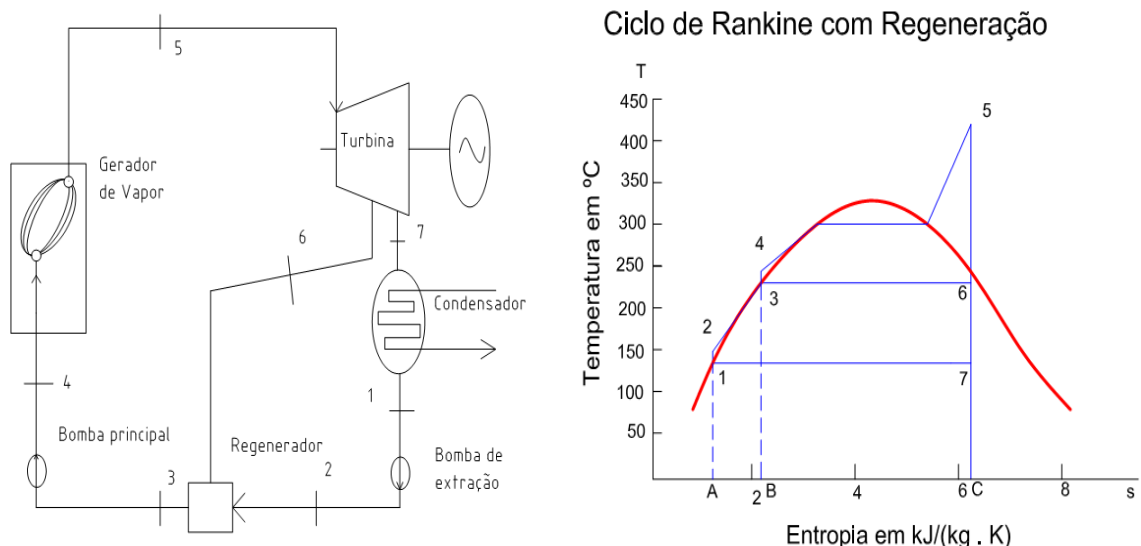


Figura 8 - (a) Ciclo Rankine Regenerativo; (b) Diagrama de operação de temperatura entropia ($T \times s$) com Regeneração

Fonte: Adaptado de Paz (2002)

Após deixar a bomba de extração no estado 2, a água condensada entra no aquecedor de água de alimentação e mistura-se com o vapor extraído da turbina no estado 6. A proporção de água para vapor no aquecedor de água de alimentação é regulada de maneira que o estado da água que sai deste aquecedor seja líquido saturado no estado 3. O vapor extraído da turbina no estado 6 condensa à pressão constante e a temperatura da água líquida da bomba aumenta a mesma pressão constante. Desta. Desta forma, as pressões do líquido e do vapor são iguais ($P_2 = P_3 = P_6$). Este é o caso de um aquecedor de água de alimentação do tipo aberto (BADR; PROBERT; O'CALLAGHAN, 1990), pois o vapor e a água são misturados num processo aberto onde existe contato direto entre eles e ocorre a mistura dos dois fluidos. O processo de mistura não é reversível internamente, de modo que o aquecedor de água de alimentação é uma fonte adicional de irreversibilidade no ciclo, mas compensado pelo aumento da temperatura média em que ocorre a transferência de calor ao ciclo. Para o resultado final há um decréscimo geral das irreversibilidades do ciclo. Um aquecedor de água de alimentação ideal é suposto ser isolado. Portanto, a energia transferida do vapor extraído para o aquecedor de água de alimentação é igual à quantidade de energia adicionada à água líquida que vem da bomba de baixa pressão (bomba de extração).

É necessária uma segunda bomba “principal” de alta pressão para aumentar a pressão da água que segue para o gerador de vapor no estado 4. A água entra no gerador de vapor e recebe calor a alta temperatura e pressão constante no caminho 4 - 5. O vapor superaquecido sai do gerador de vapor no estado 5 e o ciclo se repete.

O calor cedido à água que entra na caldeira está representado pela área 4-5-C-B-4 da Figura 8 (b), portanto é menor do que a área 2-5-C-A-2 que ocorreria se não houvesse pré-aquecimento. Há que considerar que o calor rejeitado pela área A-1-7-C-A por quilograma de fluido no condensador está relacionado a uma taxa de massa menor do que aquele que entra na turbina. Da mesma forma, entre os estados 6 e 7, apenas uma parte do vapor passa pelos estágios de baixa pressão da turbina. Vê-se assim que, para o caso de regeneração, as áreas do gráfico não podem ser comparadas para fins de uma avaliação precisa do rendimento do ciclo. Somente a partir de cálculos sobre a configuração apresentada na Figura 8 é que se podem obter os dados relativos sobre o desempenho do sistema (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003).

A Figura 9 mostra uma comparação dos valores de eficiência de 1º Lei realizada por Silva (2004), e do trabalho líquido, gerado para os três tipos de ciclos considerados:

Ciclo de Rankine simples; com Reaquecimento; e Regenerativo. As condições simuladas para cada caso considerado foram:

- ciclo de Rankine simples*: $P_1=4$ MPa; $T_1=400$ °C; $P_2=0,01$ MPa;
- ciclo com Reaquecimento*: $P_1=4$ MPa; $T_1=400$ °C; $P_2=0,01$ MPa; Pressão intermediária de Reaquecimento= $1,25$ MPa; Temperatura do vapor após o reaquecimento= 400 °C;
- ciclo Regenerativo*: $P_1=4$ MPa; $T_1=400$ °C; $P_2=0,01$ MPa; Temperatura de entrada da água de alimentação do gerador de vapor= 200 °C.

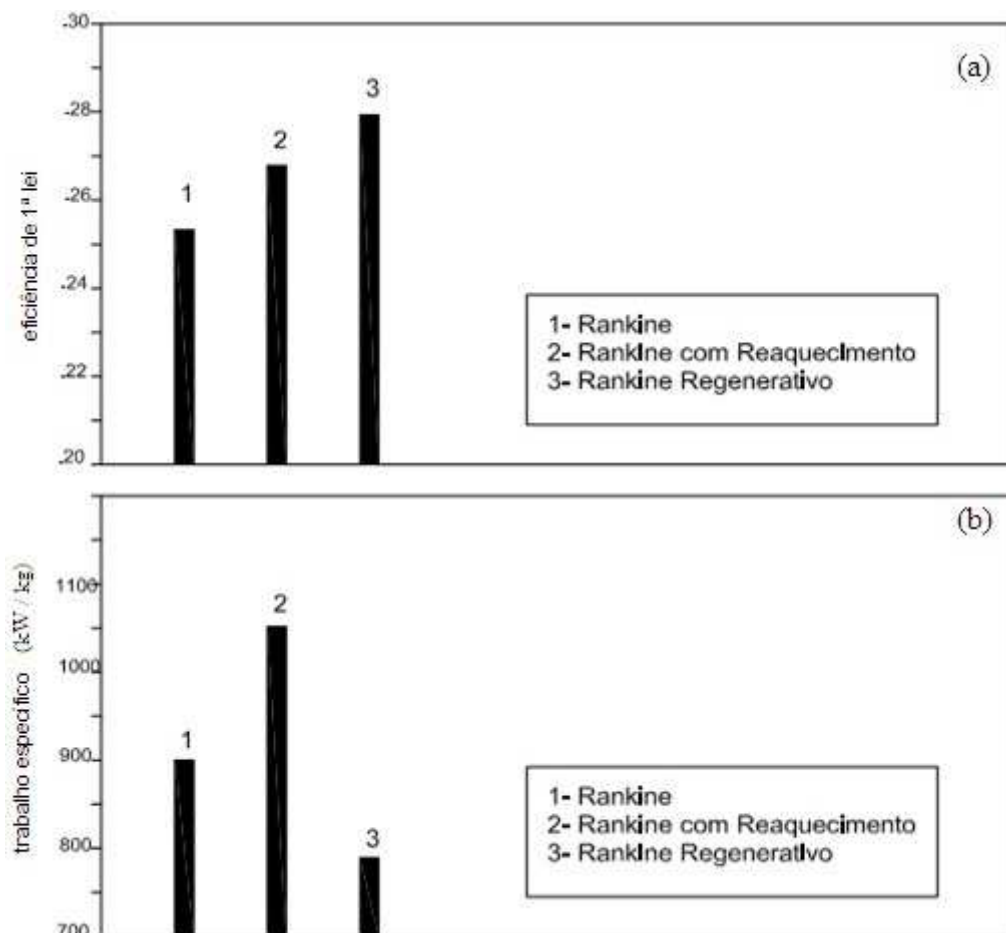


Figura 9 - Comparação entre os três ciclos considerados. (1) ciclo Rankine; (2) ciclo Rankine com reaquecimento; (3) ciclo Rankine regenerativo

Fonte: Adaptado de Silva (2004)

A comparação entre os ciclos simples e com reaquecimento mostra que a eficiência e o trabalho específico do ciclo com reaquecimento são maiores. O reaquecimento permite aumentar o trabalho específico através de uma quantidade maior de calor adicionado e a eficiência aumenta porque o trabalho específico aumenta numa

proporção maior do que o calor adicionado. Em relação ao ciclo regenerativo, há uma diminuição no trabalho específico produzido, derivada do fato de que o uso de extrações na turbina permite diminuir a quantidade de calor adicionada, mas diminui a produção de trabalho, pois há menos vapor transferindo energia à turbina.

2.2 MODELAGEM DOS COMPONENTES DO CICLO

A modelagem matemática dos componentes do ciclo termodinâmico é a etapa inicial imprescindível para a simulação do processo.

Os índices numéricos adotados foram correspondentes à Figura 1.

2.2.1 Bombas

Para a hipótese de uma bomba adiabática trabalhando em regime permanente, considerando desprezíveis as variações de energia cinética e potencial do sistema, resulta da primeira lei da termodinâmica (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003):

$$W_b = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2) \quad (2.2)$$

onde W_b é o trabalho realizado pela bomba, \dot{m} é a vazão em massa do fluido bombeado, h_1 e h_2 são, respectivamente, as entalpias específicas na entrada e saída da bomba.

Num processo isentrópico ($s_1=s_2$), para um líquido incompressível que passe pela bomba, a relação $Tds = dh - vdp$ passa a ser:

$$\int dh = \int vdp \quad (2.3)$$

$$\Delta h_0 = h_{2s} - h_1 = v(p_2 - p_1) \quad (2.4)$$

A eficiência isentrópica da bomba pode ser dada pela Eq. (2.5):

$$\eta_b = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{v \cdot (p_2 - p_1)}{h_2 - h_1} \quad (2.5)$$

onde v é o volume específico do fluido de trabalho, h_{2s} é a entalpia específica no processo isentrópico e p_1 e p_2 são, respectivamente, as pressões de entrada e saída da bomba.

Desta forma, a potência fornecida para a bomba pode ser determinada pela Eq. (2.6):

$$W_b = \frac{\dot{m} \cdot (h_{2s} - h_1)}{\eta_b} = \frac{\dot{m} \cdot v \cdot (p_2 - p_1)}{\eta_b} \quad (2.6)$$

As relações matemáticas representativas dos parâmetros de desempenho das bombas podem ser obtidas através do ajuste de curvas dos dados fornecidos pelos fabricantes. Desta forma, equações de pressão vs vazão para bombas podem ser modeladas por uma equação quadrática, segundo Paz (2002):

$$H = H_0 + R \cdot Q + S \cdot Q^2 \quad (2.7)$$

Onde H é a pressão na saída da bomba expressa como altura de elevação do líquido; H_0 é a pressão de elevação do líquido com vazão nula; Q é a vazão volumétrica do líquido; R e S são os parâmetros da equação.

Para se encontrar uma relação que apresente a diferença de pressão em função da vazão mássica, que é o modelamento matemático mais adequado para os propósitos em questão, aplica-se:

$$Q = \dot{m} / \rho \quad (2.8)$$

$$p = \rho g H \quad (2.9)$$

Considerando o líquido (água saturada) incompressível (ρ é constante) e usando as Eq. (2.8) e (2.9) em (2.7), resulta:

$$\rho g H = (\rho g H_0) + \rho g R \left(\frac{\dot{m}}{\rho} \right) + \rho g S \left(\frac{\dot{m}}{\rho} \right)^2 = \rho g H_0 + g R \dot{m} + \frac{g S}{\rho} \dot{m}^2 \quad (2.10)$$

Têm-se, então, para o cálculo da diferença de pressão entre a saída e entrada de uma bomba centrífuga, em função da vazão em massa, a Eq. (2.11):

$$\Delta p = \Delta p_0 + B \dot{m} + C \dot{m}^2 = A + B \dot{m} + C \dot{m}^2 \quad (2.11)$$

onde A, B e C são parâmetros adequados, característicos da bomba.

A Figura 10 mostra curvas típicas de diferença de pressão, potência absorvida e rendimento de uma bomba centrífuga, construídas a partir de dados extraídos de catálogos de bombas, usando-se uma equação de ajuste do tipo da Eq. (2.11).

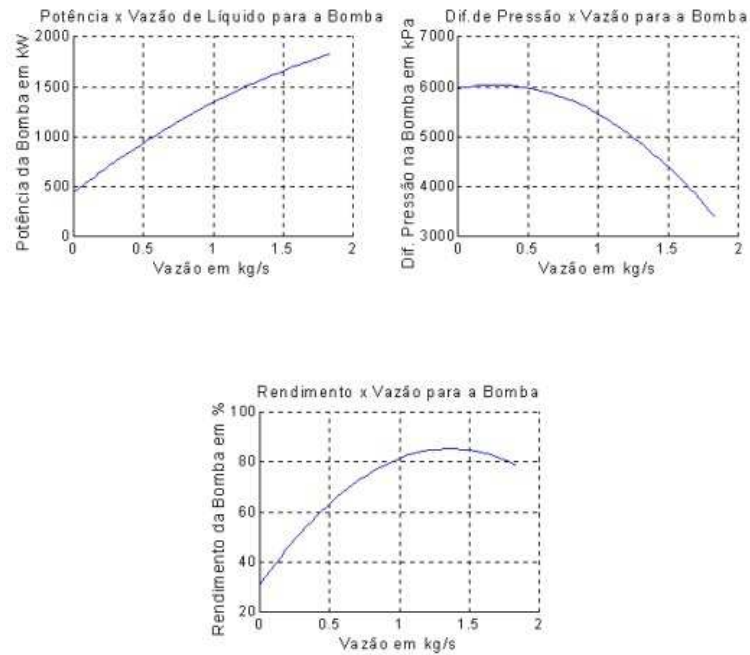


Figura 10 - Curvas ajustadas de pressão, potência e rendimentos de uma bomba centrífuga

Fonte: Paz (2002)

A avaliação do funcionamento das bombas, sob a ótica de grupos adimensionais, fornece informações importantes para o desenvolvimento de relações matemáticas que permitam avaliar o que acontece com a pressão de saída em função da variação da velocidade angular.

Pelo teorema dos PI de Buckingham, obtêm-se os coeficientes de vazão, altura e de potência adimensionais:

$$\frac{Q}{V_a^2 D^2} = f_1 \left(\frac{Q}{V_a D^3}, \frac{\rho V_a D^2}{\mu} \right) \quad (2.12)$$

$$\frac{H}{V_a^2 D^2} = f_2 \left(\frac{Q}{V_a D^3}, \frac{\rho V_a D^2}{\mu} \right) \quad (2.13)$$

$$\frac{P}{\rho V_a^3 D^5} = f_3 \left(\frac{Q}{V_a D^3}, \frac{\rho V_a D^2}{\mu} \right) \quad (2.14)$$

onde: H é a pressão, em metros de coluna d'água promovida pela bomba; P é a potência; V_a é a velocidade angular; D é o diâmetro do impelidor; Q é a vazão; ρ é a massa específica; μ é a viscosidade dinâmica do líquido.

Observa-se que, na prática, os efeitos viscosos não são significativos na variação de algum parâmetro componente de um conjunto adimensional. Desta maneira, para uma bomba operando em duas ou mais situações diferentes, tem-se:

$$\frac{Q_1}{V_{a1}D^3} = \frac{Q_2}{V_{a2}D^3} \quad (2.15)$$

$$\frac{H_1}{V_{a1}^2D^2} = \frac{H_2}{V_{a2}^2D^2} \quad (2.16)$$

$$\frac{P_1}{\rho V_{a1}^3D^5} = \frac{P_2}{\rho V_{a2}^3D^5} \quad (2.17)$$

Verifica-se que o diâmetro do impelidor é o mesmo, visto tratar-se da mesma bomba, alterando apenas sua velocidade angular.

Das equações anteriores (2.15), (2.16) e (2.17) surgem as seguintes relações:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{V_{a2}}{V_{a1}} \quad (2.18)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{V_{a2}}{V_{a1}}\right)^2 \quad (2.19)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_{a2}}{V_{a1}}\right)^3 \quad (2.20)$$

Sendo $Q \propto \dot{m}$ e $H \propto \Delta p$ para um fluido incompressível, as equações (2.18) e (2.19) podem ser apresentadas da seguinte forma:

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} = \frac{V_{a2}}{V_{a1}} \quad (2.21)$$

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \left(\frac{V_{a2}}{V_{a1}}\right)^2 \quad (2.22)$$

Reescrevendo a equação (2.11) para duas velocidades de operação da bomba:

$$\Delta p_1 = \Delta p_{01} + B_1 \dot{m}_1 + C_1 \dot{m}_1^2 \quad (2.23)$$

$$\Delta p_2 = \Delta p_{02} + B_2 \dot{m}_2 + C_2 \dot{m}_2^2 \quad (2.24)$$

Substituindo as equações (2.21) e (2.22) na equação (2.24) obtém-se:

$$\Delta p_1 = \frac{\Delta p_{02}}{\left(\frac{v_{a2}}{v_{a1}}\right)^2} + \left[\frac{B_2}{\left(\frac{v_{a2}}{v_{a1}}\right)} \right] \dot{m}_1 + C_2 \dot{m}_1^2 \quad (2.25)$$

Comparando-se as equações (2.25) e (2.23):

$$\Delta p_{02} = \left(\frac{v_{a2}}{v_{a1}}\right)^2 \Delta p_1 \quad (2.26)$$

$$B_2 = \frac{v_{a2}}{v_{a1}} B_1 \quad (2.27)$$

$$C_2 = C_1 \quad (2.28)$$

Atribuindo o índice “n” para a condição de operação nominal da bomba e o índice 1 para uma condição de operação qualquer, a equação genérica de diferença de pressão na bomba em função da vazão de massa e da velocidade angular torna-se:

$$\Delta p_1 = \left(\frac{v_{a1}}{v_{an}}\right)^2 \Delta p_n + \left(\frac{v_{a1}}{v_{an}}\right) B \dot{m} + C \dot{m}^2 \quad (2.29)$$

onde: Δp é a diferença de pressão entre a entrada e saída da bomba; \dot{m} é a vazão mássica.

2.2.2 Condensador

Condensadores são trocadores de calor, normalmente do tipo casco e tubo, contracorrente. Internamente aos tubos circula o fluido de resfriamento e, em sua parte externa, o vapor saturado oriundo da turbina.

O condensador é modelado pela hipótese da transferência de calor ser expressa por dois volumes de controle definidos: um no lado do condensado (fluido de trabalho) e o outro no lado do refrigerante (água de resfriamento). Sendo assim, as expressões correspondentes são dadas, respectivamente (INCROPERA; WITT, 2008):

$$Q_c = \dot{m} \cdot (h_4 - h_1) \quad (2.30)$$

$$Q_{ref} = (\dot{m} \cdot c_p)_{ref} \cdot (T_{refo} - T_{refi}) \quad (2.31)$$

onde: Q_c é a taxa de calor cedido pelo ciclo de Rankine no condensador; \dot{m} é a vazão mássica que passa pelo circuito quente do condensador; h_4 e h_1 são as entalpias do fluido

(água) na entrada e na saída do condensador, respectivamente; $(\dot{m} \cdot c_p)_{ref}$ é o produto da vazão mássica pelo calor específico à pressão constante do fluido de refrigeração.

Da mesma forma, Q_{ref} é o calor recebido pelo circuito do refrigerante que circula no condensador para as temperaturas respectivas de entrada e de saída T_{refi} e T_{refo} .

A equação base de projeto para um trocador de calor (condensador) em termos de quantidades médias é (INCROPERA; WITT, 2008):

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (2.32)$$

onde q é a taxa de calor cedido pelo vapor no condensador; U é o coeficiente global de transferência de calor; A é a área total de troca térmica; ΔT_{lm} é a diferença de temperatura média logarítmica dada pela equação:

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_{refo} - T_{refi}}{\ln\left(\frac{T_c - T_{refi}}{T_c - T_{refo}}\right)} \quad (2.33)$$

onde: T_c é a temperatura do vapor saturado na entrada do trocador; T_{refi} é a temperatura de entrada do líquido de refrigeração nos tubos; T_{refo} é a temperatura de saída do líquido de refrigeração nos tubos.

A mudança de fase do vapor saturado com título próximo de um para líquido saturado com título igual a zero ocorre com a taxa de transferência de calor para a água de refrigeração calculada pela equação (2.34):

$$q_{lat} = \dot{m} \cdot h_{lv} \cdot x \quad (2.34)$$

onde: h_{lv} é a entalpia líquida-vapor do fluido de trabalho; x é o título do vapor na entrada do condensador.

Caso seja considerado o sub-resfriamento na saída do condensador, deve-se considerar uma transferência de calor sensível, dada pela seguinte relação:

$$q_{sens} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T_{sub} \quad (2.35)$$

onde: c_p é o calor específico à pressão constante; ΔT_{sub} é o grau de sub-resfriamento.

Igualando as equações (2.32), (2.34) e (2.35), obtém-se:

$$\dot{m}_{ref} \cdot c_p (T_{refo} - T_{refi}) = \dot{m} \cdot h_{lv} \cdot x \quad (2.36)$$

onde: \dot{m}_{ref} é taxa de massa do líquido de refrigeração do condensador, usualmente água; T_{refo} é a temperatura de saída da água de refrigeração em tubos; T_{refi} é a temperatura de entrada da água de refrigeração em tubos.

Onde se obtém a taxa de massa de água do resfriador:

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{m}_c h_{lv} x + \dot{m}_c c_p \Delta T_{sub}}{c_p (T_{refo} - T_{refi})} \quad (2.37)$$

onde \dot{m}_c é a taxa de massa do vapor que entra no casco do condensador.

Diante disto, a equação (2.37) serve para a determinação da taxa de massa da água de resfriamento necessária para atender a demanda máxima do ciclo em função destes parâmetros.

Então, igualando agora as equações (2.31) e (2.32), obtém-se:

$$U \cdot A = \dot{m}_{ref} \cdot C_p \cdot \ln \left(\frac{T_c - T_{refi}}{T_c - T_{refo}} \right) \quad (2.38)$$

Para o projeto, é de interesse que se mantenha a temperatura T_c o mais próximo possível de T_{refi} (temperatura de entrada da água de refrigeração) que, em última análise, é a temperatura ambiente. Entretanto, quanto mais a temperatura do vapor saturado se aproxima da temperatura do refrigerante, maior se torna o custo do projeto, o que pode estabelecer certo limite na busca desse ponto ótimo. A temperatura ideal passa a ser aquela em que os custos dos componentes do sistema de refrigeração, acrescidos dos custos operacionais, sejam compensados pela melhoria do rendimento do sistema com consequente redução do consumo do combustível e maior disponibilização de energia gerada (INCROPERA; WITT, 2008).

2.2.3 Gerador de Vapor

O gerador de vapor, em síntese, é um trocador de calor. O fluido de trabalho que passa pelas tubulações do gerador de vapor recebe calor originário da combustão de combustíveis que geralmente são classificados como renováveis (lenha, álcool, bagaço de cana etc.) ou não renováveis (carvão mineral, óleos oriundos do petróleo, gás natural etc.). No presente estudo, o gerador cujo processo de combustão é a grelha utiliza carvão mineral como combustível e a caldeira em leito fluidizado em paralelo foi projetada para combustão multicomcombustível.

