

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MÉTODOS DE SIMULAÇÃO PARA CICLOS DE RANKINE

por

Giancarlo Cerutti Panosso

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, março de 2003

MÉTODOS DE SIMULAÇÃO PARA CICLOS DE RANKINE

por

Giancarlo Cerutti Panosso

Titulação prévia

Dissertação submetida ao corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Paulo S. Schneider

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Jorge O. Trierweiler

Prof. Dr. Horácio A. Vielmo

Prof. Dr. Francis França

Prof. Dr. Jun Fonseca
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 20 de março de 2003

RESUMO

O presente trabalho é dedicado ao estudo de métodos de simulação para ciclos de Rankine.

O trabalho é iniciado com a modelagem de um ciclo de Rankine simples e segue evoluindo para configurações mais complexas tal como o ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração. São adotadas as considerações mais convencionais da prática de projeto de centrais termelétricas cujos sistema térmicos baseiam-se no ciclo de Rankine, incluindo-se queda de pressão em tubulações do circuito além de outras perdas. Em seguida, são estabelecidas as expressões matemáticas que possibilitam a determinação das propriedades termodinâmicas da água em seus mais diversos estados ao longo do ciclo. Por último, são desenvolvidos métodos de simulação, chamados neste trabalho de Substituição Sucessiva e Bloco Único, que caracterizam-se pela resolução simultânea do conjunto de equações algébricas dos ciclos elaborados. As simulações são efetuadas através de programas escritos na linguagem Fortran.

Os métodos de simulação são aplicados para a obtenção dos resultados considerados mais importantes na análise de sistemas térmicos de potência, tais como rendimento térmico do ciclo, título na saída da turbina, vazões mássicas pelo sistema, potência nas bombas e calor trocado no gerador de vapor e no condensador. Na maioria das simulações, estes resultados apresentam-se como funções da: (1) potência elétrica requerida, eficiência isentrópica e pressões na turbina; (2) eficiência térmica, pressão e temperatura no gerador de vapor; (3) pressão e grau de sub-resfriamento do líquido saturado no condensador e (4) eficiência isentrópica das bombas.

São obtidos os mesmos resultados para os métodos de simulação utilizados. O método da Substituição Sucessiva apresentou menor tempo computacional, principalmente para configurações de ciclo mais complexas. Uma aplicação alternativa do método de Bloco Único demonstrou ser inconveniente para ciclos de configurações mais complexas devido ao elevado tempo computacional, quando todas as equações de cálculo das propriedades termodinâmicas são incluídas no sistema de equações a ser resolvido. Melhores rendimentos térmicos e título na saída da turbina foram obtidos para configurações de ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração.

ABSTRACT

“Simulation methods for Rankine cycles”

This work concerns simulation methods applied to Rankine cycles.

Initially, a simple Rankine cycle is proposed, and then more complex configurations with reheat and regenerative devices are added. The most conventional considerations concerning steam power plant design are adopted, including pressure drop in the piping and other losses. After that, the mathematical expressions for the determination of the thermodynamic properties of the water along the whole cycle are presented. Finally, simulation methods (called Successive Substitution and Single Block at this work) characterized by simultaneous resolution of the algebraic equations of the several cycle configurations are developed. For the numerical simulation, programs in Fortran have been elaborated.

The simulation methods are applied to find the most important results in the thermal systems analysis, such as thermal efficiency, steam quality, flow, pump power, and boiler and condenser heat rates. In the majority of the simulations, these results are function of: (1) the required electric power, of the isentropic efficiency and of the turbine pressures; (2) the boiler efficiency, pressure and temperature; (3) the pressure and degree of sub-cooling of the saturated liquid in the condenser; and (4) the isentropic pump efficiency.

The simulation methods converged to the same final results. Successive Substitution method showed a better computational time, especially when applied to increased configuration cycles. A alternative application of the Single Block method demonstrated a much longer computational time of convergence when the set of equation includes all the thermodynamics properties. The best thermal efficiency and quality was showed for the reheat and regenerative Rankine cycles.

SUMÁRIO

<u>1.</u>	<u>INTRODUÇÃO</u>	1
1.1.	<u>Motivação</u>	1
1.2.	<u>Revisão Bibliográfica</u>	2
1.3.	<u>Escopo do trabalho</u>	5
<u>2.</u>	<u>CICLO DE RANKINE</u>	7
2.1.	<u>Introdução</u>	7
2.2.	<u>O ciclo de Rankine ideal</u>	7
2.3.	<u>Afastamento dos ciclos reais dos ideais</u>	11
2.4.	<u>Aumento do Rendimento do Ciclo de Rankine</u>	18
2.5.	<u>Conclusão</u>	30
<u>3.</u>	<u>MODELAGEM UTILIZADA</u>	31
3.1.	<u>Introdução</u>	31
3.2.	<u>Modelagem de Equipamentos</u>	31
3.2.1.	<u>Gerador de vapor</u>	31
3.2.2.	<u>Turbina</u>	32
3.2.3.	<u>Condensador</u>	39
3.2.4.	<u>Bombas</u>	41
3.2.5.	<u>Regenerador ou Aquecedor da água de alimentação</u>	46
3.2.6.	<u>Canalizações</u>	48
3.3.	<u>Modelagem de Processos</u>	49
3.3.1.	<u>Determinação de propriedades termodinâmicas</u>	49
3.3.2.	<u>Determinação das propriedades termodinâmicas através de expressões matemáticas</u> ...	50
3.3.3.	<u>Conjunto de equações para determinação das propriedades termodinâmicas da água</u> ...	53
3.4.	<u>Conclusão</u>	61
<u>4.</u>	<u>SIMULAÇÃO DE CICLOS DE RANKINE</u>	62
4.1.	<u>Introdução</u>	62
4.2.	<u>Métodos de simulação</u>	62
4.3.	<u>Ciclo de Rankine simples</u>	66
4.4.	<u>Ciclo de Rankine com reaquecimento</u>	78
4.5.	<u>Ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração</u>	83

<u>4.6.</u>	<u>Ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração incluindo queda de pressão no gerador de vapor e perdas em tubulações</u>	96
<u>4.7.</u>	<u>Ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração incluindo perdas no gerador de vapor, perdas em tubulações e curvas de eficiências da turbina e da bomba principal</u>	105
<u>4.8.</u>	<u>Conclusão</u>	112
<u>5.</u>	<u>CONCLUSÕES</u>	114
<u>6.</u>	<u>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</u>	117
<u>7.</u>	<u>APÊNDICES</u>	120
<u>7.1.</u>	<u>Apêndice A1</u>	120
<u>7.2.</u>	<u>Apêndice A2</u>	152
<u>7.3.</u>	<u>Apêndice A3</u>	162

LISTA DE SÍMBOLOS

Q	: calor recebido ou despendido por um sistema	[kJ]
W	: trabalho realizado pelo ou no sistema	[kJ]
m	: vazão mássica	[kg/s]
h	: entalpia específica.....	[kJ/kg]
s	: entropia por unidade de massa	[kJ/(kg.K)]
u	: energia interna específica	[kJ/kg.]
p	: pressão	[MPa]
v	: volume específico	[m ³ /kg]
ρ	: massa específica	[kg / m ³]
T	: temperatura	[°C]
x	: título do vapor – relação entre massa de vapor e massa de líquido ..	[adimensional]
w	: trabalho específico por unidade de massa	[kJ/kg]
q	: calor específico recebido ou despendido por um sistema	[kJ/kg]
c_p	: calor específico a pressão constante	[kJ/(kg.K)]
μ	: viscosidade dinâmica.....	[N.s/m ²]
V	: velocidade do fluido	[m/s]
g	: aceleração da gravidade	[m/s ²]
$\frac{dE_{VC}}{dt}$: variação temporal da energia do volume de controle	[J/s]
\dot{W}_{VC}	: potência num volume de controle.....	[W]
η	: rendimento	[adimensional]
ε	: relações entre pressões	[adimensional]
P_t	: potência da turbina	[W]
H	: altura de coluna de líquido para o cálculo de bombas	[m]
Q	: vazão em volume de líquido	[m ³ /s]
D	: diâmetro de tubulação	[m]
L	: extensão de tubulação	[m]
V_a	: velocidade angular da bomba.....	[rpm]

\bar{V}	: velocidade média do fluido no escoamento	[m ² /s]
e	: rugosidade da parede interna da tubulação	[adimensional]
Re	: número de Reynolds	[adimensional]
U	: coeficiente global de transferência de calor	[W/(m ² .K)]
α	: parcela de vapor extraído da turbina	[adimensional]
R	: constante dos gases perfeitos	[kJ/(kg.K)]
k	: relação entre o calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante de um gás perfeito	[adimensional]
M	: número de Mach	[adimensional]
P_b	: potência da bomba	[W]
I	: irreversibilidade	[kJ]
Δp	: queda de pressão relativa no interior do gerador de vapor	[MPa]
U_m	: coeficiente global de transferência de calor	[W/m ² .K]
A_o	: superfície de transferência de calor	[m ²]
f	: coeficiente de atrito	[adimensional]
GSR	: grau de sub-resfriamento.....	[° C]
TCR	: tempo computacional relativo.....	[adimensional]

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 – (a) Ciclo de Rankine com os quatro componentes básicos; (b) Diagrama temperatura entropia com superaquecimento (fonte: Paz, 2002)	8
Figura 2.2 - Comparação ciclo de Rankine e ciclo de Carnot (fonte: Van Wylen e Sonntag, 1993) .	13
Figura 2.3 – Diagrama temperatura entropia mostrando perdas nas tubulações (Fonte: Van Wylen e Sonntag, 1993)	15
Figura 2.4 – Processos real e isentrópico para uma turbina e para uma bomba representados no diagrama T x s (Fonte: Van Wylen e Sonntag, 1993)	16
Figura 2.5 – Diagrama temperatura entropia mostrando o superaquecimento em um ciclo de Rankine (Fonte: Van Wylen e Sonntag, 1993)	18
Figura 2.6 – Diagrama temperatura entropia mostrando o aumento da pressão no fornecimento de calor no gerador de vapor (Fonte: Van Wylen e Sonntag, 1993)	19
Figura 2.7 – Diagrama temperatura entropia mostrando a redução da pressão no condensador em um ciclo de Rankine (Fonte: Van Wylen e Sonntag, 1993)	20
Figura 2.8 – (a) Ciclo de Rankine com reaquecimento entre duas turbinas (b) Diagrama T-S correspondente (Fonte: Paz, 2002)	21
Figura 2.9 – Efeito da pressão de reaquecimento sobre a eficiência térmica do ciclo e o título do vapor na saída da turbina – Resultados (a) e (b) por Evans e Mawle, 1988; Resultados (c) e (d) pelas simulações desenvolvidas neste trabalho	22
Figura 2.10 – Ciclo de Rankine sem superaquecimento (Van Wylen e Sonntag, 1993)	24
Figura 2.11 – Diagrama temperatura entropia mostrando o ciclo ideal regenerativo (fonte: Van Wylen e Sonntag, 1993)	24
Figura 2.12 – (a) Ciclo de Rankine Regenerativo; (b) diagrama T-S correspondente (Paz, 2002)	26
Figura 2.13 - Eficiência térmica como função do número de regeneradores (fonte: Evans e Mawle, 1988)	28
Figura 2.14 – Disposição dos aquecedores numa instalação real, utilizando aquecedores regenerativos de água de alimentação (fonte: Van Wylen e Sonntag, 1993)	29
Figura 2.15 – Ciclo regenerativo em uma central termelétrica (Fonte: CGTEE, 2002)	30
Figura 3.1 – Gráfico da vazão de vapor pela turbina em função das relações das pressões do vapor na entrada (ϵ_{01}) e na saída (ϵ_{21}) (fonte: Paz, 2002)	34

<u>Figura 3.2 – Diagrama de potência relativa x consumo de vapor relativo (fonte: Schegliaiev, 1978)</u>	37
<u>Figura 3.3 - Gráfico da curva de eficiência de uma turbina para um ciclo Rankine simples de aproximadamente 6 MW</u>	38
<u>Figura 3.4 - Eficiências da turbina de acordo com sua utilização</u>	38
<u>Figura 3.5 – Curvas ajustadas de pressão, potência e rendimento de uma bomba centrífuga (fonte: Paz, 2002)</u>	43
<u>Figura 3.6 – Desvios dos valores estimados por Panox para a temperatura de saturação das tabelas do Van Wylen e Sonntag, 1993.</u>	58
<u>Figura 3.7 – Desvios dos valores estimados por Panox para as propriedades de líquido saturado das tabelas do Van Wylen e Sonntag, 1993.</u>	58
<u>Figura 3.8 – Desvios dos valores estimados por Panox para as propriedades de vapor saturado das tabelas do Van Wylen e Sonntag, 1993.</u>	59
<u>Figura 3.9 – Desvios dos valores estimados por Panox do volume específico das tabelas do Van Wylen e Sonntag, 1993, para diversas pressões.</u>	59
<u>Figura 3.10 – Desvios dos valores estimados por Panox da entalpia específica das tabelas do Van Wylen e Sonntag, 1993, para diversas pressões.</u>	60
<u>Figura 3.11 – Desvios dos valores estimados por Panox da entropia específica das tabelas do Van Wylen e Sonntag, 1993, para diversas pressões.</u>	60
<u>Figura 4.1 - Diagrama do fluxo de informações sequencial de um sistema térmico (fonte: Stoecker, 1989)</u>	63
<u>Figura 4.2 - Diagrama do fluxo de informações simultâneas de um sistema térmico (fonte: Stoecker, 1989)</u>	64
<u>Figura 4.3 – (a) Ciclo de Rankine Simples e (b) diagrama T x s correspondente</u>	66
<u>Figura 4.4 – Algoritmo de cálculo do ciclo de Rankine simples aplicando o método de substituição sucessiva.</u>	68
<u>Figura 4.5 – Algoritmo de cálculo das variáveis do sistema de Rankine Simples utilizando-se o método de Bloco Único.</u>	70
<u>Figura 4.6 – Algoritmo de cálculo todas as propriedades termodinâmicas e variáveis do sistema de Rankine Simples em uma única sub-rotina, utilizando-se o método de Bloco Único.</u>	71
<u>Figura 4.7 – Efeitos da pressão na entrada da turbina sobre a eficiência térmica do ciclo de Rankine Simples (fonte: Evans e Mawle, 1988).</u>	73

<u>Figura 4.8 – Efeitos da pressão na entrada da turbina sobre a eficiência térmica do ciclo de Rankine Simples encontrados nas simulações deste trabalho.</u>	74
<u>Figura 4.9 – Variações na eficiência térmica na saída da turbina como função da pressão no condensador para um ciclo de Rankine Simples (fonte: Badr et al, 1990).</u>	75
<u>Figura 4.10 – Efeitos da pressão na entrada da turbina sobre a eficiência térmica do ciclo de Rankine Simples encontrados nas simulações deste trabalho.</u>	75
<u>Figura 4.11 – Variações na eficiência térmica do ciclo e da potência da bomba de alimentação como funções da eficiência da turbina em um ciclo de Rankine Simples com superaquecimento.</u>	76
<u>Figura 4.12 – Variações da transferência de calor no gerador de vapor, no condensador, e variação da vazão mássica do fluido de trabalho do ciclo de potência Rankine simples com superaquecimento como funções da eficiência da turbina encontrados nas simulações deste trabalho.</u>	77
<u>Figura 4.13 – (a) Ciclo de Rankine com um estágio de reaquecimento; (b) Diagrama T x s respectivo.</u>	78
<u>Figura 4.14 – Variações na eficiência térmica do ciclo e do título na saída da turbina de BP como funções da pressão adimensional de reaquecimento num ciclo de Rankine com um estágio de Reaquecimento (fonte: Badr et al, 1990).</u>	80
<u>Figura 4.15 – Variações na eficiência térmica do ciclo e do título na saída da turbina de BP como funções da pressão adimensional de reaquecimento num ciclo de Rankine com um estágio de Reaquecimento encontrados nas simulações deste trabalho.</u>	81
<u>Figura 4.16 – Variações na eficiência térmica do ciclo e do título na saída da turbina de baixa pressão como funções da pressão adimensional de reaquecimento num ciclo de Rankine com dois estágios de Reaquecimento (fonte: Badr et al, 1990).</u>	82
<u>Figura 4.17 – Variações na eficiência térmica do ciclo e do título na saída da turbina de baixa pressão como funções da pressão adimensional de reaquecimento num ciclo de Rankine com dois estágios de Reaquecimento encontrados nas simulações deste trabalho.</u>	83
<u>Figura 4.18 – (a) Modelo do ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração desenvolvido para simulação; (b) Diagrama T x s respectivo.</u>	86
<u>Figura 4.19 – Algoritmo de cálculo das variáveis do sistema de Rankine com reaquecimento e regeneração utilizando-se o método de substituição sucessiva (Caso 1).</u>	89
<u>Figura 4.20 – Algoritmo de cálculo das variáveis do sistema de Rankine com reaquecimento e regeneração utilizando-se o método de Bloco Único (Caso 2).</u>	90

<u>Figura 4.21 – Algoritmo de cálculo todas as propriedades termodinâmicas e variáveis do sistema de Rankine com reaquecimento e regeneração em uma única sub-rotina, aplicando-se o método de Bloco Único (Caso 3).</u>	91
<u>Figura 4.22 – Representação da matriz Jacobiana na primeira configuração.</u>	94
<u>Figura 4.23 – Representação da matriz Jacobiana na segunda configuração.</u>	94
<u>Figura 4.24 – (a) Ciclo de Rankine com Reaquecimento, Regeneração e perdas na tubulação Gerador de Vapor-Turbina; (b) Diagrama T x s respectivo.</u>	97
<u>Figura 4.25 – Algoritmo de cálculo das variáveis do sistema de Rankine com reaquecimento e regeneração em que são considerados cálculos em canalizações, utilizando-se o método de Substituição Sucessiva (Caso 1).</u>	100
<u>Figura 4.26 – Algoritmo de cálculo das variáveis do sistema de Rankine com reaquecimento e regeneração em que são considerados cálculos em canalizações, utilizando-se o método de Bloco Único (Caso 2).</u>	101
<u>Figura 4.27 – Algoritmo de cálculo das variáveis do sistema de Rankine com reaquecimento e regeneração onde são consideradas curvas de eficiências para a turbina e a bomba principal, utilizando-se o método de Substituição Sucessiva (Caso 1).</u>	108
<u>Figura 4.28 – Algoritmo de cálculo das variáveis do sistema de Rankine com reaquecimento e regeneração onde são consideradas curvas de eficiências para a turbina e a bomba principal, utilizando-se o método de Bloco Único (Caso 2).</u>	109
<u>Figura 7.1 – Típico gerador de vapor “spreader-stoker-fired” com superaquecedores radiantes e parcialmente blindados, separadores de poeira e economizador. Aquecedores de fluxo cruzado entregam ar da combustão para a fornalha e algumas tubulações. (Fonte: Bender, 1964)</u>	121
<u>Figura 7.2 – Gerador de vapor moderno com superfícies de aquecimento especiais para atingir alta eficiência. (Fonte: Bender, 1964)</u>	122
<u>Figura 7.3 – Diagrama de demonstração da quantidade relativa de superfície de aquecimento para cada tipo de unidade da Figura 3.2 e a quantidade relativa de absorção de calor em cada uma. (Fonte: Bender, 1964)</u>	123
<u>Figura 7.4 – Gerador de vapor moderno com seus equipamentos associados, tal como queimadores, removedores de cinzas e sistemas de ventilação (fonte: Bender, 1964).</u>	125
<u>Figura 7.5 – Diagrama de fluxo de energia representativo da operação de um gerador de vapor (fonte: Bender, 1964).</u>	126

<u>Figura 7.6 – Gerador de vapor com os circuitos de escoamento de água na fases líquida, líquida/gasosa e gasosa (fonte: Kakaç, 1991)</u>	127
<u>Figura 7.7 – 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)</u>	128
<u>Figura 7.8 – Palhetas para estágios de ação e reação (fonte: Schegliaiev, 1978)</u>	129
<u>Figura 7.9 – Módulo de baixa pressão de uma turbina russa a vapor de condensação com entrada central do vapor e escoamento bidirecional, 100 MW, modelo K-100-90 LMZ, com 5 estágios de ação, pressão e temperatura do vapor na entrada de 8,8 MPA e 535 °C, pressão do vapor na saída de 3,4 kPa. (fonte: Schegliaiev, 1978)</u>	130
<u>Figura 7.10 – Estágios de pressão, de velocidade, e de reação de uma turbina (fonte: Neerken, 1980)</u>	131
<u>Figura 7.11 – Turbina de reação com múltiplos estágios e os diagramas mostrando as pressões e velocidades ao longo dos estágios. (fonte: Schegliaiev, 1978)</u>	132
<u>Figura 7.12 – Turbina russa a vapor de condensação, 50 MW, modelo K-50-90 LMZ, com 22 estágios de ação, pressão e temperatura do vapor na entrada de 8,8 MPA e 535 °C, e regulação da entrada de entrada do vapor por válvulas (fonte: Schegliaiev, 1978)</u>	133
<u>Figura 7.13 – Modelo de turbina de condensação de usina de médio porte (fonte: CGTEE)</u>	134
<u>Figura 7.14 – Representação de uma turbina com 1 estágio de velocidade e 2 estágios de reação (fonte: Neerken, 1980)</u>	134
<u>Figura 7.15 – Arranjos de turbinas com 1 eixo e 2 eixos (fonte: Schegliaiev, 1978, e Margulova, 1978)</u>	135
<u>Figura 7.16 – Condensador típico de uma central térmica (fonte: Margulova, 1978)</u>	136
<u>Figura 7.17 – Condensador típico de uma central térmica de médio porte</u>	137
<u>Figura 7.18 – Bomba Worthington de três estágios. Eixo vertical, de processo CAN. Emprego: Bombeamento de condensado.; bombeamento booster; sistemas de resfriamento; sistema de baixo NPSH disponível (fonte: Macintyre, 1997)</u>	139
<u>Figura 7.19 – Corte da bomba de alimentação de carga máxima, tipo HPTpo45, de cinco estágios (fonte: Macintyre, 1997)</u>	139
<u>Figura 7.20 – Bombas de alimentação de um gerador de vapor de uma central termelétrica de médio porte (fonte: CGTEE)</u>	140
<u>Figura 7.21 – Arranjo esquemático de um aquecedor de água de alimentação de superfície (fonte:Van Wylen, 1993)</u>	142

<u>Figura 7.22 – Regenerador vertical de superfície do tipo casco tubo (fonte: Margulova, 1978)</u>	143
<u>Figura 7.23 – Pré-aquecedores de uma usina de médio porte (fonte: CGTEE)</u>	144
<u>Figura 7.24 – Regenerador de mistura deaerador com indicação do fluxo de massa. (fonte: Gaffert, 1955)</u>	145
<u>Figura 7.25 – Diagrama de Muddy (fonte: Macintyre, 1997)</u>	149
<u>Figura 7.26 – Curvas do fator de atrito para escoamento laminar e turbulento (fonte: Fox, 1995)</u> .	150

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 4-1 - Equações dos componentes do ciclo de Rankine Simples	67
Tabela 4-2 - Dados de entrada para resolver o ciclo de Rankine Simples.	72
Tabela 4-3 - Principais resultados das simulações do ciclo de Rankine Simples.	72
Tabela 4-4 - Dados de entrada usados para resolver o sistema de Rankine com Reaquecimento. ...	79
Tabela 4-5 - Principais resultados das simulações do sistema de Rankine com reaquecimento.	79
Tabela 4-6 - Equações dos componentes do ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração ...	87
Tabela 4-7 - Parâmetros de entrada para resolução do Rankine com Reaquecimento e Regeneração.	92
Tabela 4-8 - Principais resultados das simulações do ciclo Rankine com reaquecimento e regeneração.	93
Tabela 4-9 - Rendimentos térmicos dos ciclos	95
Tabela 4-10 – Equações que caracterizam as perdas no ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração	98
Tabela 4-11 - Equações de dimensionamento do condensador.	99
Tabela 4-12 - Parâmetros de entrada para resolução do ciclo Rankine com reaquecimento e regeneração com perdas em canalizações e no gerador de vapor.	102
Tabela 4-13 - Resultados principais das simulações do ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração incluindo cálculos de dimensionamento do condensador e perdas em canalizações e no gerador de vapor.	103
Tabela 4-14 – Equações das eficiências isentrópicas em função da vazão mássica.	106
Tabela 4-15 - Parâmetros de entrada para resolução do Rankine com Reaquecimento e Regeneração considerando parâmetros nominais da turbina e bomba principal.	110
Tabela 4-16 - Principais resultados das simulações do ciclo de Rankine com equações de eficiências da turbina e da bomba principal em função da vazão mássica.	111
Tabela 7-1 - Ciclo de Rankine simples	152
Tabela 7-2 - Ciclo de Rankine com reaquecimento	153
Tabela 7-3 - Ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração	153
Tabela 7-4 - Ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração incluindo queda de pressão no gerador de vapor e perdas em tubulações	156

Tabela 7-5 - Ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração incluindo queda de pressão no gerador de vapor, perdas em tubulações e curvas de eficiências da turbina e da bomba principal
..... 159

1. INTRODUÇÃO

1.1. Motivação

Cada vez mais realizam-se estudos e simulações de sistemas térmicos de potência das centrais termelétricas por serem elas contribuidoras de uma enorme fatia da geração de energia elétrica no mundo. Inúmeras modificações nos ciclos básicos destas centrais são examinadas com o propósito de se aumentar seus rendimentos termodinâmicos. Até mesmo pequenos aumentos destes rendimentos podem causar um surpreendente impacto sobre os recursos energéticos mundiais, diante à extensa rede de geração de energia elétrica existente. A utilização de diferentes métodos de simulação para ciclos de Rankine, relacionada ao desenvolvimento de sistemas que compõem as centrais termelétricas, numa prática de engenharia que requer, essencialmente, aplicações dos conhecimentos de Termodinâmica de Mecânica dos Fluidos e de Transferência de Calor, proporciona que alternativas possam ser tomadas no processo de simulação numérica destas centrais. O presente trabalho aborda a utilização de alguns métodos de simulação para diversas configurações do ciclo de Rankine, ciclo básico das centrais térmicas de potência.

Historicamente, a Europa e os Estados Unidos foram os primeiros a desenvolverem tecnologias de centrais termelétricas. Estas tecnologias acabaram atrelando à operação destas centrais diversos recursos energéticos não renováveis que se dispõe atualmente, atuantes como combustíveis destas usinas. Dentre estes recursos energéticos destacam-se o carvão, o petróleo (óleo combustível) e o gás natural, além do Xisto e o Urânio utilizados em usinas nucleares. De acordo com Badr et al, 1990, a maior parte das centrais termelétricas existentes no mundo utilizam o carvão como principal combustível de queima em seus geradores de vapor. No Brasil, o carvão representa cerca de 88,7% das reservas energéticas nacionais enquanto que as demais reservas, de um modo geral, possuem menor representatividade: hidráulica (3,9%), Xisto à céu aberto (2,8%), Urânio não associado (2,8%), Petróleo (1,5%) e Gás Natural (0,3%). O estado do Rio Grande do Sul é tido como pioneiro na implantação de centrais termelétricas, visto sua privilegiada condição de ser detentor de cerca de 84% das reservas nacionais de carvão mineral (estima-se que existam 33,3 bilhões de toneladas no país) [Jornal do Comércio, 2003].

Diante do enorme potencial a ser explorado e do crescente consumo de energia elétrica em nosso país, as centrais termelétricas certamente continuarão a ser consideradas como uma das principais fontes alternativas para atender às demandas energéticas nos próximos anos. Por esta

razão, é fundamental que estudos e pesquisas voltados aos sistemas térmicos que caracterizam estas centrais também avancem cada vez mais em prol dos interesses econômico-sociais, não deixando de se ter em mente que a continuidade dos investimentos neste setor depende, atualmente, da adequação dos projetos às políticas ambientais, da saúde financeira do nosso país e da vontade política de nossos governantes.

A motivação que levou à realização deste trabalho enseja-se no desejo de atuar no processo de desenvolvimento de metodologias de simulação de centrais termelétricas, com o intuito de contribuir positivamente ao propósito supra abordado.

1.2. Revisão Bibliográfica

Inicialmente, foram consultadas diversas literaturas que tratam de abordagens conceituais da Termodinâmica. A respeito de conceitos da termodinâmica (1ª e 2ª leis, calor, trabalho, energia, etc.), definições gerais e modelagens do ciclo de Rankine e seus componentes básicos, destacam-se as seguintes literaturas: Black et al., 1991, Howell et al., 1987, e Van Wylen e Sonntag, 1993. Também cabe destacar o artigo publicado por Beretta e Gyftopoulos, 1993, onde são apresentados os fundamentos de Termodinâmica em uma nova seqüência onde todos os conceitos básicos são definidos em termos de idéias mecânicas bem conhecidas. A apresentação dos conceitos é feita na seguinte ordem: sistema (constituintes e parâmetros), propriedades, estado, energia (sem calor e trabalho) e balanço de energia, classificação dos estados em termos da evolução de tempo, existência de estados de equilíbrio estáveis, disponibilidade de energia, entropia (sem calor e entropia) de qualquer estado (equilíbrio ou não) e balanço de entropia, propriedades de estados de equilíbrio estáveis, temperatura em termos de energia e entropia, potenciais químicos, pressão, trabalho, calor e, por fim, aplicações de balanços.

Sob o espectro de elaboração de projetos e metodologias de simulação de sistemas térmicos, sobressaem-se as seguintes literaturas: Burmeister, 1998, Bejan et al, 1996, e, principalmente, Stoecker, 1989, referência base dos métodos de simulação considerados neste trabalho. Stoecker, 1989, aborda dois tipos de simulações: simulação seqüencial e simulação simultânea. A simulação seqüencial consiste no fato de que, ao se iniciar o cálculo com as informações de entrada, imediatamente se obtêm os resultados de saída de um componente que são, por sua vez, dados de entrada suficientes para se calcular os resultados de um próximo componente, e assim por diante, até que se calcule o último componente e o sistema seja resolvido. A simulação simultânea, em

contrapartida, envolve a resolução simultânea do conjunto de equações algébricas do sistema, podendo ser realizada através da utilização dos métodos de Substituição Sucessiva e Newton-Raphson, como comenta Stoecker, 1989.

A modelagem dos principais componentes de um ciclo de Rankine envolveu também a consulta em literaturas um pouco mais especializadas. Informações adicionais a respeito de importantes características dos equipamentos considerados nas simulações são apresentadas no Apêndice A1 deste trabalho. Para a modelagem do gerador de vapor de uma central termelétrica as fontes literárias consultadas foram Bega, 1989, e Bender, 1964. Estas referências atêm-se principalmente às descrições físicas de um gerador de vapor, detalhando as partes que compõem este equipamento e apresentando alguns tipos e modelos convencionais. Para a modelagem das turbinas de vapor, a principal fonte consultada foi Schegliaiev, 1978, onde são apresentadas expressões matemáticas e são descritos os processos físicos de diversos tipos de turbina, tal como turbinas de condensação e de contrapressão. Os trocadores de calor, tal como condensadores e regeneradores, tiveram sua modelagem baseada nas literaturas Kakaç, 1991, e Incropera e Witt, 1992. A modelagem referente aos processos e equipamentos de bombeamento, por sua vez, baseou-se nas informações apresentadas por Macintyre, 1997, e Jardim, 1992.

Diversas publicações que tratam da determinação das propriedades termodinâmicas de fluidos de trabalho de sistemas térmicos foram consultadas. Benzecry et al., 1992, apresentaram um programa na linguagem Pascal para obtenção das propriedades termodinâmicas da água juntamente com as equações utilizadas para a determinação das propriedades. Os dados obtidos são comparados com os dados da literatura, onde observa-se, por exemplo, desvios máximos de 0,25% na região de saturação e aproximadamente 0,5% na região de vapor superaquecido. Llagostera, 1994, desenvolveu um conjunto de sub-rotinas computacionais visando possibilitar a elaboração de programas de análise e de otimização termodinâmica de sistemas térmicos que exijam a avaliação rápida, e com elevada exatidão, de propriedades termodinâmicas da água. Em seu trabalho, são apresentados os detalhes das sub-rotinas implementadas e são comparados os resultados obtidos das mesmas com dados da literatura. Veloso, 1996, apresentou um conjunto de relações para o cálculo das propriedades termodinâmicas da água e suas primeiras derivadas parciais para uma larga faixa de pressão e temperatura. As propriedades termodinâmicas são calculadas com base na formulação IAPS-84 e as primeiras derivadas parciais são obtidas usando-se também as tabelas de Bridgman. Para a elaboração do algoritmo de determinação das propriedades termodinâmicas da água (fluido de trabalho considerado nas simulações deste trabalho), foram utilizadas as expressões matemáticas

apresentadas por Irvine e Liley, 1984. As equações simplificadas apresentadas nesta literatura dividem-se em dois grupos de expressões para melhor conveniência no estudo do problema, tratando a determinação das propriedades termodinâmicas da água para duas regiões: região de saturação e região de vapor superaquecido. Para análise dos desvios dos resultados encontrados pela sub-rotina de determinação de propriedades termodinâmicas da água, foram utilizados o software CATT2 (página na internet) e suas referentes tabelas apresentadas em Van Wylen e Sonntag, 1993.

No que diz respeito a trabalhos sobre simulações de ciclos de Rankine, Evans e Mawle, 1988, elaboraram um programa computacional em Pascal designado a auxiliar os estudantes de engenharia mecânica a analisar e entender ciclos de potência a vapor. Implementações comuns de uma usina de potência baseada no ciclo de Rankine, tal como superaquecimento, reaquecimento e regeneração foram incluídas no programa. Tal programa habilita os estudantes a realizarem muito mais análises de uma central de potência em comparação ao que eles poderiam fazer no mesmo intervalo de tempo se realizassem os cálculos à mão. Em adição aos cálculos das condições do vapor nos vários pontos do ciclo e de sua eficiência térmica, o programa também fornece um esquemático modelo e diagrama de temperatura por entropia. Natarajan e Murthy, 1987, aplicaram os índices de performance da primeira e segunda lei da Termodinâmica para análise de um ciclo Rankine simples de potência a vapor. Em seu artigo, as “ineficiências” (shortcomings) da análise da primeira lei e a metodologia de análise da segunda lei são tratadas em termos gerais. As análises são realizadas sobre uma faixa de valores de pressão no gerador de vapor, pressão no condensador e temperatura na entrada da turbina. Badr et al., 1990, simularam e analisaram os rendimentos de sistemas de potência baseados no ciclo de Rankine usando vapor d’água como fluido de trabalho. A linguagem computacional Basic foi a utilizada para cálculos das propriedades termodinâmicas e simulações dos sistemas de ciclo de Rankine com comportamento simples, com reaquecimento e com regeneração. Alguns exemplos de determinação das características de performance através da aplicação do programa computacional também são demonstrados. Patwardhan e Devotta, 1988, apresentaram um procedimento simplificado para a determinação da eficiência de um ciclo de potência Rankine. O procedimento não necessita de qualquer dado termodinâmico detalhado, apenas requer somente o calor específico de líquido e o calor latente de vaporização na temperatura do gerador de vapor. Foram realizados testes do procedimento em oito potenciais fluidos de trabalho de ciclos Rankine de potência para os quais os valores exatos das eficiências foram comparados com os obtidos com base em dados termodinâmicos detalhados, dentro de uma razoável e conveniente faixa de temperaturas de vaporização e condensação. Os resultados indicaram que o procedimento pode determinar

eficiências do ciclo com valores dentro de uma faixa de desvio de $\pm 1\%$. Liley, 1988, apresentou expressões analíticas para a análise da eficiência do ciclo de Rankine simples e do ciclo de Rankine com um ou dois aquecedores da água de alimentação (regeneradores) abertos, com os resultados sendo expressos somente em termos de entalpia. As expressões obtidas são uma simplificação daquelas previamente disponíveis e mais profundamente destinadas ao cálculo da eficiência de um ciclo que contenha um ou dois aquecedores da água de alimentação para serem analisados. Berta e Prato, 1988, apresentaram um estudo que trata do ciclo de Rankine regenerativo, desenvolvido com os seguintes objetivos: ampliar o domínio em que a configuração do ciclo otimizado é investigado e incluir regeneradores de superfície e fluidos de trabalho não convencionais numa estrutura teórica mais consistente e sistemática. Uma nova definição do calor regenerativo máximo é considerada, que é compatível com uns poucos ciclos alternativos. Um estágio de regeneração dupla é definido, consistindo da transferência de calor para diferentes escoamentos da mesma extração de vapor. E aplicações numéricas são realizadas para o caso da utilização de um fluido de trabalho simples (água) e um composto (mistura água e amônia).

1.3. Escopo do trabalho

O trabalho busca verificar a aplicação de métodos de simulação simultânea em sistemas térmicos de conversão de energia caracterizados por ciclos de Rankine.

Inicialmente, o ciclo de Rankine ideal é definido e os componentes e processos básicos que o compõe são apresentados juntamente com a determinação da expressão matemática que descreve a eficiência térmica de um ciclo de potência. Em seguida, são mencionadas as perdas mais importantes associadas a um ciclo de Rankine real que o distanciam de um ciclo ideal, sendo apresentadas as possibilidades básicas para se obter um aumento do rendimento térmico no mesmo. São apresentadas as expressões matemáticas que descrevem os processos e relações físicas dos componentes a serem considerados nas simulações numéricas dos sistemas térmicos propostos, podendo se verificar suas principais características físicas no Apêndice A1 deste trabalho. Depois, passam a ser estabelecidas as expressões matemáticas que possibilitam a determinação das propriedades termodinâmicas da água em seus mais diversos estados ao longo dos ciclos elaborados.

A partir do desenvolvimento do ciclo de Rankine simples, diversas implementações são realizadas até que se chegue a um modelo mais complexo, caracterizado por um ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração, onde são adotadas as considerações mais convencionais da

prática de projeto de centrais termelétricas, incluindo-se queda de pressão em tubulações do circuito além de outras perdas. Aplicam-se os métodos de Substituição Sucessiva e Bloco Único para a resolução do conjunto de equações algébricas das diversas configurações de ciclos de Rankine elaboradas, sendo as simulações efetuadas através de programas escritos na linguagem Fortran.

Por fim, são realizadas as ponderações finais a respeito da aplicação dos métodos de simulação utilizados para obtenção dos principais resultados.

2. CICLO DE RANKINE

2.1. Introdução

Neste capítulo, o ciclo de Rankine ideal é definido e os componentes e processos básicos que o compõe são apresentados, juntamente com a determinação da expressão matemática que descreve a eficiência térmica de um ciclo de potência. Em seguida, são mencionadas as perdas mais importantes associadas a um ciclo de Rankine real que o distanciam de um ciclo ideal. Por fim, são discutidas e apresentadas as possibilidades básicas para se obter o aumento do rendimento térmico de um ciclo de Rankine, tais como: superaquecimento do vapor saturado que deixa o gerador de vapor, aumento da pressão no fornecimento de calor no gerador de vapor, redução da pressão de saída na turbina, reaquecimento e regeneração.

2.2. O ciclo de Rankine ideal

O ciclo de Rankine ideal é considerado o ciclo modelo em se tratando de usinas termelétricas pois é o que mais se aproxima do ciclo real destas. Em sua forma mais básica, consiste em quatro componentes: uma bomba, um gerador de vapor, uma turbina e um condensador. A figura 2.1 mostra o funcionamento esquemático de um ciclo Rankine e o respectivo diagrama de operação de temperatura entropia ($T x s$) correspondente, considerando o superaquecimento do vapor.

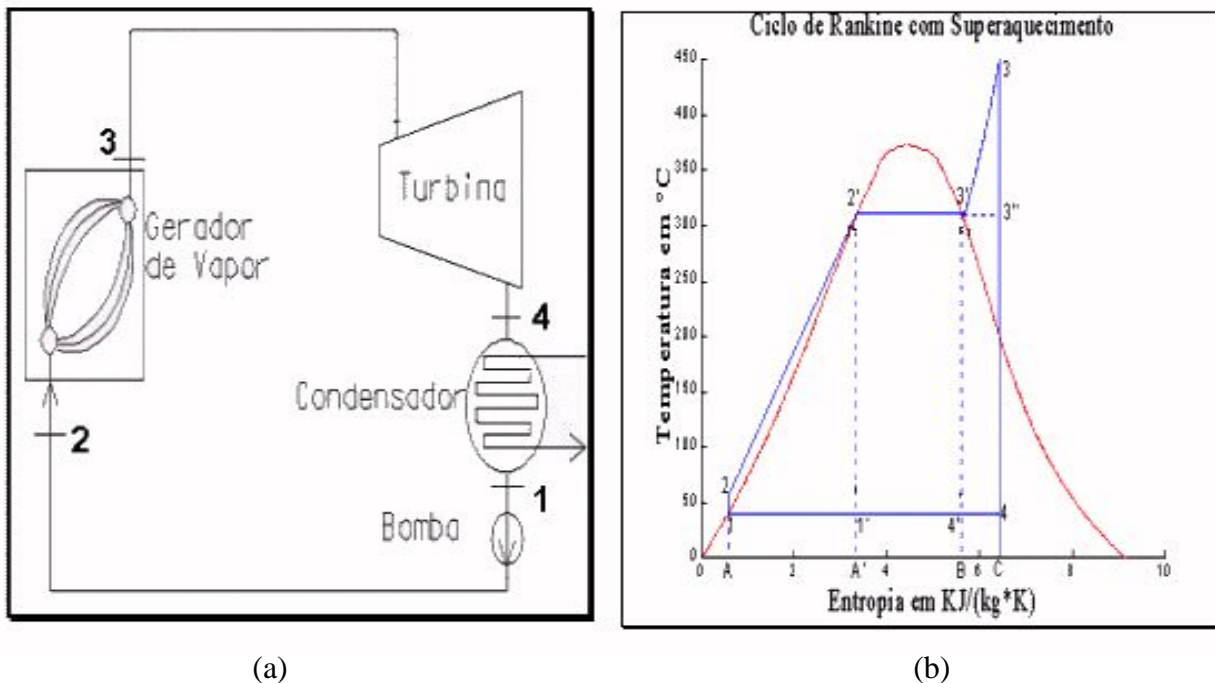


Figura 2.1 – (a) Ciclo de Rankine com os quatro componentes básicos; (b) Diagrama temperatura entropia com superaquecimento (fonte: Paz, 2002)

Assim como para os demais ciclos térmicos, quando se estuda o ciclo de Rankine e todos os seus componentes, tem-se interesse em se mensurar duas questões principais: qual é o seu rendimento e qual é sua potência gerada.

O fluido de trabalho utilizado num ciclo de Rankine geralmente é a água. A escolha do fluido de trabalho depende de vários fatores, incluindo a necessidade de acomodar-se as temperaturas e pressões de trabalho. Na figura 2.1 (a), a água entra na bomba no estado 1 na fase líquida e é comprimida até o estado 2. No ciclo ideal, o processo é suposto ser reversível e adiabático. Portanto, esta transformação é uma linha 1-2 vertical no diagrama $T-s$ da figura 2.1 (b).

Após deixar a bomba no estado 2 como líquido comprimido, a água entra no gerador de vapor onde é aquecida pela combustão dos gases a alta temperatura, saindo como vapor superaquecido no estado 3. O gerador de vapor é basicamente um grande trocador de calor suposto ser um aparelho reversível internamente à pressão constante, no ciclo ideal.

O vapor superaquecido deixa o gerador de vapor no estado 3 e entra na turbina onde é expandido e produz trabalho através da rotação do eixo, normalmente acoplado a um gerador elétrico. Na turbina, assume-se que o processo de expansão da água é adiabático e reversível

internamente. O processo de expansão ideal na turbina é, portanto, isentrópico e representado pela linha vertical 3-4 no diagrama $T-s$, conforme figura 2.1 (b).

A água deixa a turbina no estado 4 e entra no condensador, onde ocorre a transferência de calor para as vizinhanças. Assim como o gerador de vapor, o condensador é meramente um trocador de calor. Num condensador ideal, a água passa por um processo reversível internamente a pressão constante. A água que entra num condensador está usualmente na fase vapor, mas pode ser também uma mistura bifásica, próxima da linha de vapor saturado. Como a pressão reinante no condensador é idealmente tomada como constante, o processo é também à temperatura constante ao longo da condensação, conforme a linha 4-1 da figura 2.1 (b). Visto que o condensador opera a pressões inferiores a atmosférica, o processo de condensação ocorre a temperaturas próximas a ambiente. Por fim, o líquido deixa o condensador no estado 1 e novamente entra na bomba, reiniciando o ciclo.

As expressões que tratam do trabalho e do calor trocado para os quatro processos básicos são obtidas aplicando-se a equação da 1ª lei da Termodinâmica. Na análise do ciclo ideal, as mudanças na energia cinética e potencial da água são usualmente consideradas muito menores do que as dos termos de trabalho e transferência de calor, sendo então negligenciadas.

Por ser o processo de bombeamento, num ciclo de Rankine ideal, adiabático e reversível internamente, a equação da conservação de energia por uma unidade de massa base aplicada a bomba reduz-se a [Black e Hartley, 1991]:

$$w_b = h_2 - h_1 \quad (2.1)$$

onde w_b é o trabalho específico realizado na bomba e h_1 e h_2 são as entalpias específicas nos pontos 1 e 2, respectivamente.

Considerando-se o processo na bomba isentrópico e o volume específico do fluido de trabalho constante, a mudança de entalpia da equação acima pode ser estimada da equação $T.ds$ e o trabalho requerido na bomba passa a ser dado por:

$$w_b = v.(p_2 - p_1) \quad (2.2)$$

onde v é o volume específico do fluido de trabalho e p_1 e p_2 são as pressões nos pontos 1 e 2, respectivamente.

A turbina em um ciclo de Rankine ideal é também considerada adiabática e reversível internamente, sendo o trabalho desenvolvido por ela dado por:

$$w_t = h_4 - h_3 \quad (2.3)$$

onde w_t é o trabalho específico realizado na turbina e h_3 e h_4 são as entalpias específicas nos pontos 3 e 4, respectivamente.

Considerando-se nulas as interações de trabalho nos processos que ocorrem no gerador de vapor e no condensador, a transferência de calor por unidade de massa nestes componentes também é dada pela diferença entálpica em suas entradas e saídas. Para o gerador de vapor tem-se:

$$q_g = h_3 - h_2 \quad (2.4)$$

onde q_g é o calor específico trocado no gerador de vapor e h_3 e h_2 são as entalpias específicas nos pontos 3 e 2, respectivamente.

Para o condensador tem-se:

$$q_c = h_1 - h_4 \quad (2.5)$$

onde q_c é o calor específico trocado no condensador de vapor e h_1 e h_4 são as entalpias específicas nos pontos 1 e 4, respectivamente.