No gerador de vapor, a água recebe calor até o ponto em que ocorre a mudança da fase líquida para vapor. Em uma central termelétrica, o gerador de vapor é componente chave no sistema de energia, pois sua função, ressaltada no ciclo de Rankine, é a de aumentar a energia do fluido no processo de troca de fase de líquido comprimido na saída da bomba para vapor superaquecido na entrada da turbina.

Dentre as perdas de calor, a mais expressiva deve-se ao calor que escapa pela chaminé, pois os gases de combustão são liberados a uma temperatura acima das condições de referência. Isto pode ser reduzido diminuindo-se sua quantidade (reduzindo o excesso de ar) ou pela diminuição da temperatura pelo aproveitamento do calor residual dos gases de combustão. Em menor escala, está a perda representada pelo calor absorvido na evaporação e superaquecimento da umidade que entra com o combustível e no superaquecimento da umidade do ar de combustão. A umidade também resulta da queima do hidrogênio no combustível. O gás da chaminé também pode ter algum combustível não queimado. Muitas vezes alguns combustíveis sólidos não chegam a ser queimados totalmente, representado perda junto às cinzas, que também apresentam alguma perda de calor para o meio ambiente por si próprias. Outras pequenas quantidades de calor são perdidas por radiação da superfície externa do gerador de vapor. Também ocorrem perdas de pressão no escoamento da água em fase líquida e gasosa pelos tubos. Estas perdas de pressão são identificadas por um valor percentual diretamente proporcional à vazão de água (PAZ, 2002).

A Figura 12 ilustra simplificada um gerador de vapor com os seus elementos básicos e seus circuitos de água e vapor.

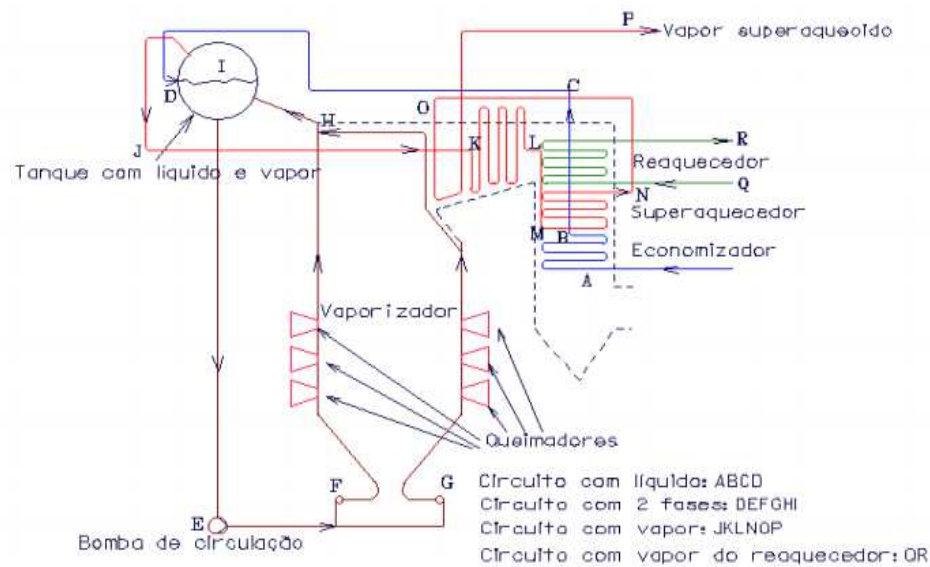


Figura 11 - Gerador de vapor com os circuitos de escoamento de água nas fases líquida, líquida/gasosa e gasosa

Fonte: Adaptado de Kakaç (1991)

De um modo geral, as perdas mais significativas da caldeira ocorrem devido à fuga de calor para o meio ambiente. Apenas 70% a 80% do calor entregue nos queimadores é absorvido pela água e vapor que circulam pelos tubos do vaporizador, do superaquecedor, dos reaquecedores e do economizador. As perdas de calor são expressas pelo rendimento térmico do gerador de vapor (PAZ, 2002).

Para o equacionamento do gerador de vapor no desenvolvimento da simulação e modelagem matemática, se considera a transferência de calor Q_H , para o fluido em uma única e total representação:

$$Q_H = \frac{\dot{m}(h_3 - h_2)}{\eta_{cal}} \quad (2.39)$$

onde: h_2 é a entalpia do vapor na entrada do gerador de vapor; h_3 é a entalpia do vapor na saída do gerador de vapor; η_{cal} é a eficiência do gerador de vapor.

Dentro desta hipótese, incluem-se as características construtivas de adequação da unidade como um todo, onde se consideram todos os elementos tais como superaquecedores, reaquecedores, economizadores etc.

A relação de queda de pressão para o fluido de trabalho considerada neste trabalho dá-se por (PAZ, 2002):

$$p_3 = p_2 \left(1 - \Delta p_{cal} \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} \right) \right) \quad (2.40)$$

onde: p_2 é a pressão do vapor de entrada do gerador de vapor; p_3 é a pressão do vapor de saída do gerador de vapor; Δp_{cal} é a queda de pressão relativa; \dot{m} é a vazão mássica no gerador de vapor; \dot{m}_0 é a vazão mássica nominal no gerador de vapor.

Há vários tipos construtivos de geradores de vapor, ou caldeiras. Eles podem ser de grelha fixa ou móvel, de leito fluidizado borbulhante ou circulante ou ainda com queimadores que injetam o combustível atomizado ou pulverizado na região de combustão. A planta termelétrica que está sendo estudada apresenta uma caldeira tipo grelha móvel e outra de leito fluidizado borbulhante.

Segundo Bazzo (1995), as caldeiras em grelha do tipo móvel são construídas em ferro fundido na forma de uma esteira e são lentamente movidas por engrenagens. A energia consumida para movimentar a grelha, em termos relativos, é negligenciável. O combustível pode ser alimentado diretamente pela base da grelha, como mostrado na Figura 12. Neste caso, a taxa de combustão é controlada pela espessura do leito, velocidade da esteira e fluxo do ar.

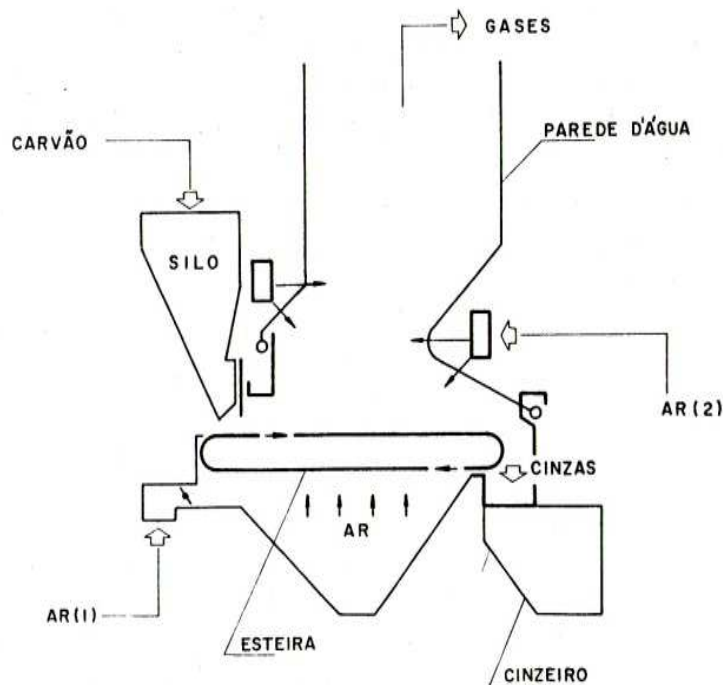


Figura 12 - Caldeira em grelha (tipo móvel)

Fonte: Bazzo (1995)

O ar secundário é soprado através de duas ou mais fileiras de tubeiras, direcionadas para a câmara logo acima da grelha, sob pressões de 0,0588 a 0,0784 bar e

numa proporção variável em torno de 30% de todo o ar utilizado na combustão. As paredes d'água são usualmente verticais. Algumas fornalhas, entretanto, são construídas com paredes na forma de arcos, no sentido de favorecer o processo de mistura e ignição do material combustível.

As cinzas caem em câmaras próprias (cinzeiros), controladas por comportas, de onde são removidas por sistemas convencionais de transporte dos materiais sólidos. A presença de carbono não queimado no cinzeiro pode ser minimizada mediante um controle adequado das variáveis que determinam a taxa de combustão.

As caldeiras de grelha sempre implicaram em investimentos adicionais para compensar a má qualidade de alguns tipos de combustíveis disponíveis no mercado, o caso típico do carvão mineral com alto teor de cinzas. As cinzas tendem a prejudicar o processo de combustão. Há a necessidade de uma maior relação ar/combustível, a queima é normalmente parcial e ainda há o inconveniente das cinzas se aglomerarem junto à grelha e superfícies de aquecimento. Além disso, a presença excessiva de cinzas pode resultar em consequências desastrosas, tanto para o meio ambiente, quanto para a própria instalação. A aplicação de sistemas apropriados para o controle e remoção desse material envolve altos custos com capital e manutenção. Mesmo assim, apenas minimiza o problema.

Bazzo (1995) apresenta as caldeiras de leito fluidizado como uma alternativa viável para contornar todos esses problemas, com a vantagem adicional de operarem com combustíveis menos nobres, com eficiência e a custos compensadores. O princípio de funcionamento é simples.

A parte inferior da caldeira é carregada com um material inerte, como areia, que inicialmente tem sua temperatura elevada ao ponto de operação com uso de um combustível auxiliar. O ar primário é adicionado abaixo do leito, “fluidizando” a areia ali presente, gerando assim uma grande massa de material quente que absorve possíveis variações na composição do combustível.

A temperatura do leito é controlada através do fluxo de ar primário, ajustes na alimentação do combustível e/ou no uso do gás de recirculação, pobre em oxigênio. O princípio de combustão da caldeira de leito fluidizado borbulhante e o controle da temperatura da fornalha permitem uma operação estável da caldeira mesmo com variações no combustível.

O combustível permanece em suspensão no leito, sob ação de uma corrente ascendente de ar, o tempo que for suficiente para que a combustão se complete.

Segundo Bazzo (1995), as caldeiras de leito fluidizado do tipo borbulhante, mais comuns, têm a corrente de ar injetada uniformemente e com velocidades compatíveis para que o leito se mantenha fluidizado e em agitação contínua. Isso permite operar as caldeiras com temperaturas relativamente baixas, na ordem de 800 a 950 °C. Entretanto, mesmo para os combustíveis menos qualificados, a presença de carbono no cinzeiro é mínima, inferior a de sistemas convencionais. A Figura 13 mostra o esquema simplificado de uma caldeira de leito borbulhante.

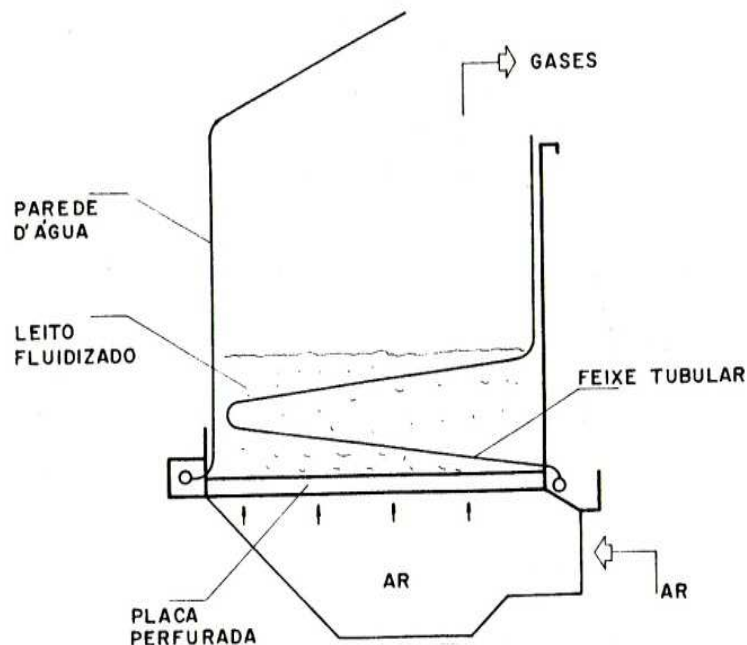


Figura 13 - Caldeira em leito fluidizado (tipo borbulhante)

Fonte: Bazzo (1995)

2.2.4 Regeneradores

Segundo Paz (2002), regeneradores ou aquecedores de água de alimentação são, basicamente, trocadores de calor, geralmente classificados em regeneradores de superfície (fechado) ou de contato direto (aberto ou mistura).

Nos aquecedores de água de alimentação de superfície, o vapor e a água de alimentação não se misturam. O calor é transferido do vapor extraído enquanto ele se condensa na parte externa dos tubos por onde circula a água de alimentação, como mostra esquematicamente a Figura 14:

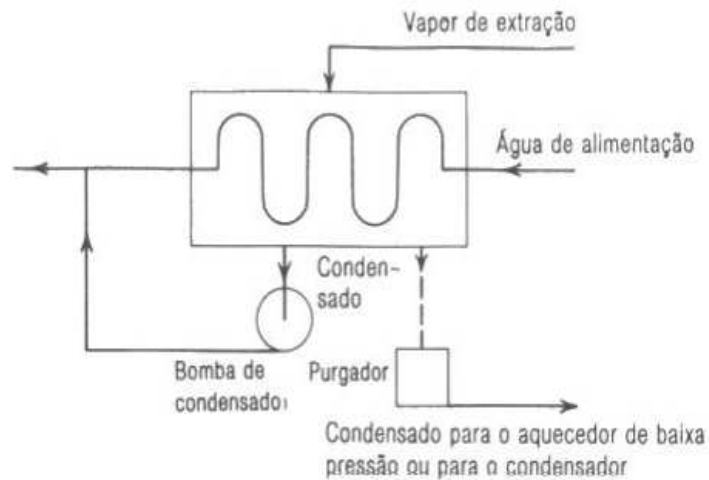


Figura 14 - Arranjo esquemático de um aquecedor de água de alimentação do tipo superfície

Fonte: Van Wylen, Sonntag e Borgnakke (2003)

Nas centrais termelétricas, os regeneradores de superfície utilizados são trocadores de calor de tipo casco e tubos, onde a água do circuito principal, oriunda do condensador, passa pelos tubos envolvidos por uma parcela de vapor extraída das turbinas. Este vapor é condensado e, como líquido saturado, deposita-se no fundo do casco, onde é extraído através de purgadores para ser conduzido ao condensador, ao regenerador de mistura, a outro regenerador de superfície ou para o circuito principal, através de uma bomba.

Os regeneradores de superfície são trocadores de calor similares ao mostrado na Figura 15:

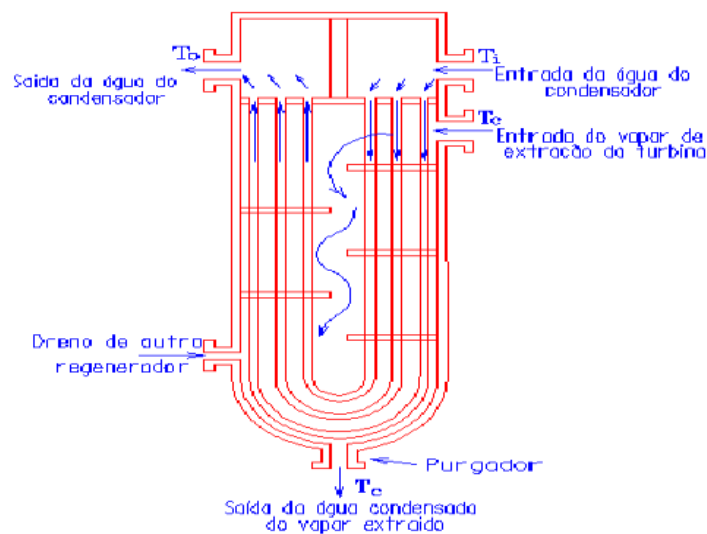


Figura 15 - Regenerador vertical de superfície do tipo casco tubo

Fonte: Paz (2002)

De acordo com Paz (2002), nos regeneradores de superfície, o calor é transferido para a água de alimentação do gerador de vapor através do processo de transformação do vapor extraído da turbina em líquido saturado. Este calor pode ser calculado pela Eq. (2.40):

$$Q_R = \alpha \cdot \dot{m}(h_{vs} - h_l) \quad (2.41)$$

onde: α é a parcela da vazão total de vapor extraída da turbina; h_{vs} é a entalpia do vapor extraído que entra no regenerador; h_l é a entalpia da água condensada (ou sub-resfriada) que é retirada pelo purgador.

A equação (2.42) relaciona o ganho de temperatura de água de alimentação com o calor recebido no regenerador:

$$Q_R = \dot{m}_p \cdot c_p(T_o - T_i) = \dot{m}_p (h_o - h_i) \quad (2.42)$$

onde: \dot{m}_p é a vazão em massa da água que vem do condensador; c_p é o calor específico da água; T_o é a temperatura da água na saída do regenerador; T_i é a temperatura da água na entrada do regenerador; h_o é a entalpia da água na saída do regenerador; h_i é a entalpia da água na entrada do regenerador.

Ao se igualar as equações (2.41) e (2.42), obtém-se:

$$\alpha = \frac{h_o - h_i}{h_{vs} - h_l} \left(\frac{\dot{m}_p}{\dot{m}} \right) \quad (2.43)$$

Os valores de \dot{m}_p e \dot{m} são iguais se o condensado dos regeneradores é conduzido a um equipamento que esteja posicionado antes do regenerador em questão, no sentido do fluxo do ciclo.

Para os regeneradores de contato (abertos), considerando-se não haver trocas de calor com o meio, tampouco trabalho, o comportamento térmico pode ser expresso da seguinte forma (PAZ, 2002):

$$\dot{m} \cdot h_{liq_saida} = m_{condens} \cdot h_{condens} + \dot{m}_{extr} \cdot h_{extr} \quad (2.44)$$

onde \dot{m} e $h_{liq_saída}$, é a vazão e entalpia do vapor oriundo da extração da turbina; $\dot{m}_{condens}$ e $h_{condens}$, é a vazão e entalpia da água líquida saturada do condensador; \dot{m}_{extr} e h_{extr} , é a vazão e entalpia da água que sai do regenerador e vai para o gerador de vapor.

Regeneradores desaeradores de mistura recebem a água do circuito principal pela parte superior do equipamento. Esta água é atomizada ou precipitada em gotículas e entra em contato com o vapor que vem da extração da turbina, o qual penetra mais abaixo da entrada de água. O contato da água com o vapor de extração condensa este último e separa o oxigênio e dióxido de carbono do fluido, os quais são retirados do tanque com uma parcela mínima de vapor. A água saturada se precipita para a parte inferior do tanque e segue adiante em direção a outros regeneradores de superfície, ou vai direto para a bomba de alimentação da caldeira.

A Figura 16 mostra um desenho simplificado de um regenerador de mistura desaerador, com as entradas das taxas de massa vapor d'água e de água líquida.

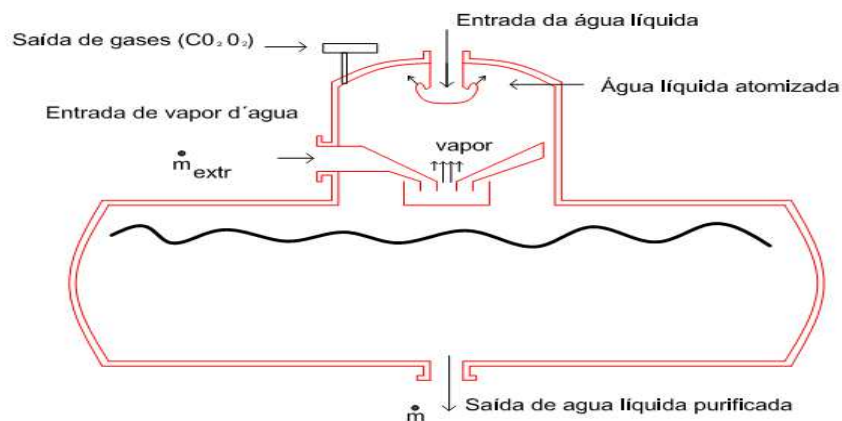


Figura 16 - Regenerador de mistura desaerador

Fonte: Paz (2002)

2.2.5 Tubulação

Na circulação do fluido de trabalho nas centrais termelétricas a vapor, uma significativa atenção é dada ao cálculo da perda de carga. A perda de carga pode ser entendida como a energia cedida pelo fluido ao longo de dispositivos (tubulações, válvulas, conexões etc.) para vencer as resistências que se oferecem ao seu escoamento.

Para simulação de sistemas, é conveniente representar o fator de fricção em tubulações por uma equação, como a proposta por Haaland (1983 apud SURYANARAYANA; ARICI, 2003):

$$f = \left[0,7817 \ln \left(\frac{6,9}{Re} + \left(\frac{e}{3,7} \right)^{1,11} \right) \right]^{-2} \quad (2.44)$$

2.2.6 Turbina a Vapor

A turbina a vapor é o componente responsável pela transformação de energia térmica em energia mecânica através de um processo que envolve o decaimento da entalpia entre a entrada e a saída do fluido. Em centrais térmicas de geração de energia elétrica são usadas turbinas a vapor constituídas, fundamentalmente, de um anel de expansores, ou bocais, seguido de dois ou mais estágios de palhetas móveis, ligadas ao rotor, intercaladas por palhetas fixas ligadas à carcaça da turbina. Através do escoamento do vapor pelas palhetas móveis, a energia do fluido transfere-se para o rotor da turbina produzindo energia cinética, e conseqüentemente, trabalho (SCHEGLIAIEV, 1978).

Na Figura 17, podem-se observar as palhetas móveis e fixas de uma turbina:

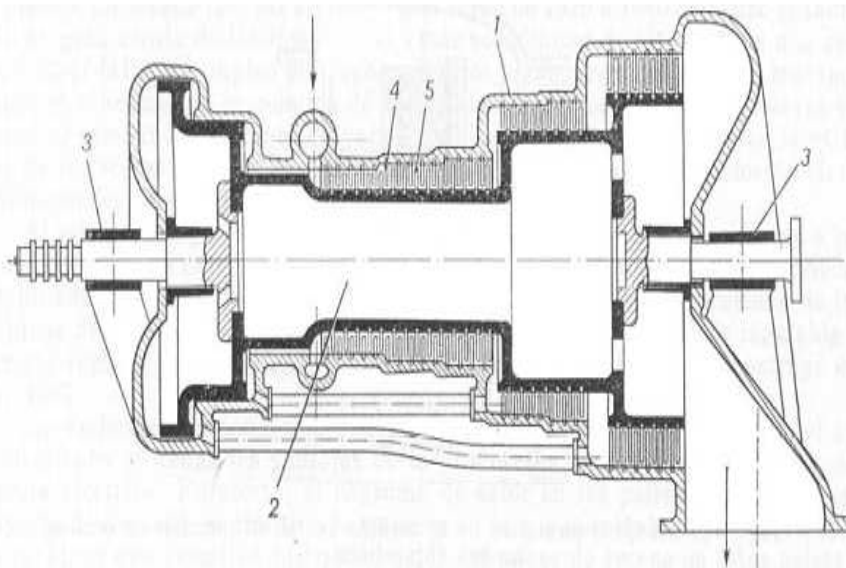


Figura 17 - Turbina de reação múltipla: 1. corpo; 2. tambor; 3. mancal; 4. palheta fixa de uma das etapas; 5. palheta rotatória de uma das etapas

Fonte: Schegliaiev (1978)

De uma maneira simplificada, o processo de transformação de energia térmica em energia mecânica dá-se, inicialmente, através da conversão de parte da energia interna do vapor em energia cinética nos expansores e depois esta energia cinética é convertida em trabalho nas palhetas móveis. Com o aumento da velocidade nos expansores, ocorre a redução da entalpia, pressão e temperatura com um conseqüente aumento do volume específico do vapor. Outra parte da energia interna do vapor, que não é convertida em trabalho, segue para o condensador.

Para a hipótese de uma turbina a vapor adiabática trabalhando em regime permanente e considerando desprezíveis as variações de energia cinética e potencial, resultada primeira lei da termodinâmica, a seguinte expressão (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2003):

$$W_{turb} = \dot{m} (h_3 - h_4) \quad (2.45)$$

onde W_{turb} é o trabalho específico realizado pela turbina; h_3 e h_4 são, respectivamente, as entalpias específicas na entrada e saída da turbina. (índices numéricos de acordo com a fig.1).