A eficiência térmica do ciclo é dada pela razão entre o trabalho líquido produzido durante o ciclo e a transferência de calor à água no gerador de vapor [Van Wylen e Sonntag, 1993]:

$$\eta_y = \frac{w_t - w_b}{q_g} \quad (2.6)$$

Esta expressão também pode ser reescrita em termos de entalpia do fluido de trabalho para os quatro estados representativos do ciclo conforme comentado anteriormente [Howell e Buckius, 1987]:

$$\eta_y = \frac{(h_3 - h_4) + (h_1 - h_2)}{(h_3 - h_2)} \quad (2.7)$$

2.3. Afastamento dos ciclos reais dos ideais

Ineficiências dos ciclos reais

O ciclo de Rankine ideal sem superaquecimento pode apresentar eficiência próxima à de um ciclo de Carnot. Porém, o mesmo não ocorre quando se têm máquinas reais trabalhando no ciclo, pois diversas irreversibilidades passam a estar presentes, especialmente na turbina e na bomba [Howell e Buckius, 1987]. A eficiência de uma usina de potência é usualmente definida em termos da razão entre o trabalho (ou energia elétrica) gerado e a energia entregue ao ciclo, e não a energia adicionada ao fluido de trabalho. Esta eficiência global da usina é chamada de taxa de calor da usina e é frequentemente expressada em unidades mistas de BTU de energia de entrada por kilowatt-hora de geração elétrica. Visto que a eficiência de um gerador de vapor pode ser tão baixa quanto 60 por cento, por exemplo, as eficiências globais de uma usina serão consideravelmente menores que as eficiências do ciclo [Howell e Buckius, 1987].

A irreversibilidade assume importante função quando se estudam as relações entre ciclos ideais e ciclos reais. Considere um ciclo de potência real (ou mesmo ideal) que tenha transferência de calor Q_H para o ciclo, advinda de um reservatório a uma temperatura T_H , e uma transferência de calor Q_L do ciclo para um reservatório a T_L (igual a T_0). A irreversibilidade associada ao ciclo pode ser determinada por [Black e Hartley, 1991]:

$$I_{cic} = T_0 \oint dS_{sis} + \sum_K T_0 \oint \frac{\delta Q_K}{T_K} \quad (2.8)$$

Verifica-se que a variação de entropia do sistema sobre um ciclo completo é zero porque a entropia é uma variável de estado e a integral cíclica de uma variável de estado é zero.

$$I_{cic} = 0 + T_0 \left(-\frac{Q_H}{T_H} - \frac{Q_L}{T_0} \right) \quad (2.9)$$

onde $T_L = T_0$

$$I_{cic} = Q_H \left(-\frac{T_0}{T_H} - \frac{Q_L}{Q_H} \right) \quad (2.10)$$

A eficiência térmica do ciclo real pode ser expressa como [Black e Hartley, 1991]:

$$\eta_{real} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (2.11)$$

Combinando a equação 2.10 e 2.11:

$$I_{cic} = Q_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H} - \eta_{real} \right) \quad (2.12)$$

A soma dos dois primeiros termos dentro dos parênteses é igual a eficiência térmica de um ciclo totalmente reversível, tal como um ciclo de Carnot:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_0}{T_H} \quad (2.13)$$

Portanto, a expressão para a irreversibilidade do ciclo real pode ser escrita como:

$$I_{cic} = Q_H (\eta_{Carnot} - \eta_{real}) \quad (2.14)$$

Esta equação mostra que a diferença entre a eficiência térmica de um ciclo de Carnot e a eficiência térmica de um ciclo real (ou ideal) é proporcional a irreversibilidade do ciclo. Para um

ciclo ideal a irreversibilidade resulta completamente da transferência de calor entre o sistema e suas redondezas através da diferença de temperaturas finitas. Para um ciclo real, as irreversibilidades internas bem como a irreversibilidade associada com a transferência de calor fazem com que a eficiência térmica do ciclo seja menor que a eficiência térmica do ciclo de Carnot [Black e Hartley, 1991].

Para um ciclo de Carnot, um ciclo de Rankine ideal e um ciclo de Rankine real que operem entre os mesmos limites de temperatura, em que são consideradas as quantidades de irreversibilidades associadas a cada um de seus componentes, conclui-se que a relação geral da linha das eficiências térmicas deve ser:

$$\eta_{\text{Carnot}} > \eta_{\text{ideal}} > \eta_{\text{real}}$$

Uma comparação entre o ciclo de Rankine ideal e o ciclo de Carnot pode ser realizada a partir da observação da Figura 2.1:

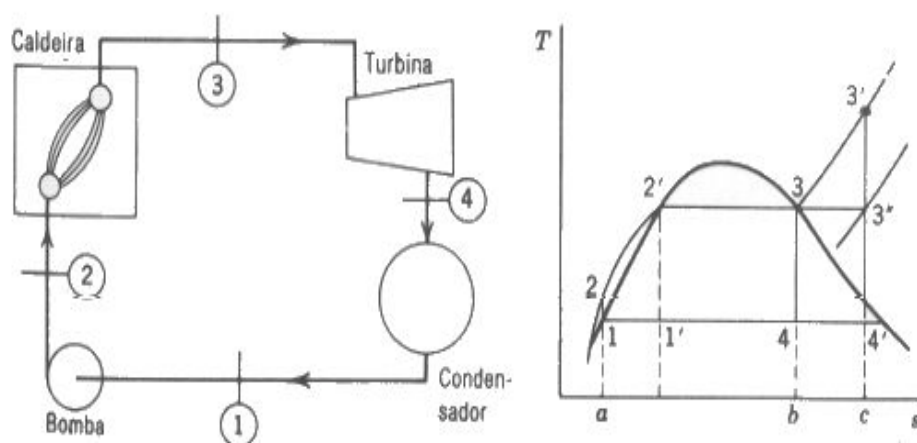


Figura 2.1 - Comparação ciclo de Rankine e ciclo de Carnot (fonte: Van Wylen e Sonntag, 1993)

O ciclo de Rankine possui a possibilidade de superaquecimento do vapor, como se observa no ciclo 1-2-3'-4'-1 da Figura 2.1. Isto extrapola a curva de saturação para as determinadas características do fluido de trabalho sob as condições limites entre duas temperaturas máxima e mínima para 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 $T-s$, tendo em vista que vale a relação de calor $q = \int T.ds$ ($\delta q = T.ds$). 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. O rendimento térmico é definido pela relação:

$$\eta_y = \frac{w_{liq}}{q_H} = \frac{\text{área.: } 1-2-2'-3-4-1}{\text{área.: } a-2-2'-3-b-a}$$

É imediatamente evidente que o ciclo de Rankine tem um rendimento menor que o ciclo de Carnot, que tem as mesmas temperaturas máxima e mínima do ciclo de Rankine, porque a temperatura média entre 2 e 2' é menor do que a temperatura durante a vaporização.

A escolha do ciclo de Rankine como o ciclo modelo ideal para centrais termelétricas ao invés do ciclo de Carnot justifica-se por, pelo menos, duas razões:

- **Bombeamento:** O estado 1' é uma mistura de líquido e vapor e encontra-se grandes dificuldades na construção de uma bomba que pegue a mistura de líquido e vapor em 1' e forneça líquido saturado em 2'. É muito mais fácil condensar completamente o vapor e trabalhar com somente líquido na bomba, e o ciclo de Rankine é baseado neste fato.
- **Superaquecimento do vapor:** No ciclo de Rankine o vapor é superaquecido à pressão constante, processo 3-3'. No ciclo de Carnot toda a transferência de calor é a temperatura constante e portanto o vapor é superaquecido no processo 3-3''. Note-se, entretanto, que durante este processo a pressão cai, significando que calor deve ser transferido ao vapor, enquanto ele sofre um processo de expansão no qual é efetuado trabalho. Isto também é muito difícil de se conseguir na prática.

A seguir, são relacionadas as perdas mais importantes associadas aos ciclos a vapor causadoras do afastamento dos ciclos reais dos ideais.

Perdas na tubulação e no gerador de vapor

A perda de carga e a transferência de calor ao meio são as perdas mais importantes na tubulação. Considere-se, por exemplo, um tubo que ligue o gerador de vapor à turbina. Se ocorrerem somente efeitos de atrito, os estados *a* e *b*, como representados na Figura 2.2, representariam o estado do vapor que deixa o gerador de vapor e o estado de vapor que entra na turbina, respectivamente. Note-se que isto provoca um aumento na entropia.

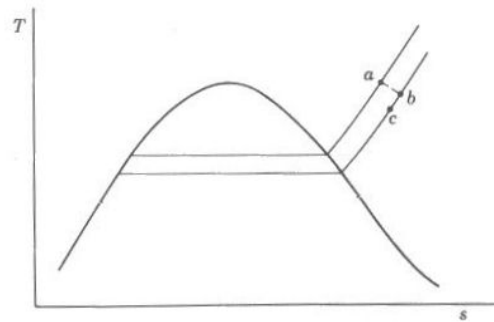


Figura 2.2 – Diagrama temperatura entropia mostrando perdas nas tubulações (Fonte: Van Wylen e Sonntag, 1993)

O calor transferido ao meio a pressão constante pode ser representado pelo processo *bc*. Este efeito causa uma diminuição na entropia. Tanto a perda de carga como a troca de calor provocam uma diminuição na disponibilidade do vapor que entra na turbina.

Uma perda análoga ocorre no gerador de vapor. Devido a esta perda, a água que entra no gerador de vapor deve ser bombeada até uma pressão mais elevada do que a pressão desejada para o vapor que deixa o gerador de vapor. Isto requer trabalho adicional de bombeamento.

Perdas na turbina e na bomba

Os efeitos das irreversibilidades presentes na turbina e na bomba sobre o ciclo termodinâmico podem ser tratados através da utilização das eficiências destes equipamentos.

De acordo com Van Wylen e Sonntag, 1993, as perdas que ocorrem na turbina são, principalmente, aquelas associadas com o fluido de trabalho que atravessa este equipamento. A transferência de calor para o meio, que também representa uma perda, é de importância secundária. Os efeitos destas duas perdas são os mesmos citados para as perdas na tubulação e o processo pode ocorrer como o representado na Figura 2.3, onde 4_s representa o estado após uma expansão isentrópica e o estado 4 representa o estado real do vapor na saída da turbina, ambos a mesma pressão.

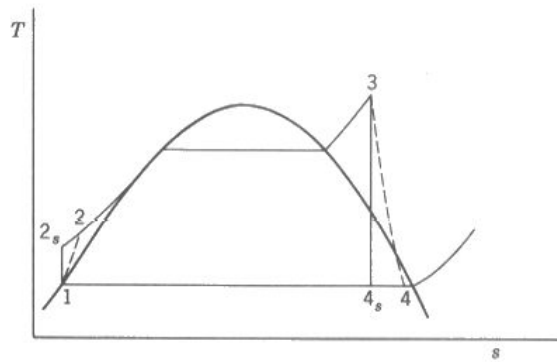


Figura 2.3 – Processos real e isentrópico para uma turbina e para uma bomba representados no diagrama T x s (Fonte: Van Wylen e Sonntag, 1993)

Os sistemas de controle também podem provocar uma perda na turbina, particularmente se for usado um processo de estrangulamento para controlar a turbina.

A eficiência de uma turbina é dada pela comparação entre seu trabalho real e o trabalho produzido num processo isentrópico.

A expressão da eficiência da turbina é definida como:

$$\eta_t = \frac{w_{real}}{w_{isent}} = \frac{w_r}{w_s} \quad (2.15)$$

Aplicando a primeira lei da termodinâmica para escoamento adiabático permanente com propriedades uniformes na entrada e na saída, obtém-se, para a eficiência da turbina:

$$\eta_t = \frac{(h_{in} - h_{out})_r}{(h_{in} - h_{out})_s} \quad (2.16)$$

onde as variações de energia cinética e potencial são negligenciadas, sendo h_{in} e h_{out} as entalpias específicas na entrada e saída da turbina, respectivamente. Turbinas reais geralmente trabalham com eficiências na faixa de 60 a 80 %. Turbinas de grande porte conseguem eficiências próximas de 90 % [Howell e Buckius, 1987].

As perdas na bomba decorrem principalmente das irreversibilidades associadas com o deslocamento do fluido. A troca de calor usualmente é uma perda secundária [Van Wylen e Sonntag, 1993]. Os processos real e isentrópico também podem ser observados na Figura 2.3, nas linhas 1-2 e 1-2s, respectivamente.

A eficiência de uma bomba é definida por:

$$\eta_b = \frac{w_s}{w_r} = \frac{v(p_2 - p_1)}{w_r} \quad (2.17)$$

Perdas no condensador

Os condensadores operam de forma a obter líquido sub-resfriado evitando a eventual cavitação na bomba. Tal processo é, na maior parte, isotérmico. Desta forma, de acordo com Van Wylen e Sonntag, 1993, as perdas são consideradas relativamente pequenas se comparadas com as perdas mais expressivas do ciclo, tais como as associadas à troca de calor adicional necessária para que a água atinja a temperatura de saturação no gerador de vapor.

Outras perdas do ciclo de Rankine

Além das ineficiências mais significativas discutidas anteriormente, outras também devem ser consideradas. Por exemplo, ineficiências causadas pelas perdas por atrito no bombeamento do fluido de trabalho através do ciclo, perdas de calor para o meio ambiente dos componentes de processos não adiabáticos, redução da eficiência do condensador por causa do vazamento de ar no condensador sub-atmosférico e por energias requeridas para operação de equipamentos auxiliares tais como ventiladores de combustão a ar e outros ventiladores [Howell e Buckius, 1987].

2.4. Aumento do Rendimento do Ciclo de Rankine

Na análise de um ciclo de Rankine, é útil se 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 se obter um maior rendimento:

- Superaquecimento do vapor no gerador de vapor
- Aumento da pressão no fornecimento de calor no gerador de vapor
- Redução da pressão de saída na turbina

O superaquecimento do vapor no gerador de vapor geralmente é feito pela passagem do vapor através de tubos expostos a combustão de gases 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 pode observar-se pelo diagrama da Figura 2.1:

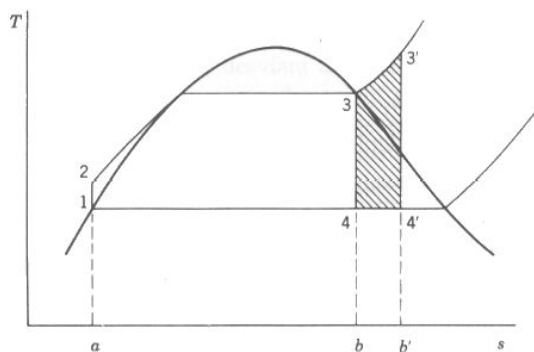


Figura 2.1 – Diagrama temperatura entropia mostrando o superaquecimento em um ciclo de Rankine (Fonte: Van Wylen e Sonntag, 1993)

Percebe-se que o trabalho aumenta de uma área $3-3'-4'-4-3$ e o calor transferido no gerador de vapor é aumentado da área $3-3'-b'-b-3$. Como a relação destas duas áreas é maior do que a relação do trabalho líquido e do calor fornecido no restante do ciclo, para as pressões dadas o superaquecimento do vapor aumenta o rendimento do ciclo Rankine. Isso pode ser explicado

também pelo aumento da temperatura média na qual o calor é transferido ao vapor. Observa-se também que, quando o vapor é superaquecido, aumenta o título do vapor na saída da turbina.

A segunda possibilidade, em que se considera um aumento da pressão no fornecimento de calor no gerador de vapor (influência da pressão máxima do vapor), é representada na Figura 2.2:

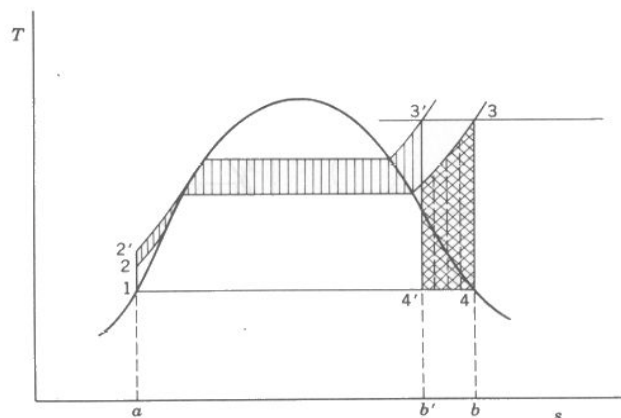


Figura 2.2 – Diagrama temperatura entropia mostrando o aumento da pressão no fornecimento de calor no gerador de vapor (Fonte: Van Wylen e Sonntag, 1993)

Nota-se que a temperatura máxima do vapor, bem como a pressão de saída, são mantidas constantes. O calor rejeitado diminui da área $b'-4'-4-b-b'$. O trabalho líquido aumenta da quantidade do hachurado simples e diminui da quantidade do hachurado duplo. Portanto, o trabalho líquido tende a permanecer o mesmo, mas o calor rejeitado diminui e, daí, o rendimento do ciclo de Rankine aumenta com o aumento da pressão máxima. Pode-se ver também que 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.

A terceira possibilidade, da redução da pressão de saída na turbina com a correspondente diminuição da temperatura na qual o calor é rejeitado, é representada na Figura 2.3:

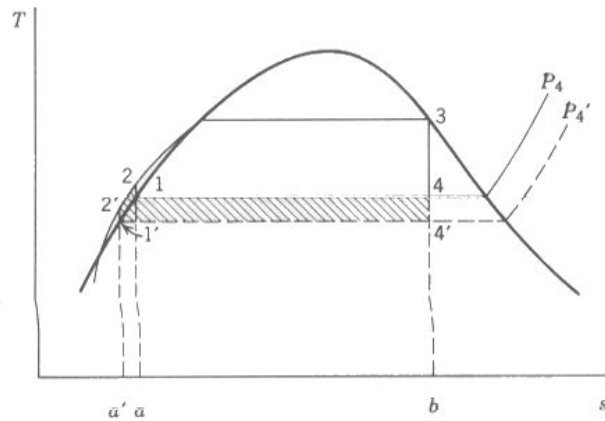


Figura 2.3 – Diagrama temperatura entropia mostrando a redução da pressão no condensador em um ciclo de Rankine (Fonte: Van Wylen e Sonntag, 1993)

O trabalho líquido aumenta de uma área $1-4'-1'-2'-2-1$ (hachurada). O calor transmitido ao vapor é aumentado de uma área $a'-2'-2-a-a'$. Como essas duas áreas são aproximadamente iguais, 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 de saída causa um aumento no teor de umidade do vapor que deixa a turbina. Conforme comentado por Van Wylen e Sonntag, 1993, isto é um fator significativo pois, quando a umidade nos estágios de baixa pressão da turbina excede 10 %, ocorre diminuição da eficiência da turbina e erosão em suas paletas, que pode ser um sério problema. Informações obtidas em algumas usinas termelétricas reais na região sul do Brasil indicam condições de operação em que o título para o vapor que deixa a turbina apresenta valor superior a 1 significando, em outras palavras, que o teor de umidade é mantido a zero por cento.

Além das três possibilidades relacionadas aos efeitos da temperatura e da pressão, existem também configurações especiais elaboradas sobre o ciclo de Rankine com a finalidade de melhorar a sua eficiência térmica. Estas configurações admitem a incorporação de processos conhecidos como:

- d) Reaquecimento
- e) Regeneração

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 umidade excessiva nos estágios de baixa pressão da turbina. A Figura 2.4 (a) e (b) apresenta esquematicamente este tipo de ciclo, onde pode-se ver o trecho 4-5 representando o reaquecimento do vapor que sai da turbina de alta pressão (AP), além do aumento do título indicado pelo ponto 6.

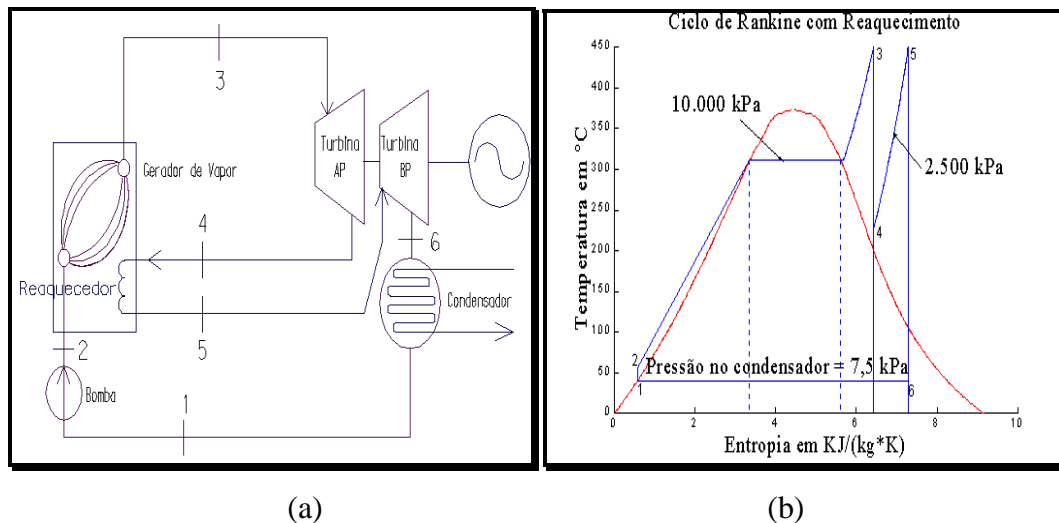


Figura 2.4 – (a) Ciclo de Rankine com reaquecimento entre duas turbinas (b) Diagrama T-S correspondente (Fonte: Paz, 2002)

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 o processo que ocorre no gerador de vapor, o processo de reaquecimento ideal é também suposto ser reversível internamente, à pressão constante, como mostra o passo 4-5 na Figura 2.4 (b). A expansão isentrópica na alta pressão da turbina é o passo 3-4, e a expansão isentrópica na baixa pressão da turbina é o passo 5-6. A partir do diagrama T-s, observa-se que há um ganho realmente pequeno de rendimento pelo reaquecimento do vapor porque a temperatura média na qual o calor é fornecido não muda muito. Se fosse possível aquecer o vapor até uma temperatura maior do que o ponto 3, à pressão constante sem reaquecimento, este ciclo seria mais eficiente do que aquele com reaquecimento, e promoveria também uma melhoria no título nos estágios de baixa pressão da turbina. O problema reside na limitação da temperatura de operação, conforme já comentado anteriormente.

Centrais de potência a vapor modernas empregam ao menos um estágio de reaquecimento. Algumas empregam dois. Mais do que dois estágios, entretanto, não é economicamente vantajoso na prática [Badr et al, 1990]. O emprego do reaquecimento torna-se realmente benéfico se realizado durante a porção de baixa pressão do processo de expansão na turbina. A prática e simulações que admitem o uso do reaquecimento muitas vezes confirmam uma “Regra de Ouro” em que se verifica a pressão ótima de reaquecimento em torno de $\frac{1}{4}$ da pressão máxima do gerador de vapor [Evans e Mawle, 1988]. Isto pode ser observado nos diagramas mostrados na Figura 2.5 (a) e (c), para os seguintes parâmetros de entrada: pressão no gerador de vapor 16 MPa, pressão no condensador 0,01 MPa, temperatura no gerador de vapor e de reaquecimento 565 °C e eficiência dos equipamentos igual a 100%.

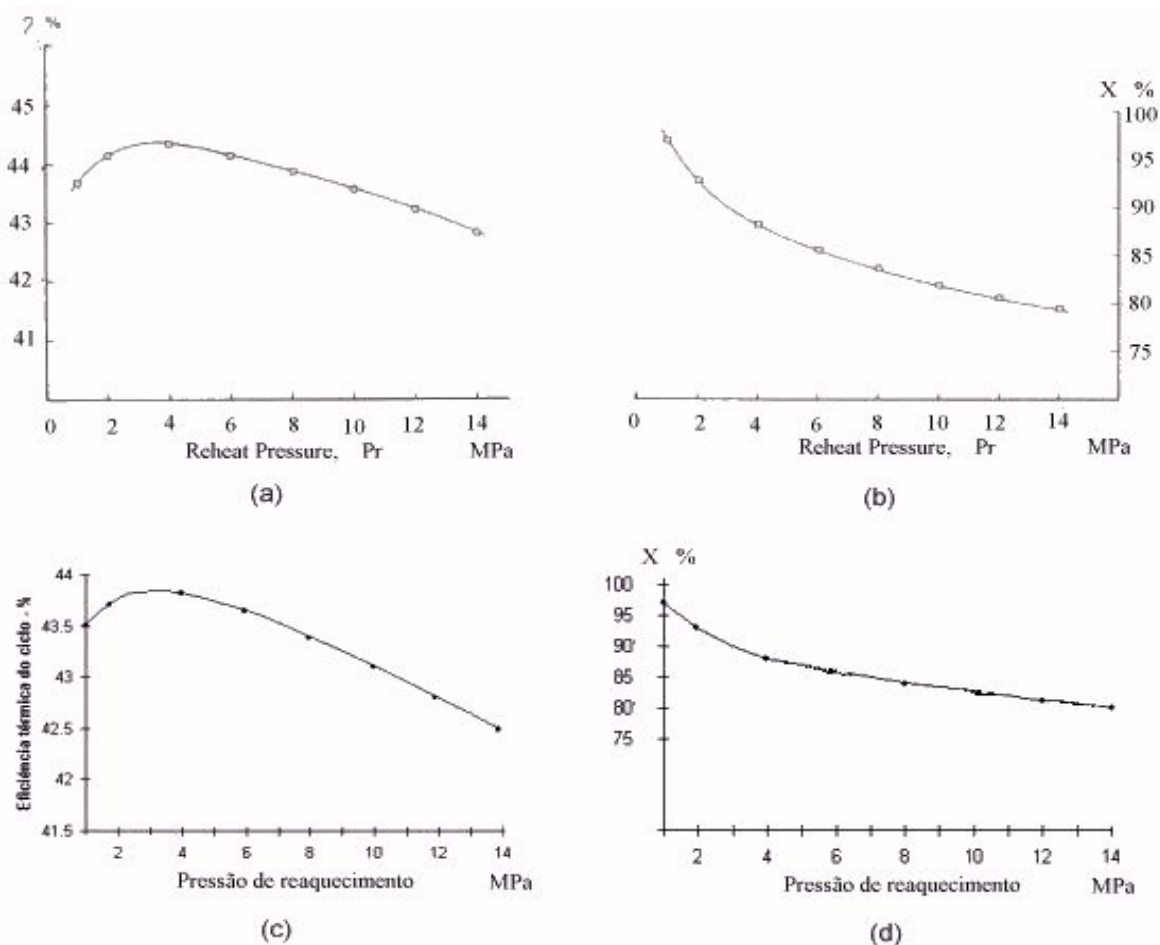


Figura 2.5 – Efeito da pressão de reaquecimento sobre a eficiência térmica do ciclo e o título do vapor na saída da turbina – Resultados (a) e (b) por Evans e Mawle, 1988; Resultados (c) e (d) pelas simulações desenvolvidas neste trabalho.

É possível se perceber também através dos diagramas mostrados na Figura 2.5 (b) e (d) o efeito de aumento do título do vapor na saída da turbina com o decréscimo da pressão de reaquecimento. Evans e Mawle, 1988, apenas apresentam os parâmetros de entrada (anteriormente citados) e o resultado de um título de 88% para uma pressão de reaquecimento de 4 MPa, confirmado pelas simulações desenvolvidas neste trabalho. No entanto, os demais resultados tais como os demais valores da titulação na saída da turbina e das eficiências térmicas do ciclo para as diferentes pressões de reaquecimento consideradas, são apresentados somente através de seus diagramas (a) e (b) da Figura 2.5.

As diferenças de valores das eficiências térmicas encontradas em relação as simulações realizadas neste trabalho, quando da comparação dos diagramas (a) e (c) da Figura 2.5, podem ser justificadas pela forma de como são determinadas as propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho considerado no ciclo. O programa desenvolvido por Evans e Mawle, 1988, efetua a determinação das propriedades termodinâmicas da água através de valores obtidos de tabelas, obtendo os valores de propriedades que se situam em pontos intermediários aos tabelados através de uma interpolação linear. Diferentemente, as simulações desenvolvidas neste trabalho utilizam expressões matemáticas de determinação das propriedades termodinâmicas da água, conforme é apresentado mais à frente. Independentemente disto, a “Regra de Ouro” (pressão ótima de reaquecimento em torno de $\frac{1}{4}$ da pressão máxima do gerador de vapor) é confirmada para ambos os casos.

Num gerador de vapor de uma central termelétrica, a temperatura da água aumenta primeiramente até a temperatura de saturação antes que a vaporização se inicie. Este processo inicial de aquecimento constitui a maior irreversibilidade no ciclo devido ao enorme potencial entre os produtos da combustão e a água líquida no gerador de vapor. A baixa temperatura relativa no processo de adição de calor reduz enormemente a eficiência do ciclo. O método prático para reduzir esta irreversibilidade é a regeneração, que faz com que a temperatura média no processo de adição de calor seja aumentada, aumentando a eficiência do ciclo.

Os conceitos básicos do ciclo regenerativo podem ser mostrados considerando-se o ciclo de Rankine sem superaquecimento como indicado na Figura 2.6:

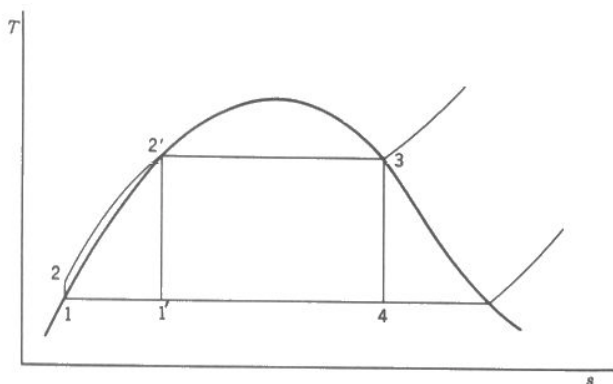


Figura 2.6 – Ciclo de Rankine sem superaquecimento (Van Wylen e Sonntag, 1993)

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.

Observe-se, então, o ciclo ideal regenerativo mostrado na Figura 2.7.

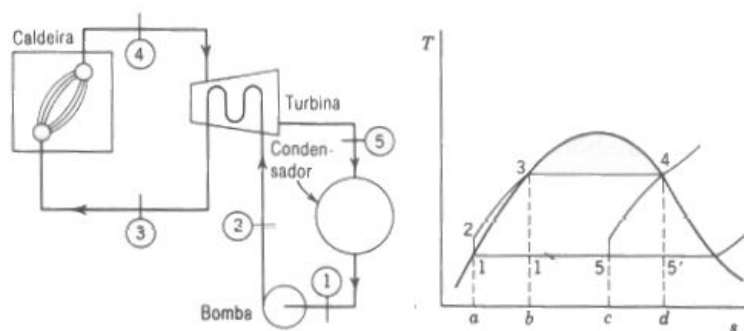


Figura 2.7 – Diagrama temperatura entropia mostrando o ciclo ideal regenerativo (fonte: Van Wylen e Sonntag, 1993)

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 2.7, que representa os estados do vapor escoando através da turbina, é exatamente paralela a 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 a 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 a turbina à 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 2.8:

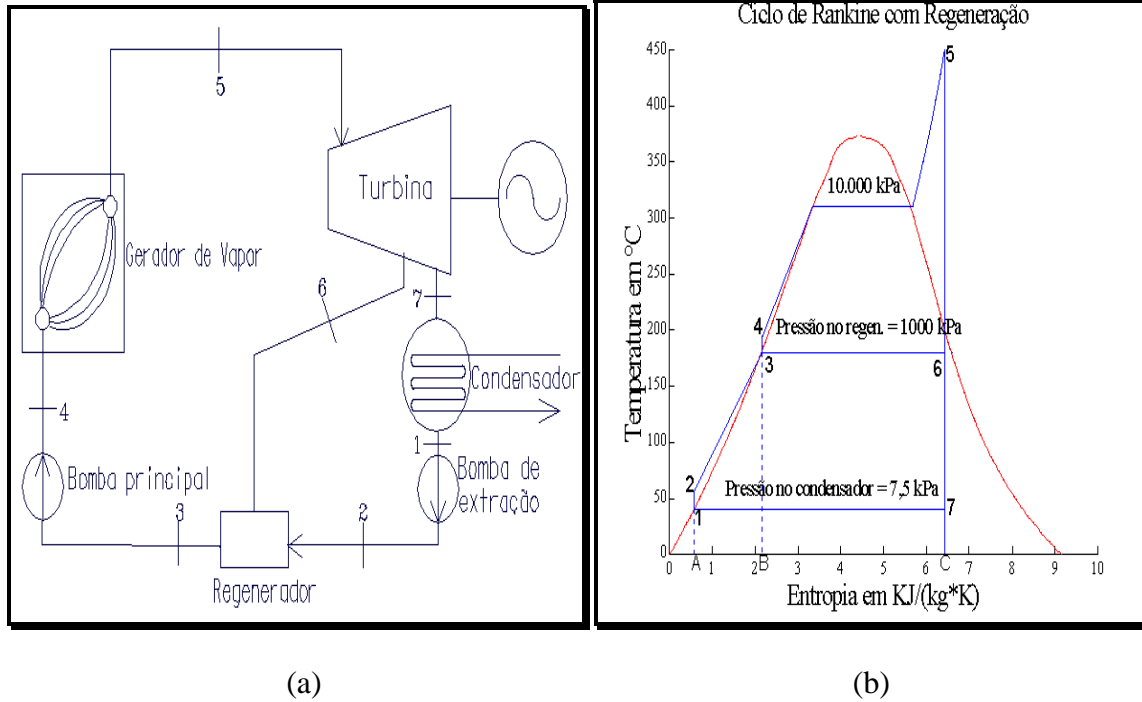


Figura 2.8 – (a) Ciclo de Rankine Regenerativo; (b) diagrama T-S correspondente (Paz, 2002)

Num ciclo de Rankine regenerativo, parte do vapor que expande na turbina é extraído em uma pressão intermediária no estado 6 e é direcionado 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.

Após deixar a bomba 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 o vapor no aquecedor de água de alimentação é regulada de maneira que o estado da água que saia deste aquecedor seja líquido saturado no estado 3. O vapor extraído da turbina no estado 6 condensa a pressão constante e a temperatura da água líquida da bomba aumenta a mesma pressão constante. Desta forma, as pressões do líquido e do vapor são consideradas iguais ($p_2 = p_3 = p_6$). Este é o caso de um aquecedor de água de alimentação do tipo aberto [Badr et al, 1990] pois o vapor e a água são misturados num processo aberto onde existe contato direto entre eles e 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. O resultado final é um decréscimo geral das irreversibilidades do ciclo. Um aquecedor de água de alimentação ideal é suposto ser perfeitamente

isolado. Portanto, a energia transferida do vapor extraído para o aquecedor de água de alimentação é igual a quantidade de energia adicionada à água líquida que vem da bomba de baixa pressão.

Faz-se necessário uma segunda bomba 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 à alta temperatura e à pressão constante no passo 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 no gerador de vapor está representado pela área 45CB4 da Figura 2.8 (b). É, portanto, menor do que a área 25CA2, para o caso de não haver pré-aquecimento. Deve-se considerar, entretanto, que o calor rejeitado A17CA por kg de fluido no condensador está relacionado a uma taxa de massa menor do que a 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 2.8 é que se pode obter os dados relativos sobre ao desempenho do sistema.

Torna-se um tanto difícil mostrar o ciclo regenerativo num diagrama $T-s$ porque a massa de vapor que escoar através dos vários componentes não é a mesma. Assim, os diagramas $T-s$ como o da Figura 2.8 (b) mostram simplesmente o estado do fluido nos vários pontos do sistema.

Conforme comentam Evans e Mawle, 1988, a escolha do número de regeneradores freqüentemente é chave decisiva para o projetista de centrais termelétricas, pois envolve o balanço entre o aumento da eficiência térmica do ciclo e custos de investimentos de capital. O aumento do número de regeneradores resulta, inicialmente, num acentuado aumento da eficiência térmica do ciclo. Quanto maior o número de estágios de extração e aquecedores de água de alimentação, maior a proximidade do rendimento do ciclo com o rendimento do ciclo regenerativo ideal demonstrado anteriormente. Porém, este efeito cai bruscamente após o uso de seis ou mais regeneradores. O número de regeneradores em grandes e modernas centrais varia, geralmente, entre cinco e oito. Em pequenas centrais, este número, normalmente, não é inferior a dois.

Com base na Figura 2.9 pode-se observar a influência do número de regeneradores sobre a eficiência térmica de um ciclo.

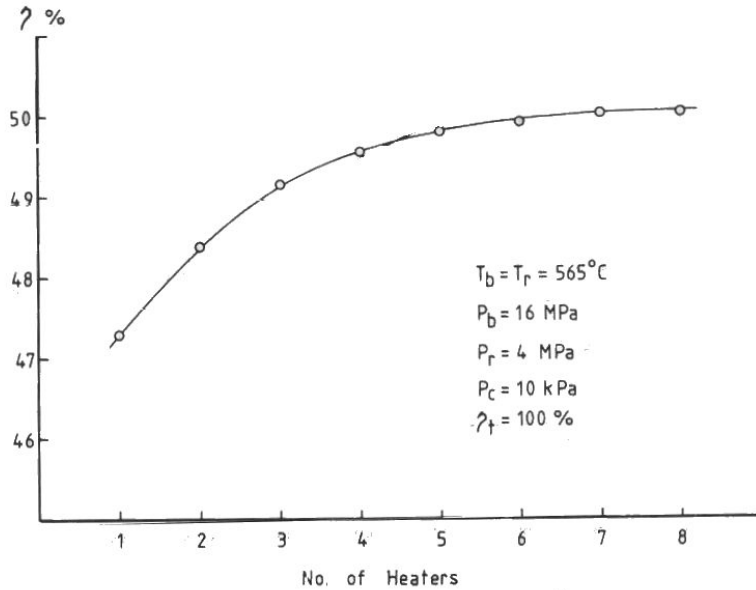


Figura 2.9 - Eficiência térmica como função do número de regeneradores (fonte: Evans e Mawle, 1988)

Badr et al, 1990, comentam que pressões as quais o vapor deve ser extraído da turbina, a fim de se alcançar o máximo aumento da eficiência, podem ser calculadas por uma otimização completa do ciclo. Considerações de projeto podem impor certas restrições na seleção dos pontos ótimos de extração. Entretanto, um critério de seleção simples é usualmente aplicado na prática. Iguais incrementos de temperatura (temperature-rises) são alcançados nos regeneradores com o ótimo incremento de temperatura para cada regenerador, dado por:

$$(\Delta T)_{\text{opt}} = (T_{S_B} - T_{S_C}) / (n + 1) \quad (2.18)$$

onde (T_{S_B}) e (T_{S_C}) são as temperaturas de saturação do vapor no gerador de vapor e no condensador, respectivamente, e n é o número de regeneradores usados.

Um arranjo típico dos componentes principais de uma central real pode ser observado na Figura 2.10:

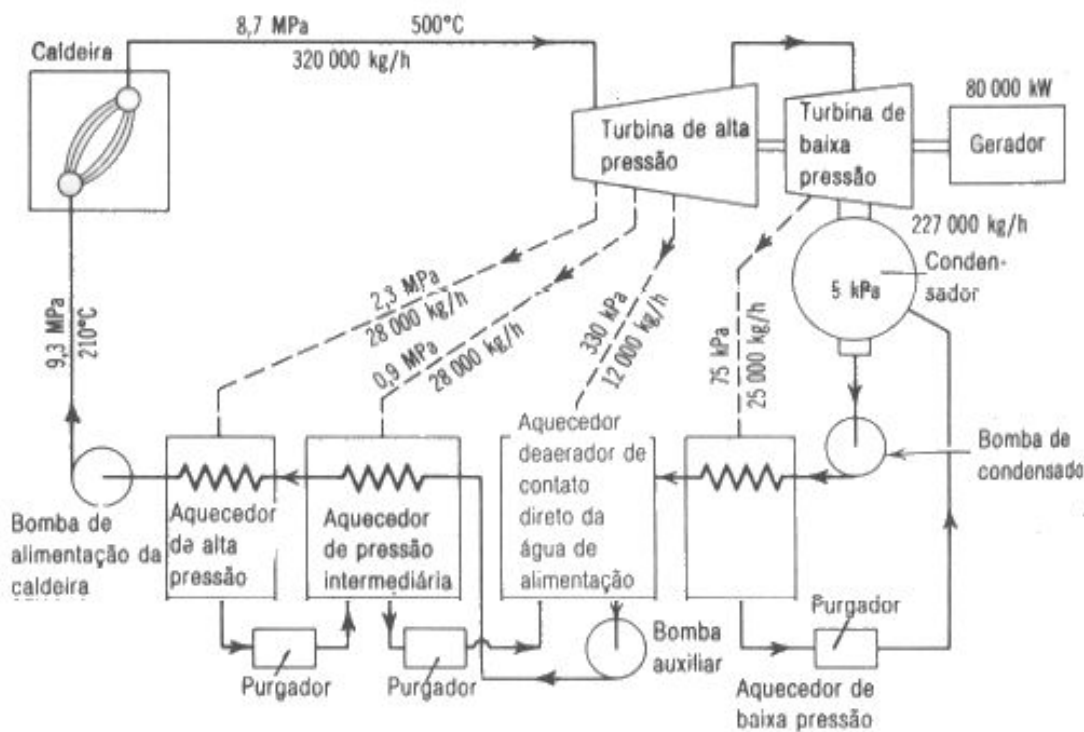


Figura 2.10 – Disposição dos aquecedores numa instalação real, utilizando aquecedores regenerativos de água de alimentação (fonte: Van Wylen e Sonntag, 1993)

O condensado dos aquecedores de alta pressão escoar (através de um purgador) para um aquecedor intermediário e o aquecedor intermediário drena para o aquecedor deerador da água de alimentação; o aquecedor de baixa pressão drena para o condensador. Na maioria dos casos, as instalações reais de potência combinam também um estágio de reaquecimento com vários de extração.

A Figura 2.11 apresenta um outro esquema ilustrativo de uma central termelétrica onde verifica-se a presença de pré-aquecedores da água de alimentação do tipo regeneradores de superfície.

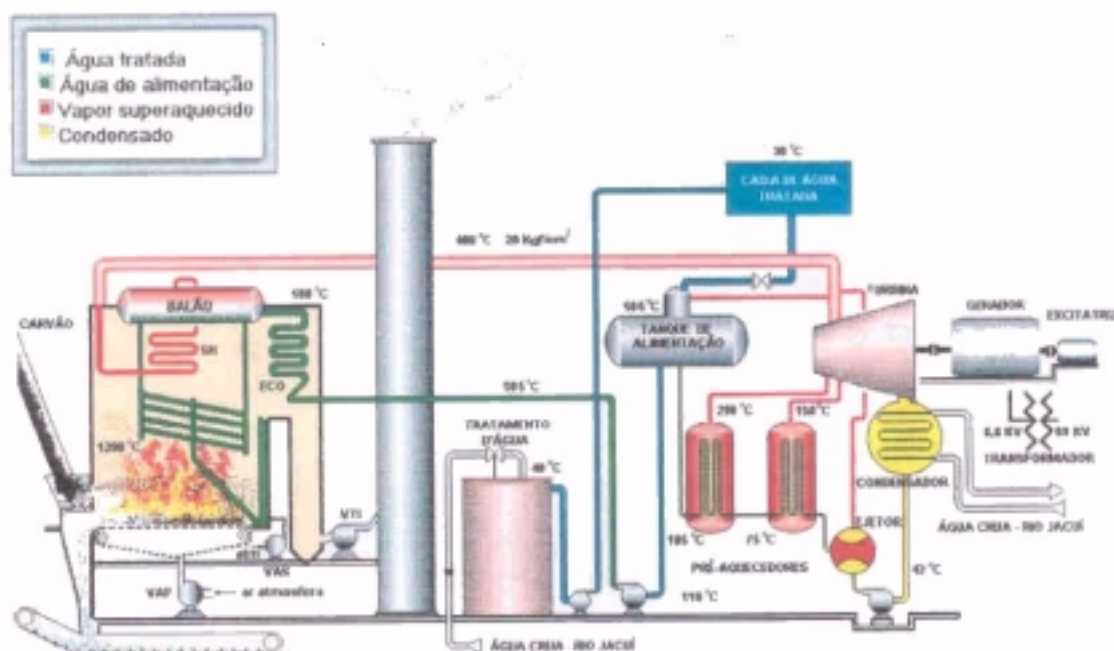


Figura 2.11 – Ciclo regenerativo em uma central termelétrica (Fonte: CGTEE, 2002)

Cabe também comentar que as usinas de potência modernas operam à pressões e temperaturas tão altas quanto o projeto mecânico e os materiais permitam. Além do mais, alguns ciclos de vapor presentes são projetados para operar à pressões acima do ponto crítico [Black e Hartley, 1991].

2.5. Conclusão

Neste capítulo foi definido o ciclo de Rankine ideal juntamente com a apresentação dos equipamentos e processos básicos que o compõe. Em seguida, foram mencionadas as perdas mais importantes associadas a um ciclo de Rankine real. Por fim, foram apresentadas as possibilidades básicas para se obter o aumento do rendimento térmico de um ciclo de Rankine, tal como: superaquecimento do vapor saturado que deixa o gerador de vapor, aumento da pressão no fornecimento de calor no gerador de vapor, redução da pressão de saída na turbina, reaquecimento e regeneração.

3. MODELAGEM UTILIZADA

3.1. Introdução

Neste capítulo, são apresentadas as expressões matemáticas que descrevem os processos e relações físicas dos componentes a serem considerados nas simulações numéricas dos sistemas térmicos propostos. Também são apresentadas as expressões matemáticas que possibilitam a determinação das propriedades termodinâmicas da água em seus mais diversos estados ao longo dos ciclos elaborados.

No Apêndice A1 encontram-se as principais características físicas dos equipamentos modelados neste capítulo.

3.2. Modelagem de Equipamentos

O intuito desta seção é apresentar a modelagem dos equipamentos considerados essenciais na composição do ciclo de Rankine que caracteriza os sistemas térmicos de centrais termelétricas. São eles: Gerador de vapor, Turbina, Condensador, Bombas e Regeneradores. Para que as simulações se tornem mais realistas, também é descrita uma modelagem para canalizações.

3.2.1. Gerador de vapor

Para o equacionamento do gerador de vapor no desenvolvimento da simulação e modelagem matemática, trabalhou-se com a hipótese onde se considera a transferência de calor q_g [kW] para o fluido em uma única e total representação:

$$q_g = \frac{m(h_{go} - h_{gi})}{\eta_g} \quad (3.1)$$

onde m [kg/s] é a vazão mássica que passa pelo gerador de vapor, h_{go} [kJ/kg] e h_{gi} [kJ/kg] são a entalpia do fluido na saída e na entrada do gerador de vapor, respectivamente, e η_g é eficiência do gerador de vapor.

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

A relação de queda de pressão para o fluido de trabalho considerada neste trabalho dá-se por [Paz, 2002]:

$$p_{go} = p_{gi} \left(1 - dp_g \left(\frac{m}{m_{ng}} \right) \right) \quad (3.2)$$

onde dp_g é a queda de pressão relativa, m_{ng} é a vazão mássica nominal no gerador de vapor. A queda de pressão no interior do gerador de vapor é admitida como um parâmetro fixo neste trabalho.

3.2.2. Turbina

Para a hipótese de uma turbina a vapor adiabática trabalhando em regime permanente em que se considera uma vazão inicial de vapor na entrada da turbina igual à vazão de sua saída, e considerando desprezíveis as variações de energia cinética e potencial ao longo do sistema, resulta da primeira lei da termodinâmica a seguinte expressão [Van Wylen e Sonntag, 1993]:

$$w_t = m.(h_{in} - h_{out}) \quad (3.3)$$

onde w_t é o trabalho específico realizado pela turbina, em kJ/kg, e h_{in} e h_{out} são, respectivamente, as entalpias específicas na entrada e saída da turbina, em kJ/kg.

A equação que expressa a dependência entre vazão de vapor pela turbina e pressões do vapor na entrada e na saída da mesma, a ser considerada neste trabalho, é a seguinte [Schegliaiev, 1978]:

$$\dot{m} = \dot{m}_0 \sqrt{\frac{(p_{01}^2 - p_{21}^2) - \sigma(p_{01} - p_{21})^2}{(p_{00}^2 - p_{20}^2) - \sigma(p_{00} - p_{20})^2}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \quad (3.4)$$

onde:

\dot{m}_0 : vazão nominal de vapor que passa pela turbina ou estágios, em kg/s;

p_{01} : pressão do vapor na entrada da turbina, em kPa;

p_{21} : pressão do vapor na saída da turbina, em kPa;

p_{00} : pressão nominal do vapor na entrada da turbina, em kPa;

p_{20} : pressão do vapor na saída da turbina, em kPa;

T_{01} : temperatura do vapor na entrada da turbina, em °C;

T_{00} : temperatura nominal do vapor na entrada da turbina, em °C;

$$\sigma = \frac{\varepsilon_*}{1 - \varepsilon_*}$$

ε_* : relação crítica entre pressão do vapor na saída e pressão do vapor na entrada da turbina.

De acordo com Schegliaiev, 1978, para turbinas de condensação com grande número de estágios, o valor de ε_* tende a ser inferior a 0,30 e as parcelas $\sigma(p_{01} - p_{21})^2$ e $\sigma(p_{00} - p_{20})^2$ da Equação 3-4 podem ser desprezadas. Também nestas turbinas, as pressões de saída, por serem muito pequenas se comparadas com as pressões de entrada, podem ser desconsideradas na mesma equação, a qual passa a ser escrita como:

$$\dot{m} = \dot{m}_0 \frac{p_{01}}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \quad (3.5)$$

Dividindo-se o numerador e o denominador da Equação 3-4 por p_{00} , obtém-se:

$$\dot{m} = \dot{m}_0 \sqrt{\frac{(\varepsilon_{01}^2 - \varepsilon_{21}^2) - \sigma(\varepsilon_{01} - \varepsilon_{21})^2}{(1 - \varepsilon_{20}^2) - \sigma(1 - \varepsilon_{20})^2}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \quad (3.6)$$

onde: $\varepsilon_{01} = \frac{p_{01}}{p_{00}}$, $\varepsilon_{21} = \frac{p_{21}}{p_{00}}$ e $\varepsilon_{20} = \frac{p_{20}}{p_{00}}$

Da mesma forma, a Equação 3-5 pode ser apresentada como:

$$\dot{m} = \dot{m}_0 \varepsilon_{01} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \quad (3.7)$$

Sendo $\varepsilon_* = \varepsilon_{crit} < 0,3$, pode-se usar a Equação 3-6 para quaisquer valores de pressão de vapor. Caso contrário, recomenda-se utilizar a Equação 3-6 para $\frac{p_{21}}{p_{01}} (= \varepsilon) > \varepsilon_{crit}$ e a Equação 3.7 para $\varepsilon < \varepsilon_{crit}$ [Schegliaiev, 1978].

A Figura 3.1 mostra uma representação gráfica da Equação 3-6 em função de ε_{01} e ε_{21} .

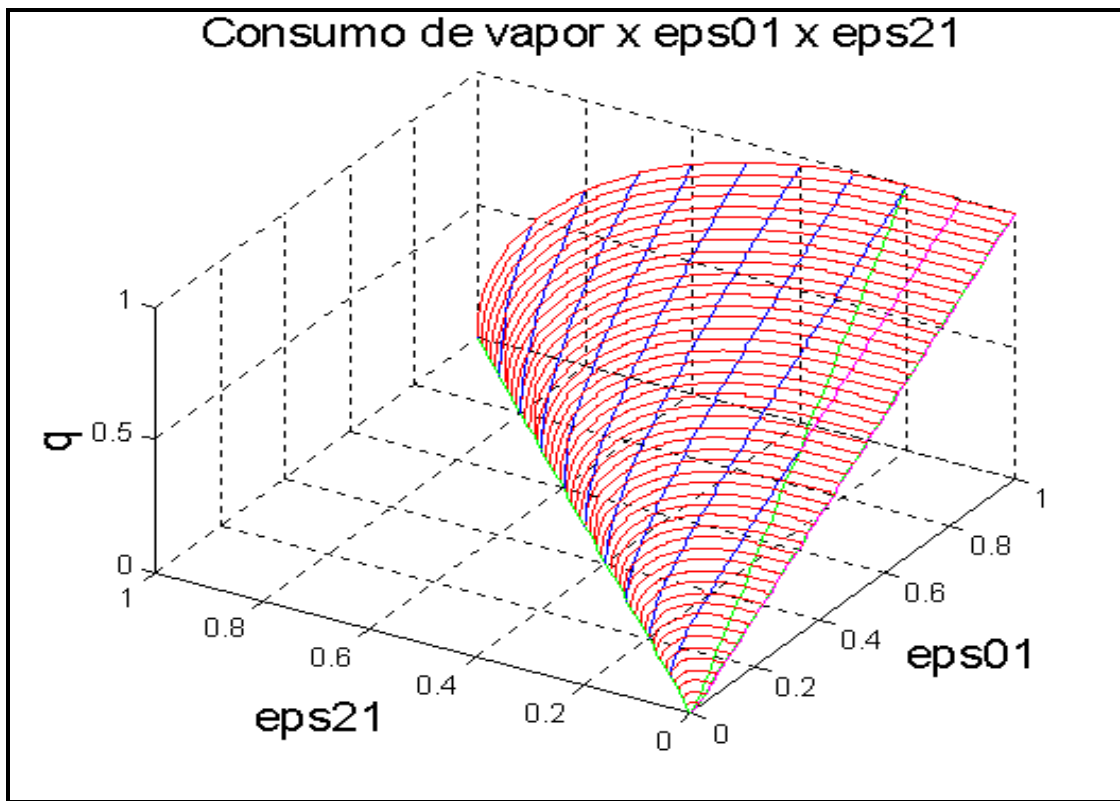


Figura 3.1 – Gráfico da vazão de vapor pela turbina em função das relações das pressões do vapor na entrada (ε_{01}) e na saída (ε_{21}) (fonte: Paz, 2002)

A potência da turbina, em kW, com n-1 extrações de vapor para fins de regeneração, calcula-se pela equação:

$$P_t = \eta_t \cdot \sum_{i=1}^n m_i \cdot \Delta h_i \quad (3.8)$$

onde:

m_i : vazão de vapor em massa na turbina que escoar ao longo do i-ésimo conjunto de estágios até encontrar a i-ésima extração ou a saída da turbina, em kg/s;

Δh_i : diferença de entalpia disponível no i-ésimo conjunto de estágios da turbina, em kJ/kg;

η_t : rendimento da turbina.

Para se variar a potência da turbina, geralmente procede-se a variação da vazão de vapor pela mesma. Os sistemas empregados para se realizar esta variação são [Schegliaiev, 1978]:

- 1) Operação de válvulas de estrangulamento que restringem a passagem de vapor diminuindo a pressão na admissão da turbina;
- 2) Alteração da vazão de vapor pela abertura ou fechamento de válvulas de admissão, sistema este chamado de multiválvulas, as quais permitem o acesso do vapor a setores anulares, onde se situam bocais que projetam vapor acelerado para o primeiro estágio;
- 3) Variação da pressão do vapor de entrada, variando, portanto, a vazão de vapor pela turbina;
- 4) Entrada de vapor adicional por derivação.

No primeiro sistema, a pressão na admissão da turbina é alterada pela operação de válvulas de estrangulamento, e como o consumo de vapor é proporcional à pressão na entrada da turbina, consegue-se assim alterar a potência disponibilizada na turbina. Com este método, ocorrem perdas consideráveis nas válvulas de estrangulamento. Como a pressão do vapor antes das válvulas não se altera, a entalpia disponível é constante, e o fechamento das válvulas de estrangulamento leva a uma queda de entalpia cada vez maior nas válvulas, e a uma subsequente redução da diferença de entalpia. Assim este sistema apresenta uma baixa eficiência para a finalidade de controle de carga.

Quanto ao segundo sistema, o anel de entrada da turbina, onde estão os expansores que propiciam a aceleração do vapor em direção às palhetas móveis, é dividido em setores estanques (de 4 a 6) os quais recebem vapor através da abertura seqüencial de válvulas. Estando a primeira válvula aberta, e havendo solicitação de maior potência para a turbina, a segunda válvula passa a abrir num processo de estrangulação até ficar totalmente aberta, e assim sucessivamente. Cada válvula totalmente aberta propicia que a pressão no setor correspondente da câmara de admissão seja a do vapor vivo. Este sistema confere maior eficiência à turbina do que no sistema de variação da pressão por estrangulamento. Com uma ou mais válvulas totalmente abertas a diferença entálpica na turbina é constante e a variação da potência se dá pela variação do consumo de vapor.

No terceiro sistema, a variação do consumo de vapor pela turbina ocorre pela alteração da pressão na admissão através da variação da pressão na saída das bombas que impulsionam fluido de trabalho para o gerador de vapor. Este método tem limites de aplicação não muito amplos, em virtude da alteração do título do vapor que o mesmo propicia. Por exemplo, ao se elevar a pressão mantendo-se constante a temperatura do vapor de admissão, verifica-se uma diminuição do título do vapor de saída da turbina. Uma diminuição da pressão provocaria o efeito contrário. A elevação de pressão acima de um certo nível tornaria necessária a elevação da temperatura, o que nem sempre é possível na prática, visto que grande parte das centrais térmicas trabalham com temperaturas do vapor fixas na saída do gerador de vapor, e, na maioria dos vezes, no limite máximo suportável pelos componentes a ela sujeitos.

O sistema de admissão de vapor por derivação consiste na entrada de vazão adicional de vapor em estágios posteriores da turbina, método este empregado normalmente para permitir sobrecargas requeridas para a turbina pelo sistema.

É possível utilizar-se sistemas combinados de controle de carga. Por exemplo, na usina de Candiota, o controle de potência da turbina é realizado pela abertura ou fechamento de um sistema de 4 válvulas para até 50% da potência nominal. Acima deste percentual, o controle da carga é feito pela variação da pressão através da variação da velocidade das bombas principais.

O gráfico da Figura 3.2 ilustra a variação da potência em função da variação da vazão de vapor numa turbina de condensação com o uso de válvulas de estrangulamento e do sistema multiválvula. A reta 5-7 demonstra o comportamento da turbina para um sistema de controle da vazão de vapor através de válvulas de estrangulamento. As curvas 6-2-3-4-5 mostram as alterações da potência da turbina em decorrência da abertura seqüencial das válvulas, aqui em número de 4. O trecho 6-2 ilustra o processo de abertura da 1ª válvula, com a ocorrência de estrangulamento até a

abertura total representada pelo ponto 2. O trecho 2-3 representa o processo de abertura da segunda válvula. Observa-se que o sistema multiválvulas é mais eficiente do que o sistema por estrangulamento. Com uma mesma vazão de vapor obtém-se uma potência maior com o sistema multiválvulas. A reta 1-5 representa uma turbina com infinitas válvulas e seções anulares de admissão de vapor.

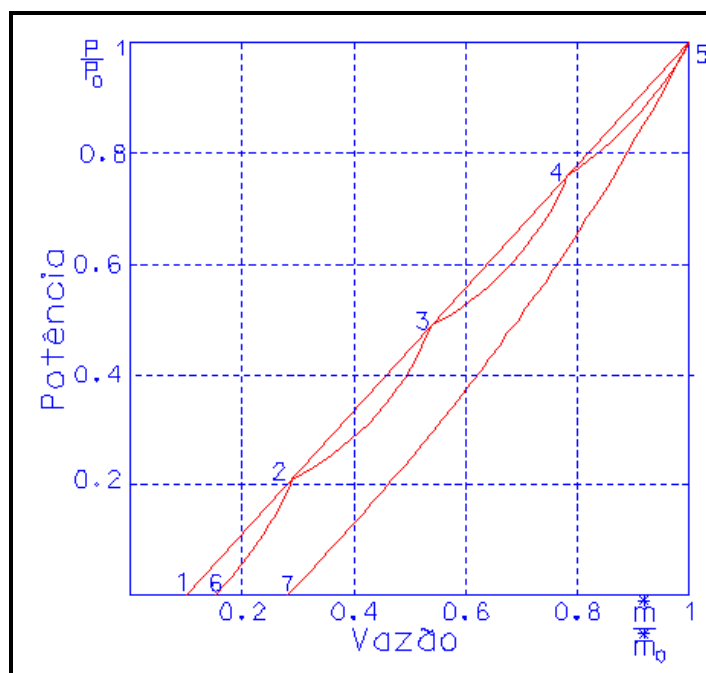


Figura 3.2 – Diagrama de potência relativa x consumo de vapor relativo (fonte: Schegliaiev, 1978)

A este processo tem-se, ainda, associada uma curva de rendimento conhecida como curva de eficiência isentrópica que depende do tipo e modelo da turbina. Um exemplo deste tipo de curva pode ser verificado na Figura 3.3:

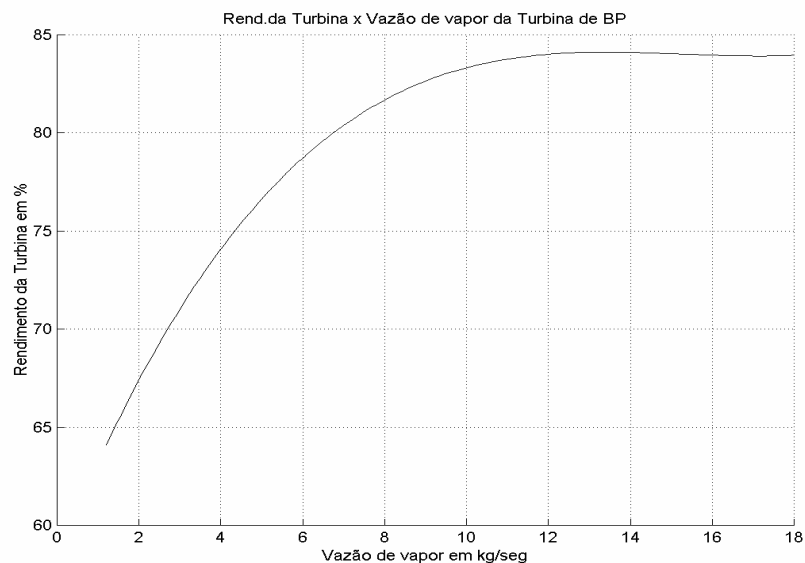


Figura 3.3 - Gráfico da curva de eficiência de uma turbina para um ciclo Rankine simples de aproximadamente 6 MW

O dimensionamento da eficiência isentrópica da turbina também pode ser observado utilizando gráficos que demonstram a eficiência de acordo com a utilização e potência requerida para a aplicação, conforme exemplificado na Figura 3.4.

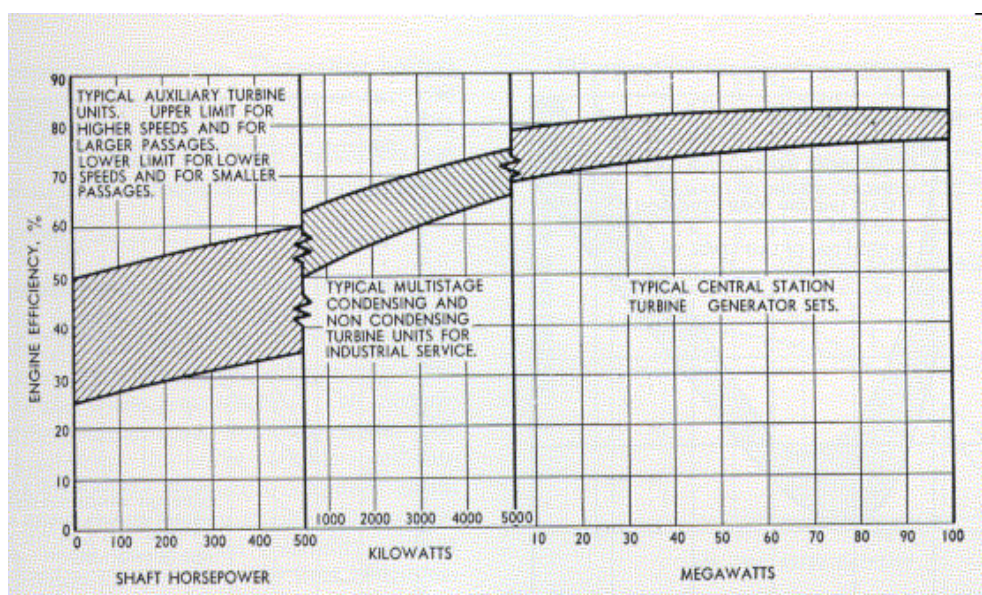


Figura 3.4 - Eficiências da turbina de acordo com sua utilização

3.2.3. Condensador

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, por [Incropera e Witt, 1992]:

$$q_c = m(h_{ci} - h_{co}) \quad (3.9)$$

$$q_{refr} = (m \cdot c_p)_{refr} (T_{refro} - T_{refri}) \quad (3.10)$$

onde q_c [W] é o calor cedido pelo ciclo de Rankine no condensador, m [kg/s] é a vazão mássica que passa pelo circuito quente do condensador, h_{co} [kJ/kg] e h_{ci} [kJ/kg] são a entalpia do fluido na saída e na entrada do condensador, respectivamente. Da mesma forma, q_{refr} é o calor recebido pelo circuito do refrigerante que circula no condensador com vazão mássica m_{refr} [kg/s] e calor específico a pressão constante $(c_p)_{refr}$, para as temperaturas respectivas de entrada e saída T_{refri} [°C] e T_{refro} [°C].

A equação base de projeto para um trocador de calor (condensador) em termos de quantidades médias é [Incropera e Witt, 1992]:

$$q = U_m \cdot A_0 \cdot \Delta T_{lm} \quad (3.11)$$

onde q [W] é o calor cedido pelo ciclo de Rankine no condensador, U [W/m².K] é o coeficiente global de transferência de calor, A_0 [m²] é a área total de troca térmica e ΔT_{lm} diferença de temperatura média logarítmica dada pela equação:

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_{refro} - T_{refri}}{\ln \left(\frac{T_{ci} - T_{refri}}{T_{ci} - T_{refro}} \right)} \quad (3.12)$$

sendo T_{refro} a temperatura de saída da água de refrigeração dos tubos, em °C; T_{refri} a temperatura de entrada do líquido de refrigeração nos tubos, em °C ; T_{ci} a temperatura do vapor saturado na entrada do casco, em °C.

Para o cálculo da vazão do refrigerante, basta considerar que a transferência de calor devido à mudança de fase do vapor saturado (título próximo a 1) em água saturada (título igual a 0) no condensador, é dada pela seguinte relação:

$$q_{lat} = m_c h_{lv} x \quad (3.13)$$

onde m_c é a vazão em massa do vapor que entra no casco do condensador, h_{lv} é a entalpia líquido-vapor necessária para mudar o vapor saturado para líquido saturado, ou vice versa, e x é o título do vapor na entrada do casco do condensador.

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

$$q_{sens} = m_c c_p \Delta T_{sub} \quad (3.14)$$

onde m_c é a vazão em massa do vapor que entra no casco do condensador, c_p é o calor específico à pressão constante e ΔT_{sub} é o grau de sub-resfriamento.

Combinando-se as equações 3.11, 3.13 e 3.14, obtém-se:

$$m_{refr} = \frac{m_c h_{lv} x + m_c c_p \Delta T_{sub}}{c_p (T_{refro} - T_{refri})} \quad (3.15)$$

para determinação da vazão da água de resfriamento que deve passar pelos tubos necessária para atender a demanda máxima do ciclo em função destes parâmetros.

Para o projeto, é de interesse que se mantenha a temperatura T_c o mais próximo possível de T_{refri} (temperatura de entrada da água de refrigeração) que, em última análise, é a temperatura ambiente. No entanto, quanto mais a temperatura do vapor saturado se aproxima da temperatura do refrigerante, maior se torna o custo do projeto, o que pode estabelecer um certo limite na busca desta

aproximação. 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 conseqüente redução do consumo de combustível e maior disponibilização de energia gerada.

Então, pela combinação das equações 3.10 e 3.11, obtém-se:

$$U_m A_0 = m_{refr} c_p \ln \frac{(T_c - T_{refri})}{(T_c - T_{refro})} \quad (3.16)$$

Desta maneira, através dos valores das temperaturas e vazão nominal de vapor do sistema (m_c), determinam-se os parâmetros U_m e A_0 de projeto do condensador.

3.2.4. Bombas

Para a hipótese de uma bomba adiabática trabalhando em regime permanente e considerando desprezíveis as variações de energia cinética e potencial ao longo do sistema, resulta, da primeira lei da termodinâmica a seguinte expressão [Van Wylen e Sonntag, 1993]:

$$w_b = m.(h_{in} - h_{out}) \quad (3.17)$$

onde w_b é o trabalho específico realizado pela bomba, em kJ/kg, e h_{in} e h_{out} são, respectivamente, as entalpias específicas na entrada e saída da bomba, em kJ/kg.

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

$$\int dh = \int vdp \quad (3.18)$$

$$\Delta h_0 = h_{2s} - h_1 = v(p_2 - p_1) \quad (3.19)$$

A eficiência isentrópica da bomba pode ser dada por:

$$\eta_b = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{v(p_2 - p_1)}{h_2 - h_1} \quad (3.20)$$

onde h_1 é a entalpia do fluido na entrada da bomba, h_{2s} é a entalpia do fluido para uma condição isentrópica na saída da bomba, h_2 é a entalpia real do fluido na saída da bomba e p_2 é a pressão do fluido na saída da bomba.

Desta forma, a potência fornecida para que a bomba pode ser determinada por:

$$P_b = \frac{m \cdot \Delta h_o}{\eta_b} \quad (3.21)$$

onde Δh_o é a diferença de entalpia na bomba na condição sem perdas e η_b é o rendimento isentrópico da bomba.

As relações matemáticas representativas dos parâmetros de desempenho das bombas podem ser obtidas, por exemplo, através do ajuste de curvas dos dados fornecidos pelos fabricantes. Desta forma, equações de Pressão x Vazão para bombas podem ser modeladas por uma equação quadrática com o seguinte formato [Paz, 2002]:

$$H = H_0 + R \cdot Q + S \cdot Q^2 \quad (3.22)$$

onde H é a pressão na saída da bomba expressa como altura de elevação do líquido em m, H_0 é a pressão de elevação do líquido com vazão nula, Q é a vazão do líquido em m^3/s e R e S são os parâmetros da equação.

Para se encontrar uma relação que apresente a diferença de pressão em N/m^2 em função de vazão de massa, que é o modelamento matemático mais adequado para os propósitos em questão,

têm-se que $Q = \frac{\dot{m}}{\rho}$ e $p = Hg\rho$. Considerando o líquido (água saturada) incompressível ($\rho = \text{const.}$):

$$H_g \rho = (H_0 g \rho) + R \left(\frac{\dot{m}}{\rho} \right) g \rho + S \left(\frac{\dot{m}}{\rho} \right)^2 g \rho = H_0 g \rho + (Rg) \dot{m} + \left(\frac{Sg}{\rho} \right) \dot{m}^2 \quad (3.23)$$

E sendo $\Delta p = H_g \rho$:

$$\Delta p = \Delta p_0 + B \dot{m} + C \dot{m}^2 = A + B \dot{m} + C \dot{m}^2 \quad (3.24)$$

Obeve-se uma expressão matemática de segundo grau que calcula a diferença de pressão entre a saída e a entrada de uma bomba centrífuga em função da vazão em massa para parâmetros A, B e C adequados.

Na Figura 3.1 observam-se curvas de diferença de pressão, potência absorvida e rendimento de uma bomba centrífuga comumente construídas a partir de dados extraídos de catálogos de bombas.

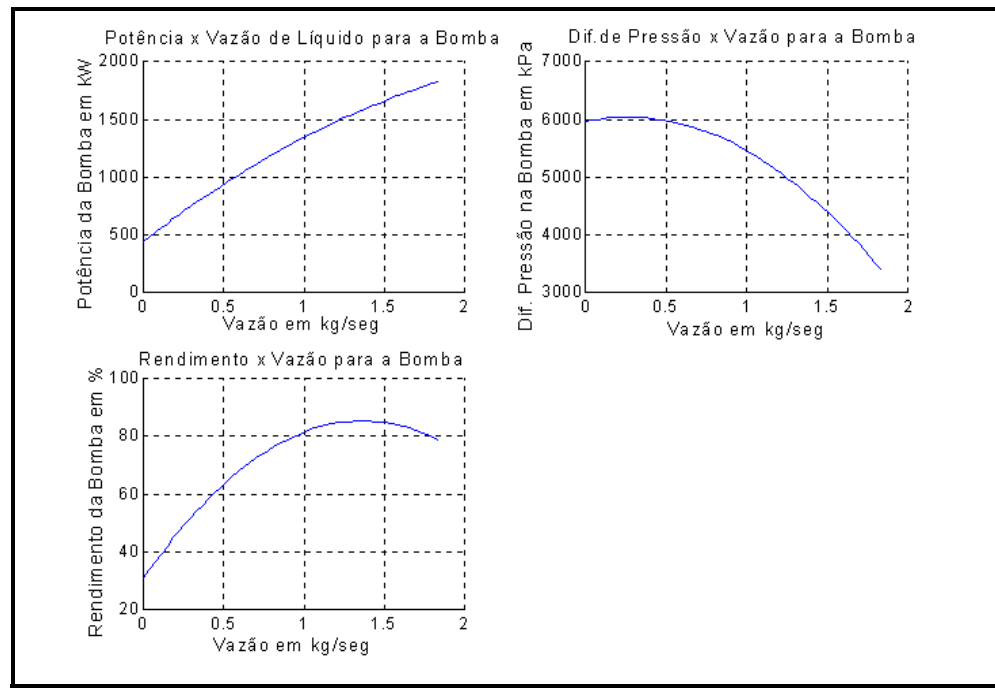


Figura 3.1 – Curvas ajustadas de pressão, potência e rendimento de uma bomba centrífuga (fonte: Paz, 2002)

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, obtém-se os coeficientes de altura e de potência adimensionais:

$$\frac{H}{V_a^2 D^2} = f_1 \left(\frac{Q}{\omega D^3}, \frac{\rho V_a D^2}{\mu} \right) \quad (3.25)$$

$$\frac{P}{\rho V_a^3 D^5} = f_2 \left(\frac{Q}{\omega D^3}, \frac{\rho V_a D^2}{\mu} \right) \quad (3.26)$$

onde H é a diferença de pressão promovida pela bomba expressa em altura em m, P é a potência em W, V_a é a velocidade angular em rad/s, D é o diâmetro do impelidor em m, Q é a vazão em m³/s, ρ é a densidade do líquido em kg/m³ e μ é a viscosidade do líquido em N.s/m².

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

$$\frac{Q_1}{V_{a1} D^3} = \frac{Q_2}{V_{a2} D^3} \quad (3.27)$$

$$\frac{H_1}{V_{a1}^2 D^2} = \frac{H_2}{V_{a2}^2 D^2} \quad (3.28)$$

$$\frac{P_1}{\rho V_{a1}^3 D^5} = \frac{P_2}{\rho V_{a2}^3 D^5} \quad (3.29)$$

O diâmetro do impelidor é o mesmo visto tratar-se da mesma bomba. O que se altera é apenas sua velocidade angular.

Das equações anteriores surgem as seguintes relações:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{V_{a2}}{V_{a1}} \quad (3.30)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{V_{a2}}{V_{a1}} \right)^2 \quad (3.31)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_{a2}}{V_{a1}} \right)^3 \quad (3.32)$$

Sendo $Q \propto \dot{m}$ e $H \propto p$ para um fluido incompressível, as equações 3.30 e 3.31 podem ser apresentadas da seguinte forma:

$$\frac{m_2}{m_1} = \frac{V_{a2}}{V_{a1}} \quad (3.33)$$

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \left(\frac{V_{a2}}{V_{a1}} \right)^2 \quad (3.34)$$

Reescrevendo a equação 3.24 para duas velocidades de operação da bomba:

$$\Delta p_1 = \Delta p_{01} + B_1 \dot{m}_1 + C_1 \dot{m}_1^2 \quad (3.35)$$

$$\Delta p_2 = \Delta p_{02} + B_2 \dot{m}_2 + C_2 \dot{m}_2^2 \quad (3.36)$$

Substituindo as equações 3.33 e 3.34 na equação 3.36 obtém-se:

$$\Delta p_1 \left(\frac{w_2}{w_1} \right)^2 = \Delta p_{02} + B_2 \frac{w_2}{w_1} \dot{m}_1 + C_2 \left(\frac{w_2}{w_1} \right)^2 \dot{m}_1^2 \quad (3.37)$$

$$\Delta p_1 = \frac{\Delta p_{02}}{\left(\frac{V_{a2}}{V_{a1}} \right)^2} + \left[\frac{B_2}{\left(\frac{V_{a2}}{V_{a1}} \right)} \right] \dot{m}_1 + C_2 \dot{m}_1^2 \quad (3.38)$$

Comparando-se as equações 3.35 e 3.38: $\Delta p_{02} = \left(\frac{V_{a2}}{V_{a1}} \right)^2 \Delta p_{01}$, $B_2 = \frac{V_{a2}}{V_{a1}} B_1$ e $C_2 = C_1$.

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:

$$\Delta p_1 = \left(\frac{V_{a1}}{V_{an}} \right)^2 \Delta p_n + \left(\frac{V_{a1}}{V_{an}} \right) B \dot{m} + C \dot{m}^2 \quad (3.39)$$

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

3.2.5. Regenerador ou Aquecedor da água de alimentação

Para 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 que passa internamente aos tubos do regenerador. Este calor pode ser calculado de acordo com a primeira lei da Termodinâmica [Incropera e Witt, 1992]:

$$q = \alpha \dot{m} (h_{vs} - h_l) \quad (3.40)$$

onde α é a parcela da vazão total de vapor extraída da turbina (de 0 a 1), \dot{m} [kg/s] é a vazão mássica total do circuito térmico, h_{vs} [kJ/kg] é a entalpia do vapor extraído que entra no regenerador e h_l [kJ/kg] é a entalpia da água condensada (ou sub-resfriada) que é retirada pelo purgador.

A Equação 3.41 relaciona a diferença de temperatura com o calor recebido no regenerador:

$$q = \dot{m}_p c_p (T_o - T_i) = \dot{m}_p (h_o - h_i) \quad (3.41)$$

Ao se igualar as equações 3.40 e 3.41, obtém-se:

$$\alpha = \frac{h_o - h_i}{h_{vs} - h_l} \left(\frac{\dot{m}_p}{\dot{m}} \right) \quad (3.42)$$

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 (\dot{m}_p é a vazão mássica na entrada do regenerador não advinda da extração da turbina).

Para os regeneradores de contato (aberto), considerando-se não haver trocas de calor com o meio, nem tampouco trabalho, o comportamento térmico pode ser expresso da seguinte forma, em decorrência da primeira lei da Termodinâmica [Incropera e Witt, 1992]:

$$\dot{m} h_{líq_saída} = \dot{m}_{condens} h_{condens} + \dot{m}_{extr} h_{extr} \quad (3.43)$$

Os índices da expressão acima referem-se aos valores de vazão e entalpia do vapor oriundo da extração da turbina, da água líquida saturada do condensador e da água que sai do regenerador e vai para o gerador de vapor.

3.2.6. Canalizações

Pela aplicação de análise adimensional, obtém-se a seguinte correlação para queda de carga em tubulações, em escoamentos turbulentos ($Re > 4000$) [Paz, 2002]:

$$\frac{\left(\frac{\Delta p}{\rho}\right)}{\left(\frac{\bar{V}^2}{2}\right)} = f\left(\frac{\mu}{\rho \bar{V} D}, \frac{L}{D}, \frac{e}{D}\right) \quad (3.44)$$

onde Δp é a queda de pressão na tubulação, em kPa, ρ é a densidade do fluido em kg/m^3 , μ é a viscosidade do fluido em kg/m^3 , \bar{V} é a velocidade média de escoamento do fluido em m/s, e é a rugosidade da superfície das paredes internas da tubulação, D é o diâmetro do tubo e L é o comprimento do tubo, em m.

A correlação 3.44 mostra o número adimensional queda de carga por energia cinética em função de Re , das dimensões e rugosidade das paredes das tubulações. Dados experimentais demonstram que a perda de carga adimensional é diretamente proporcional ao termo $\frac{L}{D}$, podendo-se reescrever:

$$\frac{\left(\frac{\Delta p}{\rho}\right)}{\left(\frac{\bar{V}^2}{2}\right)} = \frac{L}{D} f\left(Re, \frac{e}{D}\right) \quad (3.45)$$

O termo $f\left(Re, \frac{e}{D}\right)$ é o chamado fator de atrito, designado simplesmente por f . As relações mais conhecidas para calculá-lo são as de Colebrook e de Miller. A primeira exige métodos iterativos para o cálculo enquanto que a correlação de Miller permite o cálculo direto dentro de uma faixa de erro de 1%. A equação de Miller a seguir apresentada foi usada no aplicativo desenvolvido para este trabalho:

$$f = 0,25 \left(\log \left(\frac{e}{3,7} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right) \right)^{-2} \quad (3.46)$$

e é válida para a região turbulenta do escoamento ($\text{Re} > 4000$). Para o escoamento laminar $f = \frac{64}{\text{Re}}$. Desconsiderando-se quaisquer tipos de perda de calor, de maneira a se ter somente perda de carga, a equação para cálculo de queda de pressão nas tubulações dos circuitos térmicos de vapor é dada por:

$$\Delta p = f \rho \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (3.47)$$

onde Δp [Pa] é a variação de pressão, f é o coeficiente de atrito, L [m] o comprimento da tubulação, D [m] o diâmetro da tubulação, V [m/s] é a velocidade do fluido e ρ [kg/m³] é a massa específica.

3.3. Modelagem de Processos

Para a simulação do ciclo de Rankine, faz-se necessário uma modelagem matemática que contemple também os processos termodinâmicos e as relações físicas entre seus componentes. Para tal, torna-se necessário que se conheçam as propriedades do fluido de trabalho em seus mais diversos estados ao longo de todo o ciclo.

3.3.1. Determinação de propriedades termodinâmicas

As propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho de maior interesse que envolvem trabalho com sistemas térmicos são: temperatura, pressão, volume específico ou massa específica, entalpia, entropia e, ocasionalmente, energia interna. Estas propriedades podem ser encontradas normalmente de duas maneiras: através de dados tabelados ou através da utilização de equações matemáticas. Para o caso da água, fluido de trabalho mais utilizado em sistemas térmicos de potência reais, os dados de propriedades termodinâmicas encontram-se freqüentemente disponíveis

na literatura técnica na forma de gráficos ou tabelas, tal como os encontrados nas tabelas de propriedades termodinâmicas da água de livros textos como Van Wylen e Sonntag, 1993, Moran et al, 1996. Estes dados são, em geral, calculados das funções analíticas fundamentais que descrevem as funções de Gibbs ou de Helmholtz. Porém, a utilização de informações contidas nesse tipo de fonte (dados tabelados ou gráficos) implica geralmente na necessidade de se efetuar interpolações, estimativas e aproximações variadas. Isto traz como consequência a redução dos níveis de precisão dos cálculos desenvolvidos que, em atividades de projeto, é particularmente indesejável. Além do mais, a utilização de dados contidos em tabelas ou gráficos constitui freqüente fonte de erros de leitura e de cálculo, apresentando também características que dificultam as atividades de revisão [Beltrán, 1994].

Para o desenvolvimento de programas e sub-rotinas computacionais destinados à simulação de sistemas térmicos, é mais conveniente a determinação das propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho através das expressões matemáticas na forma de equações que expressem seus valores. Vale salientar que estas expressões são mais convenientes à medida que passam a garantir resultados com maior precisão para que os cálculos dos ciclos térmicos apresentem dados bastante próximos da realidade. Sendo assim, para as simulações dos sistemas térmicos de potência a serem desenvolvidos, optou-se pela determinação das propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho através da utilização de expressões matemáticas.

3.3.2. Determinação das propriedades termodinâmicas através de expressões matemáticas

A representação das propriedades termodinâmicas através de expressões matemáticas envolve o conhecimento de relações de propriedades advindas tanto da termodinâmica clássica como de dados experimentais, existindo um certo número de possíveis pontos e passos iniciais para se chegar à uma desejada equação. Frequentemente, a técnica utilizada consiste em obter-se as seguintes equações:

1. Equações p - V - T para o vapor
2. Equação do calor específico à temperatura zero (c_{po})
3. Relação p - T para condições de saturação
4. Equação da massa específica de líquido (ρ_{liq})

Algumas das relações da termodinâmica clássica utilizadas para se construir as quatro equações acima citadas podem ser encontradas em Stoecker, 1989, em Van Wylen e Sonntag, 1993, e em Sandler, 1999.

Destacam-se as seguintes relações termodinâmicas (equações analíticas):

- a) Clapeyron: relação das propriedades termodinâmicas de líquido e vapor nas condições de saturação (Stoecker, 1989):

$$\frac{dp}{dT} = \frac{h_{lv}}{T(v_v - v_l)} \quad (3.48)$$

- b) Equação dos gases perfeitos: para a região de vapor superaquecido

$$pv = RT \quad (3.49)$$

sendo R para o vapor d'água igual a 0,46152 kJ/kg.K.

- c) Relações de Maxwell, Van der Waals, Redlich-Kwong e Peng-Robinson: relacionam entalpia e entropia com as propriedades da equação de estado p - V - T

Maxwell:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial T}{\partial v} \right)_s &= - \left(\frac{\partial p}{\partial s} \right)_v \\ \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_s &= \left(\frac{\partial v}{\partial s} \right)_p \\ \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v &= \left(\frac{\partial s}{\partial v} \right)_T \\ \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p &= - \left(\frac{\partial s}{\partial p} \right)_T \end{aligned} \quad (3.50)$$

Van der Waals:

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2} \quad (3.51)$$

sendo a e b da equação de Van der Waals: $a = \frac{27R^2T_{crít}^2}{64p_{crít}}$ e $b = \frac{RT_{crít}}{8p_{crít}}$

Redlich-Kwong:

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{T^{0.5}v(v+b)} \quad (3.52)$$

sendo a e b : $a = \frac{0.42748R^2T_{crít}^{\frac{5}{2}}}{p_{crít}}$ e $b = \frac{0.08664RT_{crít}}{p_{crít}}$

Peng-Robinson:

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v(v+b)+b(v-b)} \quad (3.53)$$

sendo a e b : $a = \frac{0.45724R^2T_{crít}^2}{p_{crít}} \left[1 + m(1 - \sqrt{T_r}) \right]^2$ e $b = \frac{0.0778RT_{crít}}{p_{crít}}$

onde $m = 0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2$ e $\omega = -1 - \log_{10} \left(\frac{p_{sat}}{p_{crít}} \right)_{T_r=0.7}$ (ω =fator acêntrico)

Alguns trabalhos científicos sobre o uso de expressões matemáticas decorrentes das relações da termodinâmica clássica com os dados experimentais para a determinação de propriedades termodinâmicas encontram-se publicados. Reynolds, 1979, publicou um extenso conjunto de

equações computacionais destinadas a avaliação de propriedades termodinâmicas de diversas substâncias. Irvine e Liley, 1984, publicaram diversas correlações simplificadas para a avaliação de propriedades termodinâmicas, visando facilitar o cálculo dessas propriedades. Também Haar et al, 1984, publicaram novas correlações empíricas para o cálculo de propriedades termodinâmicas da água, incluindo listagens de programas e de sub-rotinas computacionais.

Em Van Wylen e Sonntag, 1991, foi disponibilizado um programa para a determinação de propriedades de diversas substâncias, atestando a importância da automatização do cálculo de propriedades termodinâmicas.

Em termos nacionais, Bezecry et al, 1992, publicaram um trabalho sobre um programa desenvolvido para o cálculo de propriedades termodinâmicas da água, baseado no trabalho de Irvine e Liley, 1984.

3.3.3. Conjunto de equações para determinação das propriedades termodinâmicas da água

Inicialmente, foi realizada uma análise comparativa entre alguns dos conjuntos de expressões matemáticas encontrados na literatura e artigos científicos publicados conforme anteriormente mencionados. Esta análise envolveu, também, alguns testes e simulações de cálculo das expressões matemáticas encontradas com a utilização dos recursos computacionais do Fortran 90, através da elaboração de sub-rotinas. Os conjuntos de equações analisados foram os seguintes: conjunto de equações de acordo com Irvine e Liley, conjunto de equações de acordo com a IAPWS – International Association for the Properties of Water and Steam e o conjunto de equações de Peng-Robinson.

Cada conjunto de equações é capaz de fornecer valores das principais propriedades termodinâmicas da água que podem ser utilizados para a construção e/ou comparação com as demais tabelas termodinâmicas já existentes. É importante salientar que as tabelas já existentes e disponíveis na literatura em geral não apresentam necessariamente dados idênticos para as propriedades termodinâmicas de um estado qualquer. Isto é justificado, como anteriormente descrito, pelo processo de construção de tabelas de propriedades termodinâmicas através das relações de propriedades advindas tanto da termodinâmica clássica como de dados experimentais dos mais diversos.

Algumas comparações e simulações foram verificadas no sentido de se determinar qual o conjunto de equações seria utilizado para este trabalho. Observou-se, por exemplo, que os valores

das propriedades termodinâmicas da água obtidos pela simulação das equações apresentadas por Irvine e Liley, 1984, e por Benzecry et al, 1992, apresentam desvios na ordem de 0,25% na região de saturação e 0,5% na região de vapor superaquecido em relação as tabelas publicadas por Keenan, 1978. Desvios menores ainda foram obtidos por Beltrán, 1994, que utilizou um conjunto de equações baseado na equação fundamental da energia livre de Helmholtz (os desvios foram na ordem de 0,001 a 0,01% em relação aos dados tabelados na publicação de Keenan, 1978). Também verificou-se que as equações de acordo com o IAPWS e apresentadas por Veloso, 1996, reproduzem valores das propriedades termodinâmicas que, comparados com os dados encontrados em “International Skeleton Tables”, não excedem desvios de 0,7%. As equações de Peng-Robinson, por sua vez, reproduziram os valores de propriedades com os menores desvios quando comparados exclusivamente com as tabelas do software IT, 1994, para a região de vapor superaquecido, por exemplo. A escolha definitiva do conjunto de equações de determinação das propriedades termodinâmicas da água teve como parâmetro as tabelas encontradas em Van Wylen e Sonntag, 1993, pois acredita-se serem elas as de maior acessibilidade ao meio acadêmico dos cursos de engenharia nacionais e internacionais.

Diante do pressuposto, o conjunto mais adequado ao se levar em conta fatores como simplicidade de equações, ampla região do líquido comprimido até vapor superaquecido a 22 MPa e baixos desvios relativos aos dados encontrados nas tabelas de Van Wylen e Sonntag, 1993, foi o conjunto de equações apresentado por Irvine e Liley, 1984. Além da simplicidade das equações, que são apresentadas mais adiante, os maiores desvios absolutos observados foram praticamente iguais aos apresentados pelos demais conjuntos de equações analisados. Em suma, para o conjunto de equações apresentadas por Irvine e Liley, 1984, os maiores desvios encontrados foram de 0,25% para a região de saturação e 0,56% para a região de vapor superaquecido. Isto demonstra a semelhança entre os valores das propriedades termodinâmicas das tabelas publicadas por Keenan, 1978 e Van Wylen e Sonntag, 1993, além da encontrada também em Irvine e Liley, 1984. Vale citar que esta literatura, bem como Keenan, 1978, apresenta dados tabelados com temperaturas expressas na escala Kelvin, ao passo que em Van Wylen e Sonntag, 1993, eles estão expressos na escala Celsius.

As equações simplificadas apresentadas em Irvine e Liley, 1984, dividem-se em dois grupos de expressões para melhor conveniência no estudo do problema. Estes grupos tratam da determinação das propriedades termodinâmicas da água para duas regiões: região de saturação e região de vapor superaquecido.

Para a região de líquido comprimido, foram adotadas as propriedades do líquido saturado à mesma temperatura neste trabalho.

Para o cálculo das propriedades termodinâmicas, vale lembrar que muitos pesquisadores utilizam diferentes sentenças matemáticas para a equação de estado, em função das regiões do diagrama termodinâmico. Estas equações contêm várias constantes que podem ser determinadas através do método dos mínimos quadrados. Na região de saturação, onde há a dificuldade de se determinar uma expressão pelo método dos mínimos quadrados que represente as propriedades da água desde o ponto triplo até o ponto crítico devido a acentuada variação destas propriedades nas proximidades do ponto crítico, Irvine e Liley, 1984, utilizaram, então, uma faixa de temperatura ($273.16 \leq T \leq 647.3$ K) para a expressão que determina os valores da pressão de saturação, duas faixas de pressão ($0.000611 \leq p < 12.33$ MPa; $12.33 \leq p < 22.1$ MPa) para temperatura de saturação e três faixas de temperatura ($273.16 \leq T < 300$ K; $300 \leq T < 600$ K; $600 \leq T \leq 647.3$ K) para a entropia e entalpia específicas.

As equações que permitem o cálculo das propriedades de saturação tal como temperatura, pressão, volume específico, entalpia e entropia são:

$$T_{sat}(p) = A + \frac{B}{\ln(p) + C} \quad (3.54)$$

$$\ln(p) = \sum_{N=0}^9 A_N (T_{sat})^N + \frac{A_{10}}{T_{sat} - A_{11}} \quad (3.55)$$

$$Y(T) = A + B(T_{ad})^{\frac{1}{3}} + C(T_{ad})^{\frac{5}{6}} + D(T_{ad})^{\frac{7}{8}} + \sum_{N=1}^7 E_N (T_{ad})^N \quad (3.56)$$

onde $T_{ad} = \frac{T_{crit} - T}{T_{crit}}$ é a temperatura adimensionalizada e T_{crit} é a temperatura no ponto crítico.

A função Y acima pode ser convenientemente ajustada para se calcular os valores do volume, entalpia e entropia específicos, assim como a entalpia de vaporização.

A equação 3.54 e 3.55 são expressões modificadas da equação de Clapeyron, enquanto os quatro primeiros termos da equação 3-56 representam a variação das propriedades na região crítica de acordo com o modelo de Torquato e Stell, 1981. As demais expressões para o cálculo das

propriedades nas diversas faixas de temperatura encontram-se em Irvine e Liley, 1984. Os valores dos coeficientes encontram-se no Apêndice A3.

Na região de vapor superaquecido as equações são mais complexas. Para contornar o problema da mudança da interação molecular que se estende desde a linha de vapor saturado até a zona onde o vapor passa a se comportar como gás perfeito, é sugerido que se multiplique a parcela da equação que descreve as propriedades termodinâmicas da água nas proximidades da linha de vapor saturado, obtida por uma expansão de uma série de Taylor, pelo fator $e^{\frac{T_{sat}-T}{M}}$.