2.3 SIMULAÇÃO DE SISTEMAS

Um sistema é um conjunto de componentes cujos parâmetros de desempenho estão inter-relacionados. Neste trabalho, os sistemas são considerados contínuos, determinísticos e estacionários. A simulação de um sistema consiste em observar e resolver um sistema sintético, formado por um conjunto de equações algébricas, lineares ou não, que imita o desempenho do sistema real (STOECKER, 1989). A simulação de sistemas é utilizada para se avaliar condições tais como operação em carga parcial, operação com modificações no processo e identificar possíveis gargalos na operação.

A simulação sequencial consiste em iniciar o cálculo com informações de entrada, obtendo os resultados de saída de um componente que são dados de entrada suficientes para se calcular os resultados de um próximo componente, e assim por diante, até que se calcule o último componente, cujo resultado de saída deve ser igual ao resultado de entrada do primeiro componente. Caso isso não aconteça, os valores iniciais são alterados e a simulação se repete até a convergência.

Já a simulação simultânea envolve a resolução simultânea do conjunto de equações algébricas do sistema e requer métodos apropriados de solução de sistemas de equações.

Patwardhan, Devotta e Patwardhan (1989) abordaram um procedimento simplificado para a determinação da eficiência de um ciclo de potência Rankine. Neste procedimento, não se especifica qualquer dado termodinâmico de forma detalhada. Requer apenas o calor específico do líquido e o calor latente de vaporização na temperatura da caldeira. Neste procedimento, foram realizados testes em oito potenciais fluidos de trabalho de ciclo de Rankine de potência para os quais os valores exatos dos

rendimentos foram conferidos com base em dados obtidos em tabelas termodinâmicas detalhadas, dentro de uma faixa adequada de temperaturas de ebulição e condensação. Os resultados indicam que o procedimento pode presumir as eficiências do ciclo com valores dentro de $\pm 1\%$ de erro.

Fonseca Jr. e Schneider (2006) apresentaram uma simulação de uma planta térmica de potência proposta como desafio lançado no congresso ECOS2003. O programa foi desenvolvido em FORTRAN 90. O sistema foi simulado em várias condições de carga e foram obtidos os parâmetros operacionais e rendimentos. Os resultados obtidos foram comparados com os de quatro outros autores que também responderam ao desafio proposto, com boa concordância.

Colonna e Putten (2007) desenvolveram um novo aplicativo para simulação dinâmica de sistemas de energia. Em outro artigo, Putten e Colonna (2007) usaram, com bons resultados, o aplicativo anteriormente desenvolvido para a modelagem de um sistema simples à biomassa usando o aplicativo anteriormente proposto.

A simulação e otimização de uma proposta de planta de gaseificação integrada com ciclo combinado (ciclos a gás e Rankine), tendo carvão como combustível, foi realizada por Emun et al. (2010), usando o aplicativo comercial Aspen Plus. Foi mostrado que a planta pode atingir eficiência térmica de 45%, com redução de emissões. Uma análise de "pinch" (gargalo térmico) mostrou também que é possível fazer integração energética entre os processos de aquecimento e resfriamento da planta. Também utilizando Aspen Plus. Kam, Morey e Tiffany (2009) realizaram a simulação de uma proposta de planta usando biomassa IGCC (Gasificação Integrada com Ciclo Combinado). O trabalho demonstrou o potencial dos resíduos do processo para gerar toda a energia necessária à produção de etanol a partir do milho.

Usando *IPSEpro*®, Shi et al. (2010) simularam uma planta de ciclo combinado integrada a um sistema de regaseificação de gás natural, como objetivo de aumentar o desempenho da planta. O calor rejeitado no ciclo Rankine e o calor trocado durante a compressão do ar para a turbina a gás são usados para a regaseificação do gás natural. Os autores mostraram que a eficiência elétrica do sistema pode ser aumentada em 2,8%. Além disso, uma quantidade de gás natural é regaseificada sem a necessidade de bombear água do mar para o processo.

No trabalho de Paz (2002), ressaltou-se a importância da utilização de ferramentas de simulação no projeto de sistemas de potência a vapor, permitindo avaliar a melhor combinação de elementos do ciclo, de forma a permitir a otimização de sua

configuração e descobrir o ponto ideal em termos de eficiência termodinâmica e econômica.

De forma genérica, Paz (2002) estabeleceu as seguintes finalizações, a partir das simulações realizadas:

- a) é desejável manter-se valores elevados de temperatura do vapor na admissão da turbina, bem como o reaquecimento intermediário do vapor;
- b) o uso da regeneração do vapor é um dos recursos mais importantes para elevar o rendimento do ciclo, assim como a redução da pressão do vapor na saída da turbina;
- c) é recomendável que a central térmica trabalhe na maior parte do tempo numa condição de carga igual ou próxima da nominal, de forma que a pressão de operação seja máxima, e as turbinas operem dentro de sua faixa de máxima eficiência.

Sistemas de regeneração de superfície e de mistura mais complexos contribuem para melhorar a eficiência das plantas, entretanto, os custos constituem-se num limite importante para a sofisticação de uma estrutura deste tipo.

Paz (2002) também afirma que o dado mais importante a ser obtido de qualquer sistema de simulação de um sistema térmico de potência é o rendimento. Ampliando um pouco mais a visão sobre o assunto, não se deve avaliar o resultado da implantação e operação de um sistema desta natureza apenas sob o ponto de vista econômico, pois existem outras implicações que devem ser levadas em conta, como por exemplo: a utilização racional de recursos não renováveis e muitas vezes escassos ao longo tempo, os danos à natureza etc. As ferramentas de simulação fornecem dados de forma rápida, o que possibilita o projeto de sistemas com elevada eficiência.

Sobre o trabalho de Panosso (2003), as características dos principais equipamentos que compõem as centrais térmicas foram apresentadas juntamente com suas expressões matemáticas de descrição dos processos e relações físicas a serem considerados nas simulações numéricas. Os sistemas térmicos foram simulados levando-se em conta as considerações mais convencionais da prática de projeto de centrais termelétricas. A partir do desenvolvimento e simulação de um ciclo de Rankine simples, diversas implementações foram realizadas até se chegar num modelo mais complexo caracterizado por um ciclo de Rankine com reaquecimento, três tipos de regeneração, perdas no gerador de vapor e perdas em tubulações. Os resultados finais obtidos da

simulação numérica realizada com o desenvolvimento de programas e sub-rotinas escritos em simulador chamado Fortan permitiram que fossem feitas as comparações entre as diversas configurações de ciclos e fossem verificadas as aplicações de diferentes métodos de simulação e o método da Substituição Sucessiva sempre apresentou menor tempo computacional, principalmente para configurações de ciclo mais complexas.

3 METODOLOGIA PARA ANÁLISE E SIMULAÇÃO TERMO-ENERGÉTICA

3.1 INFORMAÇÕES GERAIS

Há vários pacotes computacionais comerciais para a simulação de sistemas, a maioria deles utiliza a simulação sequencial. Neste trabalho, foi utilizado o IPSE-pro®, que foi desenvolvido pela empresa austríaca *SimTechnology* (SIMTECH, 2000), adequado para analisar processos na engenharia térmica, que vem sendo desenvolvido e aperfeiçoado desde a década de 1990.

O aplicativo oferece um ambiente de modelagem que possibilita que o usuário adapte os modelos de componentes às suas necessidades. Possui ainda um código de otimização. É uma linguagem de programação visual, que apresenta estrutura para a composição do ciclo através da escolha de componentes (bombas, caldeiras, condensadores, turbinas, entre outros equipamentos) que estão disponíveis em uma biblioteca. Estes componentes (ícones) selecionados são arrastados para uma área específica de projeto onde são interligados. O *IPSEpro®*, também agrega um conjunto de módulos e bibliotecas que apresentam diferentes funções e que são destinados à criação de modelos para simulação de processos, permitindo a utilização dos mesmos para a análise de uma planta térmica.

O *IPSEpro®* é constituído de dois módulos principais: o MDK (*ModelDevelopment Kit*) e o PSE (*ProcessSimulationEnvironment*).

- a) *módulo PSE*: o usuário seleciona os componentes requeridos no menu da biblioteca e os arranjos de maneira apropriada. Todos os dados do processo são configurados diretamente na folha de dados. Os resultados são mostrados diretamente no esquema criado. Ao final da simulação, o PSE gera automaticamente um protocolo de saída, em que são mostrados todos os parâmetros e variáveis do processo, bem como a situação de cada um deles: fornecido, calculado ou não calculado e convergido ou não convergido. No caso da existência de erros, a causa dos mesmos também é apresentada nesse protocolo;
- b) *módulo MDK*: oferece capacidade para que sejam definidos novos modelos ou componentes que possam ser usados em complemento aos existentes no PSE. Ele é constituído basicamente de duas unidades funcionais, uma para edição para descrição dos modelos matematicamente (*Model Editor*) e outra

para compilação (*ModelCompiler*), responsável por uma transformação para o formato binário para processamento no módulo PSE.

Com o PSE, o usuário monta seu ciclo baseado em componentes pré-definidos ou criados com *ModelDevelopment kit* numa biblioteca. O ciclo é montado selecionando os componentes do menu e colocando-os numa janela e interligando-os da maneira desejada. Os componentes são descritos matematicamente através de equações que formam o sistema de equações que permite calcular os valores das variáveis desconhecidas.

Para cada variável, o programa permite que os valores sejam declarados (opção “*set*”) ou fiquem como incógnitas do sistema (opção “*estimate*”), sempre respeitando a determinação deste, ou seja, que o número de incógnitas seja igual ao número de equações.

É conveniente identificar dois tipos de variáveis independentes, segundo Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996): variáveis de decisão e parâmetros. Variáveis de decisão são aquelas que podem ser modificadas para melhorar o desempenho da planta. Já os parâmetros são mantidos fixos em qualquer situação. Estes dois tipos têm seus valores declarados na montagem da simulação. As variáveis dependentes são incógnitas que serão calculadas na simulação.

A estrutura lógica do programa é baseada em três elementos:

- a) “*Globals*”: são descritas as composições químicas dos fluidos que se deseja utilizar na planta. Os fluidos podem ser descritos ou a composição pode ser calculada através das equações que modelam a reação química que ocorre em um equipamento, como é o caso do gás da combustão. Neste caso, as composições do comburente e do combustível são declaradas, cada uma como um “*global object*”.

As composições químicas dos fluidos são descritas através das frações dos seguintes elementos: Ar, C_2H_6 , C_3H_8 , CH_4 , CO , CO_2 , H_2O , H_2S , N_2 , O_2 , H_2 e SO_2 .

A referência “*Water*” é para descrever a água na fase líquida e H_2O para vapor d’água.

Na biblioteca original do programa, as frações destes componentes são descritas em kg/kg, isto é, por fração mássica, que deve ser entendida como a fração de massa do componente para cada kg do fluido.

- b) “*Connections*”: refere-se às interligações dos equipamentos que podem ser por correntes de fluidos ou eixos. No caso das correntes (fluidos), é necessário relacioná-las a um “*global object*” para que se tenha a composição química do fluido da corrente. Também nas correntes são obtidas as propriedades termodinâmicas dos fluidos. Para os eixos também se tem a possibilidade de determinar a potência mecânica transferida ou obtê-la através da solução do sistema.

A biblioteca original do programa trabalha com as seguintes variáveis nas correntes: temperatura (T), pressão (p), volume específico (v), entalpia específica (h), entropia específica (s) e taxa de massa (\dot{m}). A opção de prescrever uma variável, ou calculá-la, deve ser feita em função da determinação do sistema de equações gerado pelo problema (número de equações \times número de incógnitas).

- c) “*Units*”: nesta classificação, estão os modelos de equipamentos utilizados na planta e, como neles ocorrem as transferências de energia e massa, aqui se concentram as principais equações que determinam o funcionamento do sistema.

3.2 BIBLIOTECAS DO IPSEPRO®

O IPSEpro® possui várias bibliotecas disponíveis, sendo assim uma importante ferramenta na verificação da viabilidade técnica e/ou econômica de plantas de geração energia. No que diz a respeito à biblioteca original do programa, a mesma contém equações de conservação de massa e de energia para todos os equipamentos, bem como equações que descrevem a reação química onde há mistura de fluidos, como nos combustores, motores e turbinas. A seguir serão descritas algumas dessas bibliotecas.

3.2.1 Biblioteca APP

A biblioteca APP (*Advanced Power Plant*) foi projetada para a modelagem de uma grande faixa de sistemas térmicos de potência. A biblioteca contém modelos que permitem tanto projetar quanto analisar qualquer tipo de planta de potência já existente, incluindo plantas de potência convencionais, plantas de cogeração e plantas de ciclo combinado.

Alguns componentes presentes nesta biblioteca são: caldeira, câmara de combustão, compressor, condensador, torre de resfriamento, desaerador, turbina a gás, gerador, misturador, motor, bomba, separador, válvula entre outros.

Os modelos de componente incluídos com a biblioteca APP representam uma combinação entre facilidade de utilização, exatidão de modelo, quantidade de dados de entrada e flexibilidade.

A Figura 18 mostra os equipamentos contidos na biblioteca APP e a Figura 19 mostra a interface da biblioteca APP com seus componentes.

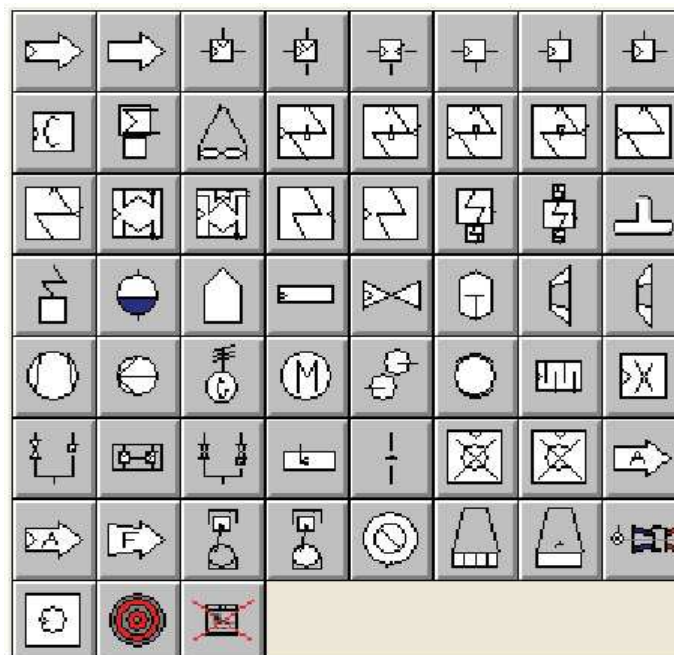


Figura 18 - Equipamentos da biblioteca APP

Fonte: Elaborado pelo autor

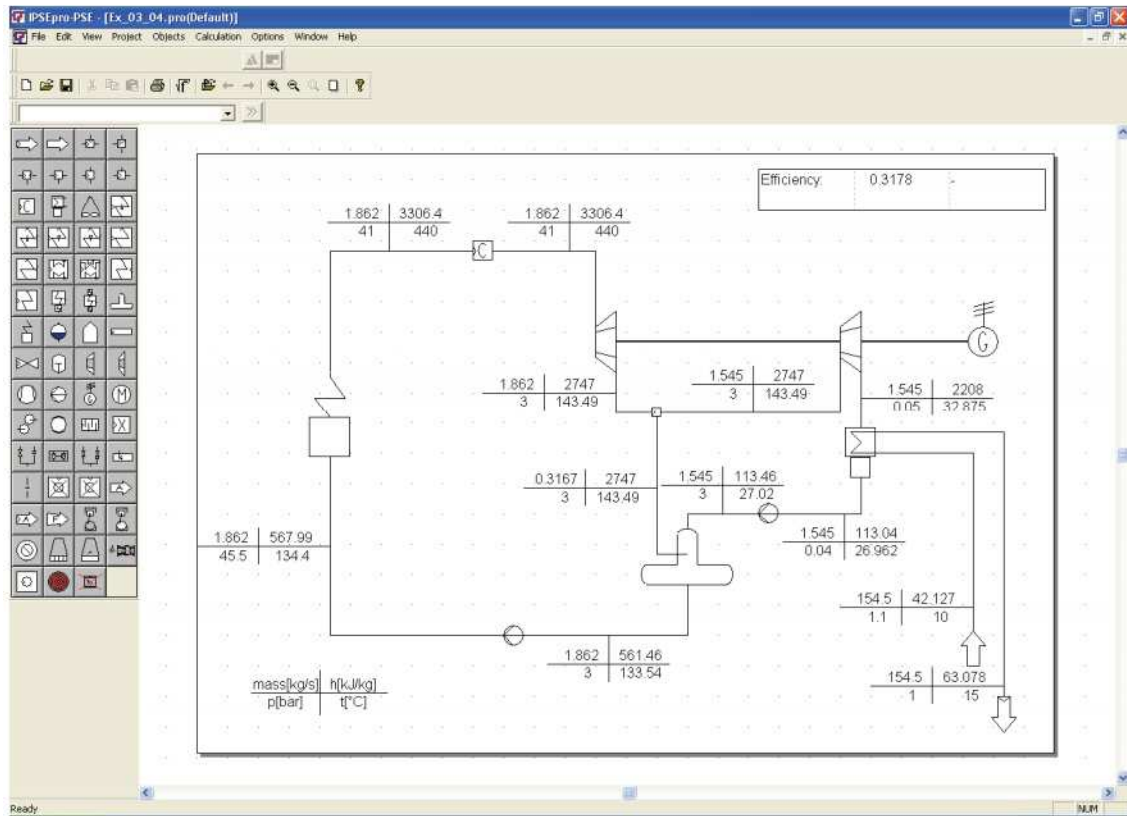


Figura 19 - Interface da biblioteca APP

Fonte: Elaborado pelo autor

4 MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 APRESENTAÇÃO DA PLANTA TERMELÉTRICA

Neste trabalho, é analisada uma usina termelétrica, localizada em São Jerônimo. Primeiro projeto energético do Estado do Rio Grande do Sul, a UTE - São Jerônimo foi concebida em duas etapas, com capacidade total instalada de 20.000 kW, em 50 Hz. Foi inaugurada em setembro de 1953, com a entrada em operação do primeiro conjunto de equipamentos da Etapa I, sendo as atividades da Etapa II iniciadas em 1955.

O sistema em funcionamento atualmente na UTE São Jerônimo está representado na Figura 20:

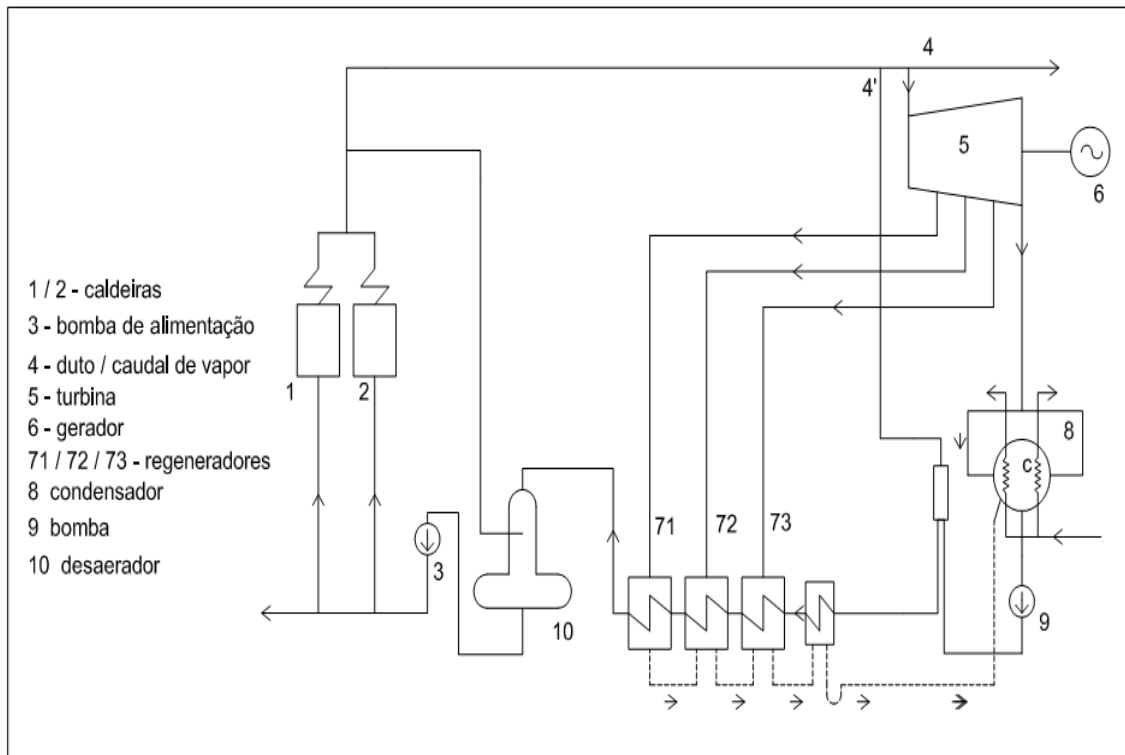


Figura 20 - Esquemático da planta da Usina Termoelétrica de São Jerônimo

Fonte: Elaborado pelo autor

O sistema é composto de duas caldeiras, caldeira do tipo grelha móvel rotativa (1), caldeira de demonstração de leito fluidizado (2), ligadas em paralelo. O fluido de trabalho à temperatura ambiente é água – proveniente do rio Jacuí, tratada localmente por uma estação de tratamento apropriada e bombeada para ambas as caldeiras.

O vapor produzido por ambas as caldeiras é reunido em um mesmo duto formando um caudal de vapor (4) único, que é descarregado na turbina (5) que propulsiona um gerador (6) com capacidade “nominal” de 10,0 MW.

Esta turbina tem a particularidade de ser de múltiplos estágios, sendo formada, no caso em questão, por quatro estágios intercalados por um conjunto de regeneradores (71, 72, 73), que conferem um acréscimo de eficiência inerente ao projeto original e que será mensurado neste trabalho.

Após a turbina, temos um condensador (8) e, completando o sistema de geração, um conjunto de bombeamento do condensado (9).

Da tubulação (4) deriva uma ramificação (4') com a função de alimentar o pré-aquecedor do condensado proveniente do condensador (8), sendo esta uma técnica conhecida para elevar o rendimento global das plantas de geração de energia a vapor.

Por fim, a unidade de bombeamento do condensado (9) leva este ao tanque reservatório (10) que este é levado de volta às caldeiras (1) e (2) pela bomba (3) para reiniciar todo o processo.

Quanto ao combustível, as caldeiras operam com o carvão mineral explorado na Mina São Vicente, localizada no município de Minas do Leão, no estado do Rio Grande do Sul.

As características físico-químicas deste carvão foram avaliadas pelo laboratório do Cientec e resultaram nas especificações descritas na Tabela 1:

Tabela 1 - Características físico-químicas do carvão CE 4200 (de acordo com a análise do CIENTEC)

Tipo	
<i>Carvão Tipo</i>	<i>CE 4200</i>
Análise imediata	
<i>Umidade Higroscópica, %</i>	7,2
<i>Cinzas, b.s., %</i>	39,4
<i>Matérias Voláteis, b.s., %</i>	26,4
<i>Carbono fixo, b.s., %</i>	34,2
Análise elementar	
<i>Carbono, b.s., %</i>	46,8
<i>Hidrogênio, b.s., %</i>	2,5
<i>Nitrogênio, b.s., %</i>	0,8
<i>Enxofre Total, b.s., %</i>	0,72
<i>Enxofre Piritico, b.s., %</i>	0,34
<i>Enxofre Sulfático, b.s., %</i>	0
<i>Enxofre Orgânico, b.s., %</i>	0,37
<i>Oxigênio + Halogênios, b.s., %</i>	9,78
Poder calorífico	
<i>Superior, b.s, cal/g</i>	4.385,00
<i>Inferior, b.s, cal/g</i>	4.255,00
Análise petrográfica	
<i>Vitrinita, %</i>	51
<i>Exinita, %</i>	12
<i>Inertinita</i>	31
<i>Matéria mineral, %</i>	8
<i>Poder Refletor, %</i>	0,45
<i>Desvio padrão</i>	+/-0,05
Comp. química das cinzas	
<i>Ox. de Silício (SiO₂), %</i>	59,1
<i>Ox. de Alumínio (Al₂O₃), %</i>	27,8
<i>Ox. de ferro (Fe₂O₃), %</i>	2,5
<i>Ox. de cálcio (CaO), %</i>	1,5
<i>Ox. de fósforo (P₂O₅), %</i>	< 0,10
<i>Ox. de manganês (MnO), %</i>	0,04
<i>Ox. de Titânio (TiO₂), %</i>	1,1
<i>Ox. de Magnésio (MgO), %</i>	0,42
<i>Ox. de Sódio (Na₂O), %</i>	< 0,50
<i>Ox. de potássio (K₂O), %</i>	1,2
<i>Perda ao fogo (1000 °C), %</i>	5,5

Fonte: Elaborado pelo autor

O consumo médio de carvão com relação à geração de energia na planta de São Jerônimo é de 1,65 kg/kWh. Chegou-se a este valor observando a média dos últimos 11 meses de operação da usina, conforme planilhas apresentadas no anexo B, descartando o maior e o menor valor, considerando estes como meses atípicos.