Este fator tende a zero à medida que se afasta da região de saturação fazendo com que prevaleçam os termos restantes da equação que determinam o comportamento de gás perfeito.

As equações dadas para o comportamento do vapor na região de superaquecimento são:

$$v(p, T) = \frac{RT}{p} - B_1 e^{-B_2 T} + \frac{1}{10p} \left(B_3 - e^{\sum_{N=0}^2 A_N T_{sat}^N} \right) e^{\frac{T_{sat}-T}{T}} \quad (3.57)$$

$$h(p, T) = \sum_{N=0}^2 A_N T^N - A_3 e^{\frac{T_{sat}-T}{T}} \quad (3.58)$$

$$s(p, T) = \sum_{N=0}^4 A_N T^N + B_1 \ln(10p + B_2) - \sum_{N=0}^4 A_N T_{sat}^N \left(e^{\frac{T_{sat}-T}{T}} \right) \quad (3.59)$$

$$u(p, T) = h(p, T) - 1000 \cdot p \cdot v(p, T) \quad (3.60)$$

Os coeficientes A_n , B_n e C_n não são os mesmos nas três equações. Seus valores encontram-se no Apêndice A3.

A determinação das propriedades termodinâmicas da água frente as possibilidades dela apresentar-se como líquido comprimido, líquido saturado, líquido e vapor (bifásico), vapor saturado e vapor superaquecido (não se inclui o cálculo para a região supercrítica), envolveu a elaboração de sub-rotinas na linguagem computacional FORTRAN 90, com as seguintes características:

- 1) As sub-rotinas elaboradas apresentam um conjunto articulado de equações simplificadas utilizadas para a determinação das propriedades termodinâmicas numa região

consideravelmente ampla de pressões e temperaturas, com rapidez no tempo de execução sem comprometimento da sua precisão.

- 2) As sub-rotinas foram construídas de maneira a se calcular todas as propriedades a partir da entrada dos seguintes pares de dados: p e T , p e v , p e x , p e h , e p e s . Estes pares são os de maior frequência de utilização na análise termodinâmica de sistemas de potência de vapor. Observa-se que a incorporação de outros pares de propriedades ao conjunto além dos considerados é objeto de implementação futura.
- 3) Não é necessário conhecer a fase da substância. Fornecidas as duas propriedades intensivas, o programa determina a fase automaticamente através de interações, indicando a região do diagrama termodinâmico. Observa-se, novamente, que para a região de líquido comprimido foram tomados os valores das propriedades termodinâmicas sobre a linha de líquido saturado à mesma temperatura. Esta aproximação apresentou resultados razoáveis onde o maior desvio encontrado foi de 0,99 %.

Além das sub-rotinas elaboradas independentemente para o cálculo das propriedades termodinâmicas a partir do conhecimento da pressão e uma outra qualquer conforme comentado, também foi elaborado um programa exclusivo para o cálculo destas propriedades (Panox), que possibilita a construção de tabelas de propriedades termodinâmicas da água.

Considerando o desvio relativo percentual (DES), para qualquer propriedade TAO , definido como:

$$DES = 100 * \left(\frac{TAO_{estimado} - TAO_{tabela}}{TAO_{tabela}} \right) \quad (3.61)$$

verifica-se que as Figuras 3.6 a 3.11 indicam valores estimados para as propriedades termodinâmicas da água, nas principais regiões de interesse para aplicações num ciclo de Rankine a vapor, suficientemente precisos para a maioria das aplicações de engenharia. As comparações foram feitas com os dados tabelados de Van Wylen e Sonntag, 1993.

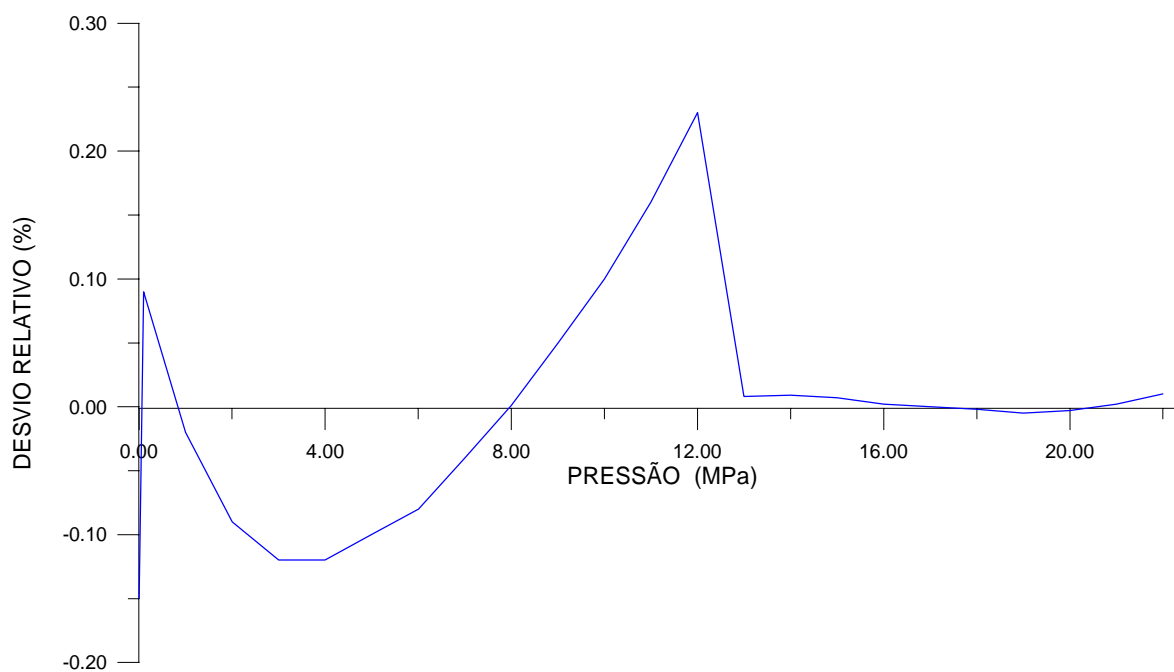


Figura 3.1 – Desvios dos valores estimados por Panox para a temperatura de saturação das tabelas do Van Wylen e Sonntag, 1993.

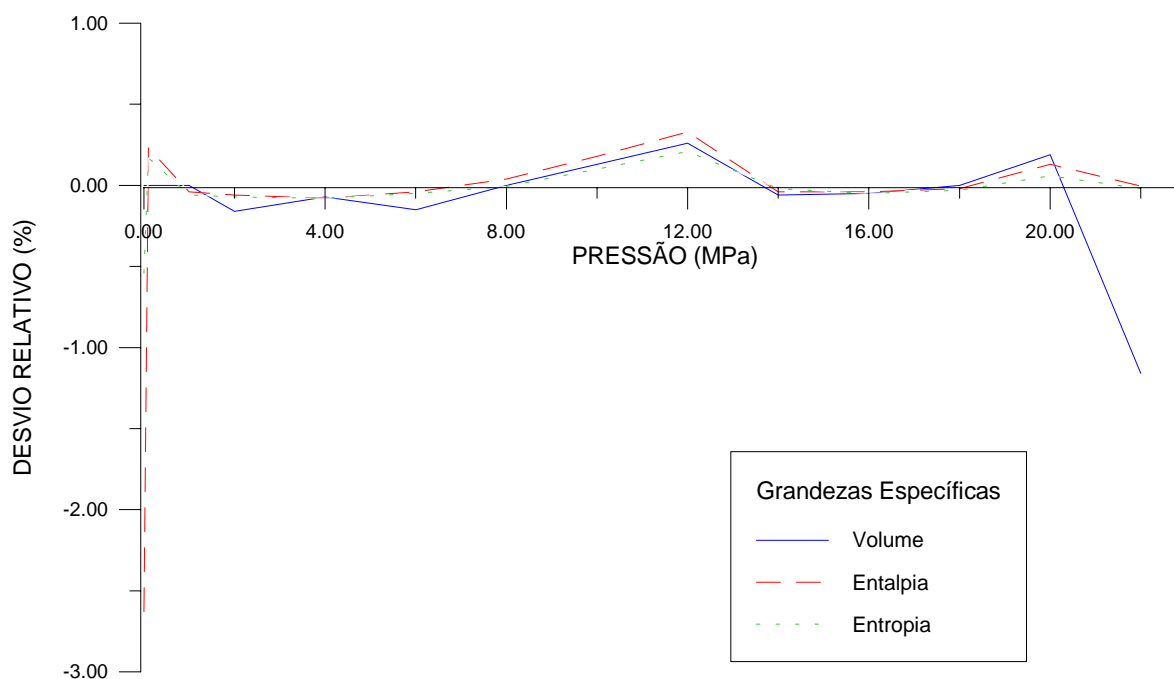


Figura 3.2 – Desvios dos valores estimados por Panox para as propriedades de líquido saturado das tabelas do Van Wylen e Sonntag, 1993.

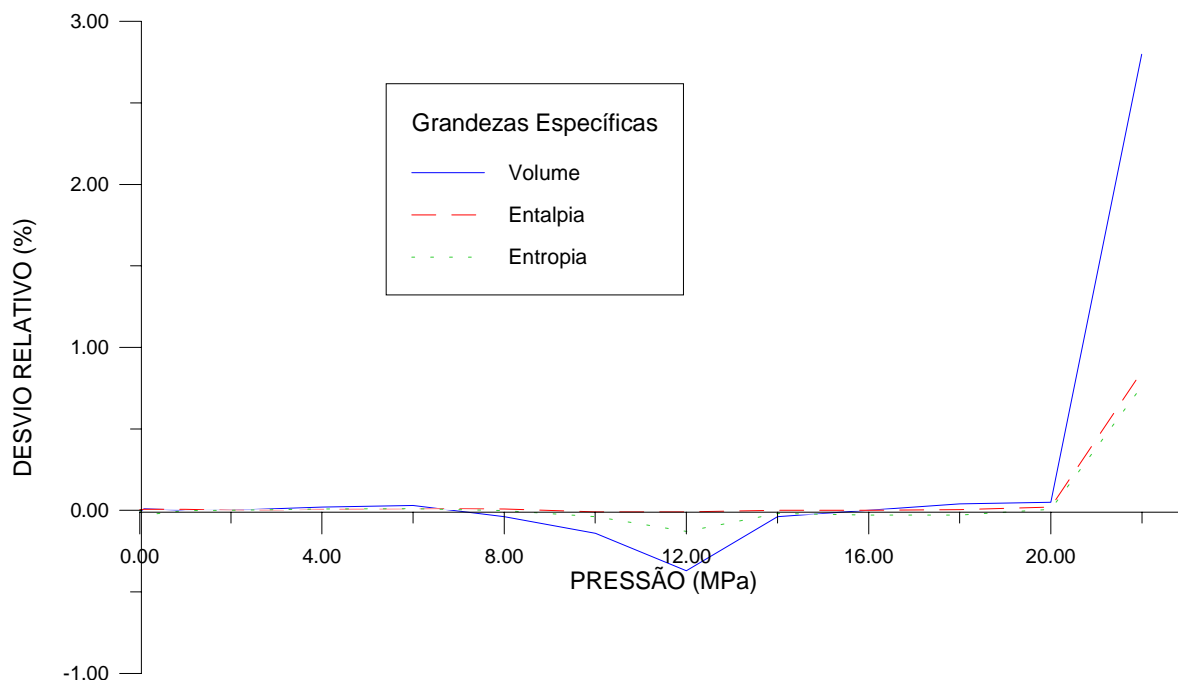


Figura 3.3 – Desvios dos valores estimados por Panox para as propriedades de vapor saturado das tabelas do Van Wylen e Sonntag, 1993.

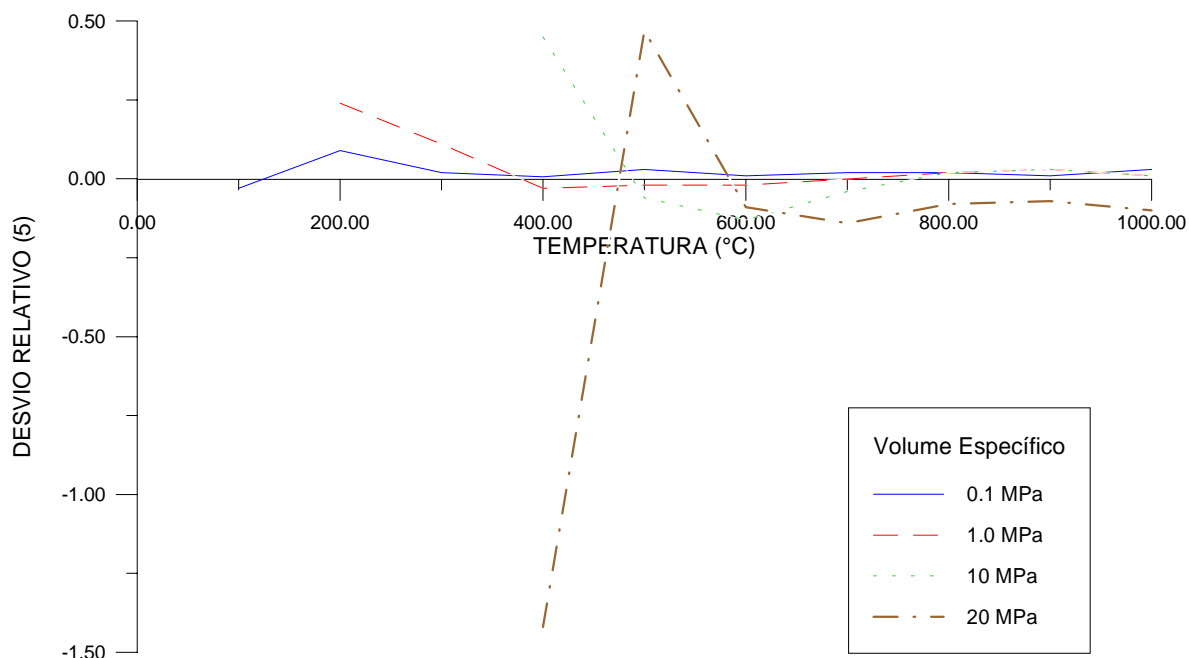


Figura 3.4 – Desvios dos valores estimados por Panox do volume específico das tabelas do Van Wylen e Sonntag, 1993, para diversas pressões.

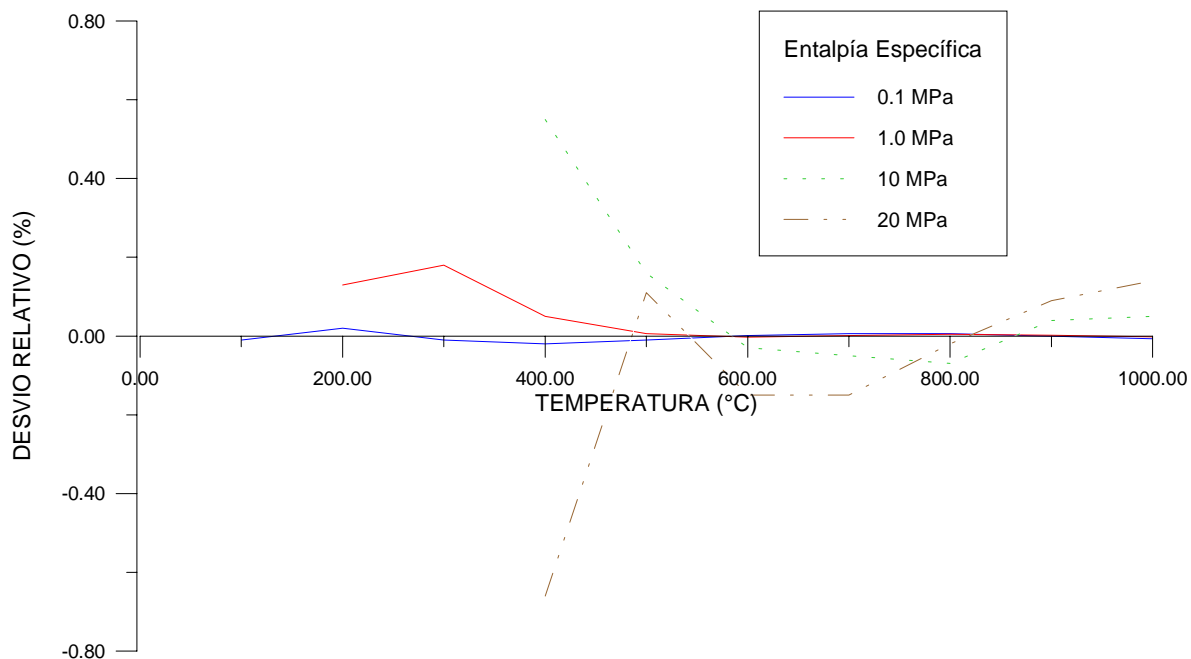


Figura 3.5 – Desvios dos valores estimados por Panox da entalpia específica das tabelas do Van Wylen e Sonntag, 1993, para diversas pressões.

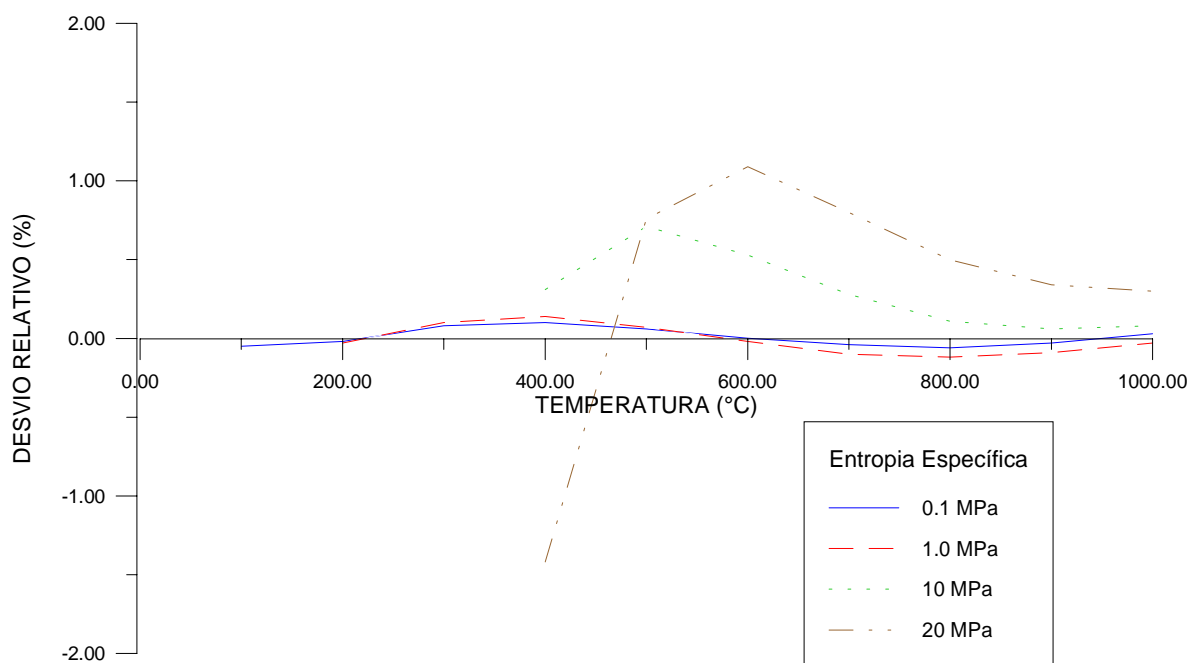


Figura 3.6 – Desvios dos valores estimados por Panox da entropia específica das tabelas do Van Wylen e Sonntag, 1993, para diversas pressões.

3.4. Conclusão

Neste capítulo foram apresentadas expressões matemáticas que descrevem os processos e relações físicas dos componentes a serem considerados nas simulações numéricas deste trabalho. Os sistemas térmicos serão caracterizados por conjuntos de equações não lineares.

Um programa escrito em Fortran foi elaborado utilizando-se expressões matemáticas de determinação das propriedades termodinâmicas da água em seus mais diversos estados. Os resultados apresentaram-se dentro de uma faixa de desvios não superiores a 0,56 % para as regiões de saturação e vapor superaquecido, comparados com os dados de propriedades termodinâmicas tabelados na literatura Van Wylen e Sonntag, 1993.

4. SIMULAÇÃO DE CICLOS DE RANKINE

4.1. Introdução

Estabelecidas as expressões matemáticas que possibilitam a determinação das propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho e a modelagem matemática dos principais componentes e processos que compõem sistemas térmicos de potência, torna-se possível, então, partir para a simulação numérica de diferentes configurações de ciclos de Rankine.

Neste capítulo, são estabelecidas metodologias de simulação (aqui chamados de Substituição Sucessiva e Bloco Único) caracterizados pela aplicação de métodos de solução simultânea das equações algébricas dos ciclos de Rankine desenvolvidos. Também são realizadas inúmeras implementações a partir de um ciclo de Rankine simples até que se chegue a um modelo de ciclo mais complexo caracterizado por um ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração, onde estão presentes as considerações mais convencionais da prática de projeto de centrais termelétricas.

Os métodos de simulação são aplicados para a obtenção dos resultados considerados mais importantes na análise de sistemas térmicos de potência, tais como rendimento térmico do ciclo, título na saída da turbina, vazões mássicas pelo sistema, potência nas bombas e calor trocado no gerador de vapor e no condensador. Estes resultados apresentam-se, na maior parte das vezes, como funções da potência elétrica requerida, eficiência isentrópica e pressões na turbina; da eficiência térmica, pressão e temperatura no gerador de vapor; da pressão e grau de sub-resfriamento do líquido saturado no condensador e da eficiência isentrópica das bombas.

As simulações são realizadas sob a consideração de sistemas contínuos em regime permanente e de análise determinística [Stoecker, 1989]. Os programas são desenvolvidos na linguagem Fortran.

4.2. Métodos de simulação

Stoecker, 1989, classifica os métodos de simulação de sistemas térmicos em seqüencial e simultâneo.

O método seqüencial é aplicado quando, conhecendo-se os dados de entrada de um sistema, é possível se iniciar a simulação calculando-se imediatamente os resultados de saída de um componente, que serão utilizados como dados de entrada suficientes para os cálculos de um próximo

componente, e assim por diante, procedendo através de todos os componentes até que se obtenha a solução final do sistema, como demonstrado na figura seguinte.

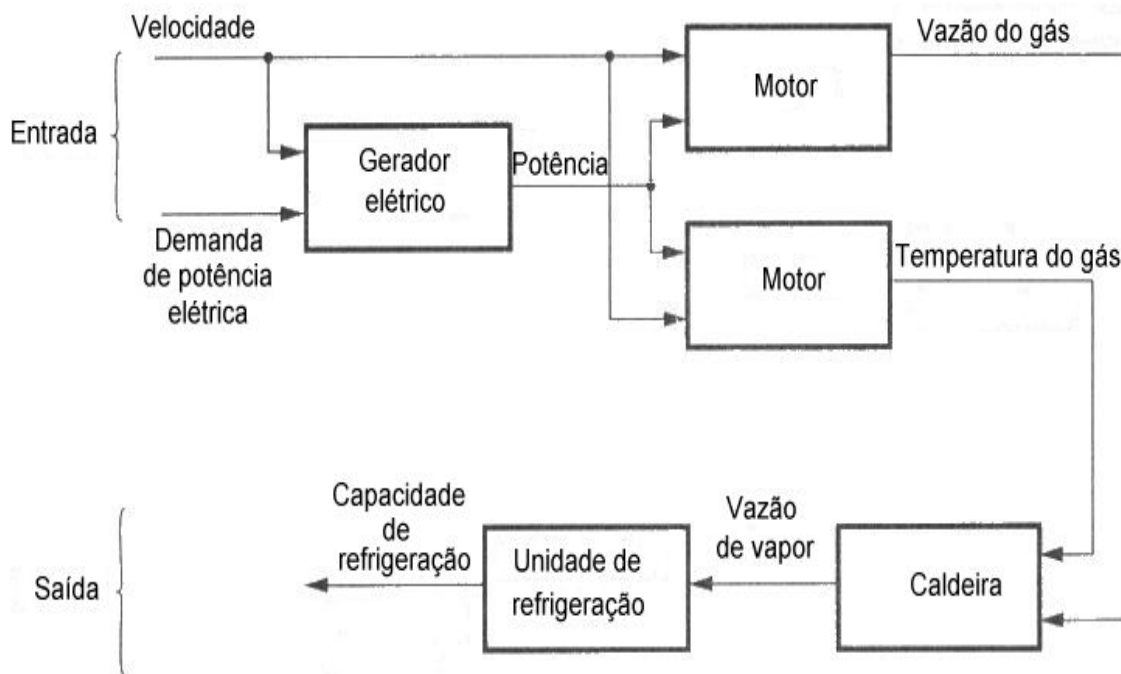


Figura 4.1 - Diagrama do fluxo de informações seqüencial de um sistema térmico (fonte: Stoecker, 1989)

A solução para cada equipamento que compõe o sistema da figura anterior depende, exclusivamente, dos resultados obtidos no cálculo do equipamento anterior. O sistema é acoplado, mas pode ser resolvido se for convenientemente ordenado.

O método de simulação simultânea, segundo o mesmo autor, é aplicado quando o sistema apresenta inúmeras interconexões e relações funcionais entre seus componentes, tal como mostrado na Figura 4.2, envolvendo a resolução simultânea do conjunto de equações algébricas do sistema, onde torna-se necessário que algumas variáveis sejam inicialmente estimadas, caso o sistema seja não linear.

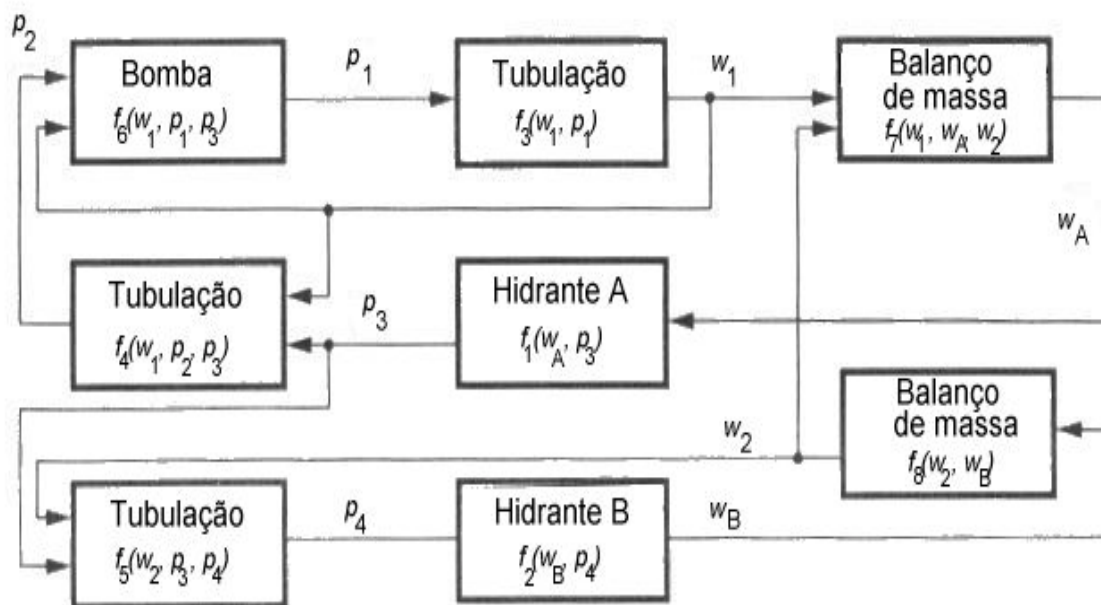


Figura 4.2 - Diagrama do fluxo de informações simultâneas de um sistema térmico (fonte: Stoecker, 1989)

A solução para cada equipamento que compõe o sistema da Figura 4.2 depende dos resultados obtidos no cálculo de um ou mais equipamentos, o que reflete o acoplamento do sistema.

Em função dos ciclos de Rankine de centrais termelétricas geralmente serem caracterizados por conjuntos de equações algébricas muitas delas não lineares, envolvendo também inúmeras interconexões e fluxo de informações entre os componentes do sistema, são considerados neste trabalho somente métodos de simulação simultânea, não sendo considerada a simulação seqüencial.

Foram trabalhados dois métodos de simulação: o método de Substituição Sucessiva e método aqui denominado de Bloco Único.

O método de Substituição Sucessiva, fortemente associado ao diagrama de fluxo de informações do sistema, consiste em se assumir um valor para uma ou mais variáveis, iniciar os cálculos, e procedê-los sobre o sistema até as variáveis originalmente assumidas terem sido recalculadas. Os valores recalculados são substituídos sucessivamente e a rotina de cálculo é repetida até que uma convergência satisfatória seja atingida. O método de solução dessa modalidade

de simulação lembra o método matemático de Gauss-Seidel para a solução de um sistema de equações.

O método de Bloco Único, também chamado de método de Newton-Raphson por Stoecker, 1989, consiste na estratégia de simulação onde resolve-se o conjunto de equações acopladas do problema em um único bloco através da aplicação do método de Newton-Raphson ou de algum de seus derivados, tal como o método de Powell. O método de Newton-Raphson é um dos mais poderosos e conhecidos métodos para se encontrar as raízes de uma função ou de um sistema de equações lineares e não lineares. Algebricamente, este método deriva da familiar série de expansão de Taylor de uma função na vizinhança de um ponto. Por isto, para pontos distantes da raiz, onde os termos de maior ordem na série são importantes, a fórmula de Newton-Raphson pode dar imprecisão, necessitando de correções. Assim, uma das considerações mais importantes para que as raízes verdadeiras do sistema sejam determinadas é cuidar para que as estimativas iniciais das variáveis a serem calculadas estejam localizadas em intervalos suficientemente próximos a raiz verdadeira de modo que estes não contenham locais de máximo ou mínimo de função. Essa situação pode levar a uma solução matemática correta mas fisicamente errada para o sistema.

Para as simulações que consideram a aplicação do método de Bloco Único, foram desenvolvidos programas que utilizam o recurso das bibliotecas do IMSL, onde localiza-se a sub-rotina NEQNF. Tal sub-rotina resolve um sistema de equações não lineares usando um algoritmo híbrido de Powell modificado (o algoritmo de Powell consiste numa variação do método de Newton-Raphson para solução de sistemas de equações não lineares) e uma aproximação por diferenças finitas para o Jacobiano, tomando precauções para evitar grandes dimensões de passos ou aumento de resíduos. Visto que o Jacobiano é estimado por diferenças finitas, foi adotada também a recomendação de se utilizar a dupla precisão para os valores a serem calculados a fim de se obter uma precisão aritmética mais adequada.

Nas simulações de ciclos de Rankine desenvolvidas a seguir podem ser verificados os métodos conforme aqui apresentados.

4.3. Ciclo de Rankine simples

A Figura 4.1 apresenta o modelo do ciclo, aqui chamado de Rankine Simples, e seu respectivo diagrama “T x s” considerado inicialmente nas simulações realizadas neste trabalho.

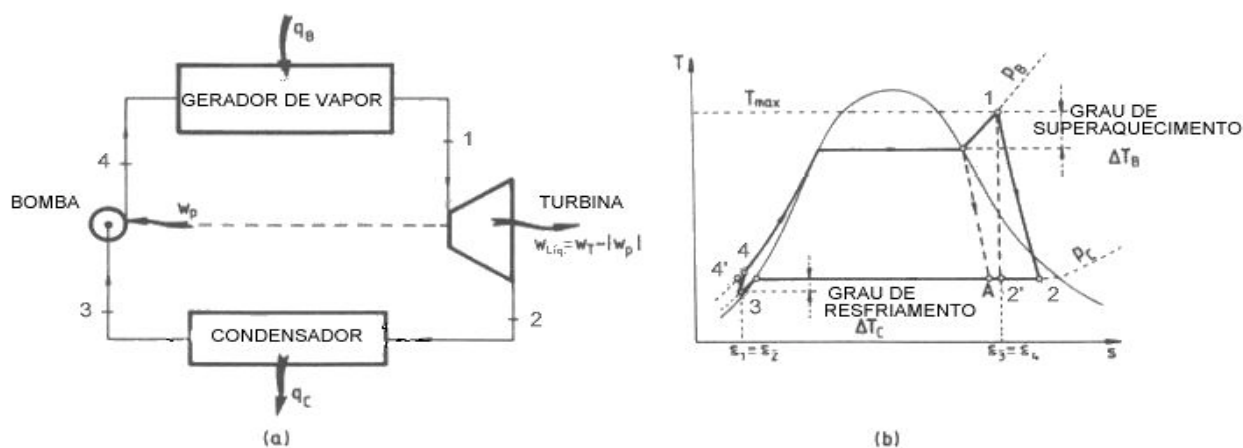


Figura 4.1 – (a) Ciclo de Rankine Simples e (b) diagrama T x s correspondente

O modelo observado no diagrama da Figura 4.1 (b) apresenta algumas implementações iniciais realizadas sobre o ciclo de Rankine ideal a fim de se obter uma representação mais aproximada dos ciclos característicos das centrais termelétricas reais. A respeito destas implementações iniciais, cabe destacar os seguintes comentários:

- Considerou-se o superaquecimento no gerador de vapor para aumento da temperatura média com que é adicionado calor ao sistema, aumentando, conseqüentemente, o rendimento térmico do ciclo.
- Foram consideradas ineficiências na turbina e na bomba de modo que os processos ocorridos através destes equipamentos esteja em maior conformidade com a realidade, onde não se verifica um comportamento totalmente isentrópico para os mesmos.
- Para uma melhor performance e suavidade da operação das bombas, o condensado anterior a elas foi sub-resfriado em comparação à temperatura de saturação correspondente à pressão do condensador.

As principais equações representativas que descrevem o comportamento nos componentes do ciclo apresentado na Figura 4.1 são apresentadas na Tabela 4-1:

Tabela 4-1 - Equações dos componentes do ciclo de Rankine Simples

Turbina
Potência: $P_t = m.(h_1 - h_{2s}).\eta_t$ Eficiência isentrópica: $\eta_t = \frac{h_2 - h_1}{h_{2s} - h_1}$
Condensador
Calor trocado: $q_c = m.(h_3 - h_2)$
Bomba
Potência: $P_b = \frac{m.v_{\text{agua}}.(p_3 - p_4)}{\eta_b}$ Eficiência isentrópica: $\eta_b = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3}$
Gerador de Vapor
Calor trocado: $q_g = \frac{m.(h_1 - h_4)}{\eta_g}$
Ciclo de Rankine
Eficiência térmica do ciclo: $\eta_y = \frac{P_t - P_b}{q_g}$

Além das equações apresentadas na tabela acima, também devem ser consideradas as equações de determinação das propriedades termodinâmicas da água nos diversos pontos do ciclo. No total, foram consideradas 24 equações algébricas para a simulação do ciclo de Rankine simples aqui modelado.

O diagrama em blocos da Figura 4.2 mostra o algoritmo empregado para o cálculo das variáveis do sistema de Rankine simples aplicando-se o método de substituição sucessiva.

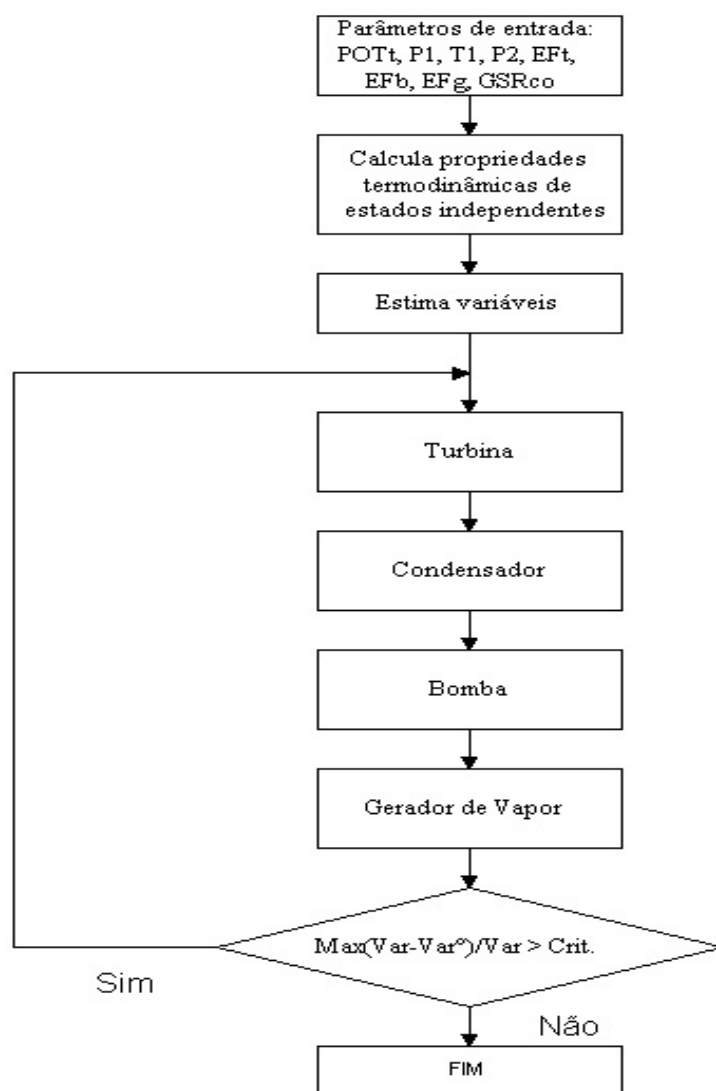


Figura 4.2 – Algoritmo de cálculo do ciclo de Rankine simples aplicando o método de substituição sucessiva.

A determinação das propriedades termodinâmicas, de fundamental importância para a resolução do conjunto de equações características dos sistemas térmicos de potência, foi realizada externamente à rotina de aplicação do método de Substituição Sucessiva. Este procedimento torna-se possível quando são conhecidas pelo menos duas propriedades nos diversos pontos do sistema, sejam elas fornecidas pelo conjunto de dados de entrada do problema ou obtidas pelo acoplamento dos estados termodinâmicos em função dos processos termodinâmicos que ocorrem nos componentes e equipamentos do sistema. É o que se verifica no caso do Rankine Simples simulado neste trabalho, com base na representação esquemática da Figura 4.1. Para a simulação, foram considerados os seguintes dados de entrada: potência da turbina (P_t), pressão (p_1) e temperatura (T_1) no estado 1, pressão no condensador (p_c), eficiência isentrópica da turbina (η_t), eficiência isentrópica da bomba (η_b), eficiência térmica do gerador de vapor (η_g) e grau de sub-resfriamento na saída do condensador (GSR_{co}). Levando-se em conta acoplamento dos estados termodinâmicos em função dos processos nos equipamentos e algumas condições preestabelecidas, passam a ser conhecidos os estados nos quatro pontos do sistema representado pela Figura 4.1. O estado no ponto 1 (saída do gerador de vapor e entrada da turbina) é determinado através de parâmetros inicialmente fornecidos tal como pressão (p_1) e temperatura (T_1). O estado no ponto 2 (saída da turbina e entrada do condensador) é determinado através do conhecimento da pressão no condensador ($p_2 = p_c$), que é um dado de entrada preestabelecido, e através da entalpia específica no ponto 2 (h_2) obtida pela relação de eficiência isentrópica da turbina apresentada na tabela 4.1, onde η_t é a eficiência isentrópica da turbina (preestabelecida como dado de entrada) e h_{2s} é a entalpia específica no ponto 2 para o caso de um processo isentrópico na turbina ($s_2 = s_1$). O estado no ponto 3 (saída do condensador e entrada da bomba) é predeterminado em função da pressão no condensador ($p_3 = p_c$) e da condição de titulação zero do fluido de trabalho na saída do condensador. Por fim, o estado no ponto 4 é dado pela pressão na entrada do gerador de vapor determinada pelo acoplamento à pressão na entrada da turbina (p_1) num processo sem queda de pressão no gerador de vapor ($p_4 = p_1$) e através da entalpia específica no ponto 4 (h_4) obtida pela seguinte relação de eficiência isentrópica da bomba apresentada na tabela 4.1, onde η_b é a eficiência isentrópica da bomba (preestabelecida como dado de entrada) e h_{4s} é a entalpia específica no ponto 4 para o caso de um processo isentrópico na bomba ($s_4 = s_3$).

Conforme comenta Stoecker, 1989, a utilização do método de substituição sucessiva pode conduzir a simulação a uma possível “armadilha”, ou seja, a uma possível divergência na busca da solução decorrente de uma inconveniente ordem de blocos de cálculos correspondentes aos

componentes do sistema. Em função desta hipótese, a ordem dos blocos de cálculo dos equipamentos do ciclo de Rankine simples, tal como apresentada na Figura 4.2, foi alterada aleatoriamente para a realização de algumas simulações do sistema. Para as diversas seqüências simuladas, obteve-se a convergência para a mesma solução, não observando-se nenhuma “armadilha”.

O diagrama em blocos da Figura 4.3 mostra o algoritmo empregado para o cálculo das variáveis do sistema de Rankine Simples em questão, utilizando-se o método de Bloco Único.

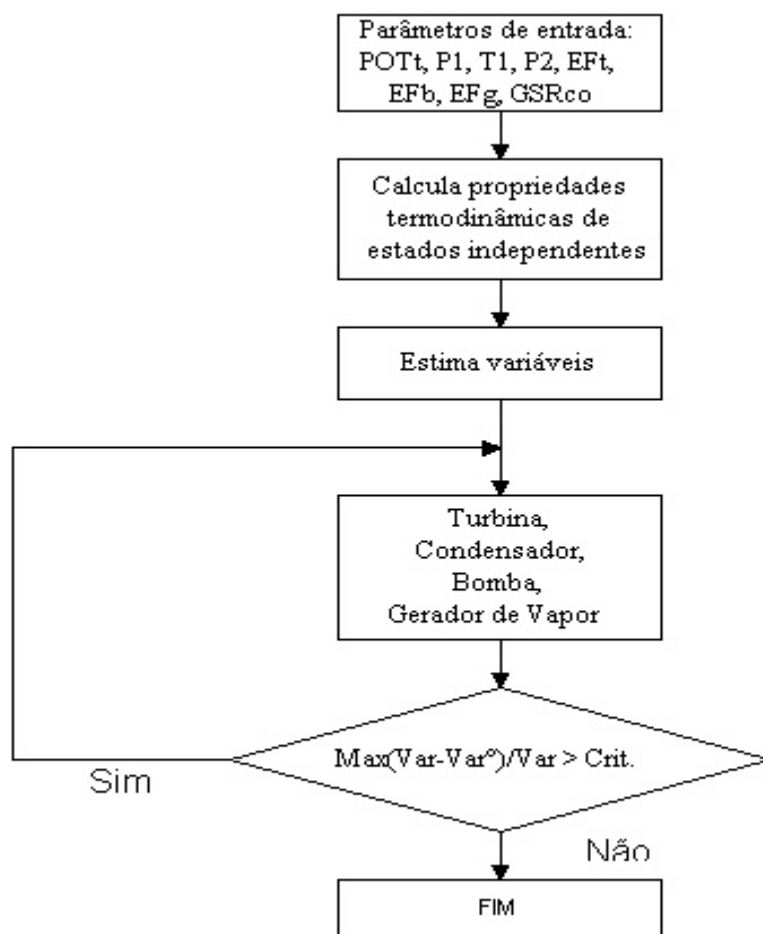


Figura 4.3 – Algoritmo de cálculo das variáveis do sistema de Rankine Simples utilizando-se o método de Bloco Único.

Analogamente ao procedimento adotado para a aplicação do método da Substituição Sucessiva, a determinação das propriedades termodinâmicas, de fundamental importância para a resolução do conjunto de equações características dos sistemas térmicos de potência, foi realizada

externamente à rotina de cálculo dos componentes (turbina, condensador, bomba e gerador de vapor). Desta forma, a diferenciação encontrada na aplicação do método de Substituição Sucessiva e Bloco Único ateu-se exclusivamente à rotina e procedimento de resolução do conjunto de equações principais do sistema. O primeiro resolve por Substituição Sucessiva; o segundo, por Powell.

A utilização da sub-rotina NEQNF permite que as equações principais do sistema sejam lançadas sob qualquer seqüência, na forma residual, em um único bloco de cálculo, conforme representado na Figura 4.3.

Uma outra alternativa de solução envolvendo o método de Bloco Único também foi ensaiada, onde todas as equações de determinação das propriedades termodinâmicas e equações representativas dos equipamentos e equações dos processos termodinâmicos do sistema foram calculadas numa sub-rotina, como mostra a Figura 4.4.

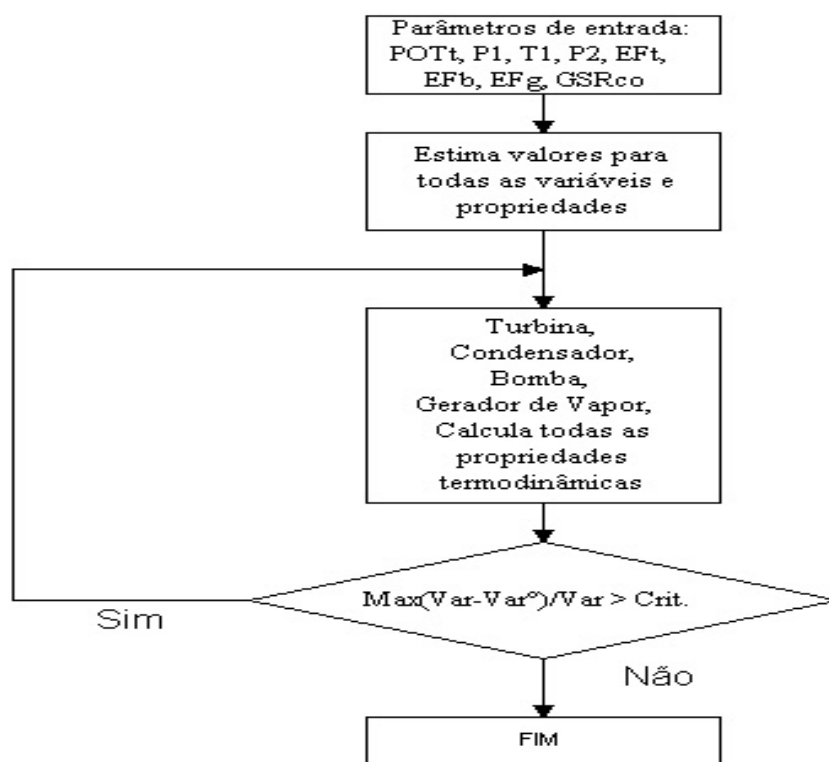


Figura 4.4 – Algoritmo de cálculo todas as propriedades termodinâmicas e variáveis do sistema de Rankine Simples em uma única sub-rotina, utilizando-se o método de Bloco Único.

A Tabela 4-2 apresenta os dados de entrada comuns a todos os casos apresentados. A tabela seguinte apresenta os principais resultados obtidos após as simulações, para os casos do método de

substituição sucessiva (caso 1), Bloco Único com propriedades termodinâmicas independentes calculadas a parte (caso 2) e Bloco Único com todas as propriedades termodinâmicas calculadas junto ao conjunto de equações (caso 3). Os demais resultados, tal como propriedades termodinâmicas dos diversos pontos do sistema, encontram-se no Apêndice A2.

Tabela 4-2 - Dados de entrada para resolver o ciclo de Rankine Simples.

Descrição	Símbolo	Valor
Potência total requerida na turbina	P_t	63,00 MW
Pressão no Gerador de Vapor (entrada da turbina)	p_1	11,30 MPa
Temperatura no gerador de vapor (entrada da turbina)	T_1	530,00 °C
Pressão no condensador (saída da turbina)	p_2	2,30 MPa
Eficiência isentrópica da turbina	η_τ	80 %
Eficiência isentrópica da bomba	η_β	70 %
Eficiência térmica do gerador de vapor	η_γ	80 %
Grau de sub-resfriamento do líquido na saída do condensador	GSR_{co}	5,00 °C
Volume específico de líquido saturado da água	v_{agua}	0,00101 m ³ /kg
Critério de convergência	$Crit$	10 ⁻⁴

Tabela 4-3 - Principais resultados das simulações do ciclo de Rankine Simples.

Resultados	Símbolo	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Calor fornecido no gerador de vapor	q_g	236,55 MW	236,55 MW	236,55 MW
Calor trocado no condensador	q_c	126,99 MW	126,99 MW	126,99 MW
Potência solicitada na bomba	P_b	0,94 MW	0,94 MW	0,94 MW
Vazão Mássica no sistema	m	57,62 kg/s	57,62 kg/s	57,62 kg/s
Título na saída da turbina	x_{to}	0,91	0,91	0,91
Rendimento térmico do ciclo	η_γ	26,24 %	26,24 %	26,24 %
Tempo computacional relativo	TCR	1,00	1,24	25,29

Observa-se através da Tabela 4-3 o idêntico conjunto de resultados obtidos pela aplicação dos métodos considerados. É importante destacar que, apesar do caso 3 apresentar uma configuração mais simples e prática quanto a montagem do algoritmo de resolução e construção do programa em Fortran (são inseridas em uma única rotina e sob qualquer seqüência todas as equações que caracterizam o sistema), esta modalidade apresenta a inconveniência de recalculer todas as propriedades termodinâmicas independentes a cada iteração, mesmo que elas já tenham sido determinadas numa primeira iteração. Isto ocasiona um aumento significativo no tempo computacional necessário até que se obtenha a convergência do sistema de equações, pelo fato das

propriedades termodinâmicas serem calculadas na forma de funções. A Tabela 4-3 também apresenta uma comparação entre os tempos de convergência encontrados em cada caso. O tempo computacional relativo (*TCR*) é definido como a razão entre o tempo computacional de convergência encontrado para cada caso e o menor tempo computacional de convergência encontrado entre eles. Assim, pode-se ter uma idéia relativa dos tempos de convergência dos diversos casos simulados em relação àquele que apresenta os resultados num tempo menor. Este, por sua vez, apresentará sempre um *TCR* equivalente a 1.

Para as simulações do ciclo de Rankine simples, não há diferença significativa de tempo de convergência entre os casos 1 e 2. No entanto, o caso 3 chega a apresentar um tempo computacional de convergência (*TCR*) cerca de 25 vezes superior ao menor deles encontrado, verificado para o caso 1.

Algumas análises de influências de parâmetros sobre a eficiência térmica do ciclo

As figuras 4.5 e 4.6 mostram a eficiência térmica de uma usina de potência com ciclo de Rankine com superaquecimento como função da pressão de entrada da turbina, de acordo com os parâmetros de entrada propostos por Evans e Mawle, 1988. Assim, para ambas as simulações, tem-se $T_b = 350^\circ\text{C}$ como a temperatura no gerador de vapor, $p_c = 0,010\text{ MPa}$ como a pressão no condensador e $\eta_t = 100\%$ como a eficiência da turbina.

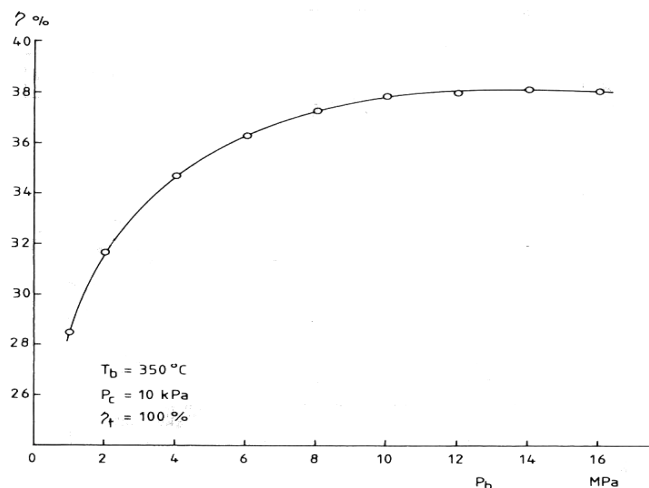


Figura 4.5 – Efeitos da pressão na entrada da turbina sobre a eficiência térmica do ciclo de Rankine Simples (fonte: Evans e Mawle, 1988).

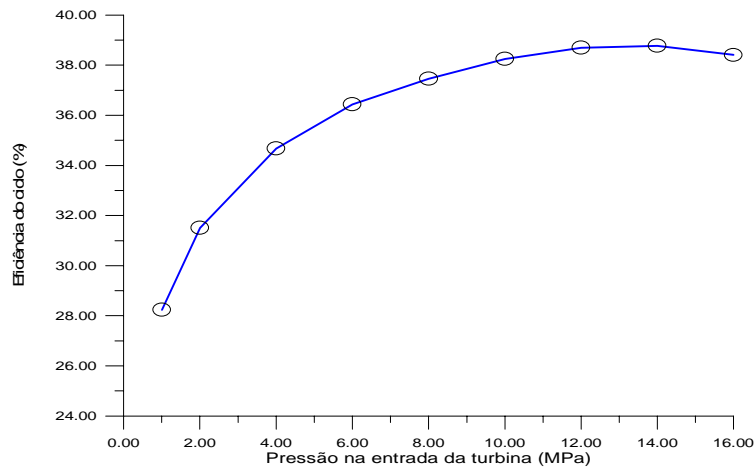


Figura 4.6 – Efeitos da pressão na entrada da turbina sobre a eficiência térmica do ciclo de Rankine Simples encontrados nas simulações deste trabalho.

O gráfico da figura 4.5 elaborado por Evans e Mawle, 1988, não possui um referência onde possam ser encontrados os valores numéricos das eficiências térmicas resultantes de sua simulação. Somente para a pressão na entrada da turbina equivalente a 8 MPa é que ele faz uma referência de ter obtido um valor da eficiência térmica para ciclo de Rankine simples igual a 37,22 %. Para esta mesma pressão, o valor da eficiência térmica do ciclo encontrado nas simulações realizadas neste trabalho, que se encontram representadas na figura 4.6, foi de 37,62 %. O desvio relativo em comparação ao resultado encontrado por Evans e Mawle, 1988, é de aproximadamente 1,0 %, que pode ser justificado pela forma de como são determinadas as propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho considerado no ciclo. O programa desenvolvido por Evans e Mawle, 1988, efetua a determinação das propriedades termodinâmicas da água através de valores obtidos de tabelas, obtendo os valores de propriedades que situam-se em pontos intermediários aos tabelados através de uma interpolação linear. Diferentemente, as simulações desenvolvidas neste trabalho utilizam expressões matemáticas para a determinação das propriedades termodinâmicas da água, sem que sejam realizadas interpolações.

Da mesma forma, as figuras 4.7 e 4.8 mostram a eficiência térmica na saída da turbina de uma usina de potência com ciclo de Rankine simples sem superaquecimento como função da pressão no condensador. Os parâmetros de entrada para as simulações são propostos por Badr et al, 1990: $p_1 = 8,0$ MPa e $T_1 = 295,1$ °C (vapor saturado na entrada da turbina), $\eta_t = 90$ % e $\eta_b = 70$ % (eficiências isentrópicas na turbina e na bomba, respectivamente) e grau de sub-resfriamento de 5°C para o fluido de trabalho na saída do condensador.

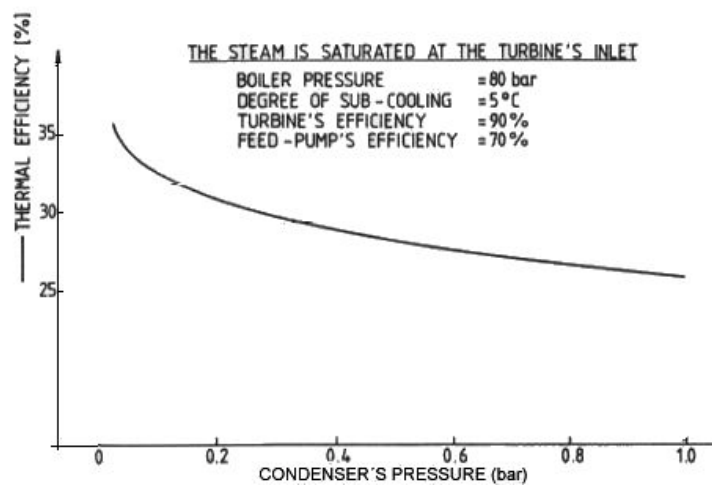


Figura 4.7 – Variações na eficiência térmica na saída da turbina como função da pressão no condensador para um ciclo de Rankine Simples (fonte: Badr et al, 1990).

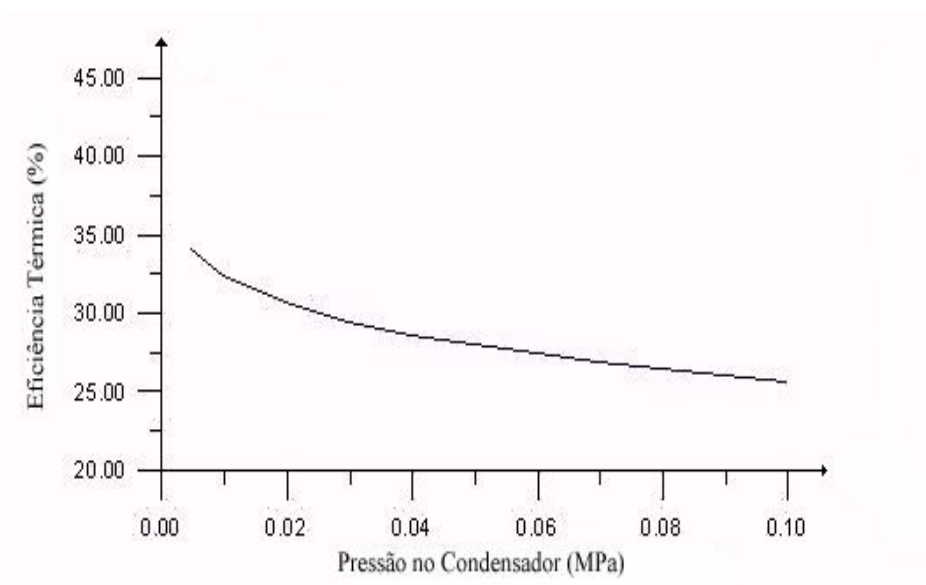


Figura 4.8 – Efeitos da pressão na entrada da turbina sobre a eficiência térmica do ciclo de Rankine Simples encontrados nas simulações deste trabalho.

Observa-se que o rendimento térmico do ciclo de Rankine diminui gradativamente com o aumento da pressão no condensador para ambos os gráficos.

Algumas análises da influência de certos parâmetros sobre a eficiência térmica de um ciclo foram realizadas após validação dos programas aqui desenvolvidos para as diversas simulações.

As figuras 4.9 e 4.10 mostram o comportamento de algumas variáveis como funções da eficiência da turbina. Os parâmetros de entrada propostos pelo autor deste trabalho, para ambas simulações, são: $p_1 = 8,0 \text{ MPa}$, $T_1 = 600^\circ\text{C}$, $p_2 = 0,010 \text{ MPa}$, $P_t = 1,00 \text{ MW}$, $\eta_g = 100 \%$, $\eta_b = 70 \%$ e $GSR_{co} = 5^\circ\text{C}$.

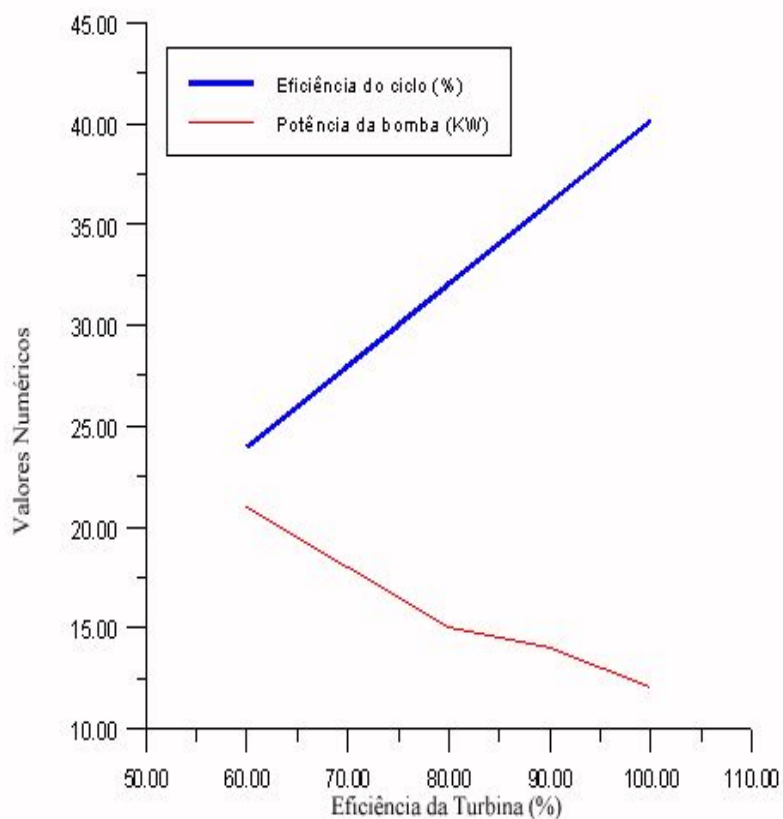


Figura 4.9 – Variações na eficiência térmica do ciclo e da potência da bomba de alimentação como funções da eficiência da turbina em um ciclo de Rankine Simples com superaquecimento.

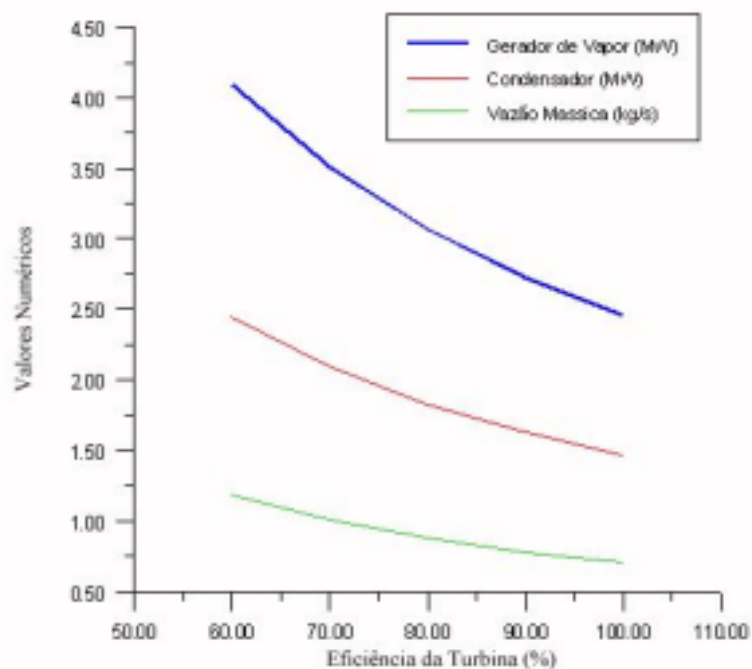


Figura 4.10 – Variações da transferência de calor no gerador de vapor, no condensador, e variação da vazão mássica do fluido de trabalho do ciclo de potência Rankine simples com superaquecimento como funções da eficiência da turbina encontrados nas simulações deste trabalho.

Nas figuras 4.11 e 4.12 observa-se que, quanto maior a eficiência isentrópica da turbina, maior é a eficiência do ciclo (numa relação diretamente linear), menor é a potência requerida no gerador de vapor e menor é a vazão mássica necessária para se ter 1 MW de potência na turbina, como preestabelecido nos parâmetros de entrada. Isso mostra a importância em se utilizar em centrais térmicas de potência turbinas com eficiências isentrópicas o mais elevado possível, respeitando uma análise termo-econômica de custo-benefício.

4.4. Ciclo de Rankine com reaquecimento

O maior benefício em se usar o reaquecimento é o de se reduzir a expansão de vapor úmido na saída da turbina, o que evita o desgaste acelerado da paletas da turbina causado pela erosão.

A Figura 4.1 mostra o modelo de ciclo de Rankine com um estágio de reaquecimento considerado nas simulações desta seção.

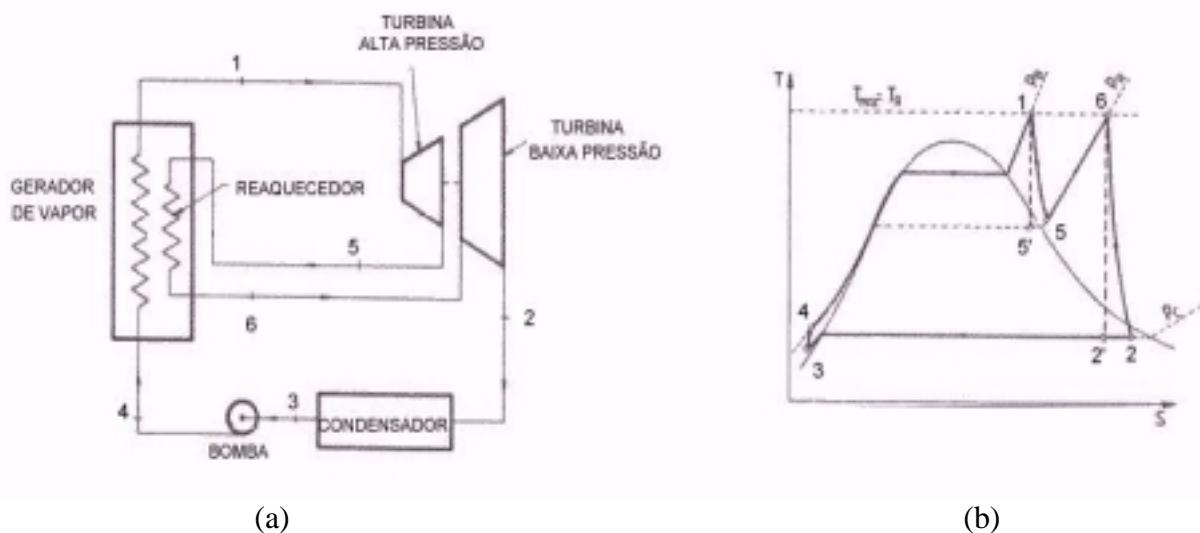


Figura 4.1 – (a) Ciclo de Rankine com um estágio de reaquecimento; (b) Diagrama T x s respectivo.

A fim de se avaliar o benefício em se utilizar um estágio de reaquecimento em relação ao ciclo de Rankine Simples, foram realizadas simulações mantendo-se os mesmos parâmetros de entrada. Para a simulação do ciclo de Rankine com reaquecimento, a pressão e temperatura de reaquecimento também foram tratados como parâmetros de entrada do problema.

A Tabela 4-1 apresenta os dados de entrada comuns aos três casos simulados e a Tabela 4-1 apresenta os principais resultados pelas simulações. Os demais resultados, tal como as propriedades termodinâmicas dos diversos pontos do sistema, encontram-se no Apêndice A2.

Tabela 4-1 - Dados de entrada usados para resolver o sistema de Rankine com Reaquecimento.

Parâmetro de entrada	Símbolo	Valor
Potência total requerida na turbina	P_t	63,00 MW
Pressão no Gerador de Vapor (entrada da turbina)	p_1	11,30 MPa
Temperatura no gerador de vapor (entrada da turbina)	T_1	530,00 °C
Pressão no condensador (saída da turbina)	p_2	2,30 MPa
Pressão de reaquecimento	$p_5 = p_6$	2,20 MPa
Temperatura após reaquecimento no gerador de vapor	T_6	530,00 °C
Eficiência isentrópica da turbina	η_t	80 %
Eficiência isentrópica da bomba	η_b	70 %
Eficiência térmica do gerador de vapor	η_g	80 %
Grau de sub-resfriamento do líquido na saída do condensador	$GSRco$	5,00 °C
Volume específico de líquido saturado da água	v_{agua}	0,00101 m ³ /kg
Critério de convergência	$Crit$	10 ⁻⁴

Tabela 4-1 - Principais resultados das simulações do sistema de Rankine com reaquecimento.

Resultados	Símbolo	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Calor fornecido no gerador de vapor	q_g	222,91 MW	222,91 MW	222,91 MW
Calor trocado no condensador	q_c	115,96 MW	115,96 MW	115,96 MW
Potência solicitada na bomba	P_b	0,78 MW	0,78 MW	0,78 MW
Vazão Mássica no sistema	m	47,84 kg/s	47,84 kg/s	47,84 kg/s
Título na saída da turbina	X_{to}	0,99	0,99	0,99
Rendimento térmico do ciclo	η_y	27,91 %	27,91 %	27,91 %
Tempo computacional relativo	TCR	1,00	1,23	29,55

Observa-se, comparando-se a Tabela 4-3 (resultados Rankine simples) e a Tabela 4-1 (resultados Rankine com reaquecimento), que o ciclo de Rankine com Reaquecimento apresenta um pequeno aumento relativo à eficiência térmica do ciclo (26,24 para 27,91%), bem como um significativo aumento no título do vapor que sai da turbina (0,91 para 0,99). Desta forma, justifica-se numericamente a vantagem em se utilizar o reaquecimento nas centrais termelétricas reais, principalmente para se poupar as palhetas da turbina da erosão. Em relação à aplicação da metodologia numérica de resolução das equações, volta-se a observar que, apesar do caso 3 ser mais simples e prático quanto a construção do programa, esta alternativa implica num aumento ainda mais significativo do tempo computacional em função, principalmente, do cálculo repetido das propriedades termodinâmicas independentes na sub-rotina de cálculo iterativo do sistema que passa a ser composto de 32 equações. Cabe observar que, enquanto nas simulações do ciclo de Rankine simples o caso 3 chegava a apresentar um tempo computacional (TCR) cerca de 25 vezes superior ao

verificado no caso 1, para a central com reaquecimento este tempo (TCR) passa a ser de aproximadamente 30 vezes superior ao seu respectivo caso 1.

Algumas análises de influências de parâmetros sobre a eficiência térmica do ciclo

As figuras 4.14 e 4.15 mostram a variação da eficiência do ciclo e do título na saída da turbina de baixa pressão num ciclo de Rankine com reaquecimento em função da variação da pressão adimensional de reaquecimento. Os parâmetros de entrada, propostos por Badr et al, 1990, são: $p_1 = 8,0$ MPa, $T_1 = 500^\circ\text{C}$, $p_2 = 0,010$ MPa, $P_t = 1$ MW, $\eta_g = 100\%$, $\eta_t = 90\%$, $\eta_b = 70\%$ e $GSR_{co} = 5^\circ\text{C}$.

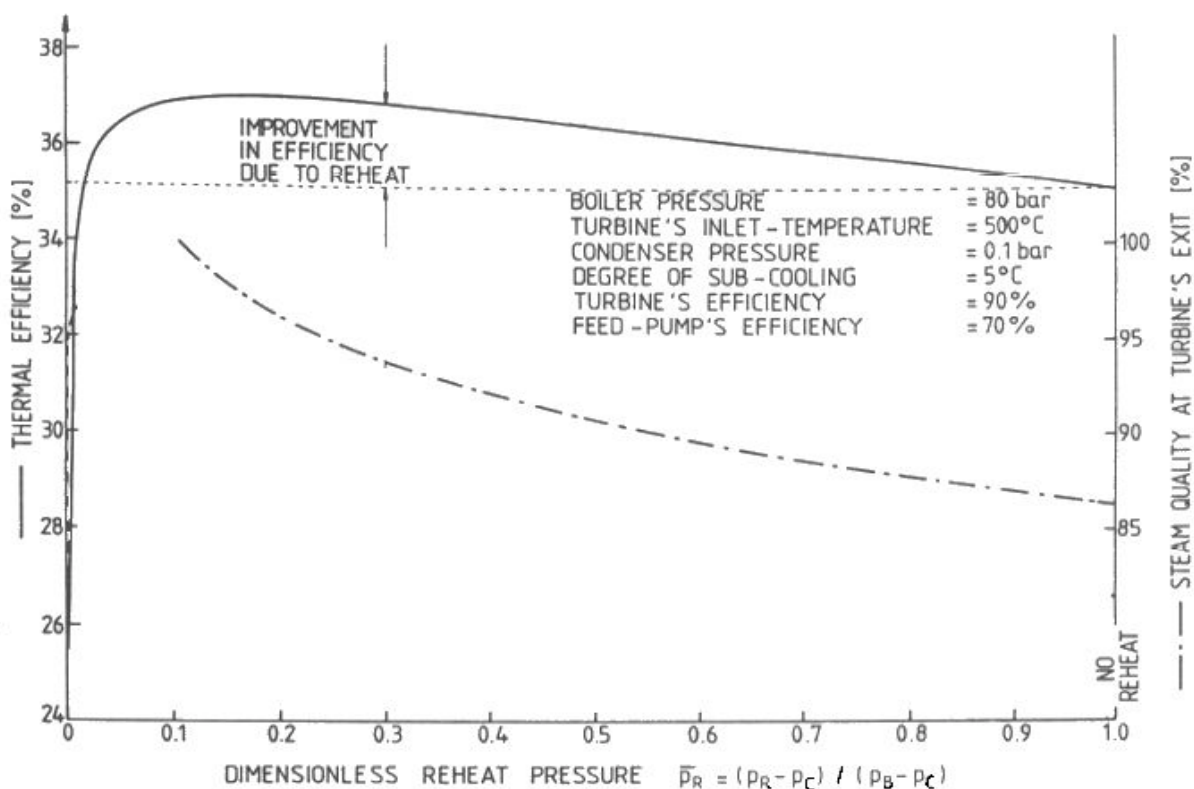


Figura 4.1 – Variações na eficiência térmica do ciclo e do título na saída da turbina de BP como funções da pressão adimensional de reaquecimento num ciclo de Rankine com um estágio de Reaquecimento (fonte: Badr et al, 1990).

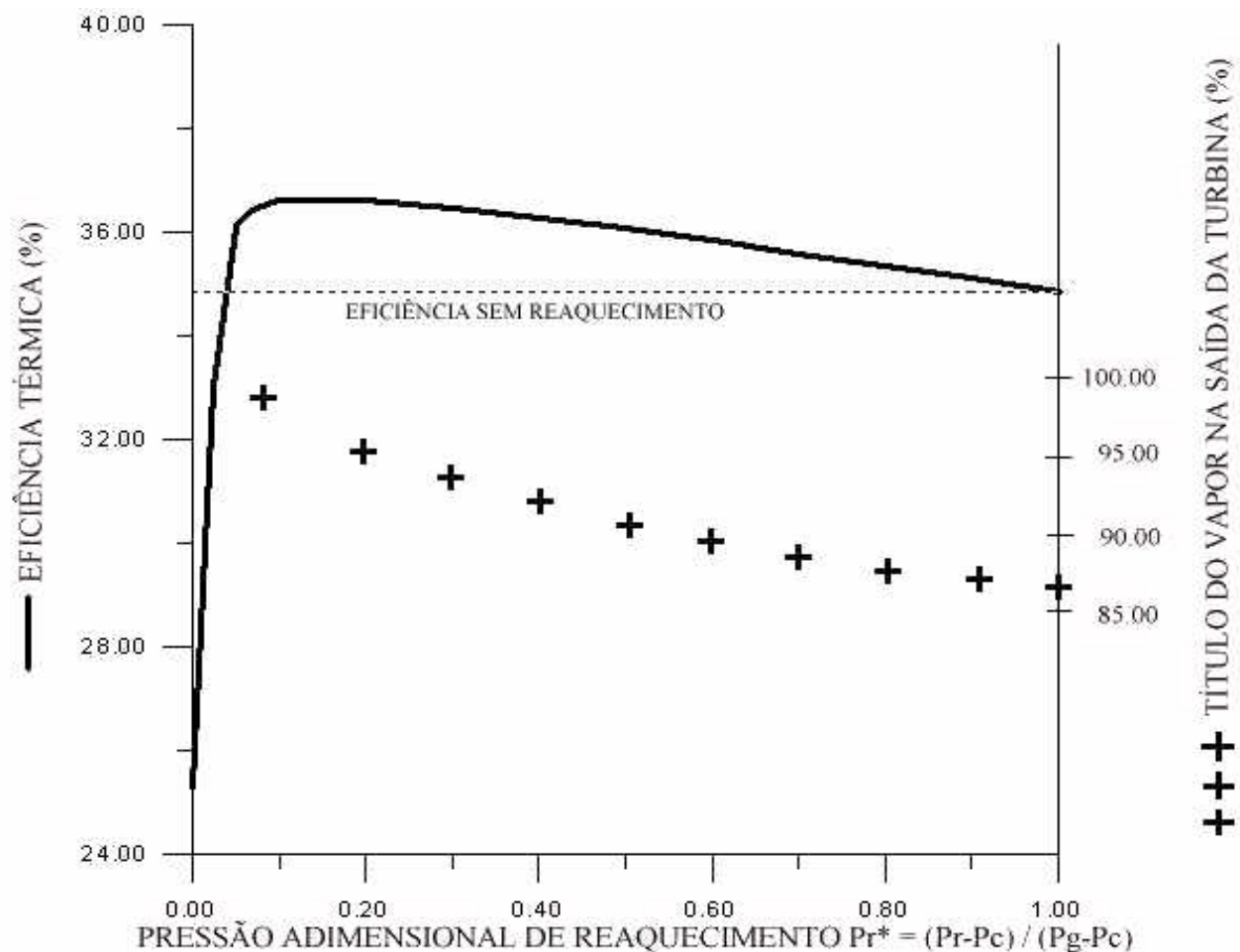


Figura 4.2 – Variações na eficiência térmica do ciclo e do título na saída da turbina de BP como funções da pressão adimensional de reaquecimento num ciclo de Rankine com um estágio de Reaquecimento encontrados nas simulações deste trabalho.

Nas figuras 4.14 e 4.15 observa-se que, quanto menor a pressão de reaquecimento, maior é o título na saída da turbina o que comprova a grande vantagem em se utilizar o reaquecimento: diminuição da umidade nas paletas da turbina de baixa pressão, diminuindo o desgaste por erosão e aumentando sua vida útil. Também pode-se observar um ganho de rendimento com a implementação do reaquecimento, representado pela curva da eficiência com reaquecimento situada acima da linha que representa a eficiência sem reaquecimento.

As figuras 4.16 e 4.17 mostram a variação da eficiência do ciclo e do título na saída da turbina de baixa pressão num ciclo de Rankine com dois estágios de reaquecimento em função da variação da pressão adimensional de reaquecimento. Os parâmetros de entrada, propostos por Badr et al, 1990, são: $p_1 = 8,0$ MPa, $T_1 = 500^\circ\text{C}$, $p_c = 0,010$ MPa, $P_t = 1$ MW, $\eta_g = 100\%$, $\eta_t = 90\%$, $\eta_b = 70\%$ e $GSR_{co} = 5^\circ\text{C}$. A pressão no primeiro estágio de reaquecimento é considerada igual a 1,50 MPa, de maneira que são realizadas duas simulações: uma mantendo $p_{reheat1} = 1,50$ MPa ao passo que se varia $p_{reheat2}$ entre 1,50 e 0,010 MPa e, a outra, mantendo $p_{reheat2} = 1,50$ MPa ao passo que se varia $p_{reheat1}$ entre 1,50 e 8,0 MPa .

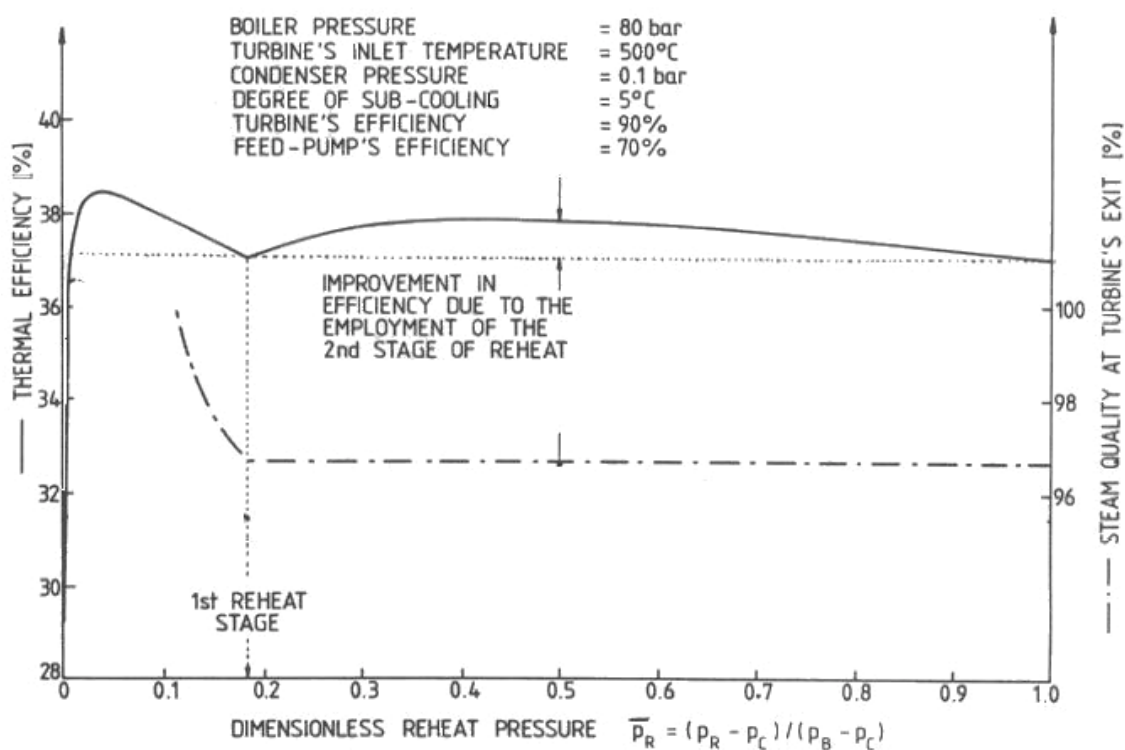


Figura 4.3 – Variações na eficiência térmica do ciclo e do título na saída da turbina de baixa pressão como funções da pressão adimensional de reaquecimento num ciclo de Rankine com dois estágios de Reaquecimento (fonte: Badr et al, 1990).

Observa-se que só há título para pressões menores que a pressão adimensional 0,2, pois para pressões adimensionais maiores, o fluido de trabalho encontra-se no estado de vapor superaquecido.

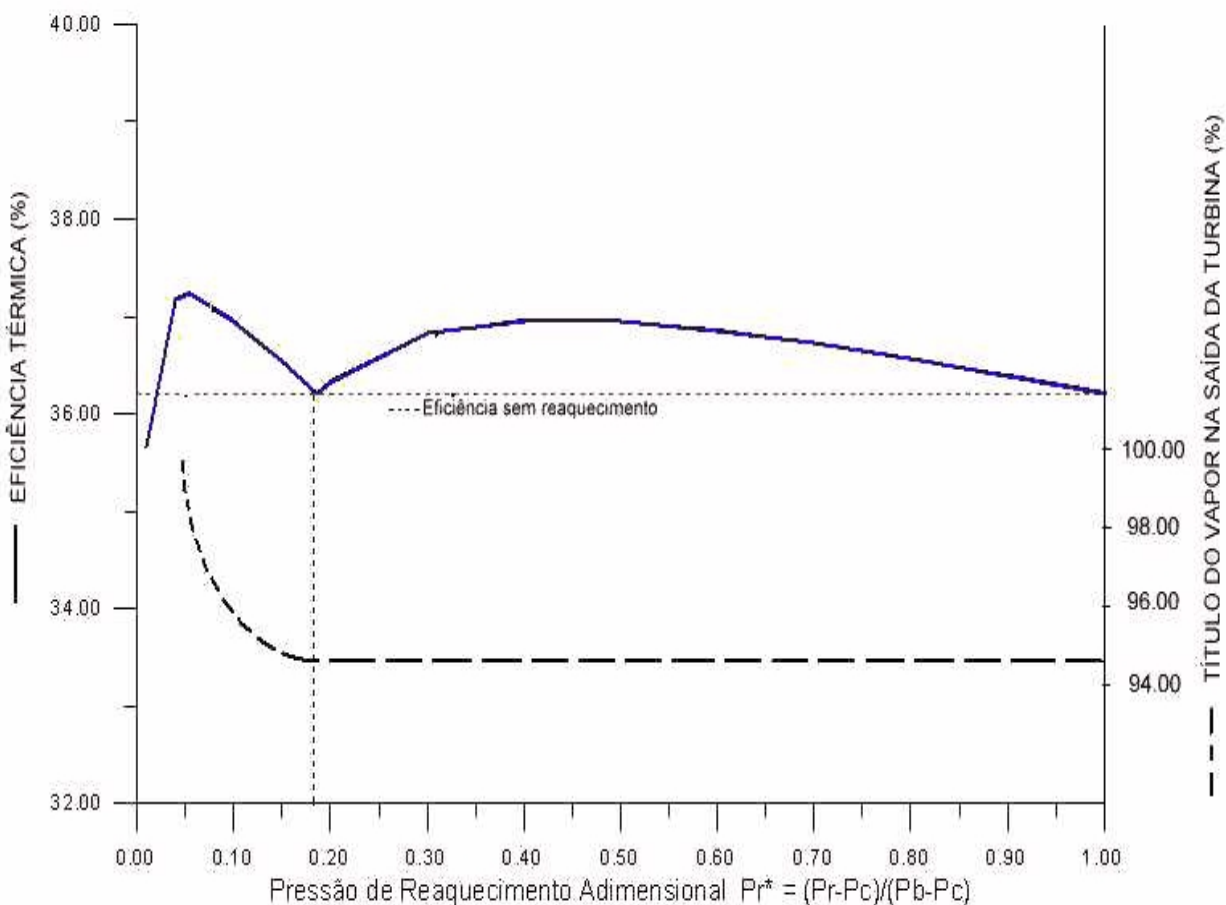


Figura 4.4 – Variações na eficiência térmica do ciclo e do título na saída da turbina de baixa pressão como funções da pressão adimensional de reaquecimento num ciclo de Rankine com dois estágios de Reaquecimento encontrados nas simulações deste trabalho.

4.5. Ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração

O modelo do ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração elaborado para simulação nesta seção caracteriza-se por apresentar os três tipos mais convencionais de regeneração levados em conta nos projetos de centrais termelétricas, de acordo com Badr et al., 1990. Estes tipos de

regeneração envolvem aquecedores da água de alimentação geralmente conhecidos como: (a) Aberto ou de contato direto; (b) Fechado com retorno dos drenos por depressão (*drains cascaded backward*) e (c) Fechado com avanço dos drenos por bombeamento. Os drenos, quando do retorno por depressão, podem ser saturados ou levemente sub-resfriados, mas se bombeados adiante, necessariamente um certo grau de sub-resfriamento deve ser garantido para uma operação sem problemas com as bombas. Observa-se, também, que a temperatura da água de alimentação na saída de um regenerador do tipo fechado não consegue alcançar a temperatura de entrada do vapor extraído da turbina. Com isto, uma diferença de temperatura final (*DTF*) entre 4 e 6 °C é mantida em função das propriedades de projeto características do próprio regenerador. A *DTF* pode ser descrita, basicamente, como a diferença entre a temperatura de saturação do vapor extraído da turbina, em sua determinada pressão, e a temperatura da água de alimentação na saída do regenerador.

Badr et al., 1990, comentam que a escolha do tipo de regenerador depende de muitos fatores, incluindo otimização, considerações práticas, rendimento e custos. Existem, entretanto, fatores que são muito comuns para usinas de potência a vapor. Um regenerador do tipo aberto é freqüentemente empregado nas usinas de potência que utilizam combustíveis fósseis (carvão, gás, óleo combustível, etc.), sendo também usado como deaerador (a pulverização da água no processo de mistura líquido e vapor ajuda a aumentar a área superficial efetiva de contato liberando gases não condensáveis que podem ser ventilados para a atmosfera). O tipo de regenerador fechado com retorno dos drenos por depressão é o mais comum dos tipos, usado anterior ou posteriormente ao deaerador. Já o regenerador do tipo fechado com drenos bombeados prá diante é freqüentemente usado como aquecedor de água de alimentação de mais baixa pressão para o bombeamento de todo os drenos de volta à linha da água de alimentação. Ocasionalmente, pode ser empregado em um estágio de maiores pressões.

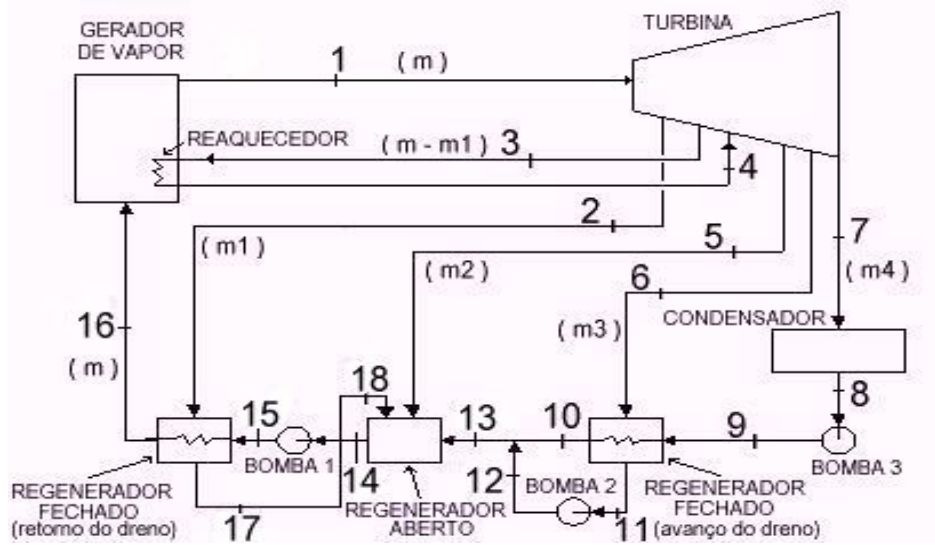
De acordo com Badr et al., 1990, existe uma pequena diferença entre os comportamentos de sistemas que utilizam regeneradores abertos e regeneradores fechados com drenos bombeados para avante no ciclo. Um sistema que utiliza regeneradores fechados com retorno do dreno exibe um rendimento mais pobre em relação aos anteriores. Isto deve-se à grande perda na disponibilidade como resultado do estrangulamento dos drenos de retorno ao condensador e a maiores vazões mássicas de água de alimentação que passam a atravessar os regeneradores. No entanto, em contra partida, os regeneradores fechados com retorno do dreno são os mais usados na prática por sua simplicidade e baixo custo (não necessitam instalações de bombas adicionais). A perda de

disponibilidade devido ao processo de estrangulamento pode ser reduzida pela incorporação de um resfriador na corrente de saída do dreno do regenerador de mais baixa pressão.

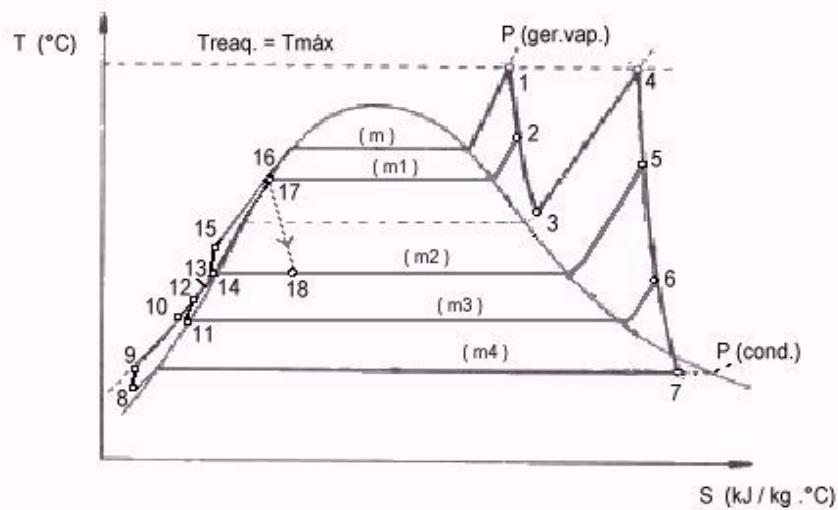
Assim, duas principais implementações foram realizadas para se montar o modelo do ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração simulado neste trabalho:

- Além da implementação do reaquecimento como já desenvolvido anteriormente, o ciclo de Rankine passa a apresentar os três tipos mais comuns de regeneração, contendo um regenerador do tipo aberto (atuando também como deaerador) e dois regeneradores do tipo fechado, sendo que em um deles ocorre o retorno do dreno para um ponto do circuito anterior ao próprio regenerador e, no outro, ocorre o avanço do dreno para um ponto do circuito posterior ao regenerador, conforme esquematizado na figura 4.18.
- As temperaturas de saída da água de alimentação nos regeneradores fechados são consideradas funções da temperatura de saturação do vapor extraído da turbina que chega no próprio regenerador. Assume-se, também, um valor fixo de 4 °C para a Diferença de Temperatura Final (*DTF*).

A Figura 4.18 mostra o arranjo dos componentes do ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração modelado para a simulação e seu respectivo diagrama temperatura entropia.



(a)



(b)

Figura 4.1 – (a) Modelo do ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração desenvolvido para simulação; (b) Diagrama T x s respectivo.

Observa-se através da figura 4.18 que o condensado do regenerador fechado com retorno do dreno (R1) – alta pressão - escoar para o regenerador aberto (R2), que encontra-se anterior a ele em relação ao sentido do circuito do ciclo termodinâmico; o condensado do regenerador fechado com avanço do dreno (R3) – baixa pressão - é drenado e bombeado ao circuito principal no sentido de avanço em relação ao sentido do circuito.

As simulações foram realizadas abordando-se os três métodos anteriores. Os mesmos parâmetros de entrada das outras configurações de ciclos de Rankine estudados foram usados e, para o presente ciclo, além da pressão e temperatura de reaquecimento, foram tratados como parâmetros de entrada do problema as pressões de extração (sangrias) na turbina, os graus de resfriamento nos regeneradores fechado com retorno do dreno (R1), fechado com avanço do dreno (R3) e aberto (R2) e a titulação do fluido de trabalho no ponto 18, conforme representação na figura 4.18. Uma titulação de 0,2 considerada no ponto 18, bem como a queda de pressão considerada entre os estados 17 e 18, de 2,30 para 0,90 MPa, representam uma forma bastante simplificada de se admitirem perdas nas canalizações, diante do pressuposto dos estados inicial e final serem conhecidos. Num segundo momento e mais adiante, na seção que aborda simulações de sistemas térmicos de potência com perdas nas tubulações e no gerador de vapor, passam a ser consideradas formas mais elaboradas de cálculo das perdas em canalizações.