Por meio da eq. (2.1), apresenta-se outra forma de calcular o rendimento térmico que é definido analisando o consumo específico de carvão e o poder calorífico do combustível, pela seguinte equação:

O rendimento térmico da planta foi definido considerando o consumo específico de carvão e o poder calorífico do combustível, pela seguinte equação:

$$\eta_{termico} = \frac{1}{consumo\ específico\ do\ carvão \times PCI} \quad (4.1)$$

Considerando o consumo específico de carvão de 1,65 kg/kWh e um poder calorífico de 4,25 kcal/g ou 17,8 MJ/kg obteve-se, como resultado, o valor de 12,24%, que representa o quanto de energia é efetivamente gerada com relação ao potencial energético oferecido pelo combustível.

4.2 SISTEMÁTICA ADOTADA

A usina em questão funciona com um ciclo de Rankine simples. São adotadas as considerações usuais da prática de projeto de centrais termelétricas cujo sistema térmico baseia-se no ciclo de Rankine convencional.

Primeiramente, foi feita uma análise e simulação com dados reais da UTE, onde foram definidos os parâmetros de entrada e saída de cada um dos componentes do ciclo. Os métodos de simulação foram aplicados para a obtenção dos resultados considerados mais importantes na análise de sistemas térmicos de energia, tais como o rendimento térmico do ciclo, as vazões mássicas de vapor, potência das bombas e as trocas de calor no gerador de vapor e no condensador.

Os resultados de simulação foram comparados com os dados operacionais e supervisórios da planta. Após esta etapa, foi acrescentada no modelo de simulação mais uma caldeira, ficando o ciclo com dois geradores de vapor em paralelo.

Este segundo gerador, que opera em leito fluidizado borbulhante, é uma instalação de demonstração e descarrega o vapor na turbina, paralelamente ao vapor da caldeira principal.

Desta forma, utilizando e aplicando os conhecimentos de termodinâmica e focalizando o ponto de vista sobre uma melhoria energética, através dos métodos de simulação foram consideradas diversas alternativas técnicas e econômicas no sentido de obter o melhor desempenho do sistema.

5 RESULTADOS

5.1 RESULTADOS PRELIMINARES

A primeira etapa do projeto consistiu no levantamento de campo dos dados reais da planta e da simulação de um ciclo térmico bastante simplificado, em que não se considerou os regeneradores. Foi simulado o ciclo original com a caldeira de combustão em grelha, conforme a Figura 21, e já na segunda simulação foi realizado o ciclo térmico com as duas caldeiras em paralelo como mostra Figura 22.

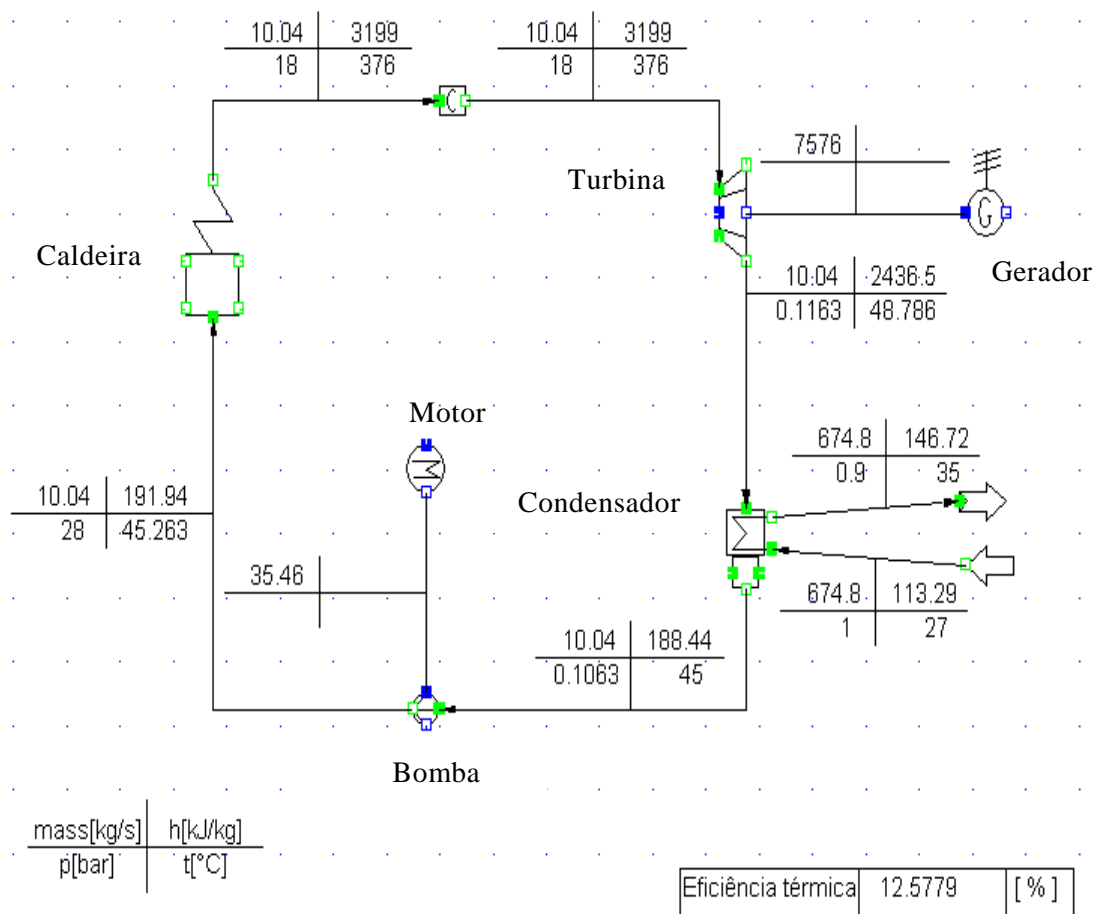


Figura 21 - Simulação preliminar do ciclo térmico com uma caldeira

Fonte: Elaborado pelo autor

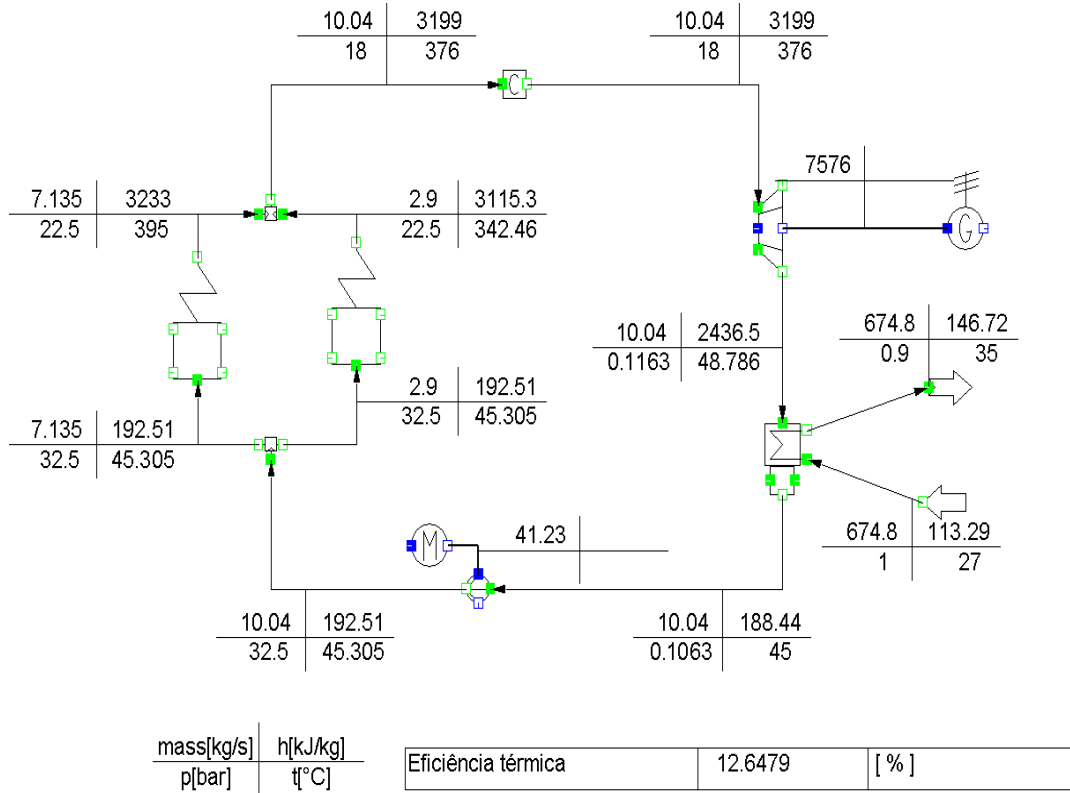


Figura 22 - Simulação preliminar do ciclo térmico com duas caldeiras em paralelo

Fonte: Elaborado pelo autor

Os dados da planta que foram obtidos a partir das planilhas de operação e dos dados dos equipamentos estão indicados na Tabela 2.

Tabela 2 - Dados da planta obtidos da planilha de operação

Potência do gerador	7,2 MW
Temperatura de entrada no condensador	48,8 °C
Temperatura de saída no condensador (com sub-resfriamento)	45 °C
Temperatura de entrada da água de resfriamento	27 °C
Temperatura de saída da água de resfriamento	35 °C
Pressão do vapor na saída da caldeira	1800 kPa
Temperatura do vapor na saída da caldeira	376 °C

Fonte: Elaborado pelo autor

Foram estimados os valores das perdas de carga nos circuitos e nos equipamentos e as eficiências térmicas e mecânicas dos mesmos, baseados nos dados reais obtidos com a equipe de operação da usina.

Os dados obtidos nas simulações estão mostrados na Tabela 3.

Tabela 3 - Resultados da simulação

Vazão de vapor	10,04 kg/s
Vazão de água de resfriamento	674,8 kg/s
Potência de bombeamento (usando uma caldeira)	35,46 kW (estimando eficiência de 80%)
Potência de bombeamento (usando duas caldeiras em paralelo)	41,23 kW (estimando eficiência de 80%)
Eficiência isentrópica da turbina	82%
Eficiência da caldeira	53%
Eficiência do gerador	96%
Eficiências mecânicas	99%
Eficiência térmica do ciclo (uma caldeira)	12,5%
Eficiência térmica do ciclo (duas caldeiras em paralelo)	12,6%

Fonte: Elaborado pelo autor

Os resultados apresentados são coerentes com os valores encontrados na prática para usinas deste tipo, considerando que o projeto é de 1951 e as condições de operação estão fora dos padrões atuais.

Com base na simulação atual, espera-se poder avaliar possíveis ganhos de eficiência a partir de alterações nas condições de operação e substituição de alguns componentes do ciclo.

5.2 SIMULAÇÕES DA UTE COM UMA CALDEIRA EQUIVALENTE

Nesta simulação, foram considerados os dados de entrada colhidos na UTSJ para as temperaturas de saída da caldeira, temperaturas de entrada e saída de cada turbina e seus respectivos regeneradores intermediários.

A temperatura de entrada da água de arrefecimento do condensador é a temperatura ambiente da água do Rio Jacuí, naturalmente variável. Foi convencionada em 27 °C, pois esta foi uma média dos valores observados no período considerado. A temperatura de saída da água de arrefecimento é limitada a 35 °C, por questões ambientais.

Ainda falando de condensador, são conhecidas as temperaturas de operação deste para as já citadas temperaturas consideradas para a água do Rio Jacuí.

Quanto à caldeira, conhece-se, além da sua temperatura de saída, sua pressão de saída.

Vale dizer que as temperaturas colhidas para dar início a este trabalho são valores colhidos nas tubulações intermediárias que transportam o fluido de trabalho de um componente ao outro. As demais temperaturas do sistema, bem como as vazões, pressões e entalpias envolvidas são calculadas utilizando-se a lógica de funcionamento do software.

Ainda, cada elemento em específico possui parâmetros de ajuste característicos para sua correta operação, conforme visto no tópico 2.2. Tais parâmetros permanecem fixos no desenvolvimento do trabalho, exceto valores de rendimento isentrópico – em acordo com os objetivos desta simulação – e de pressão, as quais foram alteradas em detrimento do ajuste das temperaturas.

5.2.1 Iterações: Variando o Rendimento Isentrópico

Tendo o objetivo de definir exatamente o rendimento isentrópico da turbina apresentado na planta da UTSJ, variou-se o valor deste a cada 5%. Como valor mínimo para iniciar os trabalhos, procurou-se por tentativa e erro um valor que correlacionasse o rendimento isentrópico ao rendimento térmico conhecido de 12,24%.

Desta forma, notou-se que um valor interessante para iniciar o estudo seria o valor de 75%, para o rendimento isentrópico da turbina visto que este correspondia a um rendimento térmico de 11,527%, muito próximo do valor procurado de 12,24%.

Incrementando o rendimento isentrópico da turbina de 5% a cada iteração, chegou-se, na terceira iteração, ao valor de 85%, que corresponde a 12,903% para o rendimento térmico. Com estes dois pontos estabelecidos, pode-se extrapolar o valor do rendimento isentrópico exato que correspondia ao rendimento teórico de 12,24%.

A simulação apresentada na Figura 23 foi a que iniciou os trabalhos. Para um rendimento isentrópico de 75%, obteve-se um valor para rendimento térmico, algo abaixo do valor procurado para o rendimento teórico. Desta forma, ele serviu de limite inferior. Na Tabela 4, estão apresentados os dados de pressão que foram usados para que se conseguisse obter as temperaturas que foram lidas na UTSJ. Por fim, é representado o resultado obtido para o rendimento térmico.

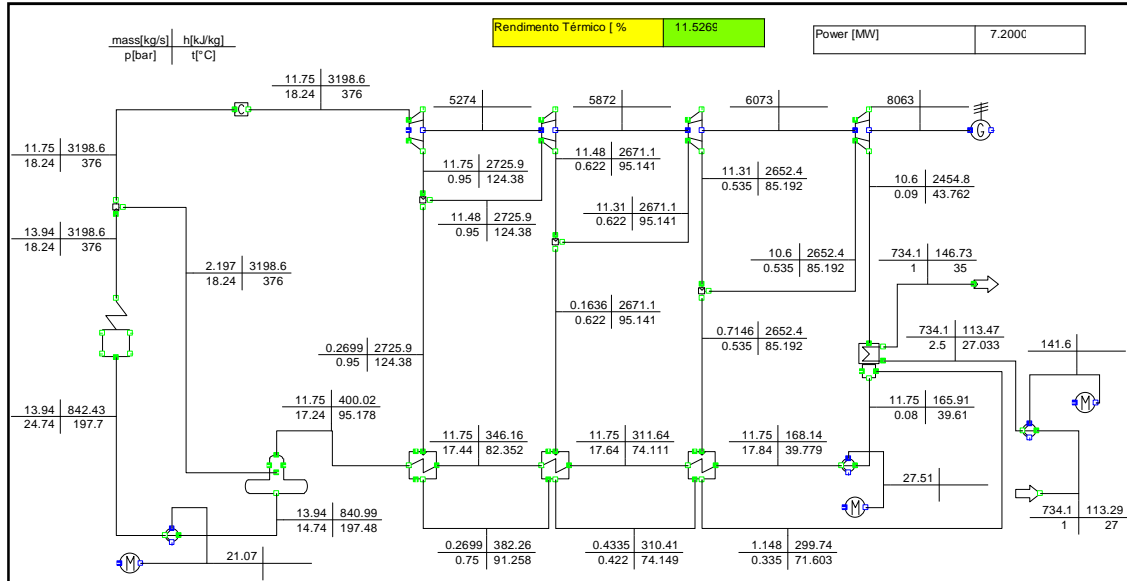


Figura 23 - Simulação com uma caldeira equivalente e rendimento isentrópico de 75%

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 4 - Dados da simulação da Figura 23

Rendimento isentrópico				0,75
Regenerador	“Regenerador” 1	“Regenerador” 2	“Regenerador” 3	
Pressão de entrada (kPa)	95	62,2	53,5	
Temperatura de entrada (°C)	124	90/95*	90/85*	
Rendimento térmico global				11,52%

Fonte: Elaborado pelo autor

* Nota: valores indicados em “Regenerador2” e em “Regenerador3” contêm erro de indicação de +/-5 °C, sendo esta uma característica do instrumento utilizado para mensurar isto.

Dois valores iguais – 90 °C na entrada dos regeneradores – é algo não fisicamente viável de ocorrer em instalações dispostas em série, como é o caso da UTSJ.

Sabendo da característica do instrumento utilizado para a medição, de ter incerteza de indicação de +/-5 °C e da incoerência em utilizar valores iguais para duas entradas de regeneradores em série, utilizou-se a estratégia de extrapolar estas variáveis para os valores limítrofes.

Outra característica conhecida da aplicação de regeneradores em série é que a entrada do regenerador 1 é mais quente que a do regenerador 2 e que a entrada deste, por sua vez, é mais quente que a entrada do regenerador 3. Esta lógica se seguiria, caso houvesse outros regeneradores em série.

Dito isto, vale notar que o campo “Temperatura de entrada (°C)” dos regeneradores 2 e 3 apresenta dois valores. O primeiro deles indica a temperatura medida (90 °C em ambos) – e o segundo indica o valor extrapolado para o limite das incertezas.

A segunda simulação, apresentada na Figura 24, incrementa o rendimento isentrópico para 80% e nos mostra que este seria um valor bastante próximo, e um pouco inferior ao procurado. Na Tabela 5, estão apresentados os dados de pressão que foram usados para que se conseguisse obter as temperaturas que foram lidas na UTSJ. Por fim, é apresentado o resultado obtido para o rendimento térmico.

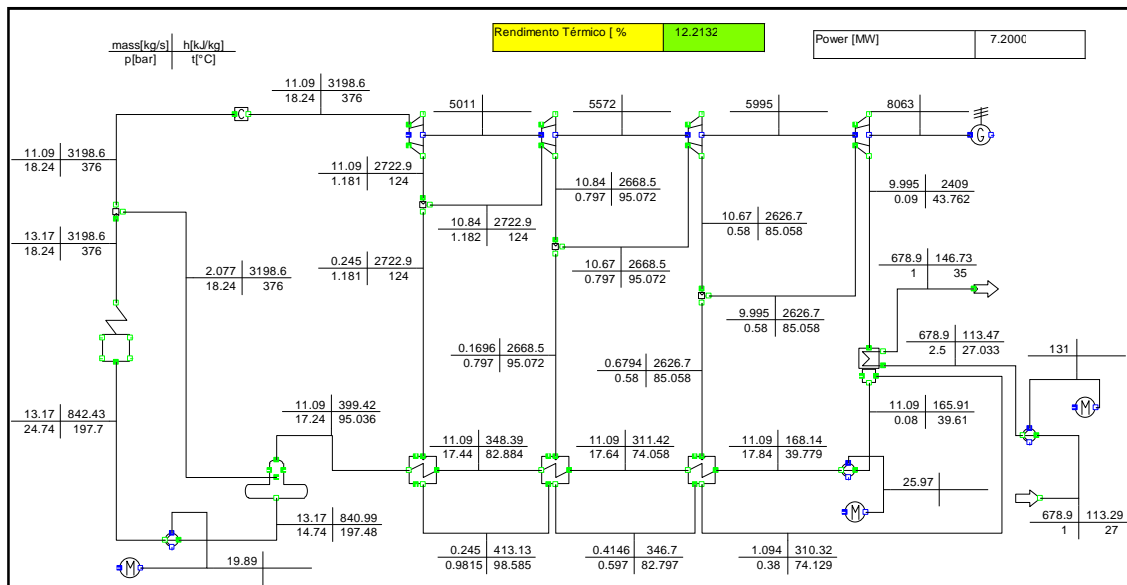


Figura 24 - Simulação com uma caldeira equivalente e rendimento isentrópico de 80%

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 5 - Dados da simulação da Figura 24

Rendimento isentrópico				0,80
Regenerador	“Regenerador” 1	“Regenerador” 2	“Regenerador” 3	
Pressão de entrada (kPa)	118,2	79,7	58,0	
Temperatura de entrada (°C)	124	90/95*	90/85*	
Rendimento térmico global				12,21%

Fonte: Elaborado pelo autor

* Nota: valores indicados em “Regenerador2” e em “Regenerador3” contêm erro de indicação de +/-5 °C, sendo esta uma característica do instrumento utilizado para mensurar isto.

Uma terceira simulação apresentada na Figura 25 foi feita incrementando o valor do rendimento isentrópico para 85%. Conforme o esperado, obtivemos um resultado acima do procurado para o rendimento térmico. Tabela 6, estão apresentados os dados de

pressão que foram usados para que se conseguisse obter as temperaturas que foram lidas na UTSJ. Por fim, é apresentado o resultado obtido para o rendimento térmico.

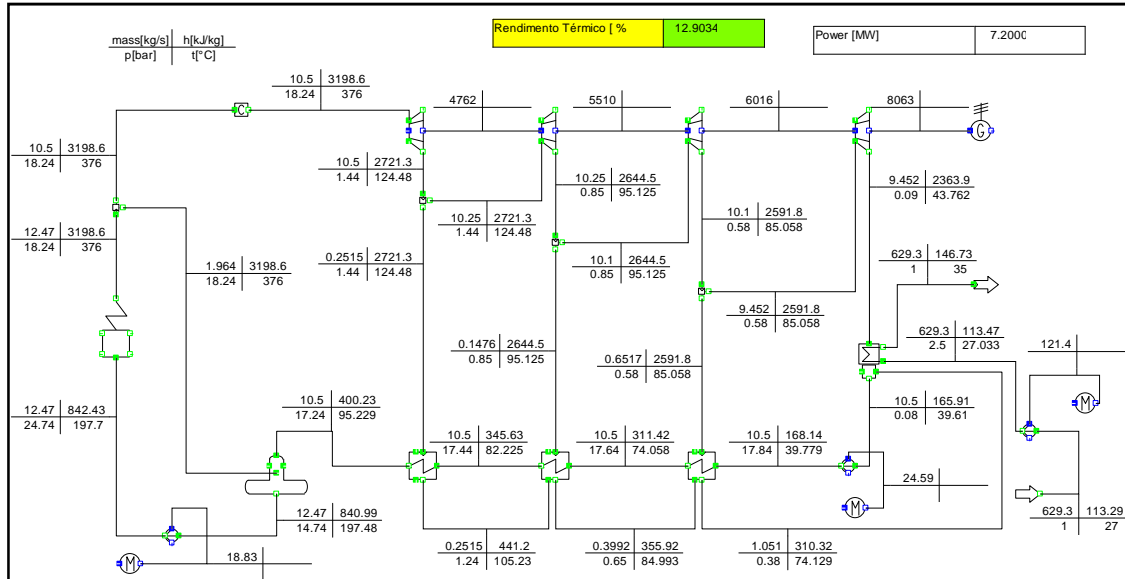


Figura 25 - Simulação com uma caldeira equivalente e rendimento isentrópico de 85%

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 6 - Dados da simulação da Figura 25

Rendimento isentrópico				0,85
Regenerador	“Regenerador” 1	“Regenerador” 2	“Regenerador” 3	
Pressão de entrada (kPa)	144,0	85,0	58,0	
Temperatura de entrada (°C)	124	90/95*	90/85*	
Rendimento térmico global				12,90%

Fonte: Elaborado pelo autor

* Nota: valores indicados em “Regenerador2” e em “Regenerador3” contêm erro de indicação de +/-5 °C, sendo esta uma característica do instrumento utilizado para mensurar isto.