O conjunto de 98 equações que caracteriza o ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração aqui elaborado é uma composição do conjunto de equações estabelecido para o ciclo de Rankine com um estágio de reaquecimento mais as equações representativas dos balanços de massa e energia dos componentes adicionados ao sistema (três regeneradores e duas bombas). As principais equações adicionadas ou modificadas que descrevem o comportamento dos componentes do ciclo apresentado na figura 4.18 são apresentadas na Tabela 4-1:

Turbina
Potência: $P_t = [m.(h_1 - h_{2s}) + (m - m_1).(h_2 - h_{3s}) + (m - m_1).(h_4 - h_{5s}) + (m - m_1 - m_2).(h_5 - h_{6s}) + (m_4).(h_6 - h_{7s})].\eta_t$
Condensador
Calor trocado: $q_c = m_4.(h_8 - h_7)$
Bomba
Potência: $P_b = \frac{v_{\text{agua}}.[m.(p_{14} - p_{15s}) + m_3.(p_{11} - p_{12s}) + m_4.(p_8 - p_{9s})]}{\eta_b}$
Gerador de Vapor
Calor trocado: $q_g = \frac{m.(h_1 - h_{16}) + (m - m_1).(h_4 - h_3)}{\eta_g}$
Regenerador R1
Balanco de energia: $m_1 = \frac{m.(h_{16} - h_{15})}{(h_2 - h_{17})}$
Regenerador R2
Balanco de energia: $m_2 = \frac{m.h_{14} - m_1.h_{18} - (m_3 + m_4).h_{13}}{h_5}$
Regenerador R3
Balanco de energia: $m_3 = \frac{m_4.(h_{10} - h_9)}{(h_6 - h_{11})}$

O diagrama em blocos da figura 4.19 ilustra o algoritmo empregado para o cálculo das variáveis do sistema de Rankine com reaquecimento e regeneração em questão, utilizando-se o método de substituição sucessiva (Caso 1).

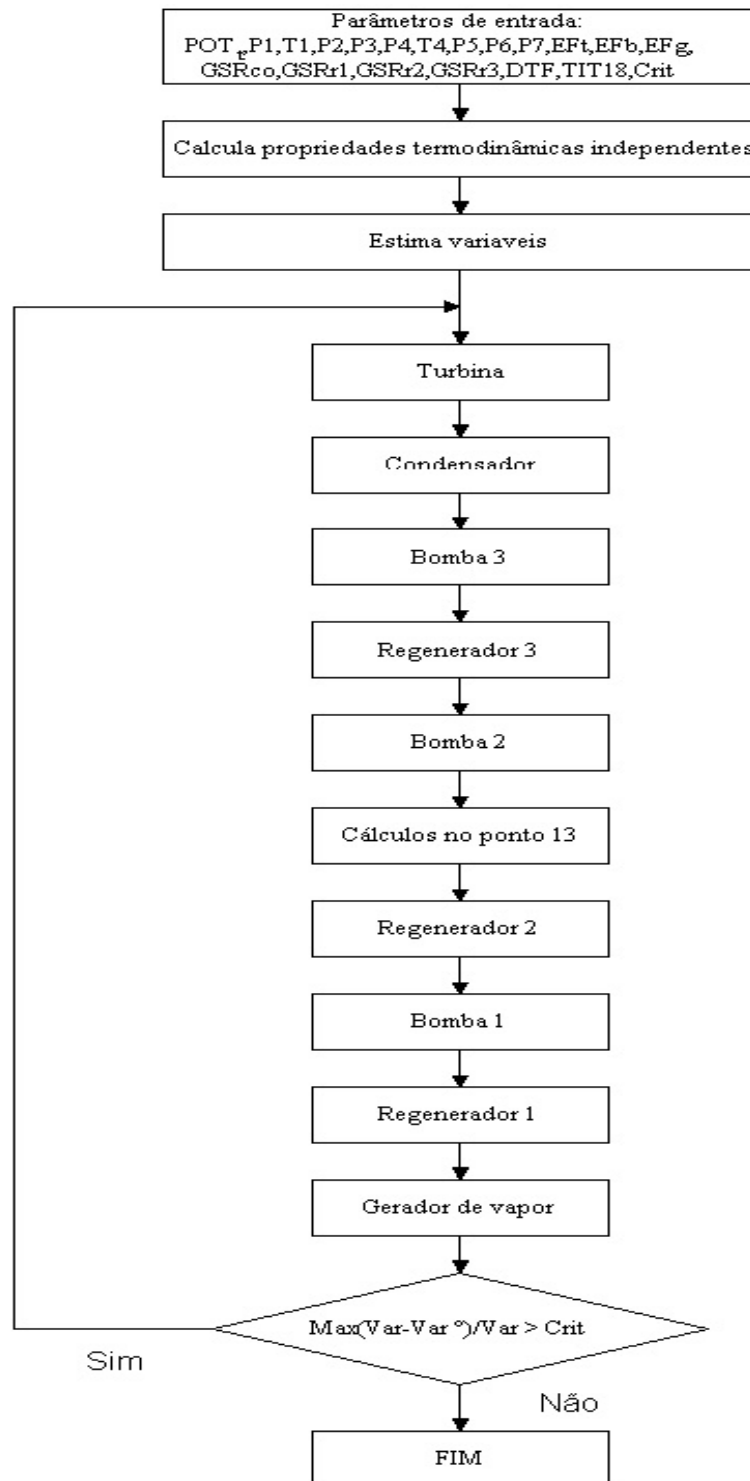


Figura 4.2 – Algoritmo de cálculo das variáveis do sistema de Rankine com reaquecimento e regeneração utilizando-se o método de substituição sucessiva (Caso 1).

O diagrama em blocos da Figura 4.3 ilustra o algoritmo empregado para o cálculo das variáveis do sistema de Rankine com reaquecimento e regeneração em questão, utilizando-se o método de Bloco Único (Caso 2).

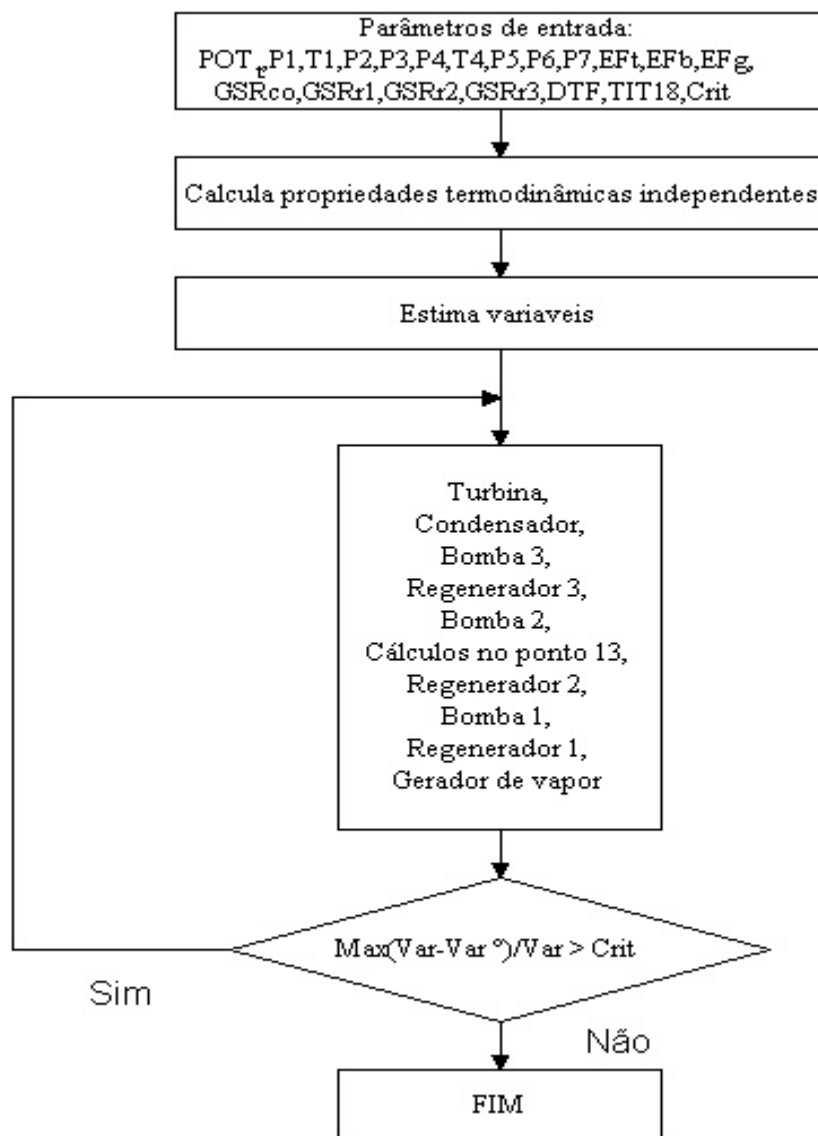


Figura 4.3 – Algoritmo de cálculo das variáveis do sistema de Rankine com reaquecimento e regeneração utilizando-se o método de Bloco Único (Caso 2).

O diagrama em blocos da Figura 4.4 ilustra o algoritmo empregado para a determinação de todas as variáveis e propriedades termodinâmicas do sistema de Rankine com reaquecimento e regeneração em questão, utilizando-se o método de Bloco Único (Caso 3).

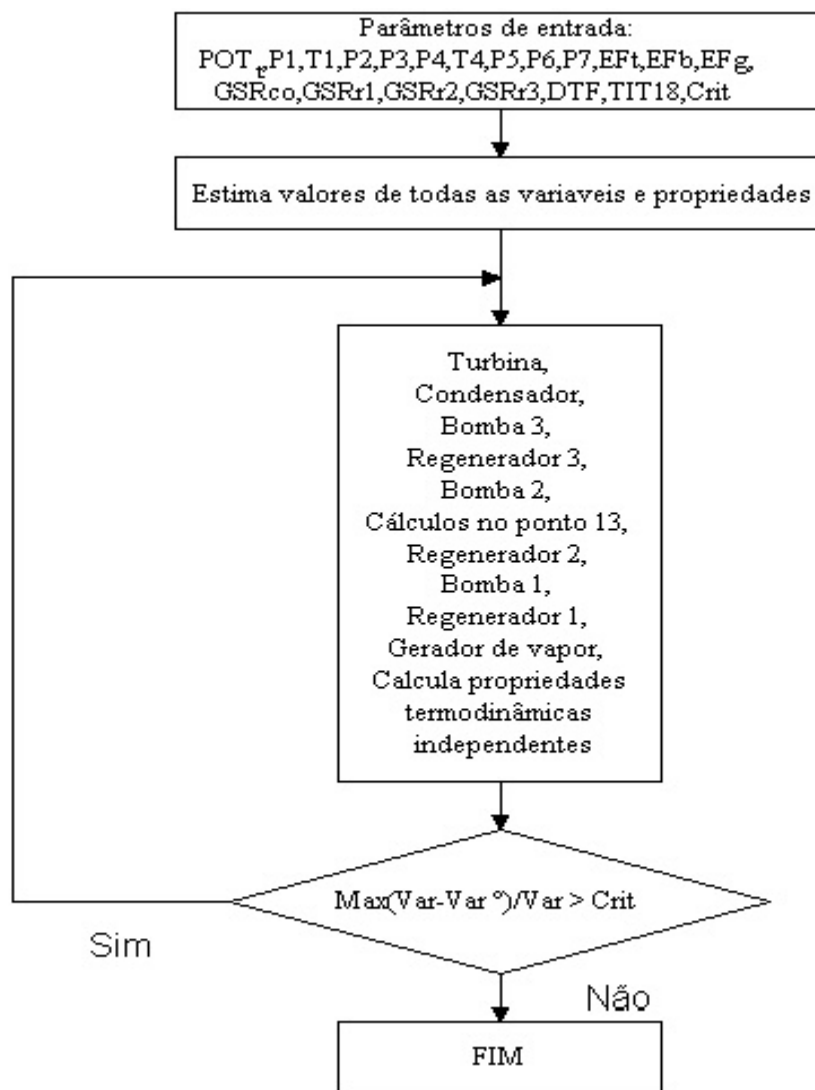


Figura 4.4 – Algoritmo de cálculo todas as propriedades termodinâmicas e variáveis do sistema de Rankine com reaquecimento e regeneração em uma única sub-rotina, aplicando-se o método de Bloco Único (Caso 3).

A Tabela 4-2 apresenta os dados de entrada comuns aos três casos simulados que consideram os métodos numéricos abordados. A Tabela 4-1 apresenta os resultados principais obtidos nas simulações. Para o caso específico do método de Substituição Sucessiva foi necessário aplicar uma sub-relaxação de 0,5 ao cálculo iterativo (parâmetro de entrada particularizado) para que ocorresse a convergência da solução no caso 1. O valor desta sub-relaxação é sensível à alteração da ordem dos blocos que se encontram dentro da rotina iterativa de cálculo. Os demais resultados, tal como as propriedades termodinâmicas dos diversos pontos do sistema, encontram-se no Apêndice A2.

Tabela 4-2 - Parâmetros de entrada para resolução do Rankine com Reaquecimento e Regeneração.

Parâmetros de entrada	Símbolo	Valor
Potência total requerida na turbina	P_t	63,00 MW
Pressão no Gerador de Vapor (entrada da turbina)	p_1	11,30 MPa
Temperatura no gerador de vapor (entrada da turbina)	T_1	530,00 °C
Pressão na primeira extração da turbina	p_2	2,30 MPa
Pressão de reaquecimento	p_3, p_4	2,20 MPa
Temperatura de reaquecimento	T_4	530,00 °C
Pressão na segunda extração da turbina	p_5	0,900 MPa
Pressão na terceira extração da turbina	p_6	0,090 MPa
Pressão no condensador (saída da turbina)	p_7	0,007 MPa
Eficiência isentrópica da turbina	η_t	80 %
Eficiência isentrópica das bombas	η_b	70 %
Eficiência térmica do gerador de vapor	η_g	80 %
Grau de sub-resfriamento do líquido na saída do condensador	$GSRco$	5,00 °C
Grau de sub-resfriamento do líquido na saída do regenerador R1	$GSRr1$	0,00 °C
Grau de sub-resfriamento do líquido na saída do regenerador R2	$GSRr2$	0,00 °C
Grau de sub-resfriamento do líquido na saída do regenerador R3	$GSRr3$	0,00 °C
Diferença de Temperatura Final nos regeneradores fechados	DTF	4,00 °C
Titulação adotada para o fluido de trabalho no ponto 18	X_{18}	0,20
Volume específico de líquido saturado da água	v_{agua}	0,00101 m ³ /kg
Critério de convergência	$Crit$	10 ⁻⁴

Tabela 4-1 - Principais resultados das simulações do ciclo Rankine com reaquecimento e regeneração.

Resultados	Símbolo	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Calor fornecido no gerador de vapor	q_g	194,88 MW	194,88 MW	194,88 MW
Calor trocado no condensador	q_c	94,48 MW	94,48 MW	94,48 MW
Potência total solicitada nas bombas	P_b	0,86 MW	0,86 MW	0,86 MW
Vazão Mássica no sistema	m	53,30 kg/s	53,30 kg/s	53,30 kg/s
Vazão Mássica na extração 1 da turbina	m	4,23 kg/s	4,23 kg/s	4,23 kg/s
Vazão Mássica na extração 2 da turbina	m_2	5,34 kg/s	5,34 kg/s	5,34 kg/s
Vazão Mássica na extração 3 da turbina	m_3	3,94 kg/s	3,94 kg/s	3,94 kg/s
Vazão Mássica na saída da turbina	m_4	39,79 kg/s	39,79 kg/s	39,79 kg/s
Título na saída da turbina	X_7	0,98	0,98	0,98
Rendimento térmico do ciclo	η_y	31,89 %	31,89 %	31,89 %
Tempo computacional relativo	TCR	1,00	1,32	102,66

O caso 3 apresenta um tempo computacional relativamente elevado. Enquanto nas simulações do ciclo de Rankine simples o caso 3 chegava a apresentar um tempo computacional (TCR) igual a 25 e para o ciclo de Rankine com reaquecimento este tempo (TCR) era de aproximadamente 30, para o Rankine com reaquecimento e regeneração obteve-se um TCR de aproximadamente 103 em relação ao caso 1. Além do mais, o caso 3 passou a apresentar uma significativa sensibilidade no seu processo de convergência. Em algumas simulações onde os valores de estimativas iniciais das variáveis do sistema foram variados aleatoriamente não houve convergência para a solução. Realmente, um sistema composto de um elevado número de equações não lineares (98 equações ao total compõem o sistema do ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração a ser resolvido pelo caso 3, sendo uma boa parte delas referentes às propriedades termodinâmicas independentes) não pode ter valores de estimativas das raízes muito distantes delas para que se evite pontos de máximo ou mínimo de função, ao se utilizar o método de Powell. Estes inconvenientes passam a ser levados em conta nas simulações dos ciclos de maior complexidade a serem desenvolvidos daqui em diante, de maneira que maior atenção será dada aos casos 1 e 2.

A ordem de montagem das equações no sistema, quando da aplicação do método de Bloco Único, pode refletir no cálculo da matriz Jacobiana. Uma matriz Jacobiana com seus elementos não nulos relativamente esparsos em relação a diagonal principal pode apresentar maior tempo para a convergência da solução. Neste sentido, um teste sobre as equações que compõem o sistema de Rankine em questão foi realizado a fim da verificação deste fato. As figuras 4.22 e 4.23 mostram

duas montagens das equações referentes ao caso 2, para análise do comportamento da convergência em relação aos resultados e ao tempo de resolução.

	T_{13}	h_{13}	s_{13}	m_2	q_g	q_c	P_b	m_1	m	m_3	m_4
1	X	X	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	-	X	-	-	-	-	-	-	-	X	X
3	-	X	X	-	-	-	-	-	-	-	-
4	-	-	-	X	-	-	-	X	X	-	X
5	-	-	-	-	X	-	-	X	X	-	-
6	-	-	-	-	-	X	-	-	-	-	X
7	-	-	-	-	-	-	X	-	X	X	X
8	-	-	-	-	-	-	-	X	X	-	-
9	-	X	-	X	-	-	-	X	X	X	X
10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	X	X
11	-	-	-	X	-	-	-	X	X	X	X

Figura 4.1 – Representação da matriz Jacobiana na primeira configuração.

	T_{13}	h_{13}	s_{13}	m	m_1	m_2	m_3	m_4	q_g	q_c	P_b
1	X	X	-	-	-	-	X	X	-	-	-
2	-	X	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3	-	X	X	-	-	-	-	-	-	-	-
4	-	X	-	X	X	X	X	X	-	-	-
5	-	-	-	X	X	-	-	-	-	-	-
6	-	-	-	X	X	X	-	X	-	-	-
7	-	-	-	-	-	-	X	X	-	-	-
8	-	-	-	X	X	X	X	X	-	-	-
9	-	-	-	X	X	-	-	-	X	-	-
10	-	-	-	-	-	-	-	X	-	X	-
11	-	-	-	X	-	-	X	X	-	-	X

Figura 4.2 – Representação da matriz Jacobiana na segunda configuração.

Após a simulação das duas montagens, não se verificou uma influência que demonstrasse que uma alternativa é mais conveniente que a outra.

Através das simulações realizadas neste trabalho, pode-se verificar a influência das diversas implementações sobre o desempenho térmico de um ciclo de Rankine. Para parâmetros de entrada similares, a Tabela 4-2 destaca dois dos resultados de maior interesse obtidos quando do emprego do reaquecimento e do reaquecimento com regeneração.

Tabela 4-2 - Rendimentos térmicos dos ciclos

Ciclo característico	Rendimento ciclo	Título
Rankine Simples	26,24 %	0,91
Rankine com Reaquecimento	27,91 %	0,99
Rankine com Reaquecimento e três tipos de Regeneração	31,89 %	0,98

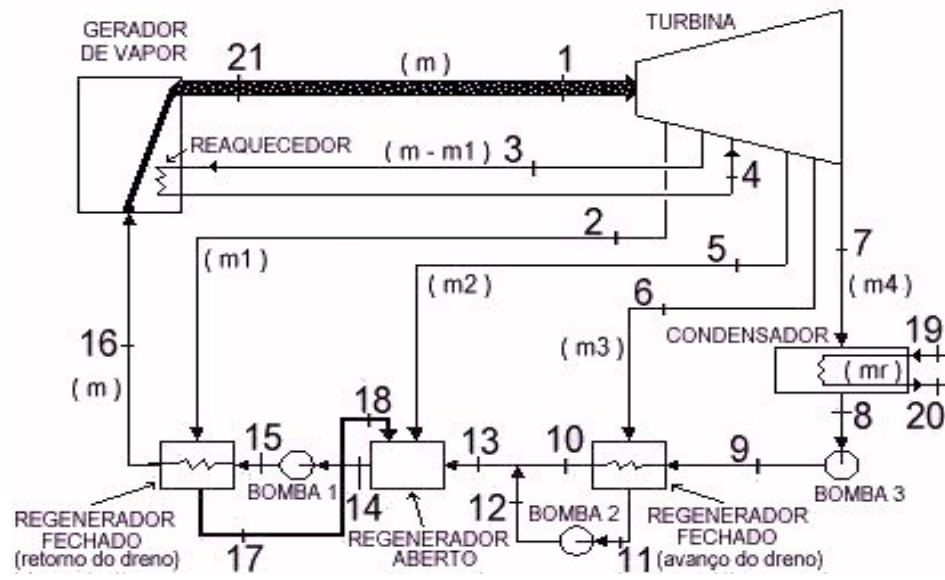
Pela Tabela 4-2 pode-se observar um aumento da eficiência térmica do ciclo quando se trata de implementar apenas o reaquecimento (26,24 para 27,91%). No entanto, um significativo aumento no título do vapor que sai da turbina em direção ao condensador, por sua vez, é obtido (0,91 para 0,99). Esta é a razão maior em se utilizar o reaquecimento nas centrais termelétricas reais e que aqui é verificada numericamente pelas simulações. Quando este reaquecimento é acompanhado da regeneração, aí então verifica-se um substancial aumento no desempenho térmico do ciclo (26,24 para 31,89%), relacionado diretamente ao fato da regeneração reduzir a maior irreversibilidade do ciclo que se verifica no processo de aquecimento da água de alimentação do gerador de vapor.

4.6. Ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração incluindo queda de pressão no gerador de vapor e perdas em tubulações

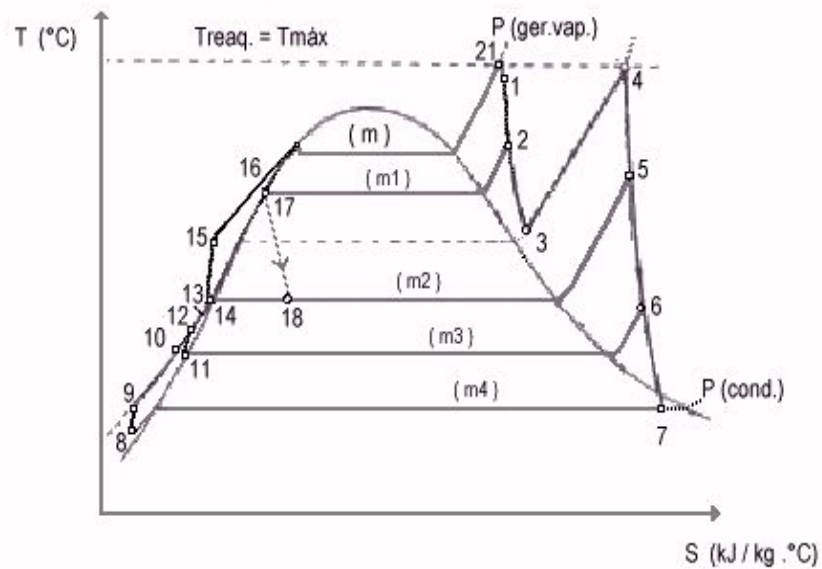
A partir da montagem proposta na seção anterior, mais algumas implementações foram realizadas a fim de se verificar o comportamento de outros fatores levados em conta na prática de projetos de centrais termelétricas. O sistema térmico de potência passou a admitir três novas implementações: perdas na canalização que conecta o gerador de vapor à turbina, perdas de pressão internas no gerador de vapor e cálculos de dimensionamento do condensador de vapor. Um esquema do modelo pode ser visualizado na Figura 4.1 (a).

Por se tratar de um dos circuitos mais importantes, o cálculo de perdas de carga relativo ao escoamento do fluido de trabalho do ciclo foi realizado exclusivamente sobre a canalização que liga a turbina ao gerador de vapor, onde verifica-se o escoamento do vapor superaquecido em alta pressão. Todavia, o mesmo procedimento também pode ser aplicado, similarmente, às demais canalizações e instalações de bombeamento da central termelétrica, caso necessário.

Igualmente aos demais casos anteriormente estudados, foram realizadas simulações mantendo-se os parâmetros de entrada do problema e abordando-se os mesmos métodos de solução, mas com a ressalva de que o caso 3, onde os cálculos de todas as propriedades e processos termodinâmicos são realizados em uma única sub-rotina, foi desconsiderado em função de seu inconveniente tempo computacional para convergência da solução do problema. Em função das implementações já citadas, passaram a ser incluídos também, como parâmetros de entrada, a vazão nominal, queda de pressão, queda de temperatura e dimensões da tubulação que liga a turbina ao gerador de vapor, além da pressão, temperatura e calor específico da água de resfriamento na entrada e saída do condensador.



(a)



(b)

Figura 4.1 – (a) Ciclo de Rankine com Reaquecimento, Regeneração e perdas na tubulação Gerador de Vapor-Turbina; (b) Diagrama $T \times s$ respectivo.

O conjunto de 120 equações que caracteriza o ciclo de Rankine aqui considerado diferencia-se do conjunto de equações desenvolvido para o ciclo da seção anterior (sem perdas) pela adição de novas equações respectivas às implementações realizadas. Na Tabela 4-1 são apresentadas as principais equações que foram adicionadas ao ciclo com perdas.

Tabela 4-1 – Equações que caracterizam as perdas no ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração

Gerador de vapor	
Calor trocado:	$q_g = \frac{m \cdot (h_{21} - h_{16}) + (m - m_1) \cdot (h_4 - h_3)}{\eta_g}$
Queda de pressão:	$p_{21} = p_{16} \left(1 - dp_g \left(\frac{m}{m_{ng}} \right) \right)$
Tubulações	
Velocidade ponto 1:	$V_1 = \frac{m}{\rho_1 \cdot A_{gt}}$
Reynolds no ponto 1:	$Re_{gt} = \frac{DI_{gt} \cdot V_1 \cdot \rho_1}{\mu}$
Fator de atrito trecho 21-1:	$f_{gt} = 0,25 \cdot \left[\log \left(\frac{\frac{E_{gt}}{DI_{gt}}}{3,7} + \frac{5,74}{(Re_{gt})^{0,9}} \right) \right]^{-2}$
Queda de pressão trecho 21-1:	$dp = f_{gt} \cdot \rho_1 \cdot \frac{CO_{gt}}{DI_{gt}} \cdot \frac{V_1^2}{2}$

Nas equações da Tabela 4-1, m [kg/s] é a vazão mássica, A_{gt} [m²] é a área da seção tubular, E_{gt} [m] é a rugosidade das paredes internas da tubulação, μ [N.s/m²] é a viscosidade dinâmica do fluido de trabalho, dp [MPa] é a variação de pressão, f_{gt} é o coeficiente de atrito, CO_{gt} [m] o

comprimento da tubulação, DI_{gt} [m] o diâmetro da tubulação, V_l [m/s] é a velocidade do fluido e ρ_l [kg/m³] é a massa específica.

A Tabela 4-2 mostra as equações referentes ao condensador:

Tabela 4-2 - Equações de dimensionamento do condensador.

Condensador	
Vazão mássica fluido de resfriamento:	$m_r = \frac{m_4 \cdot h_{lv} \cdot X_7 + m_4 \cdot c_{p8} \cdot GSR_{co}}{c_{pr} (T_{20} - T_{19})}$
Dimensionamento:	$U \cdot A_{co} = m_r \cdot c_{pr} \cdot \ln \frac{(T_{8sat} - T_{19})}{(T_{8sat} - T_{20})}$

O diagrama em blocos da Figura 4.2 apresenta o algoritmo empregado para o cálculo das variáveis do sistema de Rankine com reaquecimento e regeneração considerando cálculos de dimensionamento do condensador e perdas no gerador de vapor e na canalização que o conecta à turbina, utilizando-se o método de Substituição Sucessiva (Caso 1). Continuou sendo necessário aplicar uma sub-relaxação de 0,5 ao cálculo iterativo (parâmetro de entrada particularizado) para que ocorresse a convergência da solução neste caso.

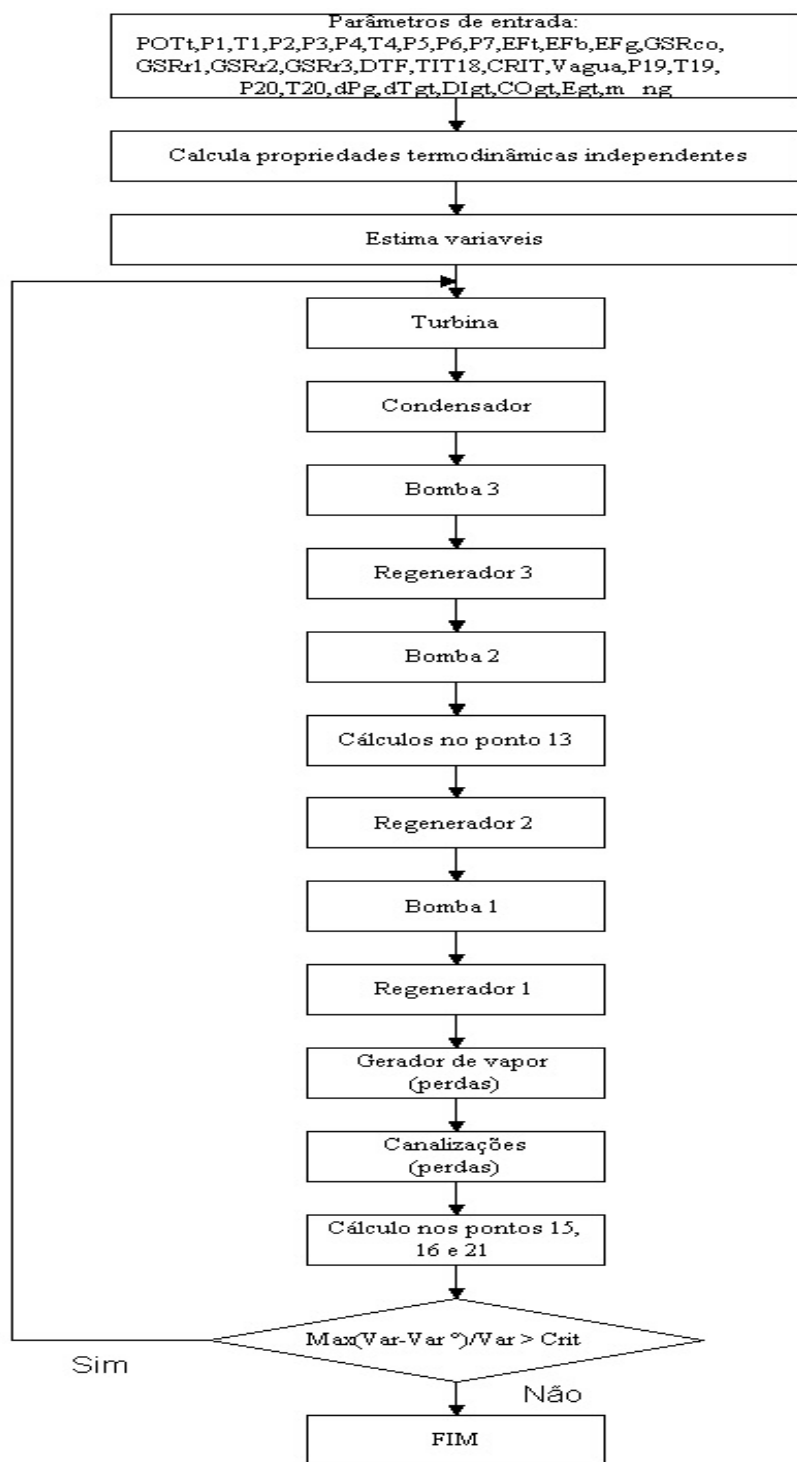


Figura 4.2 – Algoritmo de cálculo das variáveis do sistema de Rankine com reaquecimento e regeneração em que são considerados cálculos em canalizações, utilizando-se o método de Substituição Sucessiva (Caso 1).

O diagrama em blocos da Figura 4.3 ilustra o algoritmo empregado para o cálculo das variáveis do sistema de Rankine com reaquecimento e regeneração em questão, utilizando-se o método de Bloco Único (Caso 2).

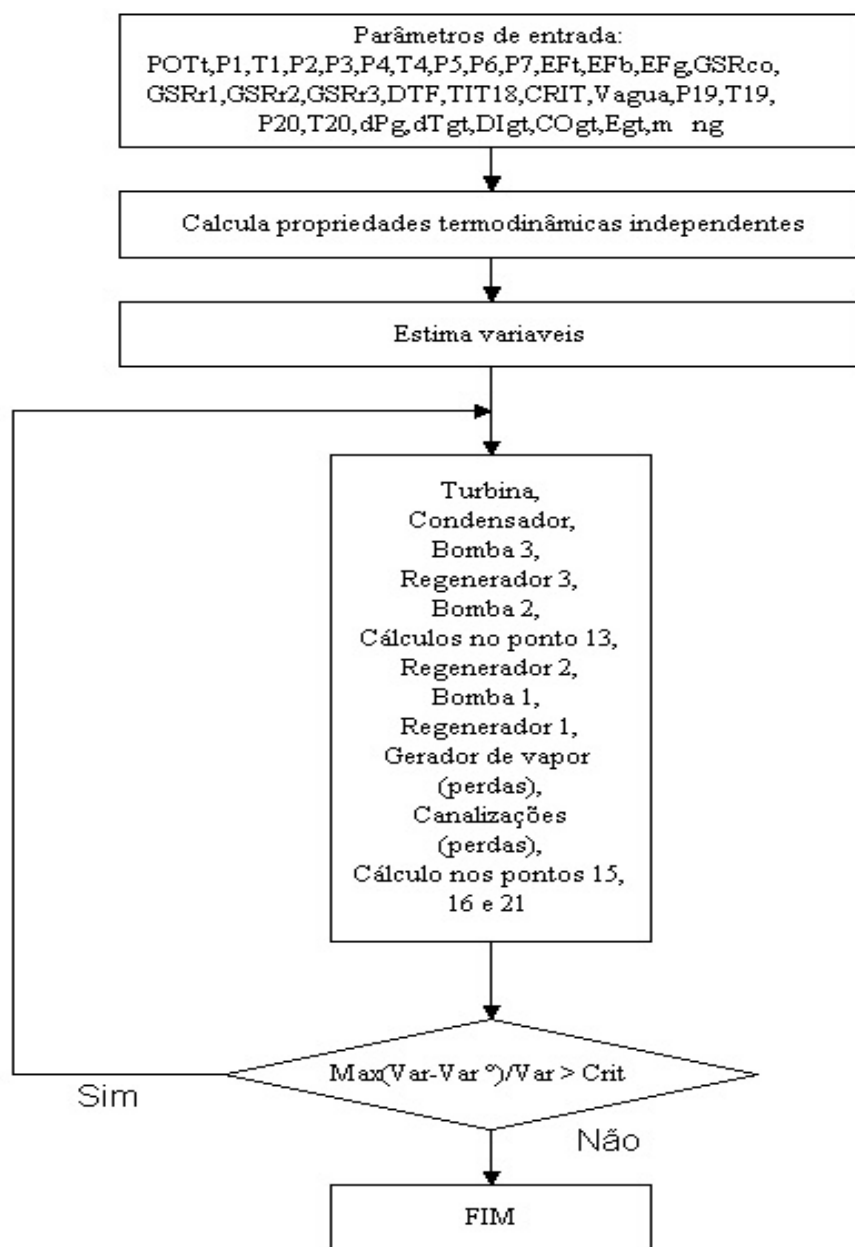


Figura 4.3 – Algoritmo de cálculo das variáveis do sistema de Rankine com reaquecimento e regeneração em que são considerados cálculos em canalizações, utilizando-se o método de Bloco Único (Caso 2).

A Tabela 4-3 apresenta os dados de entrada comuns aos dois casos simulados que consideram os métodos numéricos abordados.

Tabela 4-3 - Parâmetros de entrada para resolução do ciclo Rankine com reaquecimento e regeneração com perdas em canalizações e no gerador de vapor.

Parâmetros de entrada	Símbolo	Valor
Potência total requerida na turbina	P_t	63,00 MW
Pressão no Gerador de Vapor (entrada da turbina)	p_1	11,30 MPa
Temperatura no gerador de vapor (entrada da turbina)	T_1	530,00 °C
Pressão na primeira extração da turbina	p_2	2,30 MPa
Pressão de reaquecimento	p_3, p_4	2,20 MPa
Temperatura de reaquecimento	T_4	530,00 °C
Pressão na segunda extração da turbina	p_5	0,900 MPa
Pressão na terceira extração da turbina	p_6	0,090 MPa
Pressão no condensador (saída da turbina)	p_7	0,007 MPa
Eficiência isentrópica da turbina	η_t	80%
Eficiência isentrópica das bombas	η_b	70%
Eficiência térmica do gerador de vapor	η_g	80%
Grau de sub-resfriamento do líquido na saída do condensador	GSR_{co}	5,00 °C
Grau de sub-resfriamento do líquido na saída do regenerador R1	GSR_{r1}	0,00 °C
Grau de sub-resfriamento do líquido na saída do regenerador R2	GSR_{r2}	0,00 °C
Grau de sub-resfriamento do líquido na saída do regenerador R3	GSR_{r3}	0,00 °C
Diferença de Temperatura Final nos regeneradores fechados	DTF	4,00 °C
Titulação adotada para o fluido de trabalho no ponto 18	X_{18}	0,20
Volume específico de líquido saturado da água	v_{agua}	0,00101 m ³ /kg
Pressão da água de resfriamento na entrada do condensador	p_{19}	0,05 MPa
Temperatura da água de resfriamento na entrada do condensador	T_{19}	21,00 °C
Pressão da água de resfriamento na saída do condensador	p_{20}	0,05 MPa
Temperatura da água de resfriamento na saída do condensador	T_{20}	29,00 °C
Queda de Pressão no gerador de vapor	dp_g	10%
Queda de temperatura na tubulação ger.vapor-turbina	dT_{gt}	5,00 °C
Diâmetro da tubulação ger.vapor-turbina	DI_{gt}	0,20 m
Comprimento da tubulação ger.vapor-turbina	CO_{gt}	30,00 m
Rugosidade interna da tubulação ger.vapor-turbina	E_{gt}	0,0001 m
Vazão mássica nominal do gerador de vapor	m_{ng}	56,00 kg/s
Critério de convergência	$Crit$	10 ⁻⁴

A Tabela 4-4 apresenta os principais resultados obtidos após as simulações, independente para cada caso. Os demais resultados, tal como as propriedades termodinâmicas dos diversos pontos do sistema, encontram-se no Apêndice A2.

Tabela 4-4 - Resultados principais das simulações do ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração incluindo cálculos de dimensionamento do condensador e perdas em canalizações e no gerador de vapor.

Resultados	Símbolo	Caso 1	Caso 2
Pressão na entrada do gerador de vapor	p_{16}	13,65 MPa	13,65 MPa
Pressão na saída do gerador de vapor	p_{21}	12,36 MPa	12,36 MPa
Produto Coef. Global Transf. x Área do condensador	UA	6,95 kW/K	6,95 kW/K
Vazão mássica fluido de resfriamento do condensador	m_r	2810,82 kg/s	2810,82 kg/s
Calor fornecido no gerador de vapor	q_g	194,64 MW	194,64 MW
Calor trocado no condensador	q_c	94,29 MW	94,29 MW
Potência total solicitada nas bombas	P_b	0,98 MW	0,98 MW
Vazão Mássica no sistema	m	53,04 kg/s	53,04 kg/s
Vazão Mássica na extração 1 da turbina	m_1	4,19 kg/s	4,19 kg/s
Vazão Mássica na extração 2 da turbina	m_2	5,31 kg/s	5,31 kg/s
Vazão Mássica na extração 3 da turbina	m_3	3,91 kg/s	3,91 kg/s
Vazão Mássica na saída da turbina	m_4	39,63 kg/s	39,63 kg/s
Título na saída da turbina	X_7	0,98	0,98
Rendimento térmico do ciclo	η_y	31,86%	31,86%
Tempo computacional relativo	TCR	1,00	2,45

Neste momento, torna-se interessante realizar uma comparação entre os resultados obtidos pela simulação do ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração, desenvolvido na seção anterior, e os resultados apresentados na Tabela 4-4, referentes ao mesmo ciclo, só que com a admissão das três novas implementações (perdas na canalização que conecta o gerador de vapor à turbina, perdas de pressão internas no gerador de vapor e cálculos de dimensionamento do condensador de vapor). Quando se consideram perdas de pressão no gerador de vapor e na tubulação que o conecta à turbina, faz-se necessário que a bomba da água de alimentação do gerador de vapor (bomba 1, conforme Figura 4.1) desempenhe pressões maiores, caso se deseje manter os mesmos níveis de pressão na entrada da turbina para ambas as configurações. Enquanto que a pressão atingida pela bomba 1 na configuração sem perdas era de 11,30 MPa, ao se admitir as perdas de pressão no gerador de vapor e na tubulação que o conecta à turbina, este valor teve que passar a ser de 13,65 MPa (p_{16}). Obviamente, o maior trabalho exigido pelas bombas em um sistema térmico de

potência acaba ocasionando uma redução em seu rendimento térmico global. Para as configurações aqui comparadas, a eficiência térmica apresentou a redução de 0,03 %. O rendimento térmico do Rankine com reaquecimento e regeneração ao se admitir tais perdas passou de 31,89 para 31,86 %. A potência total das bombas aumentou de 0,86 para 0,98 MW, mas houve uma pequena redução do calor trocado no gerador de vapor (194,88 para 194,64 MW) e no condensador (94,48 para 94,29 MW), levando-se em conta a temperatura preestabelecida de 535 °C do vapor superaquecido na saída do gerador de vapor. A inclusão de novas equações representativas às implementações realizadas, bem como a necessidade de determinação das propriedades termodinâmicas de novos estados do sistema, elevaram o tempo computacional de convergência da solução. No caso 1 (Substituição Sucessiva), o tempo aumentou cerca de 15 vezes; para o caso 2 (Bloco Único), cerca de 29 vezes, comparado aos resultados obtidos para o ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração sem perdas.

4.7. Ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração incluindo perdas no gerador de vapor, perdas em tubulações e curvas de eficiências da turbina e da bomba principal

Eficiências isentrópicas de turbinas reais variam geralmente entre 80 e 90%, enquanto que para bombas, variam entre 60 e 70% [Evans e Mawle, 1988]. As simulações realizadas anteriormente consideraram as eficiências da turbina e das bombas dentro destas faixas, porém seus valores eram previamente indicados como parâmetros fixos de entrada do problema. Uma forma de obter-se resultados mais realísticos nas simulações dos ciclos térmicos é considerar as eficiências isentrópicas de turbinas e bombas em função da vazão mássica do sistema.

Novas implementações foram realizadas passando a se considerar o cálculo da eficiência da turbina e da bomba principal (água de alimentação do gerador de vapor) como função da vazão mássica do sistema. Isto permitiu, através das novas equações acopladas ao sistema, que a pressão e temperatura na entrada da turbina, por exemplo, passassem a ser determinadas em função de parâmetros nominais. O modelo do ciclo termodinâmico não foi alterado, mantendo sua configuração exatamente igual à apresentada na Figura 4.1 da seção anterior. Para o gerador de vapor, a eficiência térmica de 80% continuou a ser um parâmetro de entrada fixado, tal como verificado em aplicações de dimensões similares [Babcock, 1955; Paz, 2002].

O conjunto de equações que caracteriza este ciclo de Rankine com os cálculos de eficiência da turbina e da bomba como função da vazão mássica do sistema é obtido após serem realizadas algumas alterações no conjunto de equações do ciclo desenvolvido na seção anterior. Estas alterações devem-se ao fato da vazão mássica do sistema passar a ser dada em função da vazão de vapor na entrada da turbina, determinada pela equação 3.5 [Schegliaiev, 1978], e ao fato das eficiências da turbina e da bomba principal deixarem de ser tratadas como parâmetros de entrada predeterminados, passando a serem determinadas em função da vazão mássica, através de equações (curvas).

As equações das eficiências apresentadas na Tabela 4-1 foram obtidas a partir de curvas fictícias convenientemente elaboradas para que os resultados da simulação situassem-se numa mesma faixa de valores tais como os obtidos para o ciclo que considera estas eficiências como parâmetros fixos.

Tabela 4-1 – Equações das eficiências isentrópicas em função da vazão mássica

Turbina	
Vazão mássica:	$m = m_n \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{1n}^2 - p_{2n}^2}} \cdot \sqrt{\frac{T_{1n}}{T_1}}$
Eficiência isentrópica:	$\eta_t = \frac{a + b.m}{1 + c.m + d.m^2}$
onde $a = 0,000000054514814$, $b = 1148,4898$, $c = 14,348626$ e $d = - 0,000095101961$.	
Bomba	
Eficiência isentrópica:	$\eta_b = \frac{a + b.m}{1 + c.m + d.m^2}$
onde $a = 0,000000071318985$, $b = 878,06576$, $c = 12,536246$ e $d = - 0,000094348617$.	
Velocidade angular:	
	$p_{15} - p_{14} = -5,9546908.m^2 + 2,789379474.m \cdot \left(\frac{V_{a1}}{V_{an}} \right) + 17896,47971 \cdot \left(\frac{V_{a1}}{V_{an}} \right)^2$
onde V_{a1} : velocidade angular da bomba; V_{an} : velocidade angular nominal da bomba = 1500 rpm	

A equação da vazão do vapor da turbina foi aplicada exclusivamente para o cilindro compreendido entre o ponto 1 (entrada da turbina) e o ponto 2 (primeira extração). Esta vazão encontrada determinou o valor da eficiência isentrópica da turbina que serviu, por sua vez, de parâmetro fixo de entrada para os demais cilindros da turbina compreendidos entre as demais extrações. A determinação das eficiências isentrópicas destes cilindros da turbina pode ser efetuada similarmente ao procedimento realizado para o cilindro compreendido entre o ponto 1 e 2, caso

sejam conhecidos os valores nominais de vazão mássica e pressão nos diversos pontos de extrações da turbina. Com relação as bombas, de maneira semelhante ao procedimento realizado na turbina, a eficiência isentrópica encontrada para a bomba principal foi utilizada como parâmetro fixo de entrada para as demais (bomba 2 e 3). A Tabela 4-1 também apresenta a equação utilizada para a determinação da velocidade angular na bomba principal.

O diagrama em blocos da Figura 4.1 mostra o algoritmo empregado para o cálculo das variáveis do sistema térmico em questão, utilizando-se o método de Substituição Sucessiva. Houve a necessidade de se aplicar uma sub-relaxação de 0,1 ao cálculo iterativo (parâmetro de entrada particularizado) para que ocorresse a convergência da solução no caso 1, mantendo-se as mesmas estimativas das variáveis aplicadas às simulações anteriores.

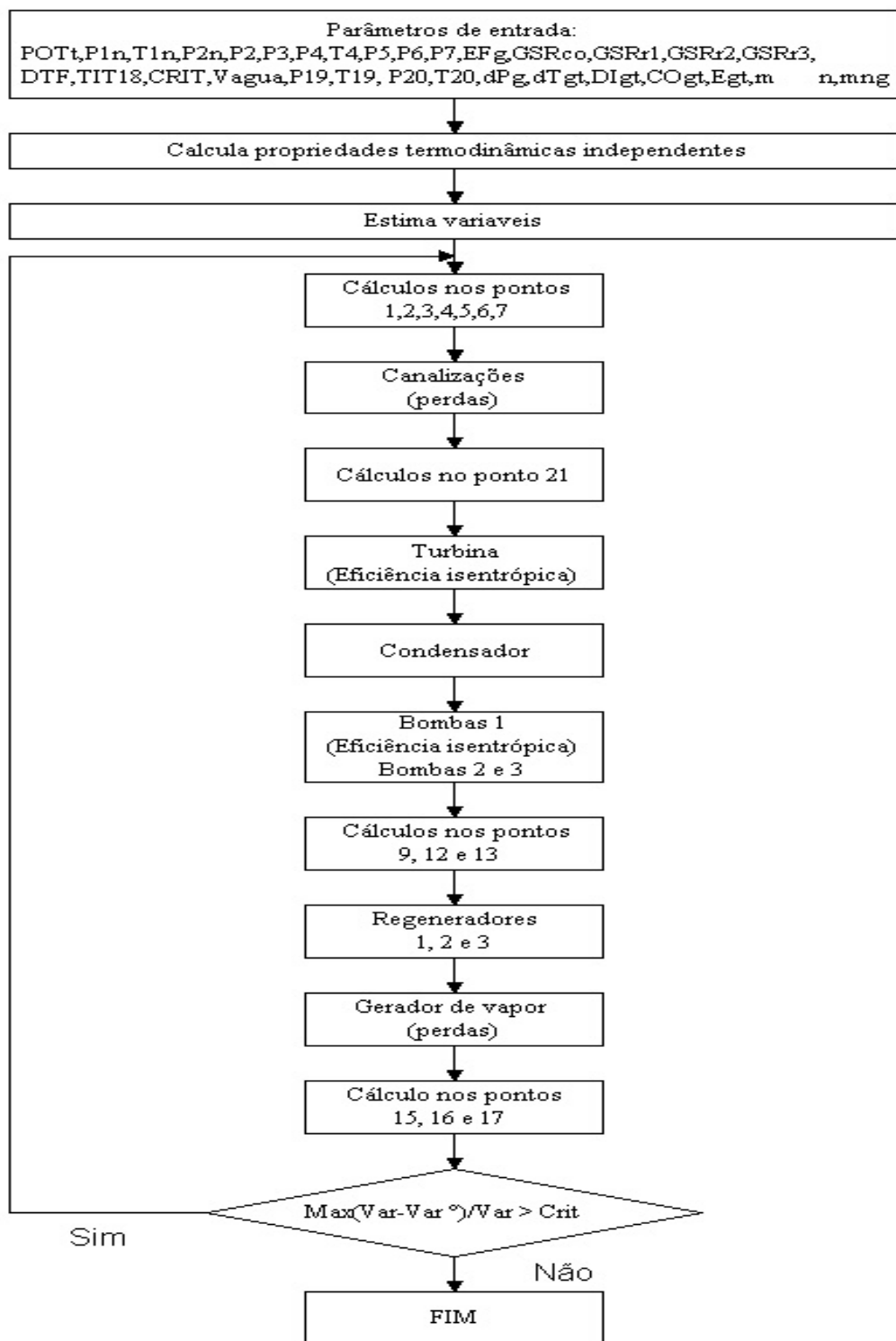


Figura 4.1 – Algoritmo de cálculo das variáveis do sistema de Rankine com reaquecimento e regeneração onde são consideradas curvas de eficiências para a turbina e a bomba principal, utilizando-se o método de Substituição Sucessiva (Caso 1).

O diagrama em blocos da Figura 4.2 ilustra o algoritmo empregado para o cálculo das variáveis do sistema térmico em questão, utilizando-se o método de Bloco Único (Caso 2).

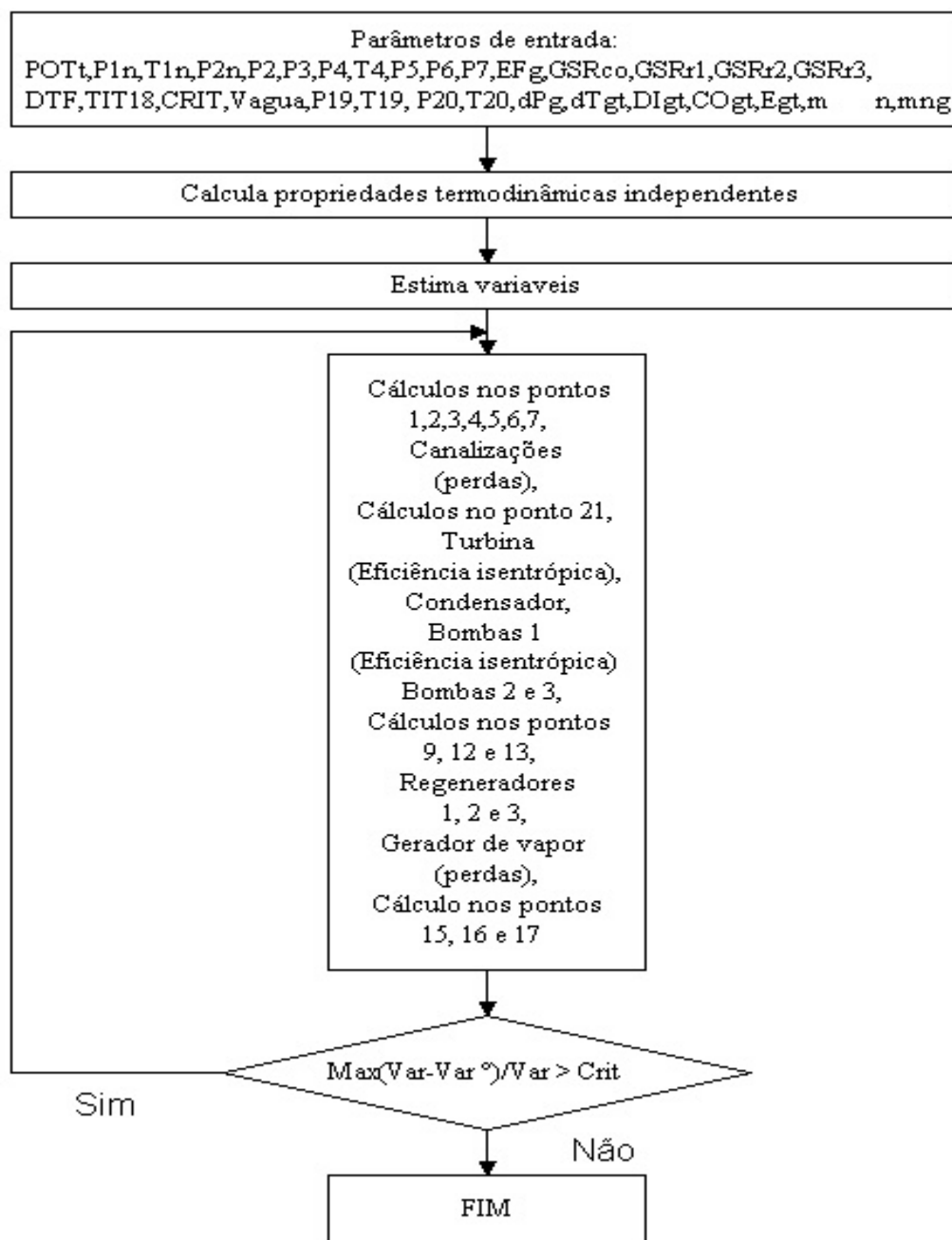


Figura 4.2 – Algoritmo de cálculo das variáveis do sistema de Rankine com reaquecimento e regeneração onde são consideradas curvas de eficiências para a turbina e a bomba principal, utilizando-se o método de Bloco Único (Caso 2).

A Tabela 4-2 apresenta os dados de entrada comuns aos dois casos simulados que consideram os métodos numéricos abordados.

Tabela 4-2 - Parâmetros de entrada para resolução do Rankine com Reaquecimento e Regeneração considerando parâmetros nominais da turbina e bomba principal.

Parâmetros de entrada	Símbolo	Valor
Potência total requerida na turbina	P_t	63,00 MW
Pressão nominal na entrada da turbina	p_{1n}	11,31 MPa
Temperatura nominal na entrada da turbina	T_{1n}	531,00 °C
Pressão nominal na primeira extração da turbina	p_{2n}	2,31 MPa
Pressão na primeira extração da turbina	p_2	2,30 MPa
Pressão de reaquecimento	p_3, p_4	2,20 MPa
Temperatura de reaquecimento	T_4	530,00 °C
Pressão na segunda extração da turbina	p_5	0,900 MPa
Pressão na terceira extração da turbina	p_6	0,090 MPa
Pressão no condensador (saída da turbina)	p_7	0,007 MPa
Eficiência térmica do gerador de vapor	η_g	80%
Grau de sub-resfriamento do líquido na saída do condensador	$GSRco$	5,00 °C
Grau de sub-resfriamento do líquido na saída do regenerador R1	$GSRr1$	0,00 °C
Grau de sub-resfriamento do líquido na saída do regenerador R2	$GSRr2$	0,00 °C
Grau de sub-resfriamento do líquido na saída do regenerador R3	$GSRr3$	0,00 °C
Diferença de Temperatura Final nos regeneradores fechados	DTF	4,00 °C
Titulação adotada para o fluido de trabalho no ponto 18	X_{18}	0,20
Volume específico de líquido saturado da água	v_{agua}	0,00101 m ³ /kg
Pressão da água de resfriamento na entrada do condensador	p_{19}	0,05 MPa
Temperatura da água de resfriamento na entrada do condensador	T_{19}	21,00 °C
Pressão da água de resfriamento na saída do condensador	p_{20}	0,05 MPa
Temperatura da água de resfriamento na saída do condensador	T_{20}	29,00 °C
Queda de Pressão no gerador de vapor	dp_g	10%
Queda de temperatura na tubulação ger.vapor-turbina	dT_{gt}	5,00 °C
Diâmetro da tubulação ger.vapor-turbina	DI_{gt}	0,20 m
Comprimento da tubulação ger.vapor-turbina	CO_{gt}	30,00 m
Rugosidade interna da tubulação ger.vapor-turbina	E_{gt}	0,0001 m
Vazão mássica nominal do gerador de vapor	m_{ng}	56,00 kg/s
Vazão mássica nominal na entrada da turbina	m_n	58,00 kg/s
Velocidade angular nominal da bomba principal (Bomba 1)	V_{an}	1500,00 rpm
Critério de convergência	$Crit$	10 ⁻⁵

A Tabela 4-3 apresenta os principais resultados obtidos nas simulações. Os demais resultados encontram-se no Apêndice A2.

Tabela 4-3 - Principais resultados das simulações do ciclo de Rankine com equações de eficiências da turbina e da bomba principal em função da vazão mássica.

Resultados	Símbolo	Caso 1	Caso 2
Pressão na entrada da turbina	p_1	10,65 MPa	10,65 MPa
Pressão na entrada do gerador de vapor	p_{16}	13,04 MPa	13,04 MPa
Pressão na saída do gerador de vapor	p_{21}	11,84 MPa	11,84 MPa
Produto Coef. Global Transf. x Área do condensador	UA	7,16 kW/K	7,16 kW/K
Vazão mássica fluido de resfriamento do condensador	m_r	2894,65 kg/s	2894,65 kg/s
Calor fornecido no gerador de vapor	q_g	197,90 MW	197,90 MW
Calor trocado no condensador	q_c	97,10 MW	97,10 MW
Potência total solicitada nas bombas	P_b	1,02 MW	1,02 MW
Velocidade angular na bomba principal	V_{a1}	1508,25 rpm	1508,25 rpm
Vazão Mássica no sistema	m	55,34 kg/s	55,34 kg/s
Vazão Mássica na extração 1 da turbina	m_1	4,44 kg/s	4,44 kg/s
Vazão Mássica na extração 2 da turbina	m_2	5,60 kg/s	5,60 kg/s
Vazão Mássica na extração 3 da turbina	m_3	4,12 kg/s	4,12 kg/s
Vazão Mássica na saída da turbina	m_4	41,19 kg/s	41,19 kg/s
Título na saída da turbina	X_7	0,97	0,97
Eficiência isentrópica da turbina	η_t	79,97%	79,97%
Eficiência isentrópica da bomba	η_b	69,97%	69,97%
Rendimento térmico do ciclo	η_y	31,31%	31,31%
Tempo computacional relativo	TCR	1,00	2,05

Esta simulação, considerada a de maior complexidade neste trabalho, envolveu cerca de 130 equações de processos e determinação de propriedades termodinâmicas dos diversos pontos de estado entre os componentes. O grau de complexidade exigiu que fossem melhoradas as estimativas iniciais das variáveis do problema e os parâmetros de precisão em relação aos utilizados nas simulações anteriores (critério de convergência, crit.: 10^{-4} para 10^{-5}). Também tornou-se necessário utilizar uma sub-relaxação igual a 0,1 no processo de convergência do caso 1 (para sub-relaxações maiores ocorreu divergência da solução). A diferença de tempo computacional entre os métodos manteve-se praticamente a mesma em comparação à obtida nas simulações da seção anterior (TCR do caso 2 o dobro do TCR do caso 1).

4.8. Conclusão

A partir do desenvolvimento de um ciclo de Rankine simples, diversas implementações foram realizadas até que se chegasse a um modelo mais complexo caracterizado por um ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração, tendo sido adotadas as considerações mais convencionais da prática de projeto de centrais termelétricas, inclusive queda de pressão em tubulações do circuito além de outras perdas. Para as diversas configurações de ciclos elaboradas, foram aplicados os métodos de simulação simultânea aqui chamados de Substituição Sucessiva e Bloco Único, a fim de se obter os resultados considerados mais importantes na análise de sistemas térmicos de potência, tais como rendimento térmico do ciclo, título na saída da turbina, vazões mássicas pelo sistema, potência nas bombas e calor trocado no gerador de vapor e no condensador. Na maioria das simulações, estes resultados apresentaram-se como funções da potência elétrica requerida, eficiência isentrópica e pressões na turbina; da eficiência térmica, pressão e temperatura no gerador de vapor; da pressão e grau de sub-resfriamento do líquido saturado no condensador e da eficiência isentrópica das bombas. Estes resultados permitiram que fossem feitas comparações entre as diversas configurações de ciclos além da verificação das aplicações dos diferentes métodos.

A comparação entre as diversas configurações de ciclos indicou que o melhor rendimento térmico é obtido pela simulação do ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração onde não são consideradas perdas em tubulações e no gerador de vapor. Quando se consideram estas perdas, torna-se necessário que a bomba da água de alimentação do gerador de vapor desempenhe pressões maiores para manter os mesmos níveis de pressão na entrada da turbina comparado com uma configuração de ciclo sem perdas. Pelas simulações realizadas, enquanto a pressão na bomba da configuração sem perdas era de 11,30 MPa, ao se admitir perdas de pressão no gerador de vapor e na tubulação que o conecta à turbina, este valor aumentou para 13,65 MPa. Obviamente, um maior trabalho exigido nas bombas acaba ocasionando uma redução do rendimento térmico do ciclo de potência. Por isto a eficiência térmica apresentou uma redução de 0,03 % (O rendimento térmico do Rankine com reaquecimento e regeneração ao se admitir tais perdas passou de 31,89 para 31,86 %). Um significativo custo computacional surge pela inclusão destas perdas. Para se ter uma idéia, pelo método de Substituição Sucessiva, o tempo computacional aumentou cerca de 15 vezes após serem consideradas as perdas em canalizações.

A aplicação de métodos de simulação simultânea envolveu o desenvolvimento de três casos, um deles abordando o método de Substituição Sucessiva e os outros dois abordando o método de

Bloco Único. O caso 1 (Substituição Sucessiva) e o caso 2 (Bloco Único) caracterizaram-se pela determinação das propriedades termodinâmicas da água para estados independentes ser realizada em uma sub-rotina externa ao módulo iterativo de cálculo das equações dos processos e componentes que caracterizam o ciclo térmico. O caso 3 (Bloco Único) caracterizou-se pela determinação destas propriedades ser realizada internamente ao módulo iterativo de cálculo das equações dos processos e componentes do ciclo térmico. O caso 3, de configuração mais simples e prática quanto a montagem do algoritmo de resolução e construção do programa em Fortran, caracterizou-se por apresentar um inconveniente tempo computacional comparado com os casos 1 e 2, pelo fato das propriedades termodinâmicas independentes serem recalculadas a cada iteração realizada sobre o conjunto de equações do problema. O maior número destas propriedades no sistema também implicou no aumento do tempo computacional de convergência. Para as simulações realizadas no ciclo de Rankine simples, o caso 3 apresentou um tempo computacional cerca de 25 vezes superior aos demais verificados no caso 1 e 2. Para o ciclo de Rankine com reaquecimento, este tempo subiu para 30 vezes. Para o ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração, foi 103 vezes maior. O teste de inversão dos coeficientes da matriz Jacobiana referente ao sistema de equações resolvido pelo método de Bloco Único no caso 2, para o ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração, de maneira a se obter uma matriz com coeficientes menos esparsos em relação a diagonal principal, não conduziu a uma redução do tempo de convergência da solução.

Observou-se que para o ciclo de configuração mais elaborada, tal qual o ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração incluindo cálculos de dimensionamento do condensador, perdas em canalizações, perdas no gerador de vapor e as eficiências da turbina e da bomba dadas em função da vazão mássica, o critério de convergência precisou ser aumentado (10^{-5}) em relação ao padrão que vinha sendo adotado (10^{-4}), para a convergência a resultados relativamente mais precisos. Também tornou-se necessário utilizar uma sub-relaxação igual a 0,1 no processo de convergência do caso 1 (para sub-relaxações maiores ocorreu divergência da solução).

Foram obtidos os mesmos resultados pela utilização de ambos os métodos abordados, demonstrando sua aplicabilidade nas simulações de ciclos de Rankine. Dentre eles, o método da Substituição Sucessiva foi o que apresentou menor tempo computacional, principalmente para configurações de ciclo mais complexas.

5. CONCLUSÕES

Os objetivos inicialmente traçados foram alcançados. O trabalho realizado possibilitou o desenvolvimento de habilidades intelectuais para o estudo e aplicação de métodos de simulação simultânea em ciclos de Rankine de diversas configurações.

Características dos principais equipamentos que compõem centrais térmicas de potência foram apresentadas juntamente com suas expressões matemáticas de descrição dos processos e relações físicas a serem considerados nas simulações numéricas. Expressões matemáticas estabelecidas para a determinação das propriedades termodinâmicas da água em seus mais diversos estados, ao longo de um ciclo, apresentaram resultados dentro de uma faixa de desvios não superiores a 0,56 % para a região de saturação e de vapor superaquecido, comparados com os dados de propriedades termodinâmicas tabelados na literatura Van Wylen e Sonntag, 1993.

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 Fortran permitiram que fossem feitas comparações entre as diversas configurações de ciclos e fossem verificadas as aplicações de diferentes métodos de simulação. A comparação entre as diversas configurações de ciclos indicou que o melhor rendimento térmico é obtido pela simulação do ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração onde não são consideradas perdas em tubulações e no gerador de vapor.

A aplicação dos métodos de simulação envolveu o desenvolvimento de casos abordando os métodos neste trabalho chamados de Substituição Sucessiva e Bloco Único. O método de Bloco Único apresentou uma configuração mais simples e prática quanto a montagem do algoritmo de resolução e construção do programa. Porém, uma alternativa deste método desenvolvida neste trabalho (caso 3), que considera o cálculo de todas as propriedades termodinâmicas a cada iteração da simulação, ocasionou um inconveniente aumento no tempo computacional de convergência da solução quando o sistema passa a contar com um número elevado de equações (maior do que noventa e oito), muitas delas não lineares.

Para o ciclo de configuração mais elaborada, que considera as eficiências da turbina e da bomba principal dadas em função da vazão mássica, o critério de convergência precisou ser aumentado (10^{-5}) em relação ao valor que vinha sendo adotado (10^{-4}), para a convergência a resultados relativamente mais precisos. Também tornou-se necessário utilizar uma sub-relaxação igual a 0,1 no processo de convergência do caso 1 (para sub-relaxações maiores ocorreu divergência da solução), diferente da sub-relaxação de 0,5 que vinha sendo adotada nas simulações mais simples. Isto demonstra que maiores precisões devem ser estabelecidas quando se aumenta o grau de complexidade e o número de equações do sistema a ser calculado.

Foram obtidos os mesmos resultados pela utilização de ambos os métodos abordados, demonstrando sua aplicabilidade nas simulações de ciclos de Rankine. Dentre eles, o método da Substituição Sucessiva sempre apresentou menor tempo computacional, principalmente para configurações de ciclo mais complexas. Este método permite que as rotinas de cálculo dos componentes de um sistema térmico sejam desenvolvidas separadamente, até mesmo por programadores distintos, possibilitando uma intercambiabilidade de rotinas no programa principal. O método do Bloco Único, por outro lado, realmente destaca-se pela praticidade em se manusear com as equações características de todo o sistema. Figurativamente falando, elas são jogadas sob qualquer ordem em uma sub-rotina única de cálculo iterativo, independente a qual componente ou processo representem, e um método matemático de solução (tal como o Newton-Raphson, por exemplo) encarrega-se de calculá-las até a convergência da solução. A escolha por um ou outro método de simulação vai depender, portanto, dos fatores que estiverem em jogo na hora da simulação, tal como: praticidade, rapidez, intercambiabilidade, etc.

Sugestões para trabalhos futuros

- Modelagem e simulação das unidades que compõem os trocadores de calor (gerador de vapor, condensador, regeneradores, etc)
- Simulação de outros modelos de turbina, de diferentes sistemas de regulação da vazão de vapor na entrada destas
- Implementações de outros pares de propriedades termodinâmicas (T e h , T e s , etc.) e inclusão da região supercrítica ($P > 22,1\text{MPa}$) no programa Panox.
- Elaboração de um programa de determinação de propriedades termodinâmicas com base na formulação IAPWS-97
- Análise exergetica e otimização dos sistemas térmicos
- Simulação de ciclos de configurações mais complexas
- Aplicação de métodos matemáticos de solução diversos
- Simulação em regime transiente
- Análise da Matriz Jacobiana para os ciclos mais complexos
- Pesquisa e aplicação de novas metodologias de resolução

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Badr, O., Probert, S.D. and O'Callaghan, P., 1990, "Rankine cycles for steam power-plants", **Applied Energy** Vol 36, pág. 191-231.

Bega, Egídio Alberto, 1989, "**Caldeiras – Instrumentação e Controle**", JR Editora Técnica Ltda., Rio de Janeiro.

Bejan, Adrian, Tsatsaronis, George and Moran, Michael, 1996, "**Thermal Design and Optimization**", John Wiley & Sons, U.S.A.

Beltrán, Jorge Llagostera, 1994, "Sub-rotinas computacionais de elevada exatidão para determinação de propriedades termodinâmicas da água", **V Encit**, São Paulo

Bender, René J., 1964, "**A Power Special Report**", R H Marks, Managing Editor, Associate Editor

Benzecry, J.H.; Almeida, S.C.A.; Gabay, T., 1992, "Programa para cálculo de propriedades termodinâmicas da água", **Anais do IV Encontro Nacional de Ciências Térmicas**, Rio de Janeiro: ABCM, pp 705-708.

Beretta, G.P. e Gyftopoulos, E.P., 1993, "A novel sequence of exposition of engineering thermodynamics", AES – Vol.30 / HTD – Vol.266 – **ASME**

Berta, G.L. and Pini Prato, A., 1988, "A more general approach to regenerative cycle: theory and applications", **Proceedings of the 23rd Intersociety Energy Conversion Engineering Conference**, Denver, Co, USA.

Black, W. Z. and Hartley, J. G., 1991, "**Thermodynamics**", HarperCollins Publishers, New York, 705 p.

Burmeister, Louis C. , 1998, "**Elements of thermal-fluid system design**", Prentice Hall, New Jersey

CATT2, 1993, Computational Software (referência na internet)

Evans R.L. e Mawle, C., 1988, "Microcomputer-based analysis of steam power plants", **International journal of mechanical engineering education**, Vol.17, No.3.

Fox, R.W. & McDonald, A.T., 1998, "**Introduction to Fluid Mechanics**", John Wiley & Sons

Gaffert, G.A., 1951, "**Centrales a Vapor**", Editorial Reverté, Buenos Aires.

Gallo, W.L.R. e Milanez, L.F., 1990, "Eficiência exergetica: conceitos e aplicações", **Anais do III Encontro Nacional de Ciências Térmicas**, Itapema, SC.

- Ganapathy, V., 1988, “**Program Computes Turbine Steam Rates and Properties**”
- Godoy, J., 1978, “**Turbinas a Vapor**”, Petrobrás, Rio de Janeiro.
- Habib, M.A. and Zubair, S.M., 1992, “Second law-based thermodynamic analysis of regenerative-reheat Rankine-cycle power plants”, **Energy** Vol. 17, No. 3, pp. 295-301.
- Howell, J.R. and Buckius, R. O., 1987, “**Fundamentals of Engineering Thermodynamics**”, McGraw-Hill, U.S.A., 642 p.
- IHT, 1994, “**Interactive Heat Transfer**”, John Wiley & Sons
- Incropera, F.P. e Witt, D.P., 1992, “**Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**”, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A.
- Irvine, Thomas F. and Liley, Peter, 1984, “**Steam and Gas Tables with Computer Equations**”, Academic Press, Florida
- IT, 1994, “**Interactive Thermodynamics**”, John Wiley & Sons
- Jardim, S. B., 1992, “**Sistemas de Bombeamento**”, Sagra – DC-Luzzatto, Porto Alegre
- Jornal do Comércio, 05 de março de 2003, Edição 198 – ano 70 – Porto Alegre, RS
- Kakaç S., 1991, “**Boilers, Evaporators, and Condensers**”, A Wiley Interscience Publication, New York.
- Keenan, J. H., Keyes, F. G., Hill, P. G. and Moore, J. G., 1978, “**Steam Tables – Thermodynamics Properties of Water Including Vapor, Liquid and Solid Phases (S.I.)**”, Wiley (Interscience), New York.
- Li, K.W., 1993, “Availability analysis of engineering cycles”, **AES** – Vol.30 / HTD – Vol.266 – **ASME**.
- Liley, P.E., 1990, “Closed form analytic expressions for the thermodynamic efficiency of optimized Rankine cycles using open feedwater heaters”, **International journal of mechanical engineering education**, Vol.18, No.2.
- Macintyre, A. J. , 1997, “**Bombas e Instalações de Bombeamento**”, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2ª Edição, Rio de Janeiro
- Margulova, T., 1978, “**Nuclear Power Station**”, Mir, Moscou.
- Natarajan, R. e Arun Murthy, T.C., 1988, “First and Second-law analysis of teh Rankine staem power cycle”, **International journal of mechanical engineering education**, Vol.16, No.4.
- Neerken, R.F., 1980, “**Use Steam Turbines as Process Drivers**”
- Oliveira, Sidnei e Santos, Antônio, 1998, “Projeto de um sistema frigorífico desenvolvido por simulação e técnicas de otimização”, **VII Encit, Rio de Janeiro**

Patwardhan, V.R., Devotta, S. and Patwardhan, V.S., 1989, “A simplified procedure for the estimation of Rankine power cycle efficiency”, **Heat Recovery Systems & CHP**, Vol.9, No.4.

Paz, A.E.C., 2002, “**Simulação de Sistemas Térmicos de Potência para Geração de Energia Elétrica**”, Faculdade de Engenharia, UFRGS, Porto Alegre

Press, William H.; Flannery, Brian P.; Teukolsky, Saul and Vetterling, William T. , 1989, “**Numerical Recipes in Pascal - The Art of Scientific Computing**”, Cambridge University Press, U.S.A.

Sandler, Stanley I., 1999, “**Chemical and Engineering Thermodynamics**”, John Wiley & Sons, 3^a. Ed., U.S.A.

Schegliaiev A.V. , 1978, “**Turbinas de Vapor**”, Mir, Moscou.

Srinophakun, T., Laowithayangkul, S. and Ishida, M., 2001, “Simulation of cycle with energy utilization diagram”, **Energy Conversion and Management** 42, pp. 1437-1456.

Stoecker, W. F., 1989, “**Design of Thermal Systems**”, McGraw-Hill, U.S.A, 565 p.

Van Wylen, G. J. e Sonntag, R. E., 1993, “**Fundamentos da Termodinâmica Clássica**”, Editora Edgard Blücher, São Paulo, 318 p.

Veloso, Marcelo, 1996, “Thermodynamic properties of water and their main first partial derivatives”, **VI Encit**, Florianópolis.

Verkhivker, G.P. and Kosoy, B.V., 2001, “On the analysis of power plants”, **Energy Conversion and Management** 42, pp. 2053-2059.

Wada, Keiko e Cassel, Eduardo, 2001, “**Curso de especialização em processamento químico – Termodinâmica Aplicada**”, UFRGS.

7. APÊNDICES

7.1. Apêndice A1

Gerador de vapor

O gerador de vapor é um dos equipamentos pertencente à classe de trocadores de calor, ou mais especificamente, à classe de dispositivos usados para proporcionar a troca térmica entre dois fluidos em diferentes temperaturas e separados por uma fronteira sólida. O fluido de trabalho que passa pelas tubulações do gerador de vapor recebe calor através da queima de combustíveis que são geralmente classificados como renováveis (lenha, álcool, bagaço de cana, etc.) ou não renováveis (carvão mineral, óleos oriundos do petróleo, gás natural).

O gerador de vapor, em uma central termelétrica, é um 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. É através da elevação da entalpia do fluido que se obtém uma diferença entálpica na turbina necessária para que a mesma produza trabalho.

Os geradores de vapor simples são cavidades em que uma linha de tubos de água recebe energia dos gases da combustão a alta temperatura que circulam através da porção central da caldeira. Já os geradores de vapor maiores, como mostrado na Figura 7.1, utilizados em centrais termelétricas são projetados considerando-se diversos sub-componentes tais como superaquecedores, reaquecedores, economizadores e pré-aquecedores, para terem uma eficiente transferência de calor dos produtos de combustão à água nos tubos da caldeira.

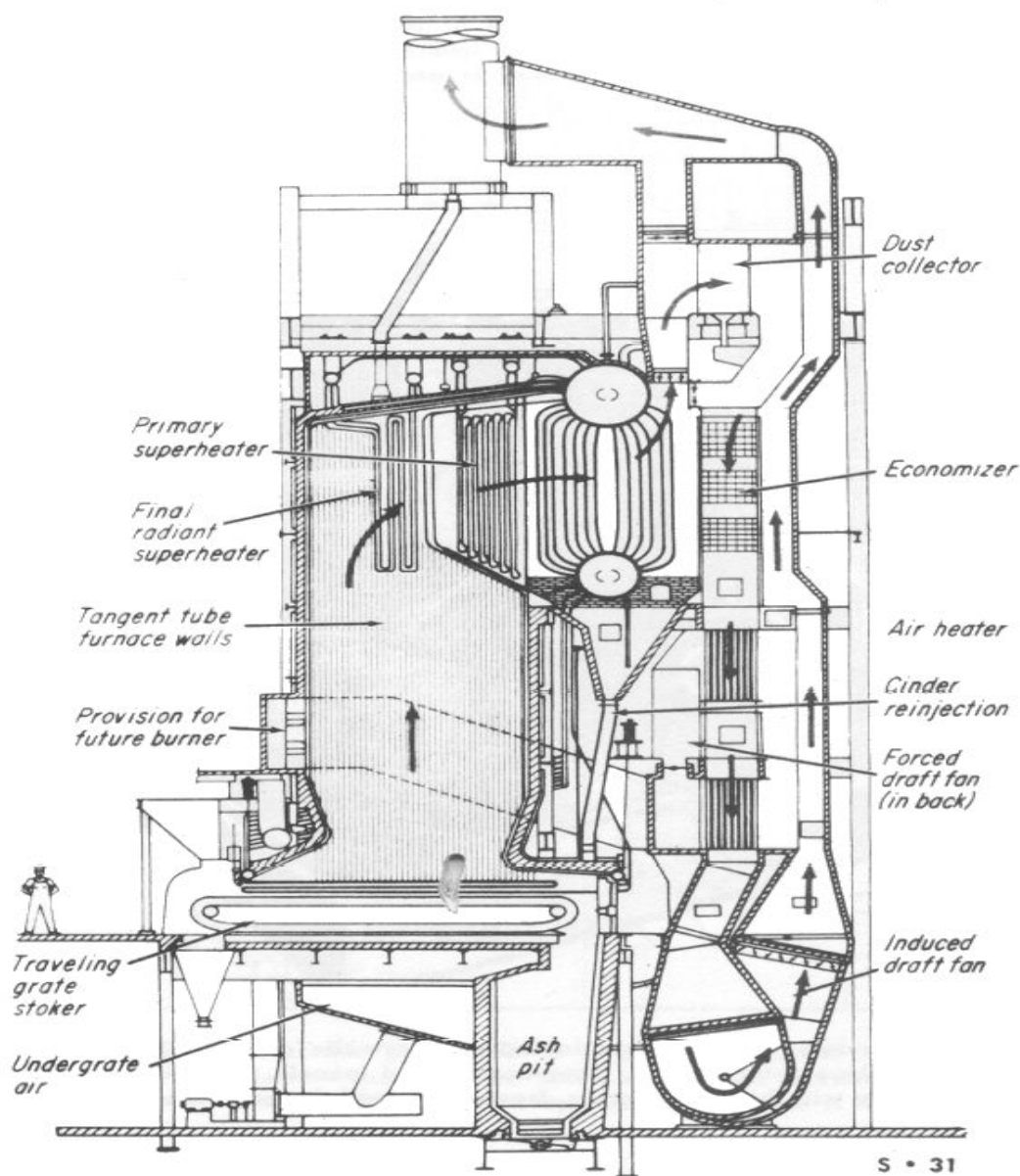


Figura 7.1 – Típico gerador de vapor “spreader-stoker-fired” com superaquecedores radiantes e parcialmente blindados, separadores de poeira e economizador. Aquecedores de fluxo cruzado entregam ar da combustão para a fornalha e algumas tubulações. (Fonte: Bender, 1964)

Os geradores de vapor modernos destinados às centrais termelétricas utilizam superfícies de aquecimento especiais para atingir alta eficiência. As paredes de tubos de água (Waterwalls) dependem principalmente do calor radiante da fornalha. Os superaquecedores podem usar tanto o calor radiativo como o calor convectivo.

Como os geradores de vapor transformam a água em vapor pelo fornecimento de calor, a quantidade de superfície de aquecimento e o modo como ela é disposta afeta a eficiência e a capacidade do processo. Dentro dos esforços para se produzir geradores de vapor mais eficientes e econômicos, os projetistas têm desenvolvido variedades e formas especiais de superfícies de troca de calor. A exemplo, um gerador de vapor moderno tem sua fornalha virtualmente forrada internamente por superfícies de absorção de calor, como representado na Figura 7.2:

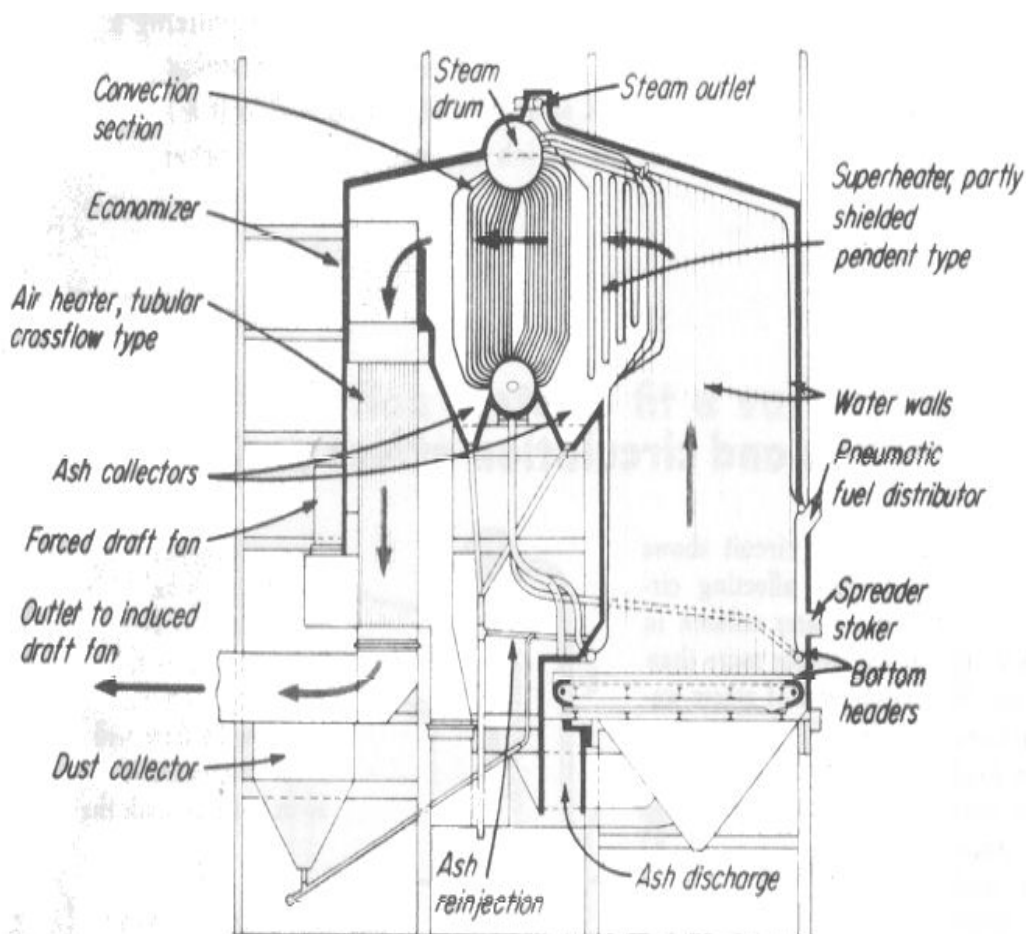


Figura 7.2 – Gerador de vapor moderno com superfícies de aquecimento especiais para atingir alta eficiência. (Fonte: Bender, 1964)

No modelo demonstrado na Figura 7.2, as paredes d'água (waterwalls) representam somente 9% da superfície unitária total de aquecimento mas respondem por quase metade (48%) do calor total absorvido, como demonstrado no diagrama da Figura 7.3. Esta alta efetividade na absorção de calor por unidade de área resulta da exposição ao calor radiante na zona de maior temperatura.

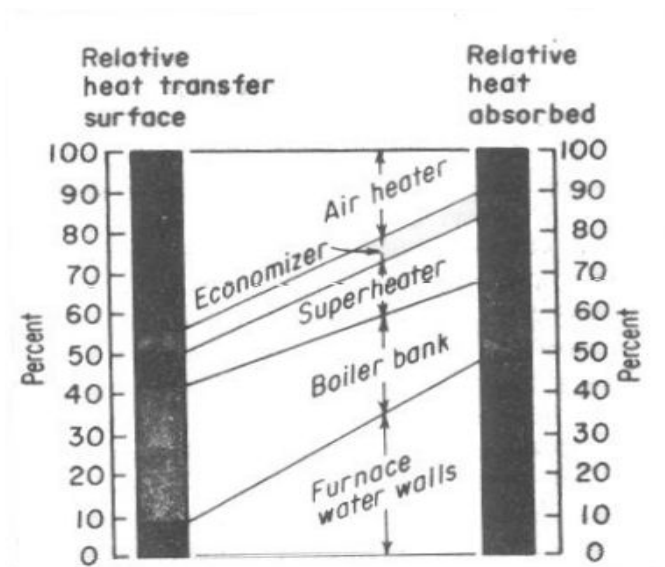


Figura 7.3 – Diagrama de demonstração da quantidade relativa de superfície de aquecimento para cada tipo de unidade da Figura 3.2 e a quantidade relativa de absorção de calor em cada uma. (Fonte: Bender, 1964)

Vapor saturado da unidade das paredes d'água é pré-aquecido posteriormente em um superaquecedor localizado na porção superior do espaço da fornalha onde as temperaturas continuam altas e existe algum efeito da radiação. Assim como as paredes de tubos d'água (waterwalls), o superaquecedor representa 9% da superfície unitária total de aquecimento, mas responde por somente 16% do calor absorvido.

Atrás do superaquecedor tem-se a principal superfície para a convecção do vapor (main convection steaming surface). Esta parte do gerador de vapor (boiler bank), em uma zona de temperatura mais baixa do que na zona da parede de tubos d'água (waterwalls) e no superaquecedor, contém aproximadamente uma superfície quase que o dobro do que possuem estes dois últimos (33%). No entanto, responde por muito pouco calor absorvido (20%). Neste ponto é alcançado o limite prático de absorção de calor nas superfícies pela convecção do vapor (convection steaming

surfaces). Para se aproveitar o calor do gás que ainda continua relativamente aquecido e se ter mais um ganho na eficiência, coloca-se um economizador nesta unidade, visto que a temperatura do alimentador de água está abaixo da temperatura do vapor saturado. Este equipamento possui 6% da superfície unitária total do gerador de vapor e responde por 6% do calor total absorvido.

Ainda para um posterior aproveitamento de calor dos produtos da combustão antes deles serem descartados, utiliza-se mais um equipamento conhecido como aquecedor de ar. Com ele, aquece-se o ar que será utilizado para a combustão (que encontra-se ainda em mais baixa temperatura), ganhando-se um pouco mais de eficiência por se reduzir a quantidade de combustível necessária para se obter uma dada quantidade de calor na fornalha. Pelas baixas temperaturas e inevitável pobreza de taxas de transferência de calor entre os gases, a superfície do aquecedor de ar deve ser grande. No exemplo demonstrado, ela representa 43% da superfície total e responde por apenas 10% do calor total absorvido.

Apesar do termo “caldeira” ser utilizado internacionalmente, ele deve ser aplicado, estritamente falando, somente para os elementos onde se verifica uma mudança de estado. O termo “gerador de vapor” é também usado às muitas combinações de superfícies de aquecimento tais como paredes d’água, supraaquecedores, reaquecedores, economizadores e aquecedores de ar. Uma “unidade de geração de vapor” consiste de um gerador de vapor e seus equipamentos associados, tal como queimadores, removedores de cinzas e sistemas de ventilação, tal como representado na Figura 7.4. [Bender, 1964].

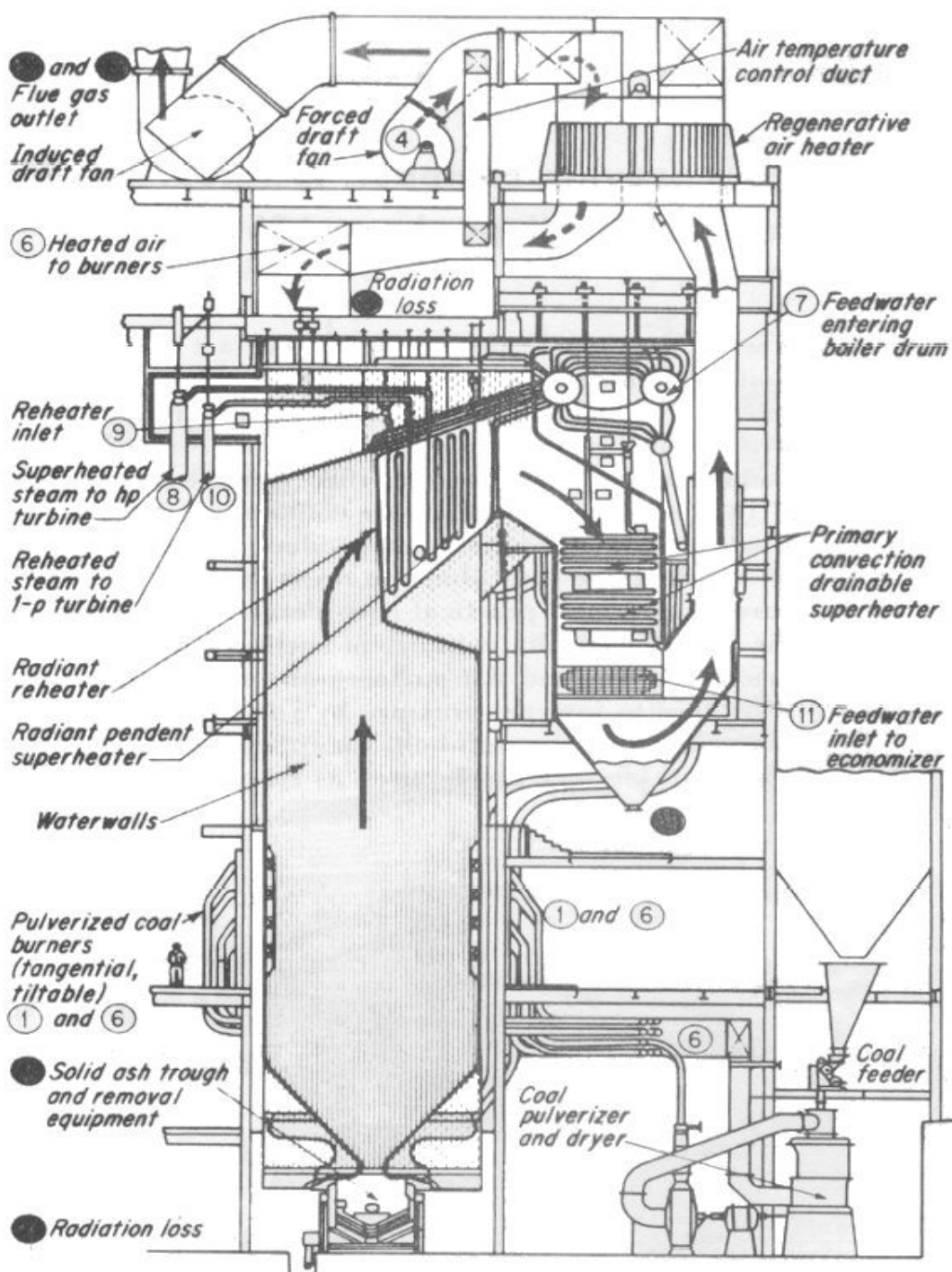


Figura 7.4 – Gerador de vapor moderno com seus equipamentos associados, tal como queimadores, removedores de cinzas e sistemas de ventilação (fonte: Bender, 1964).

Uma unidade de geração de vapor completa representa a combinação de muitos elementos integrados de forma a se obter uma maior eficiência térmica. No entanto, a performance total de uma unidade de geração de vapor pode ser afetada pelas limitações de qualquer um dos sistemas externos ao gerador de vapor propriamente dito - ventilação inadequada, por exemplo, ou queimadores que não suprem o calor previsto pelo fabricante e projetista. Desta forma, tem existido uma tendência crescente dos próprios fabricantes de geradores de vapor tornarem-se responsáveis pela coordenação de toda a unidade.