Desta forma, este foi nosso limite superior e serviu como limite superior na hora de fazermos a extrapolação do valor exato para o rendimento isentrópico. Desta forma, o valor encontrado foi 80,2% de rendimento isentrópico para 12,24% de rendimento térmico, ratificado pela simulação apresentada na Figura 26. A Tabela 7 resume os dados de pressão que foram usados para que se conseguisse obter as temperaturas que foram lidas na UTSJ. Por fim, é representado o resultado obtido para o rendimento térmico.

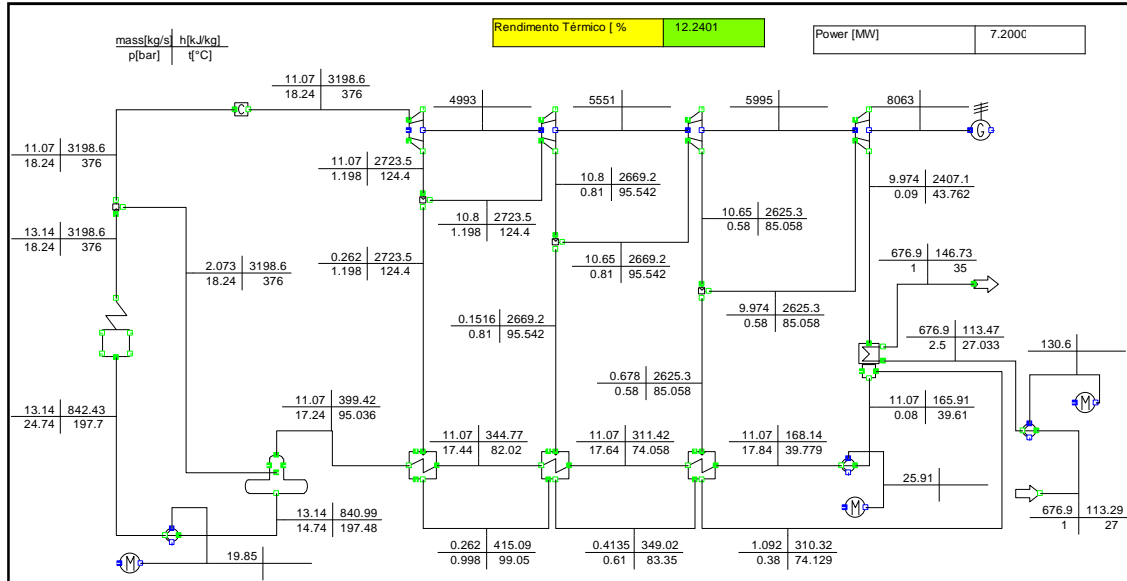


Figura 26 - Simulação com uma caldeira equivalente e rendimento isentrópico de 80,2%

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 7 - Dados da simulação da Figura 26

Rendimento isentrópico				0,802
Regenerador	“Regenerador” 1	“Regenerador” 2	“Regenerador” 3	
Pressão de entrada (kPa)	119,8	81,0	58,0	
Temperatura de entrada (°C)	124	90/95*	90/85*	
Rendimento térmico global				12,24%

Fonte: Elaborado pelo autor

* Nota: valores indicados em “Regenerador2” e em “Regenerador3” contêm erro de indicação de +/-5 °C, sendo esta uma característica do instrumento utilizado para mensurar isto.

Para uso posterior, registrou-se aqui o rendimento de 53% para a caldeira, 0,09 bar para a pressão na entrada do condensador e 376 °C para a temperatura de saída da caldeira. Estes valores serão usados em estudos posteriores para avaliar o impacto de sua alteração no rendimento térmico global da planta.

O comportamento do rendimento térmico global em função do rendimento isentrópico na instalação avaliada é ilustrado na Figura 27.

Rendimento Térmico global, [%]	Rendimento isentrópico, [%]
11,527	75
12,213	80
12,24	80,2
12,903	85

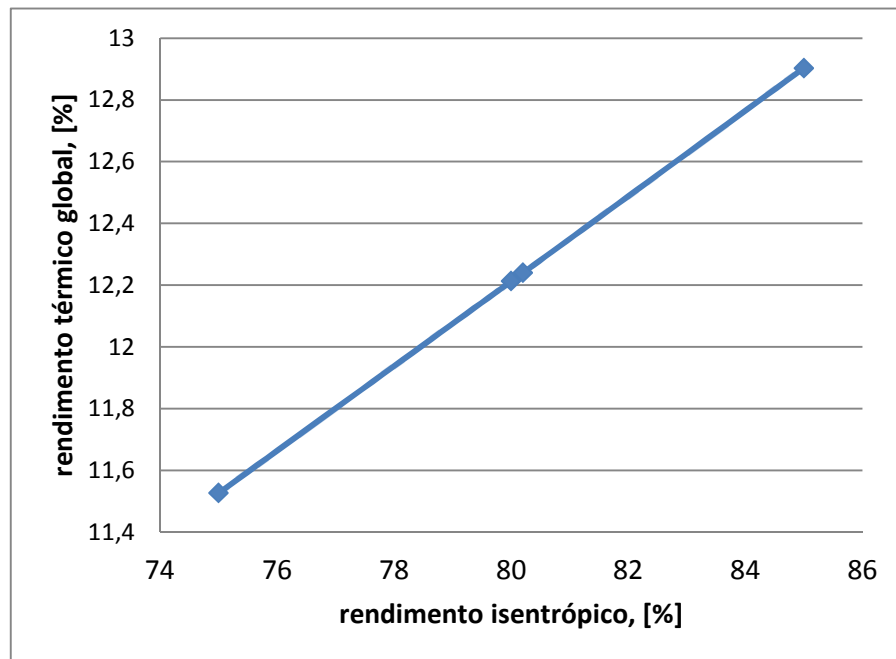


Figura 27 - Comportamento do rendimento térmico global em função do rendimento isentrópico

Fonte: Elaborado pelo autor

5.2.2 Iterações: Variando o Rendimento da Caldeira em Grelha

Uma vez a instalação produtora de potência tendo seu rendimento isentrópico definido, esta iteração teve o objetivo de avaliar qual o ganho que a instalação teria se houvesse um incremento na eficiência da caldeira. Desta forma, ensaiaram-se situações onde o rendimento da caldeira sofreria acréscimos consecutivos de 10% até se chegar a valores para um rendimento térmico da planta da ordem de 20%, valor este considerado extremamente alto e tecnicamente inviável para os recursos existentes na instalação atual.

A simulação, apresentada na Figura 28, apresentou um incremento do rendimento da caldeira de 63%. Na Tabela 8, estão apresentados os dados de pressão que foram usados para que se conseguisse obter as temperaturas que foram lidas na UTSJ. Por fim, é apresentado o resultado obtido para o rendimento térmico.

A primeira iteração tem um valor de rendimento da caldeira de 63%. Nota-se importante acréscimo no rendimento térmico com os 10% propostos inicialmente de acréscimo no rendimento.

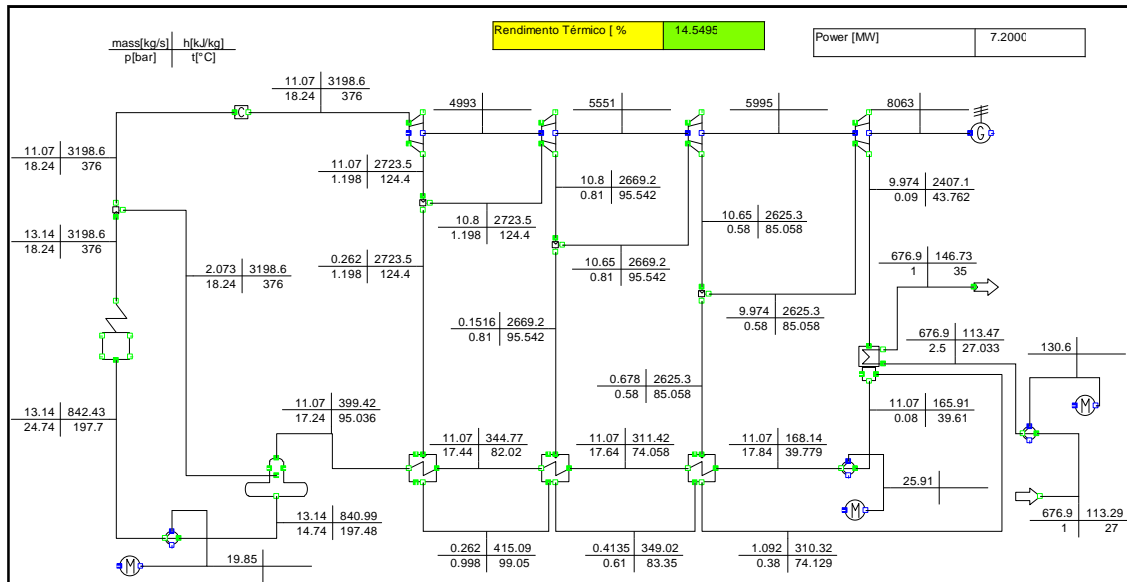


Figura 28 - Simulação com uma caldeira equivalente de rendimento 63%

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 8 - Dados da simulação da Figura 28

Rendimento da caldeira				0,63
Rendimento isentrópico				0,802
Regenerador	“Regenerador” 1	“Regenerador” 2	“Regenerador” 3	
Pressão de entrada (kPa)	119,8	81,0	58,0	
Temperatura de entrada (°C)	124	95	85	
Rendimento térmico global				14,549%

Fonte: Elaborado pelo autor

Em seguida, procedeu-se a simulação para um acréscimo acumulado de 20% para o rendimento da caldeira, como mostra na Figura 29 e a Tabela 9, onde estão apresentados os dados de pressão que foram usados para que se conseguisse obter as temperaturas que foram lidas na UTSJ. Por fim, é apresentado o resultado obtido para o rendimento térmico.

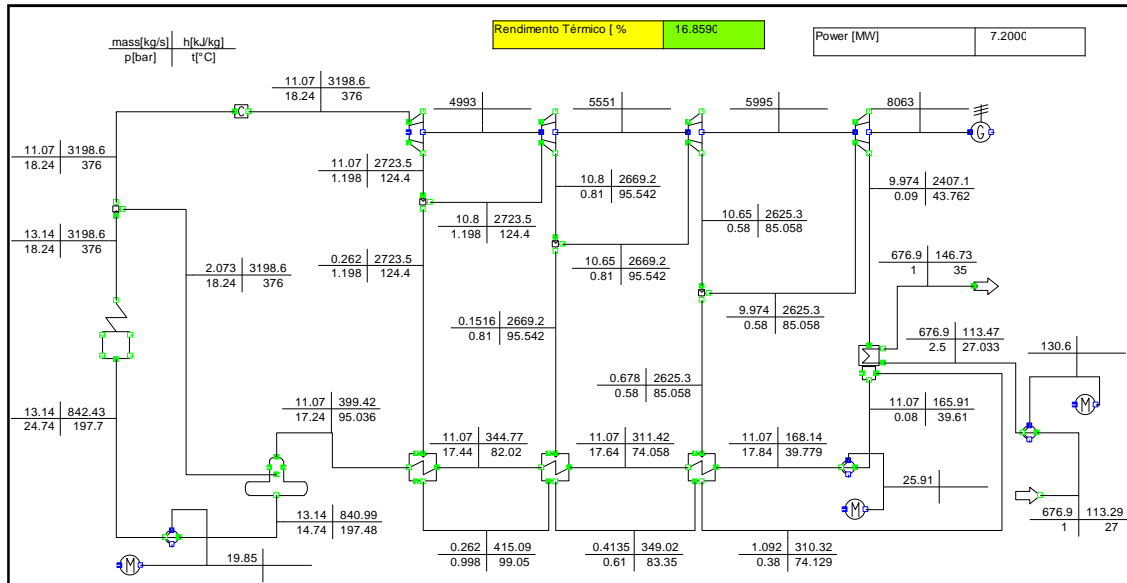


Figura 29 - Simulação com uma caldeira equivalente de rendimento 73%

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 9 - Dados da simulação da Figura 29

Rendimento da caldeira				0,73
Rendimento isentrópico				0,802
Regenerador	“Regenerador” 1	“Regenerador” 2	“Regenerador” 3	
Pressão de entrada (kPa)	119,8	81,0	58,0	
Temperatura de entrada (°C)	124	95	85	
Rendimento térmico global				16,859%

Fonte: Elaborado pelo autor

Feito isto, incrementa-se mais 10% ao rendimento da caldeira, totalizando 30% de aumento acumulado (83% de rendimento virtual na caldeira), gerando o resultado visto na Figura 30.

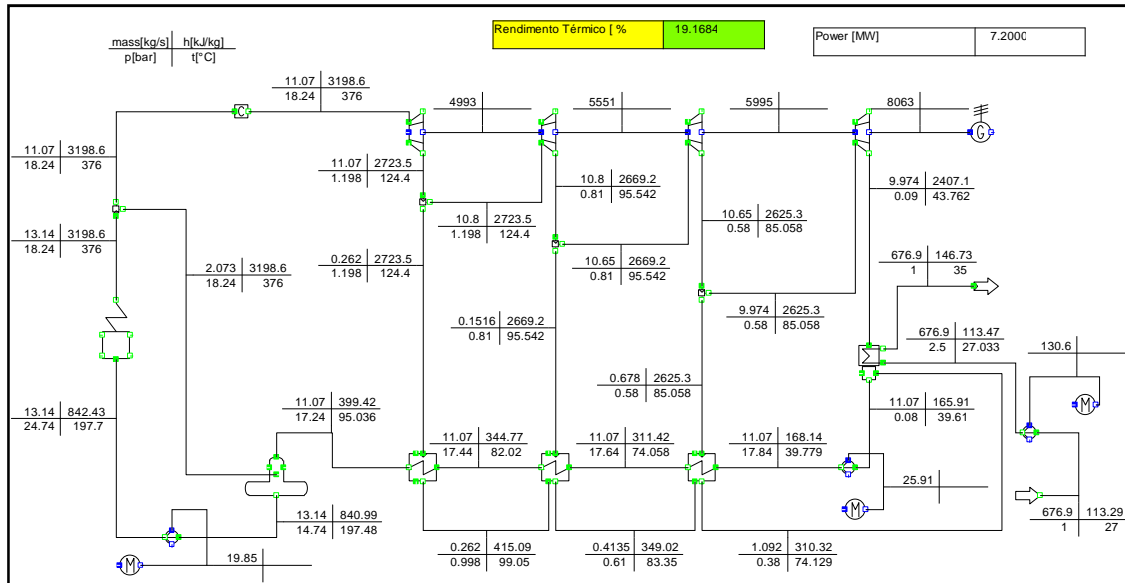


Figura 30 - Simulação com uma caldeira equivalente de rendimento 83%

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 10 - Dados da simulação da Figura 30

Rendimento da caldeira				0,83
Rendimento isentrópico				0,802
Regenerador	“Regenerador” 1	“Regenerador” 2	“Regenerador” 3	
Pressão de entrada (kPa)	119,8	81,0	58,0	
Temperatura de entrada (°C)	124	95	85	
Rendimento térmico global				19,168%

Fonte: Elaborado pelo autor

Nota-se que qualquer adição acima de 0,83 ao rendimento da caldeira fará com que o acréscimo do rendimento térmico ultrapasse a barreira superior estabelecida de 20%.

O comportamento do rendimento térmico global em função do rendimento da caldeira na instalação avaliada é ilustrado na figura 31.

Rendimento térmico global, [%]	Rendimento caldeira, [%]
14,55	63
16,86	73
19,17	83

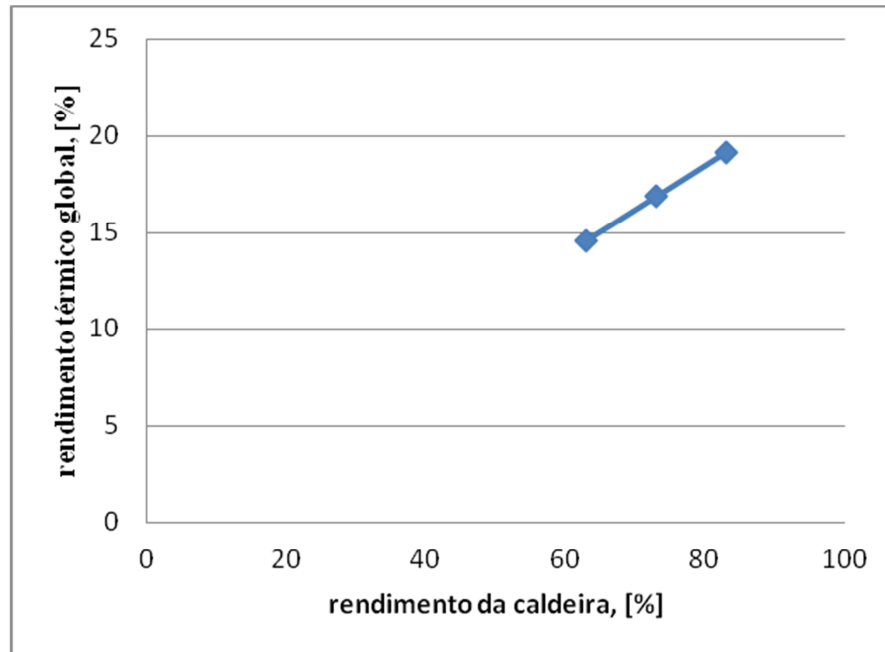


Figura 31 - Comportamento do rendimento térmico global em função do rendimento da caldeira em grelha

Fonte: Elaborado pelo autor

5.2.3 Iterações: Aumentando a Temperatura na Saída da Caldeira

Conhecendo-se o ciclo de Rankine, sabe-se que o rendimento térmico é diretamente proporcional à temperatura do vapor na saída da caldeira. Superaquecendo-o, temos uma estratégia de incremento do rendimento térmico da planta. Para avaliar este comportamento, foi utilizado um critério de variação da temperatura de saída do vapor da caldeira, acrescentando a cada nova simulação 5 °C.

Em um primeiro momento utiliza-se a temperatura de saída da caldeira de 381 °C, obtendo-se a simulação mostrada na Figura 32, que apresenta uma descrição dos seus resultados principais na Tabela 11.

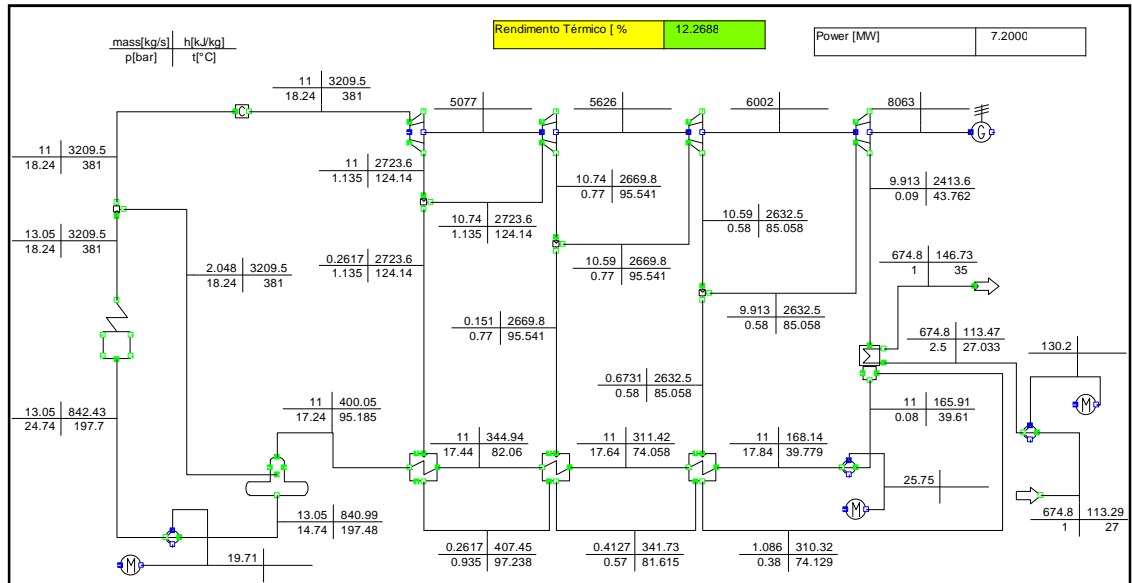


Figura 32 - Simulação com uma caldeira equivalente com a temperatura na saída da caldeira de 381 °C

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 11 - Dados da simulação da Figura 32

Temperatura de saída da caldeira; (°C)				381
Rendimento isentrópico				0,802
Rendimento caldeira				0,53
Regenerador	“Regenerador” 1	“Regenerador” 2	“Regenerador” 3	
Pressão de entrada (kPa)	113,5	77,0	58,0	
Temperatura de entrada (°C)	124	90/95*	90/85*	
Rendimento térmico global				12,26%

Fonte: Elaborado pelo autor

Em um segundo momento, utiliza-se a temperatura de saída da caldeira de 386°C, obtendo-se a simulação da Figura 33, que apresenta uma descrição dos seus resultados principais na Tabela 12:

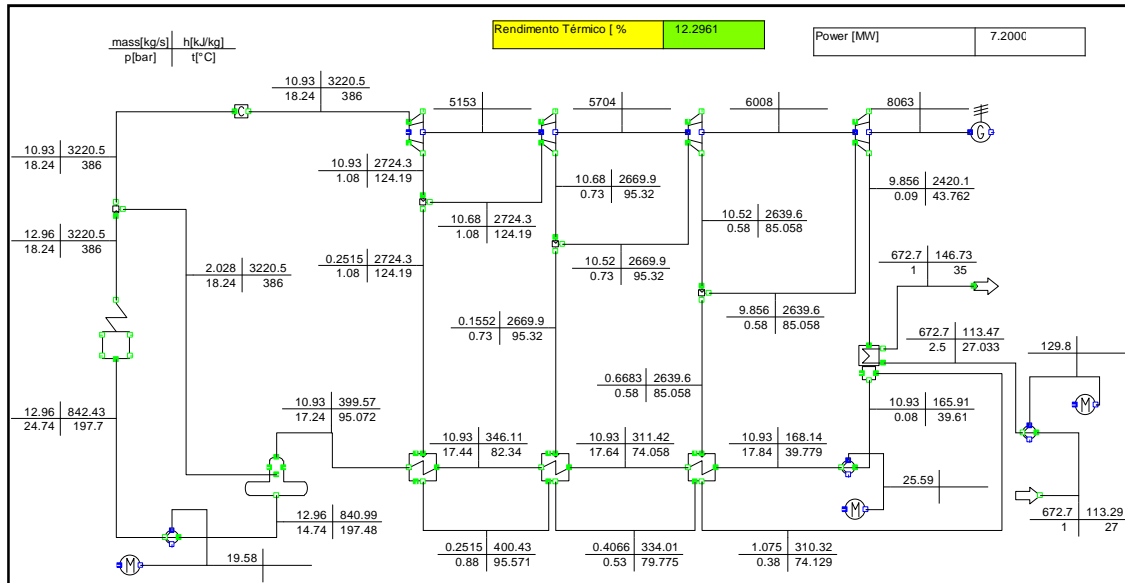


Figura 33 - Simulação com uma caldeira equivalente com a temperatura na saída da caldeira de 386 °C

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 12 - Dados da simulação Figura 33

Temperatura de saída da caldeira; (°C)				386
Rendimento isentrópico				0,802
Rendimento caldeira				0,53
Regenerador	“Regenerador” 1	“Regenerador” 2	“Regenerador” 3	
Pressão de entrada (kPa)	108,0	73,0	58,0	
Temperatura de entrada (°C)	124	90/95*	90/85*	
Rendimento térmico global				12,29%

Fonte: Elaborado pelo autor

Por fim, utiliza-se a temperatura de saída da caldeira de 391 °C, obtendo-se a simulação da Figura 34, que apresenta uma descrição dos seus resultados principais na Tabela 13,

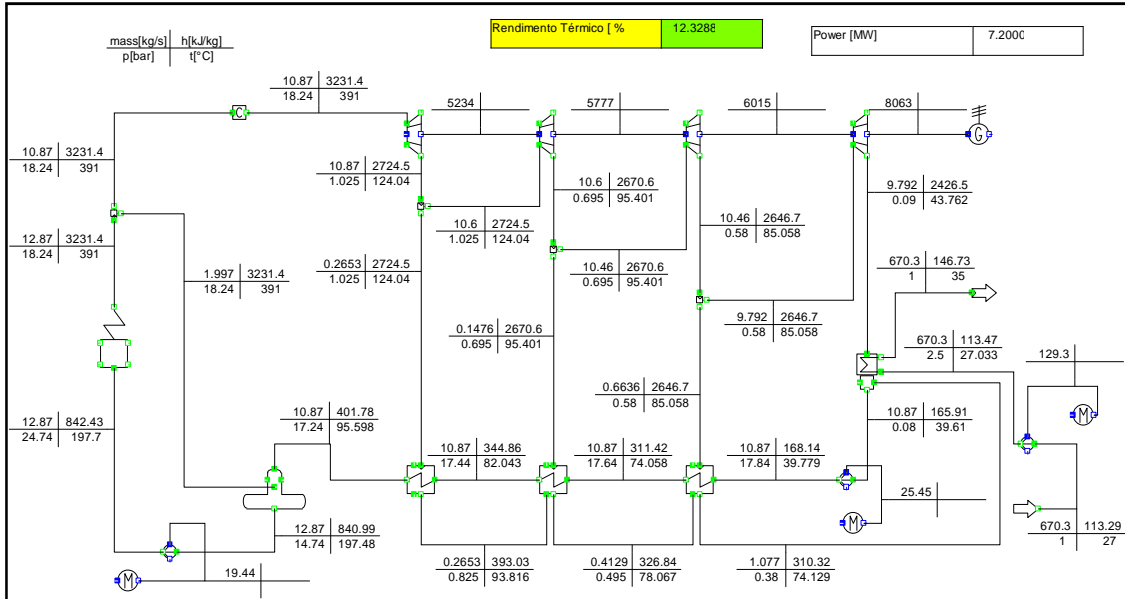


Figura 34 - Simulação com uma caldeira equivalente e a temperatura na saída da caldeira de 391 °C

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 13 - Dados da simulação Figura 34

Temperatura de saída da caldeira; (°C)				391
Rendimento isentrópico				0,802
Rendimento caldeira				0,53
Regenerador	“Regenerador” 1	“Regenerador” 2	“Regenerador” 3	
Pressão de entrada (kPa)	102,5	69,5	58,0	
Temperatura de entrada (°C)	124	90/95*	90/85*	
Rendimento térmico global				12,328%

Fonte: Elaborado pelo autor

É observada uma melhora discreta na eficiência da planta com o aumento da temperatura de saída do vapor da caldeira para a faixa de temperatura testada. O gráfico da figura 35 ilustra melhor a tendência de aumento desta em função da temperatura da caldeira.

Rendimento térmico global, [%]	Temperatura [°C]
12,268	381
12,296	386
12,328	391

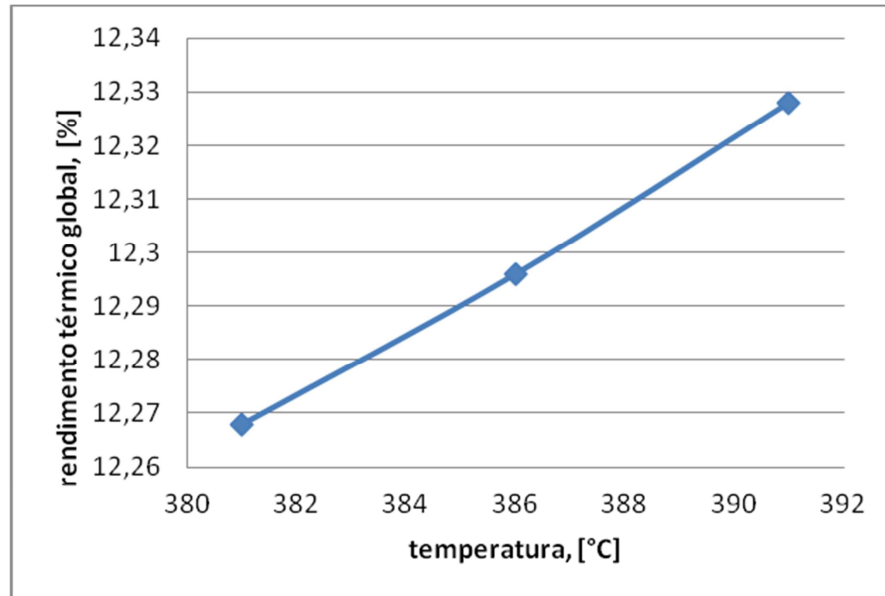


Figura 35 - Comportamento do rendimento térmico global em função da temperatura da caldeira em grelha

Fonte: Elaborado pelo autor

5.2.4 Iterações: Reduzindo a Pressão na Entrada do Condensador

A seguir, será demonstrada uma variação da pressão na entrada do condensador, elaborando-se um estudo da referida redução, com base na estratégia proposta por Çengel e Boles (2007).

Assim, no presente caso, as reduções simuladas originaram-se do valor observado no modelo inicialmente utilizado, de 0,09 bar e foram decrementados em 0,01 bar a cada nova simulação.

Com esta variação da pressão de entrada do condensador, o que se espera é que haja um acréscimo no rendimento térmico. Na primeira hipótese, foi utilizada a pressão de entrada de 0,08 bar obtendo-se a simulação da Figura 36, que apresenta uma descrição dos seus resultados principais na Tabela 14.

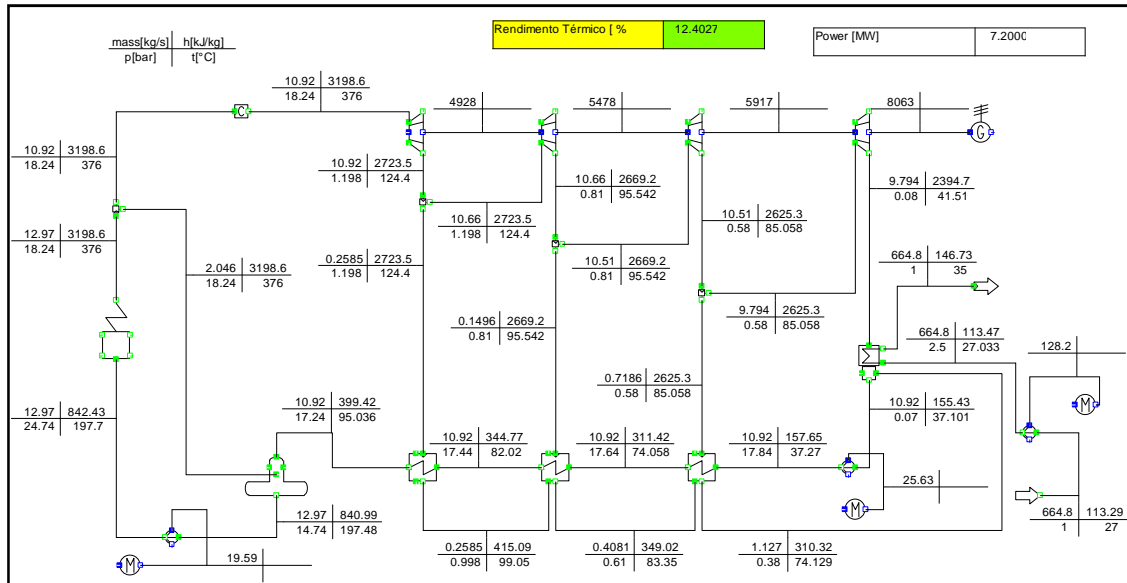


Figura 36 - Simulação com uma caldeira equivalente e a pressão na entrada do condensador de 0,08 bar

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 14 - Dados da simulação Figura 36

Pressão na entrada do condensador; (kPa)				8,0
Rendimento isentrópico				0,802
Rendimento caldeira				0,53
Regenerador	“Regenerador” 1	“Regenerador” 2	“Regenerador” 3	
Pressão de entrada (kPa)	119,8	81,0	58,0	
Temperatura de entrada (°C)	124	90/95*	90/85*	
Rendimento térmico global				12,40%

Fonte: Elaborado pelo autor

Na segunda hipótese, foi utilizada a pressão de entrada de 0,07 bar obtendo-se a simulação da Figura 37, que apresenta uma descrição dos seus resultados principais na Tabela 15.

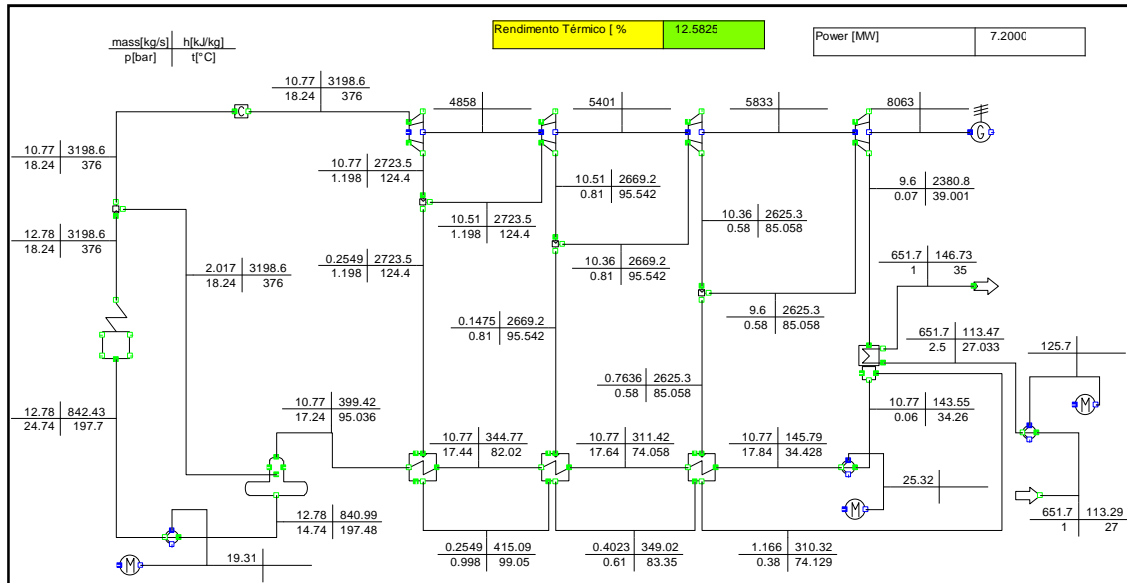


Figura 37 - Simulação com uma caldeira equivalente e a pressão na entrada do condensador de 0,07 bar

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 15 - Dados de simulação Figura 37

Pressão na entrada do condensador; (kPa)				7,0
Rendimento isentrópico				0,802
Rendimento caldeira				0,53
Regenerador	“Regenerador” 1	“Regenerador” 2	“Regenerador” 3	
Pressão de entrada (kPa)	119,8	81,0	58,0	
Temperatura de entrada (°C)	124	90/95*	90/85*	
Rendimento térmico global				12,58%

Fonte: Elaborado pelo autor

E na terceira hipótese, foi utilizada a pressão de entrada de 0,06 bar obtendo-se a simulação da Figura 38, que apresenta uma descrição dos seus resultados principais na Tabela 16.

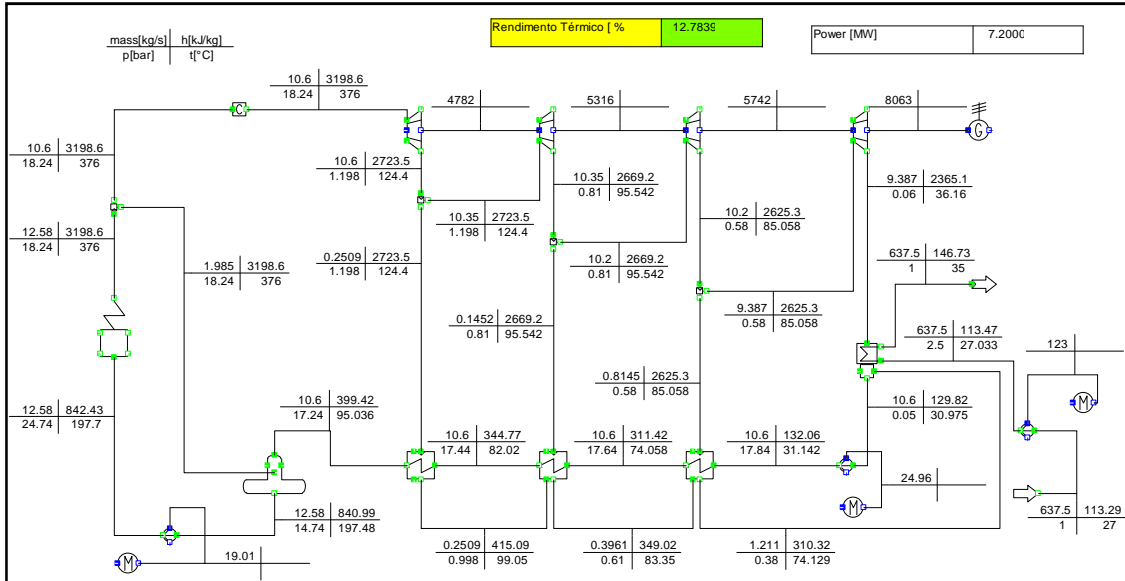


Figura 38 - Simulação com uma caldeira equivalente e a pressão na entrada do condensador de 0,06 bar

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 16 - Dados da simulação Figura 38

Pressão na entrada do condensador; (kPa)				6,0
Rendimento isentrópico				0,802
Rendimento caldeira				0,53
Regenerador	“Regenerador” 1	“Regenerador” 2	“Regenerador” 3	
Pressão de entrada (kPa)	119,8	81,0	58,0	
Temperatura de entrada (°C)	124	90/95*	90/85*	
Rendimento térmico global				12,78%

Fonte: Elaborado pelo autor

Abaixo de 0,06 bar para a pressão de entrada do condensador, a simulação não é capaz de resolver o modelo proposto.

Confirmando os resultados esperados, observa-se um acréscimo no rendimento térmico da planta, na hipótese de se reduzir a pressão na admissão do condensador.

O gráfico da figura 39 ilustra tal comportamento.

Rendimento térmico global, [%]	Pressão, [kPa]
12,4	8,0
12,58	7,0
12,78	6,0

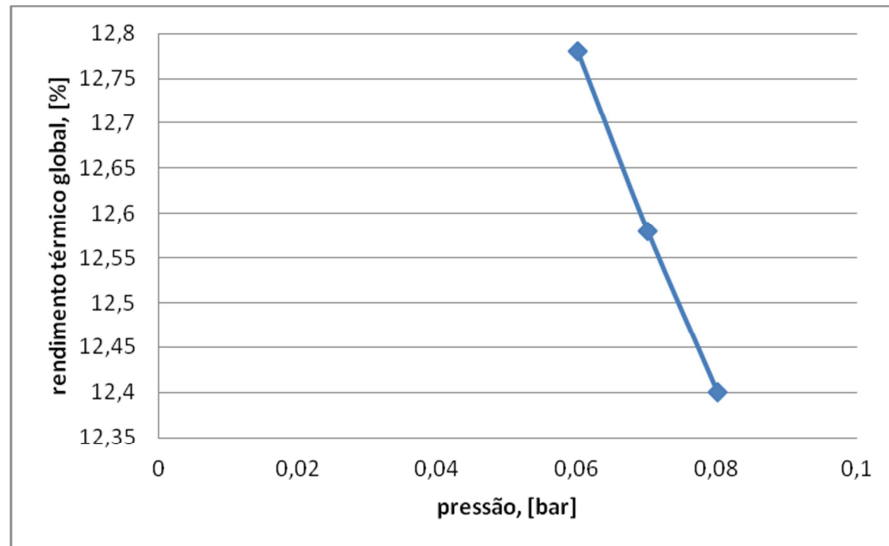


Figura 39 - Comportamento do rendimento térmico global em função da pressão
Fonte: Elaborado pelo autor

5.3 SIMULAÇÕES DA UTE COM DUAS CALDEIRAS EM PARALELO

Conhecido e reproduzido o comportamento da usina como esta se apresenta em sua forma original, partiu-se para a abordagem onde se pretendeu observar o comportamento da adição de uma caldeira experimental, do tipo leito fluidizado. A intenção é extrapolar o conhecimento adquirido a respeito da usina em sua forma original – com apenas uma caldeira – e comparar o comportamento nestas situações.

Como a intenção é adicionar uma caldeira ao sistema sem alterar o restante do conjunto, as temperaturas e características intermediárias dos componentes permanecem as mesmas das vistas na solução com apenas uma caldeira, visto que não seria viável, do ponto de vista técnico, alterar tais dados, uma vez que as turbinas operam em condições fixas e estáveis e que todo o restante do sistema depende deste regime ideal para operar.

O consumo de carvão, e conseqüente fluxo de calor da caldeira original, são conhecidos e serviram de base para uma comparação entre as duas tecnologias utilizadas na produção de vapor.

O resultado esperado para esta simulação é um modelo matemático que represente fielmente uma proposta de melhoria para a UTSJ quando se inserir uma nova caldeira, de maior eficiência, em paralelo à original.

O resultado esperado é uma melhoria na UTSJ, entende-se uma maior eficiência energética com as mesmas condições de operação vistas atualmente. Adicionalmente, poderá se verificar uma maior potência produzida, indo além dos atuais 7,2 MW.

Outro dado conhecido é a série histórica de consumo de carvão da usina quando esta opera com somente uma caldeira. Tem-se, então, a taxa de consumo de 11800 kg/h de carvão, suficientes para, considerando um poder calorífico inferior de 17814 kJ/kg, produzir 58788,9 kW na caldeira.

Assumindo a estratégia de, nesta simulação, não se alterar a taxa de consumo de carvão conhecida, e sabendo-se de antemão que a caldeira a ser adicionada, de leito fluidizado, possui um consumo igualmente conhecido de 1000 kg/h de carvão, deduz-se que a taxa de consumo de carvão disponível para o consumo na caldeira original, do tipo grelha, é de 10880 kg/h.

Sendo o combustível considerado o mesmo para ambas, carvão oriundo da mina São Vicente, em Minas do Leão no Estado do Rio Grande do Sul, é coerente adotar a mesma tática para o cálculo da quantidade de calor que se verifica em ambas as caldeiras.

Desta forma, será demonstrada na simulação Figura 40, o resultado obtido com a utilização de duas caldeiras em paralelo, conforme descrição detalhada na Tabela 17.

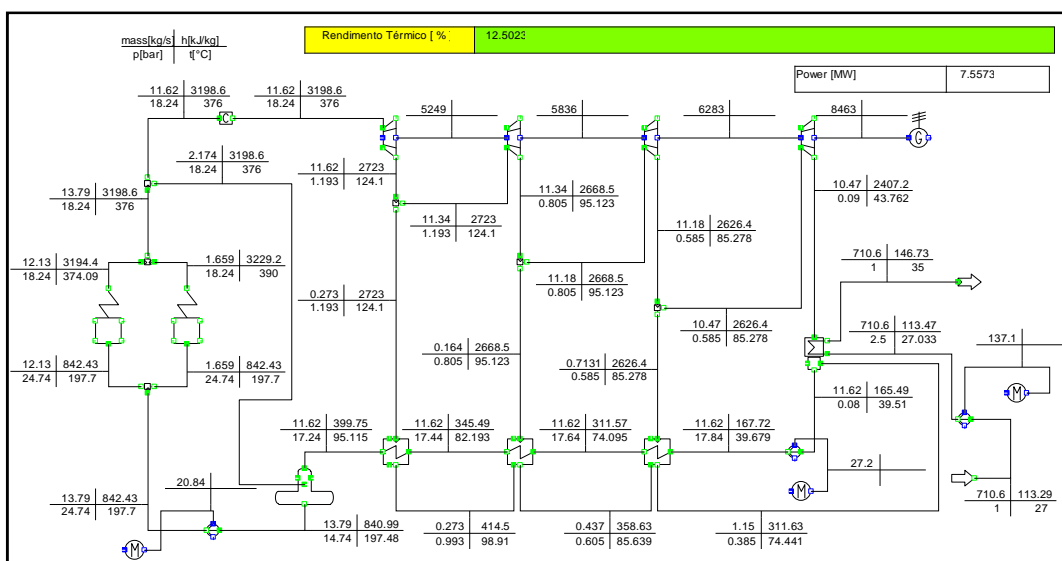


Figura 40 - Simulação com duas caldeiras em paralelo com o fluxo de calor, respectivamente.

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 17 - Dados da simulação da Figura 40

Rendimento isentrópico				0,802
Rendimento caldeira do tipo grelha				0,53
Rendimento caldeira do tipo leito fluidizado				0,80
Fluxo de calor da caldeira em grelha, (kW)				53840,4
Fluxo de calor da caldeira em leito fluidizado, (kW)				4948,5
Regenerador	“Regenerador” 1	“Regenerador” 2	“Regenerador” 3	
Pressão de entrada (kPa)	119,3	80,5	58,5	
Temperatura de entrada (°C)	124	90/95*	90/85*	
Rendimento térmico global				12,502%

Fonte: Elaborado pelo autor

Desta forma, a quantidade de calor considerado na caldeira original, tipo grelha, foi o correspondente a 10880 kg/h de carvão com poder calorífico inferior de 17814,83 kJ/kg, totalizando uma quantidade de calor de 53840,40 kW.

Observando a mesma estratégia, temos uma quantidade de calor vista na caldeira experimental de 4948,50 kW, o que corresponde aos 1000 kg de carvão consumidos a cada hora na caldeira adicional.

Pela análise rápida dos números definidos para a quantidade de calor de cada uma das caldeiras, e do consumo de combustível, conclui-se que a caldeira experimental possui menos de um décimo do potencial de geração da caldeira principal.

Dito isto, não são esperados grandes incrementos na eficiência da planta, apesar da elevada eficiência energética vista na nova caldeira, que é de 80%, face à caldeira original, de 53%. Tem-se a clara percepção de que se trata de uma instalação experimental.

Da soma de ambas as caldeiras, a quantidade de calor deveria ser a mesma vista na solução original, com apenas uma caldeira: 58788,9 kW. Isto se mostrou verdadeiro, visto numa combinação entre caldeira principal (tipo grelha) e caldeira experimental (tipo leito fluidizado) de 91,6% e 8,4% respectivamente.

Nota-se que, ao se fixar os valores de quantidade de calor em ambas as caldeiras, e estes sendo dados de entrada – não de operação – precisamos deixar o valor de saída – potência gerada – livre para assumir o correto valor. Desta forma, notamos que a potência

gerada quando adicionamos a caldeira experimental difere da potência vista na solução original, com uma caldeira do tipo grelha.

O resultado desta simulação mostrou-se coerente com o esperado, apresentando um acréscimo discreto, mas de toda forma bem vindo, na eficiência global da planta, de 0,2623 pontos percentuais, totalizando 12,5023%, o que representa uma melhora de 2,14% sobre a solução com apenas uma caldeira, do tipo grelha.

Talvez não tão importante quanto o aumento verificado na eficiência geral da planta, ratifica-se o acréscimo esperado na potência produzida nas turbinas. O ganho foi de 357,3 kW sobre os originais 7,2 MW, totalizando 7,5573 MW disponíveis nos geradores. Em termos gerais, isto representa notáveis 4,96% de incremento diante da solução original.

Apesar de não se esperar um acréscimo considerável na eficiência geral da planta, o resultado encontrado, apesar de parecer, e ser, algo modesto, torna-se surpreendente quando se considera que a caldeira adicionada possui menos de um décimo da capacidade da caldeira principal.

Tudo isto se deve, em parte, à considerável eficiência da caldeira experimental, que beira os 80% e, em parte, à menor eficiência térmica da caldeira original, de leito fluidizado. Daí se deduz que investimentos com o objetivo de incrementar a eficiência da fonte de vapor deveriam ser considerados pela mantenedora da planta quando esta optar por investir na melhoria da capacidade de produção da mesma, podendo se reverter em economia há longo prazo.

Numa mesma escala de tamanho, a adição de uma caldeira experimental, com notável avanço no que se refere à eficiência energética, frente a uma grande caldeira, mas com baixo rendimento térmico, culmina com uma discreta, mas consistente, melhora na eficiência global da planta e na potência gerada.

Assim, para utilização da caldeira em grelha, a taxa de calor (Q_h) de 53840,0 kW resulta da multiplicação do poder calorífico inferior (PCI) pelo consumo do carvão, sendo dividida por 3600 segundos, conforme cálculo seguir:

$$Q_h = \frac{(PCI \times \text{consumo do carvão})}{3600}$$

Já para a caldeira de leito fluidizado, utilizando-se o mesmo cálculo, verifica-se que a taxa de calor (Q_h) é de 4948,5 kW.

6 CONCLUSÕES

No presente trabalho, abordou-se um problema que poderia ser considerado como Engenharia Reversa. Teve-se uma planta geradora de energia elétrica proveniente de uma época onde simulações na área fluido térmica eram utopia e desejou-se explorar seu potencial através das ferramentas modernas disponíveis na Engenharia.

Desejou-se, ainda, propor melhorias e avaliar alternativas no que se refere à adição de uma unidade produtora de vapor experimental e seu comportamento frente à quantidade de carvão consumido por unidade de potência gerada.

Ao escolher a ferramenta que seria utilizada para quantificar o problema, tornando os dados robustos e palpáveis do ponto de vista técnico, optou-se pelo software *IPSEPro*®, que demonstrou seu valor quanto à confiabilidade dos resultados.

Diversas estratégias com o intuito de avaliar o funcionamento da planta foram aplicadas e, depois de feitas as devidas ponderações, chegou-se a um modelo robusto que serve de base para futuras incursões no layout e ferramental da UTE São Jerônimo.

Tendo o modelo definido, procedeu-se com a avaliação alternativa, onde, em paralelo à caldeira principal, foi instalada uma caldeira experimental, de leito fluidizado.

Alterações independentes umas das outras puderam ser avaliadas numa situação hipotética onde as características da planta seriam variadas dentro de uma faixa específica de operação. Neste cenário, cada uma das variáveis revelou sua contribuição em particular no incremento do rendimento, provendo subsídio a estas incursões.

Notou-se, através da análise de todas as simulações apresentadas no presente estudo, que houve uma melhora discreta na eficiência global da planta. No entanto, é importante salientar que, numa mesma hipotética escala de grandeza, a caldeira experimental tem menos de um décimo do tamanho da caldeira original, que permanece ligada em paralelo à caldeira experimental. Tamanha façanha, para uma caldeira tão pequena, deve-se a dois motivos correlatos. O primeiro é a alta eficiência da caldeira adicional. O segundo é a baixa eficiência da caldeira principal.

Alterações que incrementem a eficiência da caldeira principal, grande consumidora de carvão e de baixa eficiência energética, são bem vindas, desde que respeitadas as características técnicas que constituem a planta, e trarão um melhor resultado em tempos onde a eficiente produção de energia torna-se um importante argumento nas discussões sobre energia e meio ambiente.

Contudo, considera-se que os objetivos inicialmente traçados foram alcançados, pois se observou claramente que um estudo virtual de um caso real deve ser sempre considerado antes de qualquer alteração para que estas alterações se mostrem realmente efetivas.

Para futuros trabalhos, sugere-se a medição das vazões reais de combustível, e vapor da instalação e a determinação mais precisa dos rendimentos. Sugere-se também a realização de balanços de massa e energia para confirmação e validação dos dados fornecidos pela empresa. Estudos da viabilidade técnica e econômica de substituição das caldeiras atuais por outros de leito fluidizado também seriam de grande valia como auxiliares à tomada de decisão para instalações deste tipo.

REFERÊNCIAS

- BADR, O.; PROBERT, S. D.; O'CALLAGHAN, P. Rankine cycles for steam power-plants. **Applied Energy**, p. 191-231, 1990.
- BAZZO, Edson. **Geração de vapor**. Florianópolis: UFSC, 1995.
- BEGA, E. A. **Caldeiras: instrumentação e controle**. Rio de Janeiro: JR, 1989.
- BEJAN, Adrian; TSATSARONIS, George; MORAN, Michael. **Thermal Design & Optimization**. U.S.A: John Wiley & Sons, 1996.
- ÇENGEL, Yunus A. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. São Paulo: McGraw-Hill, 2009.
- _____; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**. Portugal: McGraw-Hill, 2007.
- COLONNA, P.; PUTTEN, H. Dynamic modeling of steam power cycles. Part I: modeling paradigm and validation. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, p. 467-480, 2007.
- EMUN, F. et al. Integrated Gasification Combined Cycle (IGCC) process simulation and optimization. **Computers and Chemical Engineering**, v. 34, p. 331-338, 2010.
- FONSECA JR., G. S.; SCHNEIDER, P. S. Simulation of a thermal power plant with district heating: comparative of 5 different codes. **Energy**, v. 31, p. 1955-1968, 2006.
- FOX, Robert W.; McDONALD, Alan T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. Rio de Janeiro: LTC, 1998.
- HAALAND, S. E. Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent pipe flows. **J. Fluids Eng.**, n. 105, 1983.
- INCROPERA, F. P.; WITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. Rio de Janeiro: John Wiley & Sons, 2008.
- JARDIM, Sérgio B. **Sistemas de bombeamento**. Porto Alegre: Sagra - DC Luzzatto, 1992.
- KAKAÇ, Sadik. **Boilers, evaporators and condensers**. New York: A Wiley Interscience, 1991.
- KAM, M. J. de; MOREY, R. V.; TIFFANY, D. G. Biomass integrated gasification combined cycle for heat and power at ethanol plants. **Energy Conversion and Management**, v. 50, p. 1682-1690, 2009.
- KREITH, Frank. **Princípios de transferência de calor**. São Paulo: Thomson, 2003.
- MACINTYRE, Archibald J. **Bombas e instalações de bombeamento**. Rio de Janeiro: LTC, 1997.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

PANOSSO, G. C. **Métodos de simulação para ciclos de Rankine**. [S.l.]: [S.ed.], 2003. DISSERTAÇÃO DE MESTRADO PROMEC/UFRGS.

PATWARDHAN, V. R.; DEVOTTA, S.; PATWARDHAN, V. S. A simplified procedure for the estimation of Rankine power cycle efficiency. **Heat Recovery Systems & CHP**, 1989.

PAZ, Agis E. C. **Simulação de sistemas térmicos de potência para geração de energia elétrica**. [S.l.]: [S.ed.], 2002. DISSERTAÇÃO DE MESTRADO PROMEC/UFRGS.

PUTTEN, H.; COLONNA, P. Dynamic modeling of steam power cycles. Part II: simulation of a small simple Rankine cycle system. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, p. 2566-2582, 2007.

SCHEGLIAIEV, A. V. **Turbinas de vapor**. Moscou: Mir, 1978.

SHI, X. et al. Performance enhancement of conventional combined cycle power plant by inlet air cooling, inter-cooling and LNG cold energy utilization. **Applied Thermal Engineering** v. 30, n. 14-15, p. 2003-2010, 2010.

SILVA, Marcelo Modesto. **Repotenciamento em sistemas de geração de potência na indústria siderúrgica utilizando análise termoeconômica**. Campinas: UNICAMP, 2004.

SIMTECH. IPSEpro. **Áustria**: simulations technology, 2000.

STOECKER, W. F. **Design of thermal systems**. U.S.A: McGraw-Hill, 1989.

SURYANARAYANA, N. V.; ARICI, O. **Design and simulation of thermal systems**. New York: McGraw-Hill, 2003.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica**. São Paulo: Edgard Blücher, 2003.

ANEXOS

ANEXO A: FOTOS DA USINA

Figura 41 - Vista geral da Usina de São Jerônimo - RS



Figura 42 - Vista área dinâmica da Usina



Figura 43 - Vista externa da usina de São Jerônimo – RS



Figura 44 - Vista da saída da queima dos gases



Figura 45 - Vista do rio Jacuí



Figura 46 - Vista do simulador (1) de controle de dados

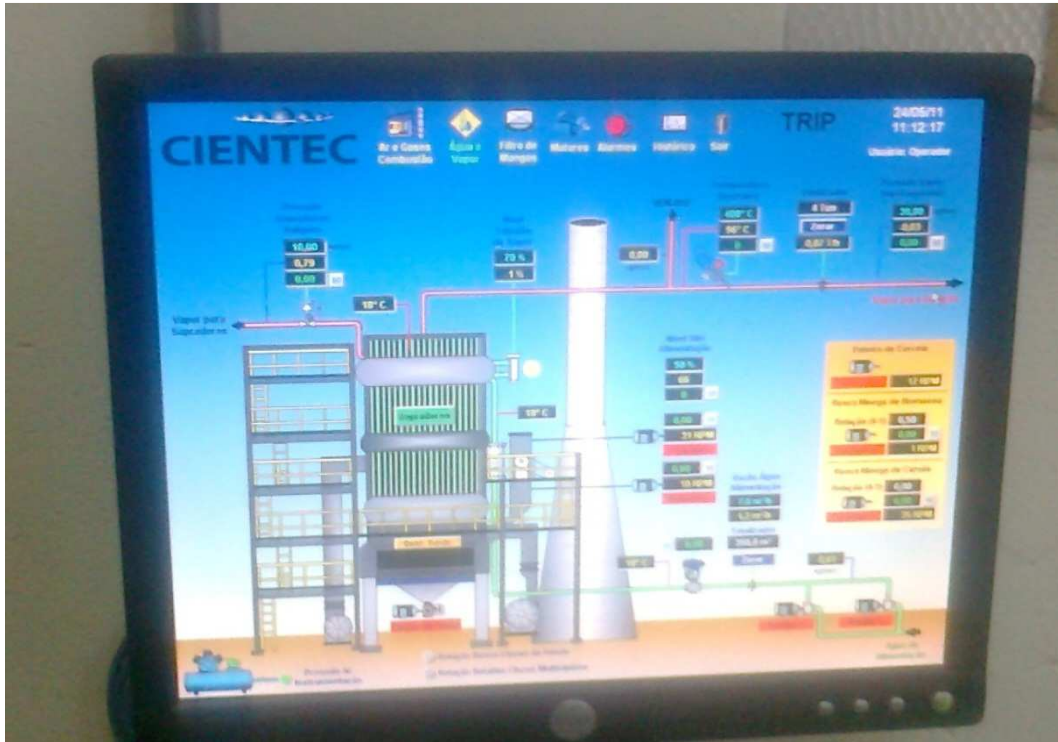


Figura 47 - Vista do simulador (2) de controle de dados



Figura 48 - Vista da entrada da caldeira em grelha do tipo móvel, carvão mineral



Figura 49 - Vista da caldeira em processo de queima (1)



Figura 50 - Vista da caldeira em processo de queima (2)



Figura 51 - Vista do carvão mineral



Figura 52 - Vista do gerador de potência

ANEXO B

Tabela 18 - Coeficiente diário para cálculo do consumo de carvão (ABRIL/2011)



		DEPARTAMENTO DE PRODUÇÃO						
		DIVISÃO DE PRODUÇÃO DE S. JERÔNIMO						
		SETOR DE OPERAÇÃO						
								
		COEFICIENTE DIÁRIO PARA CÁLCULO						
		DO CONSUMO DE CARVÃO					ABRIL < > 2011	
D I A	G E R A Ç Ã O		A B A S T E C I M E N T O		C O N S U M O		COEFICIENTE	
	DO DIA	ACUMULADA	DOS SILOS DO DIA	ACUMULADO	CALCULADO			
01	118,40	2.880,50	185,22	4.747,84	195,16	1,65		
02	139,80	3.020,30	209,60	4.957,44	229,46	1,64		
03	143,20	3.163,50	191,60	5.149,04	233,08	1,63		
04	136,10	3.299,60	201,09	5.350,13	220,68	1,62		
05	130,40	3.430,00	329,02	5.679,15	215,91	1,66		
06	128,80	3.558,80	235,00	5.914,15	214,04	1,66		
07	127,30	3.686,10	236,00	6.150,15	212,40	1,67		
08	127,70	3.813,80	227,12	6.377,27	213,53	1,67		
09	117,90	3.931,70	154,53	6.531,80	195,87	1,66		
10	129,20	4.060,90	184,64	6.716,44	213,69	1,65		
11	117,60	4.178,50	246,12	6.962,56	195,95	1,67		
12	102,90	4.281,40	227,91	7.190,47	172,82	1,68		
13	93,00	4.374,40	160,17	7.350,64	156,28	1,68		
14	54,60	4.429,00	133,55	7.484,19	92,26	1,69		
15	17,30	4.446,30	46,85	7.531,04	29,30	1,69		
16	92,90	4.539,20	91,26	7.622,30	156,00	1,68		
17	90,60	4.629,80	159,06	7.781,36	152,27	1,68		
18	91,40	4.721,20	205,78	7.987,14	154,63	1,69		
19	91,00	4.812,20	146,37	8.133,51	153,81	1,69		
20	128,00	4.940,20	194,63	8.328,14	215,78	1,69		
21	94,10	5.034,30	214,93	8.543,07	159,69	1,70		
22	38,70	5.073,00	140,32	8.683,39	66,24	1,71		
23	11,80	5.084,80	0,00	8.683,39	20,15	1,71		
24	91,70	5.176,50	130,98	8.814,37	156,14	1,70		
25	89,50	5.266,00	0,00	8.814,37	149,81	1,67		
26	84,90	5.350,90	0,00	8.814,37	139,85	1,65		
27	0,30	5.351,20	59,36	8.873,73	0,50	1,66		
28	0,00	5.351,20	0,00	8.873,73	0,00	1,66		
29	81,50	5.432,70	77,57	8.951,30	134,29	1,65		
30	91,50	5.524,20	173,94	9.125,24	151,15	1,65		
31	0,00	5.524,20	0,00	9.125,24	0,00	1,65		
	2.762,10	5.524,20	4.562,62	9.125,24	4.600,73	0,00		
A	GERAÇÃO MÉDIA		3,84					
B	CARVÃO AOS SILOS		4.562,62					
C	COEFICIENTE MÉDIO		1,67					
D	CONSUMO CALCULADO		4.600,73					
E	DIFERENÇA (B - D)		-38,11					
				Marcos A.S. Costa	Januário B. V. Araújo			
				Div. Prod. S. Jerônimo	Setor Operação			

Tabela 19 - Coeficiente diário para cálculo do consumo de carvão (MAIO/2011)

Eletrobras CGTEE		DEPARTAMENTO DE PRODUÇÃO DIVISÃO DE PRODUÇÃO DE S. JERÔNIMO SETOR DE OPERAÇÃO				
COEFICIENTE DIÁRIO PARA CÁLCULO DO CONSUMO DE CARVÃO						MAIO <> 2011
D I A	GERAÇÃO		ABASTECIMENTO		CONSUMO DE CARVÃO	
	DO DIA	ACUMULADA	DOS SILOS DO DIA	ACUMULADO	CALCULADO	COEFICIENTE
01	96,18	2.858,28	166,80	4.729,42	159,14	1,65
02	87,22	2.945,50	220,00	4.949,42	146,56	1,68
03	91,97	3.037,47	129,40	5.078,82	153,78	1,67
04	90,11	3.127,58	129,40	5.208,22	150,06	1,67
05	88,72	3.216,30	197,00	5.405,22	149,10	1,68
06	93,65	3.309,95	149,12	5.554,34	157,15	1,68
07	91,78	3.401,73	154,30	5.708,64	154,02	1,68
08	93,50	3.495,23	107,08	5.815,72	155,57	1,66
09	93,02	3.588,25	165,00	5.980,72	155,04	1,67
10	94,61	3.682,86	228,47	6.209,19	159,51	1,69
11	93,09	3.775,95	150,26	6.359,45	156,78	1,68
12	88,71	3.864,66	200,00	6.559,45	150,57	1,70
13	88,86	3.953,52	169,41	6.728,86	151,24	1,70
14	89,77	4.043,29	139,59	6.868,45	152,49	1,70
15	14,47	4.057,76	101,12	6.969,57	24,85	1,72
16	0,00	4.057,76	0,00	6.969,57	0,00	1,72
17	0,00	4.057,76	0,00	6.969,57	0,00	1,72
18	50,85	4.108,61	70,00	7.039,57	87,12	1,71
19	0,00	4.108,61	57,16	7.096,73	0,00	1,73
20	0,00	4.108,61	0,00	7.096,73	0,00	1,73
21	0,00	4.108,61	0,00	7.096,73	0,00	1,73
22	47,43	4.156,04	144,00	7.240,73	82,63	1,74
23	116,07	4.272,11	93,00	7.333,73	199,25	1,72
24	164,49	4.436,60	177,54	7.511,27	278,49	1,69
25	144,56	4.581,16	0,00	7.511,27	237,02	1,64
26	135,45	4.716,61	0,00	7.511,27	215,71	1,59
27	146,83	4.863,44	280,40	7.791,67	235,23	1,60
28	150,89	5.014,33	213,08	8.004,75	240,88	1,60
29	148,98	5.163,31	204,25	8.209,00	236,86	1,59
30	147,47	5.310,78	256,42	8.465,42	235,07	1,59
31	155,80	5.466,58	329,00	8.794,42	250,64	1,61
	2.704,48	5.466,58	4.231,80	8.794,42	4.474,78	1,61
A	GERAÇÃO MÉDIA		3,54			
B	CARVÃO AOS SILOS		4.231,80			
C	COEFICIENTE MÉDIO		1,68			
D	CONSUMO CALCULADO		4.474,78			
E	DIFERENÇA (B - D)		-242,98	Marcos A.S. Costa Div. Prod. S. Jerônimo		Januário B. V. Araújo Setor Operação

Tabela 20 - Coeficiente diário para cálculo do consumo de carvão (JUNHO/2011)


 DEPARTAMENTO DE PRODUÇÃO DIVISÃO DE PRODUÇÃO DE S. JERÔNIMO SETOR DE OPERAÇÃO						
COEFICIENTE DIÁRIO PARA CÁLCULO DO CONSUMO DE CARVÃO						
JUNHO <> 2011						
D I A	GERAÇÃO		ABASTECIMENTO		CONSUMO DE CARVÃO	
	DO DIA	ACUMULADA	DOS SILOS DO DIA	ACUMULADO	CALCULADO	COEFICIENTE
01	148,96	2.853,44	207,81	4.439,61	231,76	1,56
02	159,74	3.013,18	233,98	4.673,59	247,76	1,55
03	142,56	3.155,74	260,11	4.933,70	222,88	1,56
04	110,36	3.266,10	142,65	5.076,35	171,53	1,55
05	150,50	3.416,60	198,73	5.275,08	232,37	1,54
06	154,78	3.571,38	279,30	5.554,38	240,72	1,56
07	153,88	3.725,26	284,00	5.838,38	241,17	1,57
08	86,18	3.811,44	185,14	6.023,52	136,20	1,58
09	0,00	3.811,44	0,00	6.023,52	0,00	1,58
10	0,00	3.811,44	0,00	6.023,52	0,00	1,58
11	4,99	3.816,43	0,00	6.023,52	7,88	1,58
12	161,86	3.978,29	186,90	6.210,42	252,68	1,56
13	156,38	4.134,67	248,00	6.458,42	244,27	1,56
14	149,56	4.284,23	312,25	6.770,67	236,36	1,58
15	151,70	4.435,93	251,39	7.022,06	240,14	1,58
16	153,15	4.589,08	279,00	7.301,06	243,66	1,59
17	146,31	4.735,39	177,44	7.478,50	231,06	1,58
18	143,07	4.878,46	192,09	7.670,59	224,95	1,57
19	80,75	4.959,21	176,04	7.846,63	127,77	1,58
20	143,03	5.102,24	218,07	8.064,70	226,08	1,58
21	122,14	5.224,38	239,00	8.303,70	194,13	1,59
22	29,19	5.253,57	95,22	8.398,92	46,67	1,60
23	148,50	5.402,07	199,16	8.598,08	236,36	1,59
24	146,45	5.548,52	288,99	8.887,07	234,57	1,60
25	109,43	5.657,95	190,23	9.077,30	175,56	1,60
26	149,35	5.807,30	215,00	9.292,30	238,98	1,60
27	17,61	5.824,91	92,80	9.385,10	28,37	1,61
28	148,42	5.973,33	330,65	9.715,75	241,41	1,63
29	153,42	6.126,75	82,66	9.798,41	245,36	1,60
30	152,23	6.278,98	370,31	10.168,72	246,53	1,62
31	0,00	6.278,98	0,00	10.168,72	0,00	1,62
	3.574,50	6.278,98	5.936,92	10.168,72	5.647,16	1,62
A	GERAÇÃO MÉDIA		4,80			
B	CARVÃO AOS SILOS		5.936,92			
C	COEFICIENTE MÉDIO		1,58			
D	CONSUMO CALCULADO		5.647,16			
E	DIFERENÇA (B - D)		289,76			
			Marcos A.S. Costa		Januário B. V. Araújo	
			Div. Prod. S. Jerônimo		Setor Operação	

Tabela 21 - Coeficiente diário para cálculo do consumo de carvão (JULHO/2011)

Eletrobras CGTEE		DEPARTAMENTO DE PRODUÇÃO DIVISÃO DE PRODUÇÃO DE S. JERÔNIMO SETOR DE OPERAÇÃO				
COEFICIENTE DIÁRIO PARA CÁLCULO DO CONSUMO DE CARVÃO						
JULHO <> 2011						
D I A	GERAÇÃO		ABASTECIMENTO		CONSUMO DE CARVÃO	
	DO DIA	ACUMULADA	DOS SILOS DO DIA	ACUMULADO	CALCULADO	COEFICIENTE
01	149,17	3.723,67	288,92	5.936,08	237,80	1,59
02	150,53	3.874,20	206,32	6.142,40	238,66	1,59
03	157,00	4.031,20	283,38	6.425,78	250,26	1,59
04	155,41	4.186,61	290,00	6.715,78	249,29	1,60
05	157,05	4.343,66	256,89	6.972,67	252,10	1,61
06	119,25	4.462,91	251,86	7.224,53	193,04	1,62
07	108,38	4.571,29	208,08	7.432,61	176,22	1,63
08	114,84	4.686,13	239,90	7.672,51	188,03	1,64
09	89,41	4.775,54	161,14	7.833,65	146,67	1,64
10	28,81	4.804,35	0,00	7.833,65	46,98	1,63
11	0,00	4.804,35	0,00	7.833,65	0,00	1,63
12	0,00	4.804,35	33,48	7.867,13	0,00	1,64
13	15,31	4.819,66	99,66	7.966,79	25,31	1,65
14	87,09	4.906,75	251,94	8.218,73	145,87	1,67
15	68,99	4.975,74	96,57	8.315,30	115,29	1,67
16	81,29	5.057,03	261,43	8.576,73	137,87	1,70
17	85,09	5.142,12	82,00	8.658,73	143,28	1,68
18	97,58	5.239,70	229,00	8.887,73	165,52	1,70
19	106,99	5.346,69	203,48	9.091,21	181,92	1,70
20	110,03	5.456,72	229,00	9.320,21	187,93	1,71
21	108,32	5.565,04	204,56	9.524,77	185,39	1,71
22	122,24	5.687,28	227,00	9.751,77	209,60	1,71
23	154,36	5.841,64	274,72	10.026,49	264,94	1,72
24	103,76	5.945,40	95,89	10.122,38	176,66	1,70
25	84,09	6.029,49	243,00	10.365,38	144,56	1,72
26	106,70	6.136,19	161,00	10.526,38	183,04	1,72
27	145,93	6.282,12	267,24	10.793,62	250,73	1,72
28	144,21	6.426,33	248,55	11.042,17	247,79	1,72
29	137,98	6.564,31	380,00	11.422,17	240,09	1,74
30	146,39	6.710,70	156,04	11.578,21	252,57	1,73
31	94,30	6.805,00	113,96	11.692,17	162,02	1,72
	3.230,50	6.805,00	6.045,01	11.692,17	5.399,44	1,72
A	GERAÇÃO MÉDIA		4,34			
B	CARVÃO AOS SILOS		6.045,01			
C	COEFICIENTE MÉDIO		1,67			
D	CONSUMO CALCULADO		5.399,44			
E	DIFERENÇA (B - D)		645,57	Marcos A.S. Costa Div. Prod. S. Jerônimo		Januário B. V. Araújo Setor Operação

Tabela 22 - Coeficiente diário para cálculo do consumo de carvão (AGOSTO/2011)


		DEPARTAMENTO DE PRODUÇÃO DIVISÃO DE PRODUÇÃO DE S. JERÔNIMO SETOR DE OPERAÇÃO				
COEFICIENTE DIÁRIO PARA CÁLCULO DO CONSUMO DE CARVÃO						AGOSTO <> 2011
D I A	G E R A Ç Ã O		A B A S T E C I M E N T O		R E S U L T A D O D E C Á L C U L O S	
	DO DIA	ACUMULADA	DOS SILOS DO DIA	ACUMULADO	CONSUMO DE CARVÃO	
		3.230,50		6.045,01	CALCULADO	COEFICIENTE
01	0,69	3.231,19	116,00	6.161,01	1,32	1,91
02	121,87	3.353,06	214,00	6.375,01	231,71	1,90
03	152,19	3.505,25	266,00	6.641,01	288,34	1,89
04	149,30	3.654,55	248,00	6.889,01	281,44	1,89
05	154,38	3.808,93	227,00	7.116,01	288,42	1,87
06	156,47	3.965,40	303,94	7.419,95	292,78	1,87
07	153,00	4.118,40	231,87	7.651,82	284,27	1,86
08	114,75	4.233,15	264,38	7.916,20	214,59	1,87
09	86,17	4.319,32	203,25	8.119,45	161,98	1,88
10	153,17	4.472,49	267,73	8.387,18	287,24	1,88
11	149,55	4.622,04	239,00	8.626,18	279,11	1,87
12	148,49	4.770,53	250,28	8.876,46	276,29	1,86
13	152,63	4.923,16	240,22	9.116,68	282,64	1,85
14	148,23	5.071,39	269,80	9.386,48	274,35	1,85
15	134,63	5.206,02	328,12	9.714,60	251,22	1,87
16	148,38	5.354,40	259,00	9.973,60	276,39	1,86
17	142,08	5.496,48	267,04	10.240,64	264,71	1,86
18	147,51	5.643,99	202,48	10.443,12	272,94	1,85
19	142,45	5.786,44	232,10	10.675,22	262,80	1,84
20	145,59	5.932,03	259,31	10.934,53	268,37	1,84
21	152,56	6.084,59	249,69	11.184,22	280,42	1,84
22	150,50	6.235,09	338,00	11.522,22	278,12	1,85
23	147,45	6.382,54	170,61	11.692,83	270,13	1,83
24	136,27	6.518,81	260,00	11.952,83	249,86	1,83
25	152,54	6.671,35	0,00	11.952,83	273,30	1,79
26	146,55	6.817,90	0,00	11.952,83	256,92	1,75
27	143,03	6.960,93	202,53	12.155,36	249,76	1,75
28	147,17	7.108,10	179,80	12.335,16	255,39	1,74
29	131,39	7.239,49	238,00	12.573,16	228,19	1,74
30	0,00	7.239,49	195,95	12.769,11	0,00	1,76
31	0,00	7.239,49	0,00	12.769,11	0,00	1,76
	4.008,99	7.239,49	6.724,10	12.769,11	7.383,006	1,76
A	GERAÇÃO MÉDIA		5,39			
B	CARVÃO AOS SILOS		6.724,10			
C	COEFICIENTE MÉDIO		1,84			
D	CONSUMO CALCULADO		7.383,01			
E	DIFERENÇA (B - D)		-658,91			
				Marcos A.S. Costa Div. Prod. S. Jerônimo	Januário B. V. Araújo Setor Operação	

Tabela 23 - Coeficiente diário para cálculo do consumo de carvão (SETEMBRO/2011)

Eletrobras CGTEE		DEPARTAMENTO DE PRODUÇÃO DIVISÃO DE PRODUÇÃO DE SÃO JERÔNIMO SETOR DE OPERAÇÃO				
COEFICIENTE DIÁRIO PARA CÁLCULO DO CONSUMO DE CARVÃO						SETEMBRO <> 2011
D I A	GERAÇÃO		ABASTECIMENTO		RESULTADO DE CÁLCULOS	
	DO DIA	ACUMULADA	DOS SILOS DO DIA	ACUMULADO	CONSUMO DE CARVÃO	
		4.008,99		6.724,10	CALCULADO	COEFICIENTE
01	64,85	4.073,84	15,00	6.739,10	107,28	1,65
02	153,01	4.226,85	225,90	6.965,00	252,13	1,65
03	92,83	4.319,68	198,52	7.163,52	153,94	1,66
04	114,57	4.434,25	100,58	7.264,10	187,69	1,64
05	128,20	4.562,45	281,00	7.545,10	212,01	1,65
06	149,57	4.712,02	212,85	7.757,95	246,25	1,65
07	152,33	4.864,35	217,15	7.975,10	249,74	1,64
08	151,69	5.016,04	316,88	8.291,98	250,76	1,65
09	154,71	5.170,75	291,39	8.583,37	256,82	1,66
10	153,79	5.324,54	118,81	8.702,18	251,35	1,63
11	4,71	5.329,25	19,89	8.722,07	7,71	1,64
12	0,00	5.329,25	69,47	8.791,54	0,00	1,65
13	5,46	5.334,71	101,08	8.892,62	9,10	1,67
14	135,85	5.470,56	154,96	9.047,58	224,68	1,65
15	145,18	5.615,74	231,64	9.279,22	239,89	1,65
16	146,25	5.761,99	0,00	9.279,22	235,52	1,61
17	154,44	5.916,43	242,00	9.521,22	248,54	1,61
18	153,54	6.069,97	241,31	9.762,53	246,94	1,61
19	152,62	6.222,59	336,44	10.098,97	247,70	1,62
20	156,55	6.379,14	180,25	10.279,22	252,26	1,61
21	155,57	6.534,71	273,74	10.552,96	251,23	1,61
22	155,53	6.690,24	257,00	10.809,96	251,30	1,62
23	149,27	6.839,51	202,90	11.012,86	240,35	1,61
24	153,39	6.992,90	167,81	11.180,67	245,25	1,60
25	146,62	7.139,52	0,00	11.180,67	229,61	1,57
26	147,78	7.287,30	0,00	11.180,67	226,73	1,53
27	153,38	7.440,68	307,35	11.488,02	236,81	1,54
28	145,85	7.586,53	340,00	11.828,02	227,39	1,56
29	146,10	7.732,63	940,14	12.768,16	241,24	1,65
30	154,50	7.887,13	0,00	12.768,16	250,11	1,62
31	0,00	7.887,13	0,00	12.768,16	0,00	1,62
	3.878,14	7.887,13	6.044,06	12.768,16	6.280,34	1,62
A	GERAÇÃO MÉDIA		5,39			
B	CARVÃO AOS SILOS		6.044,06			
C	COEFICIENTE MÉDIO		1,62			
D	CONSUMO CALCULADO		6.280,34			
E	DIFERENÇA (B - D)		-236,28	Marcos A.S. Costa Div. Prod. S. Jerônimo	Januário B. V. Araújo Setor Operação	

Tabela 24 - Coeficiente diário para cálculo do consumo de carvão (OUTUBRO/2011)


 DEPARTAMENTO DE PRODUÇÃO DIVISÃO DE PRODUÇÃO DE SÃO JERÔNIMO SETOR DE OPERAÇÃO						
COEFICIENTE DIÁRIO PARA CÁLCULO DO CONSUMO DE CARVÃO						
OUTUBRO <> 2011						
D I A	GERAÇÃO		ABASTECIMENTO		CONSUMO DE CARVÃO	
	DO DIA	ACUMULADA	DOS SILOS	ACUMULADO	CALCULADO	COEFICIENTE
01	154,87	4.033,01	241,33	6.285,39	241,36	1,56
02	141,61	4.174,62	224,87	6.510,26	220,84	1,56
03	131,21	4.305,83	231,81	6.742,07	205,45	1,57
04	111,59	4.417,42	227,17	6.969,24	176,05	1,58
05	89,15	4.506,57	206,90	7.176,14	141,96	1,59
06	52,45	4.559,02	128,00	7.304,14	84,03	1,60
07	0,00	4.559,02	16,23	7.320,37	0,00	1,61
08	89,77	4.648,79	55,02	7.375,39	142,42	1,59
09	161,84	4.810,63	169,34	7.544,73	253,82	1,57
10	149,30	4.959,93	273,00	7.817,73	235,32	1,58
11	141,19	5.101,12	285,20	8.102,93	224,27	1,59
12	94,72	5.195,84	265,82	8.368,75	152,56	1,61
13	82,79	5.278,63	232,37	8.601,12	134,90	1,63
14	88,58	5.367,21	138,28	8.739,40	144,23	1,63
15	154,40	5.521,61	175,41	8.914,81	249,28	1,61
16	146,29	5.667,90	270,31	9.185,12	237,07	1,62
17	149,55	5.817,45	207,55	9.392,67	241,46	1,61
18	143,12	5.960,57	179,58	9.572,25	229,84	1,61
19	145,09	6.105,66	299,00	9.871,25	234,57	1,62
20	145,38	6.251,04	240,00	10.111,25	235,16	1,62
21	154,79	6.405,83	195,03	10.306,28	249,04	1,61
22	151,10	6.556,93	226,97	10.533,25	242,73	1,61
23	153,19	6.710,12	200,21	10.733,46	245,04	1,60
24	155,99	6.866,11	302,95	11.036,41	250,73	1,61
25	152,84	7.018,95	0,00	11.036,41	240,32	1,57
26	174,78	7.193,73	0,00	11.036,41	268,14	1,53
27	151,62	7.345,35	238,41	11.274,82	232,73	1,53
28	104,27	7.449,62	217,89	11.492,71	160,86	1,54
29	92,66	7.542,28	146,83	11.639,54	143,00	1,54
30	152,79	7.695,07	248,61	11.888,15	236,05	1,54
31	153,57	7.848,64	228,56	12.116,71	237,08	1,54
	3.970,50	7.848,64	6.072,65	12.116,71	6.290,34	1,54
A	GERAÇÃO MÉDIA		5,34			
B	CARVÃO AOS SILOS		6.072,65			
C	COEFICIENTE MÉDIO		1,59			
D	CONSUMO CALCULADO		6.290,34			
E	DIFERENÇA (B - D)		-217,69	Marcos A.S. Costa Div. Prod. S. Jerônimo		Januário B. V. Araújo Setor Operação

Tabela 25 - Coeficiente diário para cálculo do consumo de carvão (NOVEMBRO/2011)


 DEPARTAMENTO DE PRODUÇÃO DIVISÃO DE PRODUÇÃO DE SÃO JERÔNIMO SETOR DE OPERAÇÃO						
COEFICIENTE DIÁRIO PARA CÁLCULO DO CONSUMO DE CARVÃO						
NOVEMBRO <> 2011						
D I A	GERAÇÃO		ABASTECIMENTO		CONSUMO DE CARVÃO	
	DO DIA	ACUMULADA	DOS SILOS	ACUMULADO	CALCULADO	COEFICIENTE
		3970,50	DO DIA	6072,65		
01	131,75	4.102,25	253,44	6.326,09	203,17	1,54
02	157,22	4.259,47	227,68	6.553,77	241,90	1,54
03	161,94	4.421,41	229,50	6.783,27	248,45	1,53
04	162,03	4.583,44	252,66	7.035,93	248,73	1,54
05	162,92	4.746,36	126,92	7.162,85	245,87	1,51
06	152,47	4.898,83	187,99	7.350,84	228,79	1,50
07	160,43	5.059,26	219,05	7.569,89	240,04	1,50
08	156,38	5.215,64	291,11	7.861,00	235,70	1,51
09	123,13	5.338,77	283,40	8.144,40	187,84	1,53
10	99,91	5.438,68	175,26	8.319,66	152,83	1,53
11	128,10	5.566,78	224,68	8.544,34	196,62	1,53
12	99,53	5.666,31	166,78	8.711,12	153,01	1,54
13	145,41	5.811,72	215,44	8.926,56	223,34	1,54
14	136,33	5.948,05	233,07	9.159,63	209,94	1,54
15	141,36	6.089,41	194,81	9.354,44	217,15	1,54
16	139,09	6.228,50	241,35	9.595,79	214,29	1,54
17	91,42	6.319,92	236,43	9.832,22	142,23	1,56
18	96,55	6.416,47	142,07	9.974,29	150,09	1,55
19	97,17	6.513,64	142,01	10.116,30	150,91	1,55
20	123,34	6.636,98	131,52	10.247,82	190,44	1,54
21	112,08	6.749,06	245,20	10.493,02	174,26	1,55
22	156,29	6.905,35	200,00	10.693,02	242,02	1,55
23	162,39	7.067,74	298,10	10.991,12	252,53	1,56
24	169,04	7.236,78	217,70	11.208,82	261,82	1,55
25	161,64	7.398,42	0,00	11.208,82	244,89	1,52
26	156,20	7.554,62	0,00	11.208,82	231,75	1,48
27	155,86	7.710,48	214,12	11.422,94	230,90	1,48
28	118,45	7.828,93	203,40	11.626,34	175,90	1,49
29	151,64	7.980,57	262,25	11.888,59	225,90	1,49
30	149,83	8.130,40	186,32	12.074,91	222,52	1,49
31	0,00	8.130,40	0,00	12.074,91	0,00	1,49
	4.159,90	8.130,40	6.002,26	12.074,91	6.343,83	1,49
A	GERAÇÃO MÉDIA		5,59			
B	CARVÃO AOS SILOS		6.002,26			
C	COEFICIENTE MÉDIO		1,53			
D	CONSUMO CALCULADO		6.343,83	Marcos A.S. Costa Div. Prod. S. Jerônimo		Januário B. V. Araújo Setor Operação
E	DIFERENÇA (B - D)		-341,57			

Tabela 26 - Coeficiente diário para cálculo do consumo de carvão (JANEIRO/2012)


 DEPARTAMENTO DE PRODUÇÃO DIVISÃO DE PRODUÇÃO DE SÃO JERÔNIMO SETOR DE OPERAÇÃO						
COEFICIENTE DIÁRIO PARA CÁLCULO DO CONSUMO DE CARVÃO						
JANEIRO <> 2012						
D I A	GERAÇÃO		ABASTECIMENTO		CONSUMO DE CARVÃO	
	DO DIA	ACUMULADA	DOS SILOS	ACUMULADO	CALCULADO	COEFICIENTE
		2827,14		4749,36		
01	157,23	2.984,37	206,21	4.955,57	261,08	1,66
02	159,40	3.143,77	250,00	5.205,57	263,94	1,66
03	150,32	3.294,09	150,92	5.356,49	244,43	1,63
04	71,14	3.365,23	114,15	5.470,64	115,65	1,63
05	90,98	3.456,21	233,94	5.704,58	150,17	1,65
06	91,73	3.547,94	141,63	5.846,21	151,15	1,65
07	87,49	3.635,43	40,00	5.886,21	141,66	1,62
08	109,60	3.745,03	40,00	5.926,21	173,43	1,58
09	0,38	3.745,41	0,00	5.926,21	0,60	1,58
10	0,00	3.745,41	0,00	5.926,21	0,00	1,58
11	0,00	3.745,41	0,00	5.926,21	0,00	1,58
12	0,00	3.745,41	0,00	5.926,21	0,00	1,58
13	0,00	3.745,41	88,31	6.014,52	0,00	1,61
14	0,00	3.745,41	0,00	6.014,52	0,00	1,61
15	0,00	3.745,41	0,00	6.014,52	0,00	1,61
16	0,00	3.745,41	255,79	6.270,31	0,00	1,67
17	5,37	3.750,78	212,15	6.482,46	9,28	1,73
18	148,28	3.899,06	250,71	6.733,17	256,06	1,73
19	140,81	4.039,87	214,52	6.947,69	242,16	1,72
20	138,71	4.178,58	299,71	7.247,40	240,58	1,73
21	155,95	4.334,53	309,24	7.556,64	271,88	1,74
22	159,01	4.493,54	242,01	7.798,65	275,97	1,74
23	157,15	4.650,69	279,15	8.077,80	272,95	1,74
24	152,79	4.803,48	366,14	8.443,94	268,59	1,76
25	151,23	4.954,71	0,00	8.443,94	257,73	1,70
26	153,13	5.107,84	0,00	8.443,94	253,14	1,65
27	155,96	5.263,80	289,00	8.732,94	258,75	1,66
28	158,77	5.422,57	300,00	9.032,94	264,48	1,67
29	141,89	5.564,46	300,00	9.332,94	237,98	1,68
30	0,00	5.564,46	85,42	9.418,36	0,00	1,69
31	89,82	5.654,28	80,36	9.498,72	150,89	1,68
	2.827,14	5.654,28	4.749,36	9.498,72	4.762,55	1,68
A	GERAÇÃO MÉDIA		3,80			
B	CARVÃO AOS SILOS		4.749,36			
C	COEFICIENTE MÉDIO		1,66			
D	CONSUMO CALCULADO		4.762,55			
E	DIFERENÇA (B - D)		-13,19	Marcos A.S. Costa Div. Prod. S. Jerônimo	Januário B. V. Araújo Setor Operação	

Tabela 27 - Coeficiente diário para cálculo do consumo de carvão (FEVEREIRO/2012)


		DEPARTAMENTO DE PRODUÇÃO DIVISÃO DE PRODUÇÃO DE S. JERÔNIMO SETOR DE OPERAÇÃO				
COEFICIENTE DIÁRIO PARA CÁLCULO DO CONSUMO DE CARVÃO					FEVEREIRO <> 2012	
D	G E R A Ç Ã O		A B A S T E C I M E N T O		C O N S U M O D E C A R V Ã O	
	DO DIA	ACUMULADA	DOS SILOS	ACUMULADO	CALCULADO	COEFICIENTE
01	97,93	2.925,07	181,54	4.930,90	165,08	1,69
02	99,14	3.024,21	173,54	5.104,44	167,33	1,69
03	95,09	3.119,30	414,92	5.519,36	168,25	1,77
04	95,50	3.214,80	115,28	5.634,64	167,38	1,75
05	91,10	3.305,90	120,96	5.755,60	158,61	1,74
06	0,44	3.306,34	0,00	5.755,60	0,77	1,74
07	0,00	3.306,34	0,00	5.755,60	0,00	1,74
08	0,00	3.306,34	0,00	5.755,60	0,00	1,74
09	0,00	3.306,34	0,00	5.755,60	0,00	1,74
10	0,00	3.306,34	0,00	5.755,60	0,00	1,74
11	0,00	3.306,34	0,00	5.755,60	0,00	1,74
12	0,00	3.306,34	0,00	5.755,60	0,00	1,74
13	0,00	3.306,34	0,00	5.755,60	0,00	1,74
14	0,00	3.306,34	152,01	5.907,61	0,00	1,79
15	14,52	3.320,86	0,00	5.907,61	25,83	1,78
16	117,75	3.438,61	116,78	6.024,39	206,30	1,75
17	92,84	3.531,45	157,63	6.182,02	162,52	1,75
18	94,58	3.626,03	190,37	6.372,39	166,22	1,76
19	118,76	3.744,79	214,15	6.586,54	208,88	1,76
20	19,56	3.764,35	110,04	6.696,58	34,80	1,78
21	63,68	3.828,03	74,34	6.770,92	112,64	1,77
22	51,81	3.879,84	179,42	6.950,34	92,81	1,79
23	0,00	3.879,84	52,46	7.002,80	0,00	1,80
24	39,70	3.919,54	65,50	7.068,30	71,59	1,80
25	164,35	4.083,89	0,00	7.068,30	284,45	1,73
26	172,80	4.256,69	0,00	7.068,30	286,94	1,66
27	146,06	4.402,75	304,55	7.372,85	244,59	1,67
28	119,37	4.522,12	319,70	7.692,55	203,06	1,70
29	171,48	4.693,60	292,01	7.984,56	291,71	1,70
30	0,00	4.693,60	0,00	7.984,56	0,00	1,70
31	0,00	4.693,60	0,00	7.984,56	0,00	1,70
	1.866,46	6.560,06	3.235,20	11.219,76	3219,77	1,71
GERAÇÃO MÉDIA		2,52				
CARVÃO AOS SILOS		3.235,20				
COEFICIENTE MÉDIO		1,74				
CONSUMO CALCULADO		3.219,77				
DIFERENÇA (B - D)		15,43				
			Marcos A.S. Costa		Januário B. V. Araújo	
			Div. Prod. S. Jerônimo		Setor Operação	

Tabela 28 - Coeficiente diário para cálculo do consumo de carvão (MARÇO/2012)



		DEPARTAMENTO DE PRODUÇÃO DIVISÃO DE PRODUÇÃO DE S. JERÔNIMO SETOR DE OPERAÇÃO				
						
COEFICIENTE DIÁRIO PARA CÁLCULO				MARÇO <> 2012		
DO CONSUMO DE CARVÃO						
D I A	GERAÇÃO		ABASTECIMENTO		CONSUMO DE CARVÃO	
	DO DIA	ACUMULADA	DOS SILOS	ACUMULADO	CALCULADO	COEFICIENTE
		1.866,46	DO DIA	3.235,20		
01	162,26	2.028,72	265,35	3.500,55	279,98	1,73
02	156,06	2.184,78	310,11	3.810,66	272,20	1,74
03	153,93	2.338,71	274,29	4.084,95	268,86	1,75
04	158,85	2.497,56	261,96	4.346,91	276,47	1,74
05	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
06	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
07	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
08	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
09	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
10	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
11	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
12	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
13	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
14	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
15	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
16	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
17	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
18	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
19	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
20	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
21	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
22	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
23	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
24	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
25	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
26	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
27	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
28	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
29	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
30	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
31	0,00	2.497,56	0,00	4.346,91	0,00	1,74
	631,10	2.497,56	1111,71	4.346,91	1097,51	1,74
A	GERAÇÃO MÉDIA		0,85			
B	CARVÃO AOS SILOS		1111,71			
C	COEFICIENTE MÉDIO		1,74			
D	CONSUMO CALCULADO		1097,51			
E	DIFERENÇA (B - D)		14,20			
					Marcos A.S. Costa Div. Prod. S. Jerônimo	
					Januário B. V. Araújo Setor Operação	

Tabela 30 - Dados reais da usina. "Piso auxiliar"

Eletrobrás COTEE		DIVISÃO DE PRODUÇÃO DE SÃO JERÔNIMO SETOR DE OPERAÇÃO - PISO AUXILIAR - GRUPO 03		Registro Horário de 01 de Janeiro de 11																					
ENCARGAÇÃO	HORAS	TURBINA				CONDENSADOR				PRÉ-AQUECEDORES				DESTITILADOR				ÁREA DE ARREFOJAMENTO DE AR				ELETRO-BOMBA DE BOMBA DE DESTILADOR			
		COMANDO DE VAZÃO		ÁREA DE ARREFOJAMENTO		FRONTAL		ATRAS		TEMPERATURA		ENTRADA		SAÍDA		Nº 1		Nº 2		Nº 3		Nº 4		Nº 5	
		ENTRADA	SÁDIDA	ENTRADA	SÁDIDA	FRONTAL	ATRAS	FRONTAL	ATRAS	FRONTAL	ATRAS	FRONTAL	ATRAS	FRONTAL	ATRAS	FRONTAL	ATRAS	FRONTAL	ATRAS	FRONTAL	ATRAS	FRONTAL	ATRAS	FRONTAL	ATRAS
0	1	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
1	2	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
2	3	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
3	4	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
4	5	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
5	6	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
6	7	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
7	8	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
8	9	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
9	10	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
10	11	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
11	12	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
12	13	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
13	14	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
14	15	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
15	16	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
16	17	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
17	18	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
18	19	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
19	20	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
20	21	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
21	22	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
22	23	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
23	24	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
24	25	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
25	26	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
26	27	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
27	28	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
28	29	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
29	30	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
30	TOTAL	53,44	28,28	22,35	34	46,43	54,34	34	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30

Observações: (use número e letra)