Na Figura 7.5 apresenta-se um diagrama de fluxo de energia do gerador de vapor apresentado na Figura 7.4. O gerador de vapor é uma forma complexa de trocador de energia. Os números no diagrama estão relacionados com a os componentes da Figura 7.4.

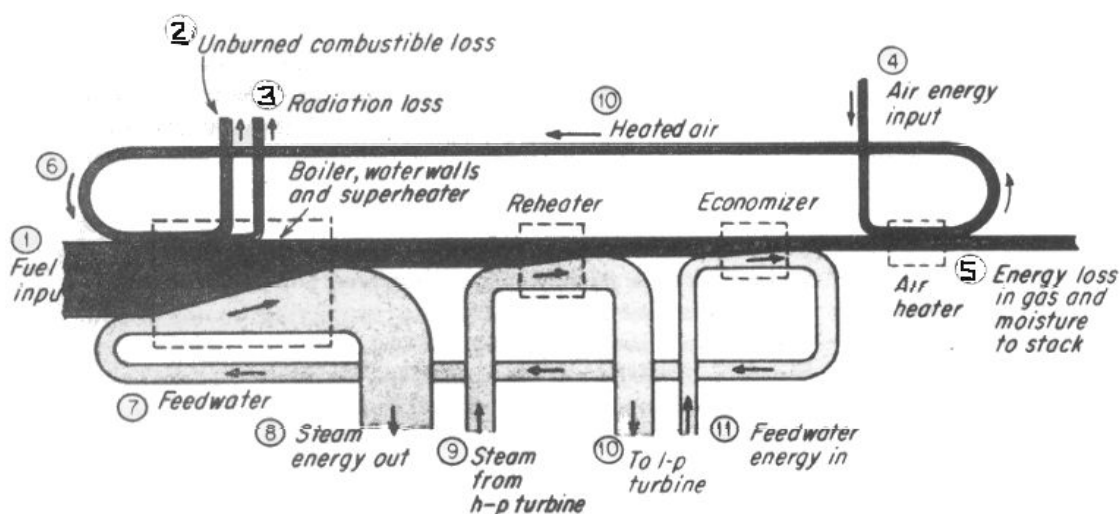


Figura 7.5 – Diagrama de fluxo de energia representativo da operação de um gerador de vapor (fonte: Bender, 1964).

Combustível, ar e água de alimentação carregam energia para a unidade, várias trocas se realizam e a saída de energia útil aparece como vapor superaquecido. Outras saídas aparecem como perdas, que representam as perdas de energia no gás e umidade na chaminé, combustível não queimado e calor radiado pela unidade.

A perda mais expressiva deve-se ao calor que escapa pela chaminé, principalmente pela perda de gás seco a uma temperatura acima das condições atmosféricas padrão. Isto pode ser reduzido diminuindo-se sua quantidade (reduzindo o excesso de ar) ou pela diminuição da temperatura (adicionando mais superfícies de aquecimento, por exemplo). 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, representando perdas junto as 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 devido ao escoamento da água em fase líquida e gasosa pelos tubos. Esta perdas de pressão são identificadas por um valor percentual diretamente proporcional à vazão de água.

A Figura 7.6 mostra a conformação simplificada de um gerador de vapor com os seus elementos básicos e os caminhos de circulação de água e vapor.

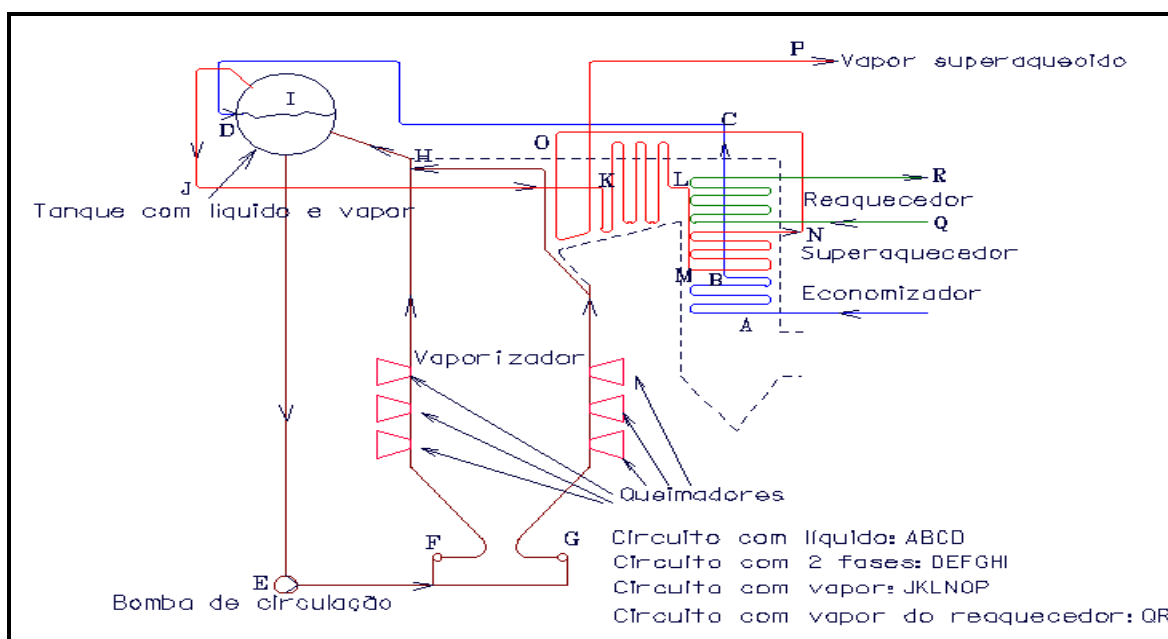


Figura 7.6 – Gerador de vapor com os circuitos de escoamento de água na fases líquida, líquida/gasosa e gasosa (fonte: Kakaç, 1991)

De um modo geral, as perdas mais significativas em uma unidade de geração de vapor 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 ou caldeira [Kakaç, 1991].

Turbina

A turbina é o componente responsável pela transformação de energia térmica em energia mecânica através de um processo que envolve o decaimento da entalpia de entrada e de 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.

Na Figura 7.7 pode-se observar as palhetas móveis e fixas de uma turbina:

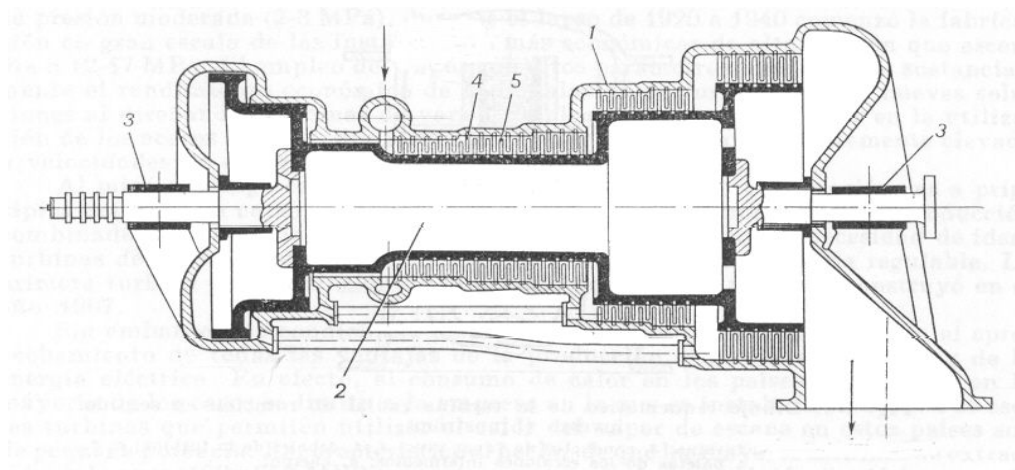


Figura 7.7 – Turbina de reação múltipla: 1.corpo; 2.tambor; 3.mancal; 4.palheta fixa de uma das etapas; 5.palheta rotatória de uma das etapas (fonte: Schegliaiev, 1978)

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. Uma outra parte da energia interna do vapor, que não é convertida em trabalho, segue para o condensador.

As turbinas podem apresentar duas modalidades quanto a conversão da energia cinética em trabalho que são caracterizadas pelo princípio da ação e pelo princípio de reação.

Em turbinas de ação, o rotor se movimentava a partir da incidência do vapor sobre as palhetas móveis, de formato simétrico, com áreas de entrada e saída do canal iguais entre as palhetas. Desta forma, as velocidades e pressões do vapor na entrada e na saída, relativas às palhetas em

movimento, são iguais para um processo isentrópico (sem perdas). No entanto, numa situação real em que ocorrem as perdas por atrito na camada limite, tanto a velocidade relativa como a pressão na seção de saída das palhetas móveis apresentam-se ligeiramente inferiores à velocidade e pressão da entrada da turbina. Em valores absolutos, a velocidade de saída do vapor é bem menor do que a velocidade de entrada na palheta, pois só assim se justifica que parte da energia cinética do vapor seja transferida para a pá, fazendo-a girar de modo a produzir trabalho.

Já em turbinas onde se verifica o princípio da reação, ocorre a passagem do vapor entre palhetas com formato assimétrico que apresentam diferentes áreas na sua entrada e saída. Estas passagens funcionam como bocais convergentes onde verifica-se a diminuição da pressão e o aumento da velocidade do vapor da entrada para a saída. Isto provoca uma reação no sentido de se ter uma força atuando no sentido contrário ao do movimento do vapor, impulsionando o movimento das pás móveis.

Na Figura 7.8 pode-se observar as formas típicas de palhetas para estágios de ação e reação:

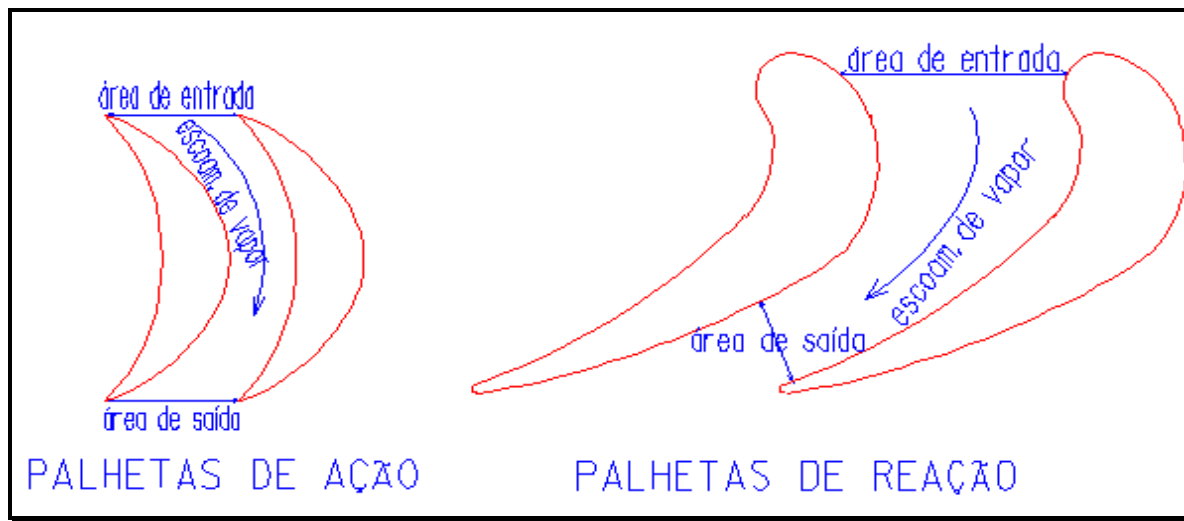


Figura 7.8 – Palhetas para estágios de ação e reação (fonte: Schegliaiev, 1978)

Observa-se que as palhetas de um estágio de ação são simétricas enquanto que as palhetas de um estágio de reação são assimétricas convergentes, de maneira que ocorre uma redução da área a medida que o vapor se desloca entre as palhetas. A redução de área da entrada para a saída é característica de um bocal para velocidade subsônica do fluido, quando se deseja um aumento de velocidade (para velocidades supersônicas do vapor na entrada das palhetas móveis, o canal entre palhetas deve ter formato divergente para se atingir o mesmo objetivo). Como a grande maioria de

turbinas utilizadas em centrais de geração de energia elétrica são projetadas para escoamento subsônico de vapor, os canais entre palhetas e os bocais de entrada são convergentes. Isto se deve ao fato de que escoamentos supersônicos promovem perdas elevadas durante a passagem do vapor entre as pás fixas e móveis (Agis, 2002).

Na Figura 7.9, pode-se verificar cinco estágios de ação, como exemplo.

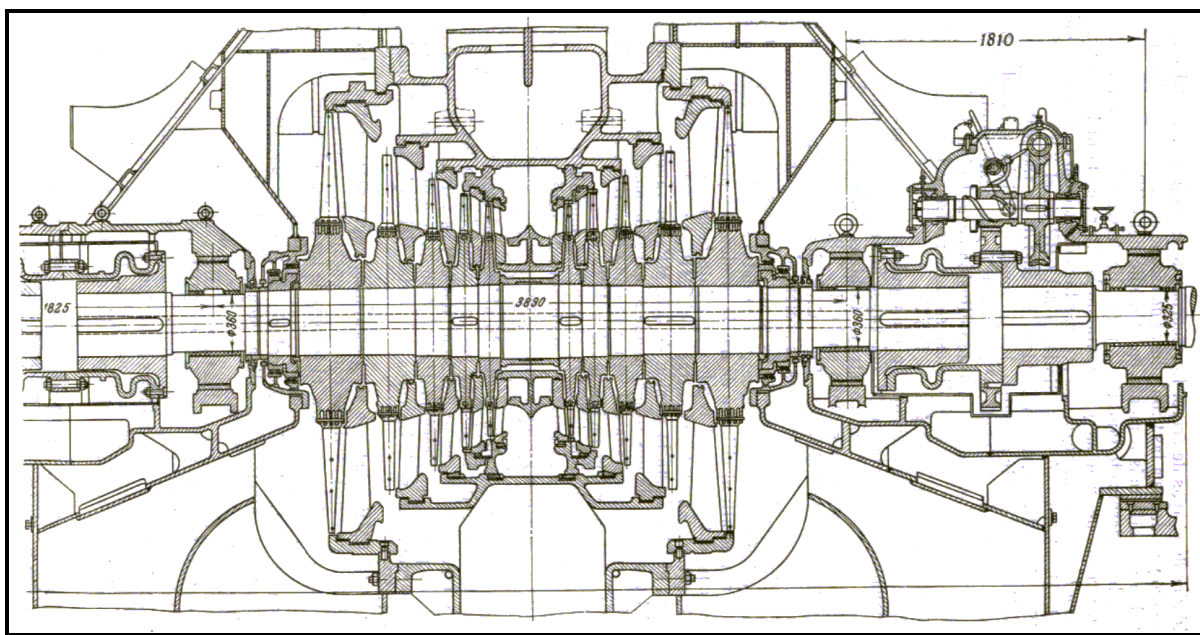


Figura 7.9 – Módulo de baixa pressão de uma turbina russa a vapor de condensação com entrada central do vapor e escoamento bidirecional, 100 MW, modelo K-100-90 LMZ, com 5 estágios de ação, pressão e temperatura do vapor na entrada de 8,8 MPA e 535 °C, pressão do vapor na saída de 3,4 kPa. (fonte: Schegliaiev, 1978)

Numa análise mais detalhada, verifica-se a existência de dois tipos de estágios de ação: estágio de pressão e estágio de velocidade.

Na Figura 7.10 pode-se verificar, de forma exemplificativa, um estágio de velocidade, um estágio de pressão e um estágio de reação, com os diagramas de pressão e velocidades. Nos diagramas estão omitidas as perdas devido a passagem do vapor pelas pás.

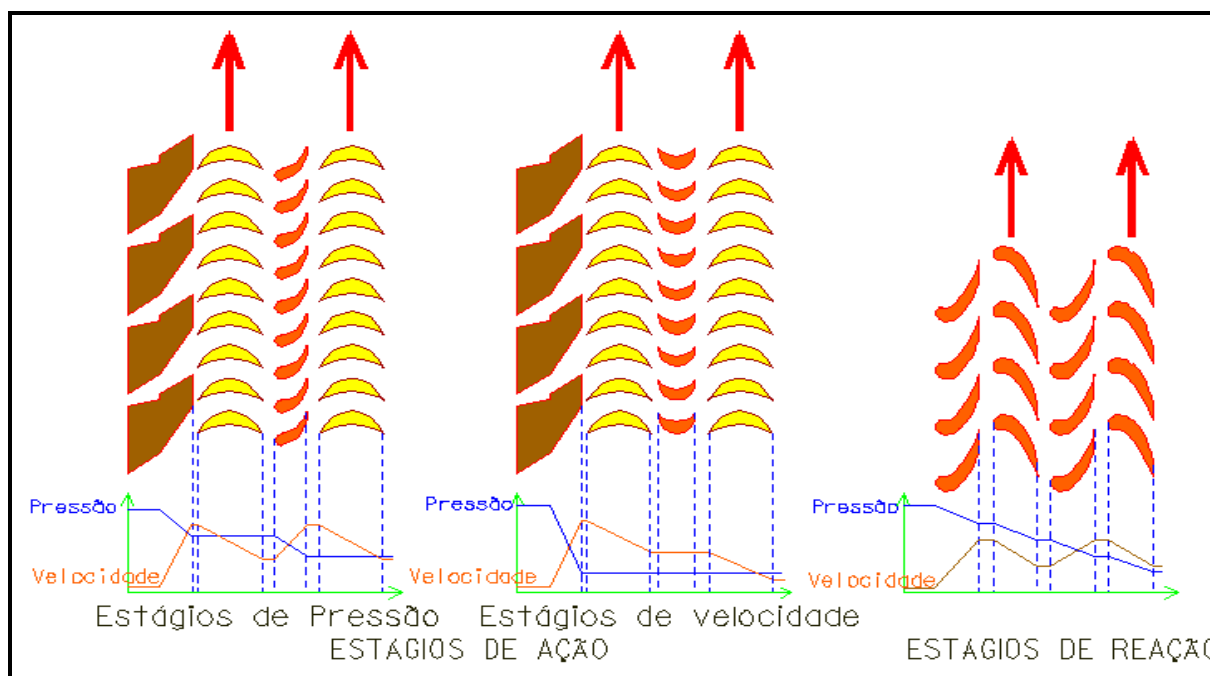


Figura 7.10 – Estágios de pressão, de velocidade, e de reação de uma turbina (fonte: Neerken, 1980)

Na admissão do estágio de pressão, o vapor passa por bocais convergentes do anel da entrada da turbina ganhando alta velocidade para atingir as pás do primeiro estágio, produzindo uma força resultante transversal que aciona o rotor da turbina. Em seguida verifica-se também a composição de um estágio intermediário de palhetas fixas convergentes de passagem do vapor seguido de um segundo estágio de palhetas móveis simétricas. Os estágios de pressão geralmente compõem turbinas de baixa potência. Dependendo da finalidade a que se destinam, as turbinas de baixa pressão podem conter apenas um único estágio.

No estágio de velocidade, o vapor passa inicialmente por expansores paralelos obtendo alta velocidade e redução da pressão para atingir a primeira roda de palhetas móveis. Em seguida, passa por um estágio de palhetas guias fixas simétricas onde não se percebe alteração significativa da pressão e velocidade. Depois, o vapor atinge uma nova roda de palhetas móveis valendo-se da velocidade de saída do primeiro estágio. Os estágios de velocidade são geralmente utilizados como único estágio em turbinas de potência reduzida ou aparecem no primeiro estágio de turbinas de alta potência. Nestas, os estágios subsequentes quase sempre são de reação.

No estágio de reação, verifica-se que o vapor passa inicialmente por uma roda de palhetas fixas convergentes onde ocorre uma redução da pressão e um aumento da velocidade, para depois atingir a roda de palhetas móveis, também de canal convergente, onde sofre nova redução de pressão

mas com aumento de velocidade relativa. A velocidade absoluta de saída diminui para justificar a transformação de energia cinética em trabalho. A redução de pressão e de entalpia se daria somente na roda de palhetas móveis caso fosse um caso ideal. Por esta razão não existem estágios de reação pura. Da mesma forma, também não se constroem turbinas com estágios de ação pura pois as palhetas das turbinas de ação têm alguma assimetria no seu formato conferindo-lhes certa característica de palhetas de reação. A seção dos perfis das palhetas móveis de ação normalmente sofrem variações na sua forma a medida que se aproximam da extremidade. Na base, o formato de concha apresenta simetria bem acentuada, alterando-se gradativamente para um formato de reação na parte mais distante do eixo.

A Figura 7.11 mostra um corte de uma turbina de múltiplos estágios de reação, sendo o primeiro de velocidade (ação), com os diagramas de velocidade e de pressão para cada estágio.

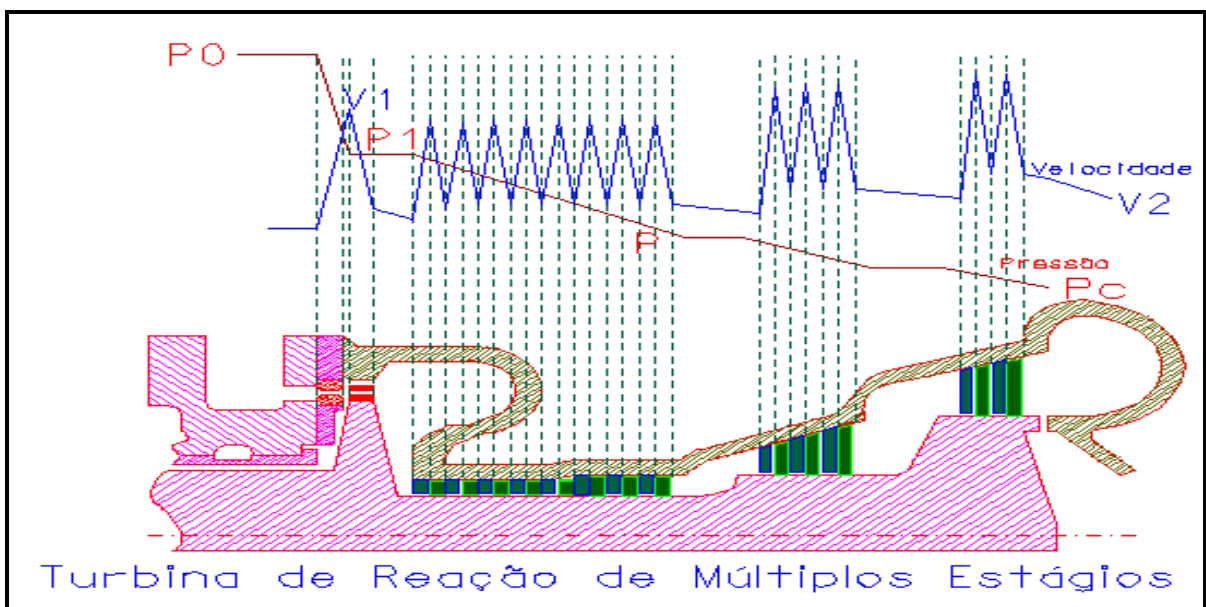


Figura 7.11 – Turbina de reação com múltiplos estágios e os diagramas mostrando as pressões e velocidades ao longo dos estágios. (fonte: Schegliaiev, 1978)

Turbinas com um único estágio de ação são normalmente destinadas para utilização em processos industriais, em refinarias ou indústrias petroquímicas, como por exemplo, para acionamento de compressores centrífugos e bombas centrífugas. Em centrais termelétricas de grande porte estas turbinas podem ser utilizadas para acionamento das bombas que conduzem o fluido de trabalho para o gerador de vapor. São máquinas de baixo custo e com eficiência não tão elevada. Em virtude de poderem operar em altas rotações, e numa faixa bastante ampla de velocidades, são

preferidas em muitas situações em que se exijam tais características de funcionamento. Já as turbinas principais de usinas termelétricas devem ter eficiência elevada, grande número de estágios, sofisticados sistemas de controle e proteção, o que as transforma em equipamentos de custo elevado. Aqui a necessidade de eficiência elevada, maleabilidade operativa e segurança sobrepõe-se ao custo final (Agis, 2002).

Na Figura 7.12 observa-se um modelo de turbina com 22 estágios de ação.

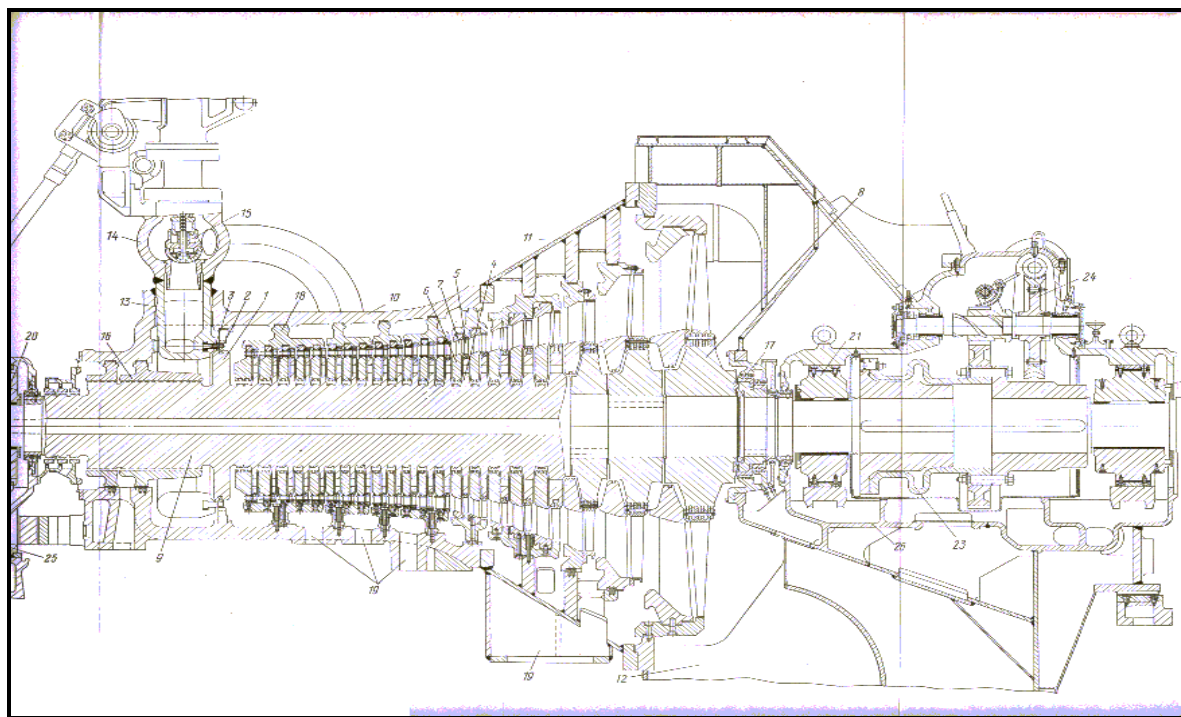


Figura 7.12 – Turbina russa a vapor de condensação, 50 MW, modelo K-50-90 LMZ, com 22 estágios de ação, pressão e temperatura do vapor na entrada de 8,8 MPA e 535 °C, e regulação da entrada de entrada do vapor por válvulas (fonte: Schegliaiev, 1978)

Existe também uma classificação das turbinas com referência à pressão na admissão e na saída. Elas podem ser de dois tipos: turbinas de condensação e turbinas de contrapressão.

As turbinas de condensação são usualmente utilizadas em centrais termelétricas de médio e grande porte e sua principal característica é a pressão de saída abaixo da pressão atmosférica. O termo condensação origina-se do fato de que existe um condensador na saída da turbina, que nada mais é do que um trocador de calor casco tubo e que garante uma pressão de saturação na saída da turbina compatível com uma temperatura pouco superior a temperatura ambiente. São turbinas de

vários estágios (1 de velocidade e os demais de reação ou então com todos os estágios de ação), alta eficiência, podendo chegar a potências superiores a 1000 MW em centrais nucleares.



Figura 7.13 – Modelo de turbina de condensação de usina de médio porte (fonte: CGTEE)

As turbinas de contrapressão tem a pressão de saída superior à pressão atmosférica. São equipamentos mais simples, mais baratos, menos eficientes, utilizados em acionamentos de bombas e compressores em processos industriais, e com características construtivas descritas anteriormente.

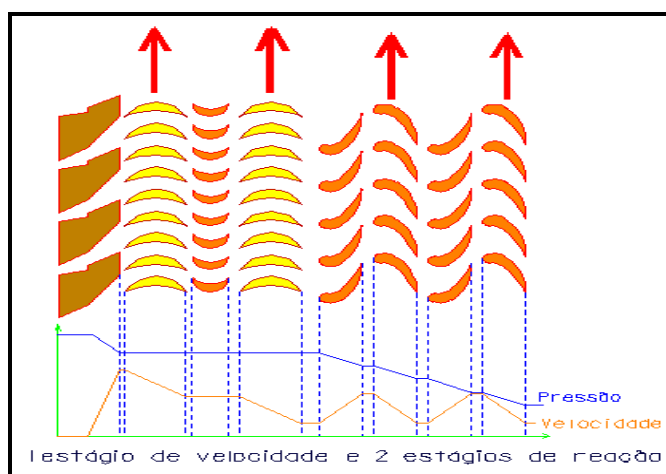


Figura 7.14 – Representação de uma turbina com 1 estágio de velocidade e 2 estágios de reação (fonte: Neerken, 1980)

Uma unidade de acionamento de geradores de uma central termelétrica pode combinar várias turbinas, para acionamento de um único eixo ou de dois eixos paralelos. Para potências elevadas, o uso de uma única turbina exigiria uma máquina de dimensões muito grandes, com diâmetros excessivos das extremidades das palhetas móveis nos últimos estágios, inviabilizando o projeto pelos custos extremamente altos em função da necessidade de processos construtivos e de componentes resistentes mecanicamente a forças centrífugas muito intensas.

A Figura 7.15 apresenta algumas das diferentes possibilidades de combinações entre turbinas existindo em todos os esquemas mostrados o reaquecimento do vapor ao passar de um módulo de alta pressão para outro de média ou baixa pressão.

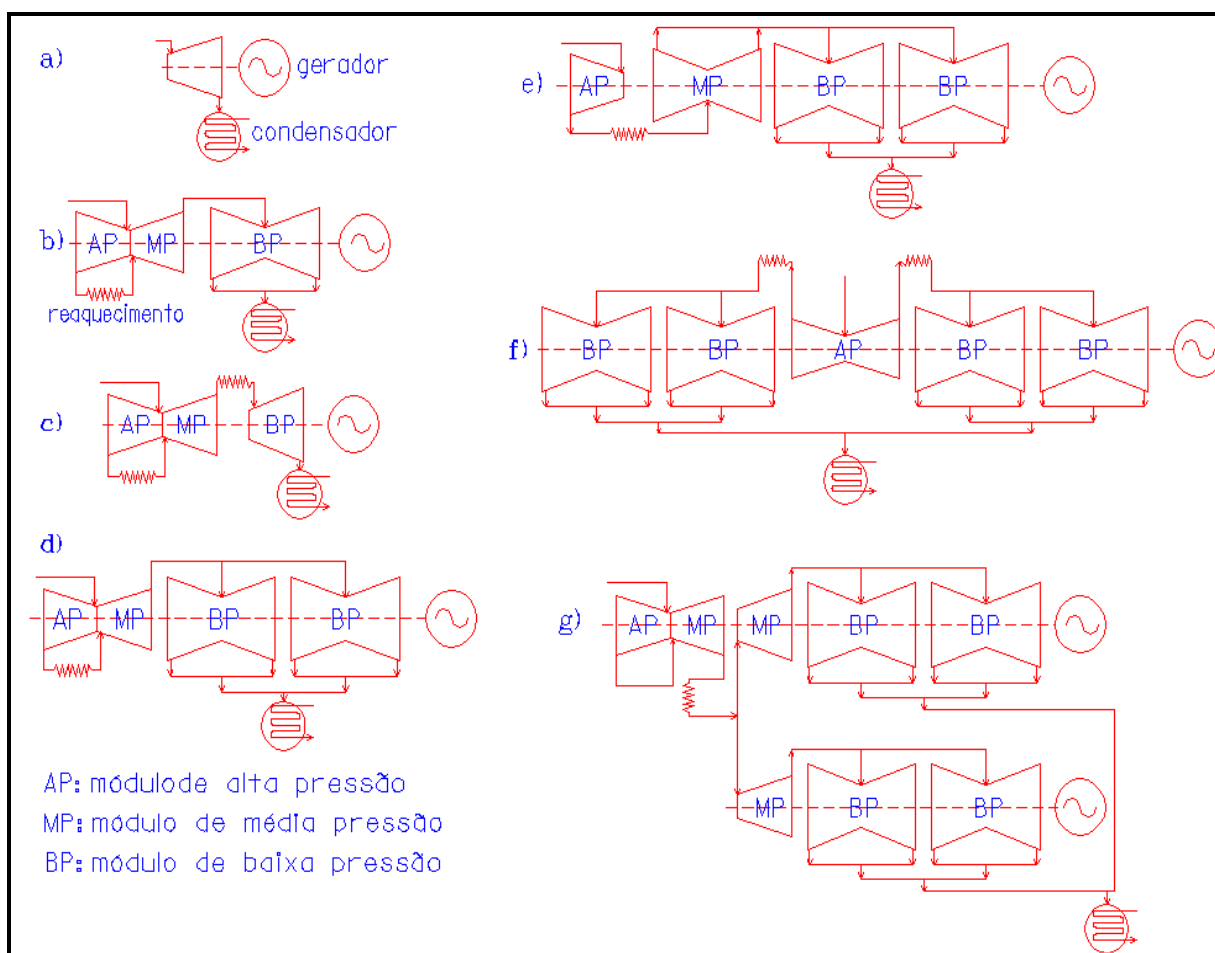


Figura 7.15 – Arranjos de turbinas com 1 eixo e 2 eixos (fonte: Schegliaiev, 1978, e Margulova, 1978)

Condensador

Um condensador é uma espécie de trocador de calor onde o calor gerado pela conversão de vapor em líquido (condensação) é removido do sistema pela circulação de um refrigerante através dele. Podem ser classificados em dois tipos principais: aqueles em que o refrigerante e a corrente do condensado são separados por uma superfície sólida (usualmente paredes tubulares) e aqueles em que o refrigerante e o vapor condensado são colocados em contato direto [Kakaç, 1997]. Os condensadores usados em centrais termelétricas são geralmente do primeiro tipo, mais especificamente do tipo casco-tubo com sistema de contracorrente, como representado na Figura 7.16, sendo dispostos junto à saída da turbina. Sua função é, então, a de completar a troca de fase do vapor que sai da turbina (geralmente apresentando um título inferior a um) antes do fluido de trabalho ser admitido na bomba.

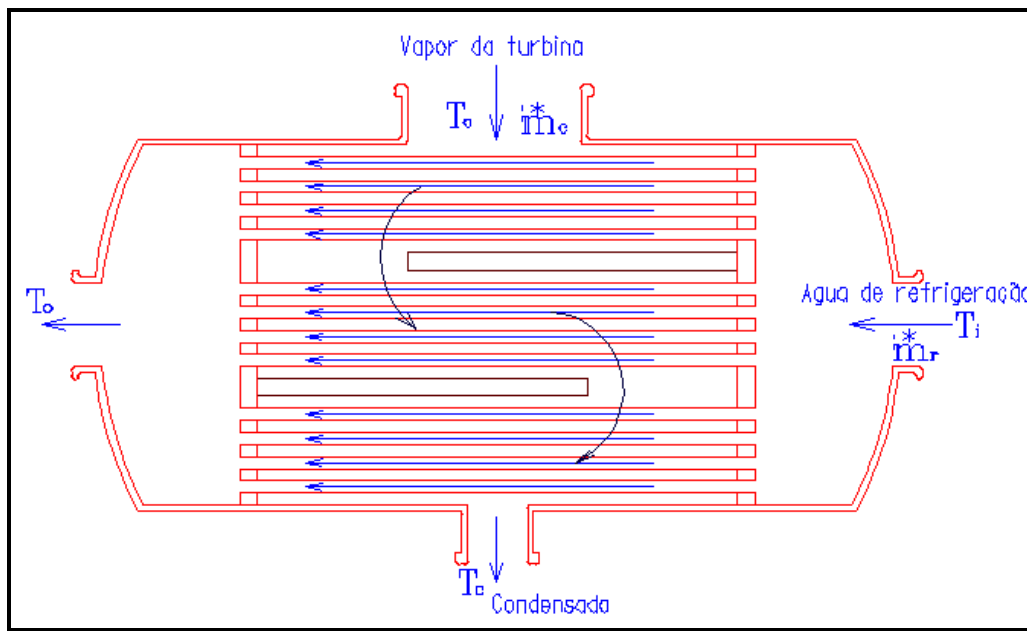


Figura 7.1 – Condensador típico de uma central térmica (fonte: Margulova, 1978)

Pode-se observar que, por questões de praticidade e economia, o refrigerante passa por dentro dos tubos. Seus detritos e impurezas, que eventualmente se depositam nos tubos, tornam-se mais fáceis de serem removidos em comparação a uma limpeza necessária caso o refrigerante passasse na parte externa dos tubos. Também vale lembrar que, pelo fato do refrigerante circular numa pressão bem mais alta do que a pressão atmosférica, sua circulação na parte externa dos tubos obrigaria que as paredes externas do condensador (casco) fossem reforçadas, o que implicaria num maior custo de construção.

O vapor saturado proveniente da turbina entra no condensador e sai como líquido saturado à uma mesma temperatura T_c , podendo ser sub-resfriado para seguir o ciclo acionado pela bomba. O refrigerante entra nos tubos à uma temperatura T_i próxima à temperatura ambiente e sai com uma temperatura maior ao remover o calor liberado pela mudança de estado do fluido de trabalho. Outro trocador de calor, tal como uma torre de resfriamento, por exemplo, deve ser acoplado ao condensador para que o refrigerante volte à temperatura T_i . Geralmente, a água de refrigeração está a 20 °C com a condensação acontecendo por volta dos 30 °C. A pressão de saturação da água nesta temperatura é de aproximadamente 4,20 kPa [Kakaç, 1997].

No projeto de condensadores do tipo casco-tubo são consideradas, normalmente, duas aproximações. Na primeira, o condensador é considerado como um simples volume de controle com um coeficiente global de transferência de calor e duas entradas e duas saídas (lumped analysis: análise do corpo inteiro com todos os parâmetros). Na segunda aproximação, o condensador é dividido em segmentos ou múltiplos volumes de controle, com a saída de um volume de controle sendo a entrada de um volume de controle adjacente. Esta é uma análise local, em que a taxa de transferência de calor é obtida pela integração dos volume locais. A primeira aproximação é mais simples e mais comum, apresentando resultados aceitáveis para o projeto de um condensador.



Figura 7.2 – Condensador típico de uma central térmica de médio porte

Bombas

As bombas hidráulicas, também conhecidas como máquinas hidráulicas geratrizes, são caracterizadas por receberem trabalho mecânico de uma máquina motriz e transformá-lo em energia hidráulica, comunicando ao líquido um acréscimo de energia na forma de energia cinética e de energia de pressão (piezométrica). Assim, produzem o escoamento de líquidos por deslocamento [Jardim, 1992].

O modo pelo qual é feita a transformação do trabalho em energia hidráulica e o recurso para cedê-la ao líquido aumentando sua pressão e/ou sua velocidade permitem classificar as bombas em: bombas de deslocamento positivo ou volumógenas, turbobombas chamadas também hidrodinâmicas ou rotodinâmicas ou simplesmente dinâmicas, e bombas especiais (bomba com ejetor, pulsômetros, bomba de emulsão de ar).

As bombas para centrais a vapor geralmente são da classe das turbobombas. Algumas indicações sobre as principais bombas empregadas são relacionadas abaixo:

1) **Bomba de condensado:** recebe a água do condensador e a recalca para o aquecedor de aquecimento direto ou para o pré-aquecedor. Trabalha com pressões de aspiração reduzidas, na ordem de 0,5 a 1 mca. Daí procurar-se colocar as bombas o mais baixo possível para obter-se o requerido NPSH (Net Positive Suction Head – Altura Positiva Líquida de Sucção; grandeza que representa a disponibilidade de energia com que o líquido penetra na boca de entrada da bomba e que a ele permitirá atingir o bordo da pá do rotor). Em certos casos, usa-se o tipo de bomba de eixo vertical, imersa, conforme Figura 7.18:

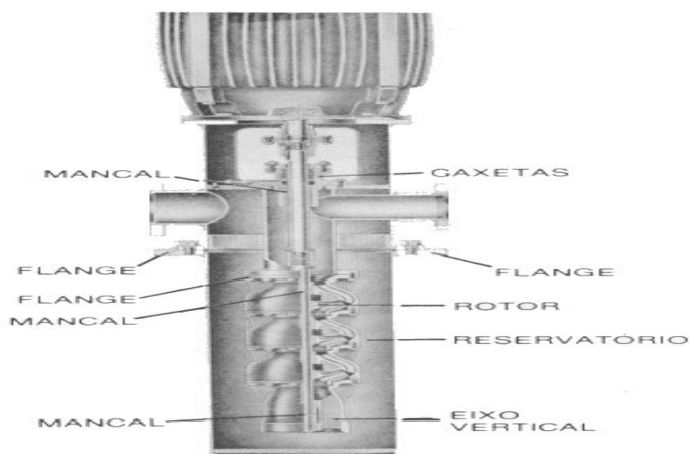


Figura 7.3 – Bomba Worthington de três estágios. Eixo vertical, de processo CAN. Emprego: Bombeamento de condensado,; bombeamento booster; sistemas de resfriamento; sistema de baixo NPSH disponível (fonte: Macintyre, 1997)

Em instalações de baixa pressão e pequena pressão do vapor, usa-se uma única bomba centrífuga para condensado e alimentação do gerador de vapor. Nas de média pressão, bombas centrífugas, rotor de entrada bilateral e voluta. Nas de alta pressão, bombas de múltiplos estágios, tal como representada na Figura 7.19:

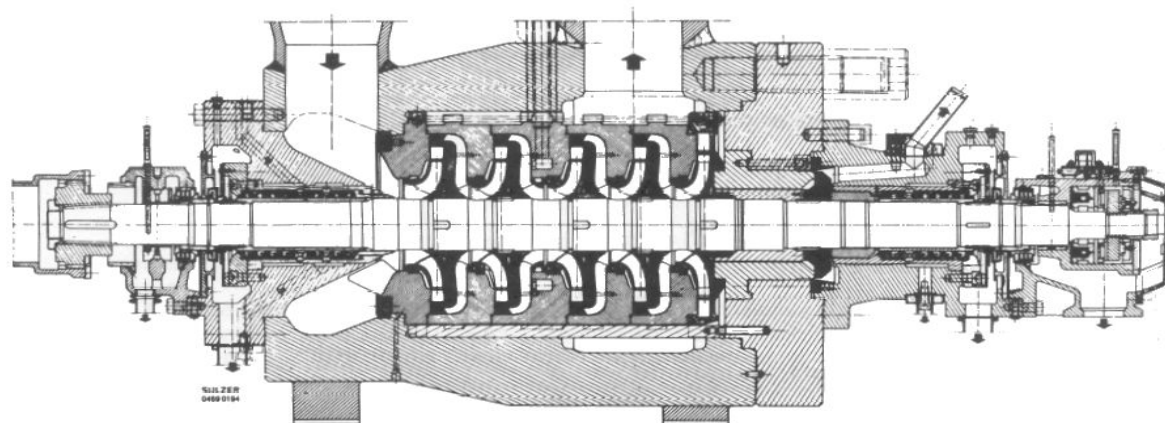


Figura 7.4 – Corte da bomba de alimentação de carga máxima, tipo HPTpo45, de cinco estágios (fonte: Macintyre, 1997)

2) **Bomba de alimentação de gerador de vapor:** bombeia a água quente desaerada do aquecedor de contato direto ou do aquecedor fechado, através dos aquecedores fechados, até o gerador de vapor. Prevê-se que a descarga da bomba seja maior que aquela que circula no sistema fechado com o gerador de vapor em sobrecarga máxima. De acordo com Macintyre, 1997, em instalações pequenas, aumenta-se de 20 % a descarga demandada pelo sistema e, nas grandes, deve ser consultado o fabricante do gerador de vapor. Nas centrais geradoras até 100 MW, normalmente se usa uma bomba apenas (além da reserva) para cada gerador de vapor e, em instalações maiores, ou quando é prevista grande variação de consumo de vapor, duas ou mais em paralelo. Para centrais muito grandes, alguns preferem usar duas bombas, cada uma com metade da capacidade máxima de geração do vapor da central, dispensando, neste caso, a bomba de reserva, a qual outros preferem nunca dispensar. Recomenda-se usar um fator de segurança de pelo menos 20 % na capacidade da bomba em relação à produção máxima de vapor. Para bombas de instalações de médio porte, o acionamento é geralmente por motor elétrico, e a variação de pressão é obtida por variadores de velocidade hidrodinâmicos ou magnéticos. Em instalações de grande capacidade (500 a 1300 MW), está-se preferindo empregar atualmente o acionamento pelo próprio turbogerador.



Figura 7.5 – Bombas de alimentação de um gerador de vapor de uma central termelétrica de médio porte (fonte: CGTEE)

3) **Bomba de circulação de água:** tem por finalidade bombear água de um reservatório através de tubos no interior do condensador, a fim de que, com o resfriamento seja obtida a condensação do vapor. Em pequenas e médias instalações, usam-se bombas de eixo horizontal, dupla aspiração, com voluta. Nas grandes, preferem-se as de eixo vertical, rotor tipo hélico-centrífugo, helicoidal ou axial [Macintyre, 1997].

De um modo geral, convém considerar as seguintes indicações para uma instalação de geração de vapor [Macintyre, 1997]:

A - Tubos de diâmetro grande para reduzir as perdas de carga

B - Bombas de baixa rotação, variando de 1750 rpm para descargas reduzidas até 880 rpm para grandes descargas

C - Se necessário, bombas de eixo vertical de vários estágios, em poço metálico fechado, onde a pressão atuante é a do desnível da água entre o condensador e a água do poço. Como a água é pura e a temperatura é baixa, as bombas não requerem características especiais, podendo a carcaça ser de ferro ou aço (conforme a pressão), e o rotor, de bronze. Deve-se prestar atenção no projeto, para haver concordância entre a descarga da bomba de condensado e a de alimentação do gerador de vapor, observando-se para isso os “pontos de funcionamento” de ambas, que devem ser os mesmos relativamente à descarga.

A bomba centrífuga é o tipo mais simples e mais empregado de turbobomba. É importante ressaltar que quanto ao seu funcionamento, ela precisa ser previamente enchida com o líquido a bombear, ou seja, deve ser escorvada. Devido as folgas entre o rotor e o coletor e o restante da carcaça, não pode haver a expulsão do ar do copo da bomba e do tubo de aspiração, de modo a ser criada a rarefação com a qual a pressão, atuando no líquido no reservatório de aspiração, venha a ocupar o vazio deixado pelo ar expelido e a bomba possa bombear. Ela não é auto-aspirante ou auto-escorvante.

Ao iniciar o movimento do rotor e do líquido contido nos canais formados pelas pás, a força centrífuga decorrente deste movimento cria uma zona de maior pressão na periferia do rotor e, como conseqüência, uma baixa pressão na sua entrada, produzindo o deslocamento do líquido em direção a saída dos canais do rotor e à boca de recalque da bomba. Assim, com uma pressão menor estabelecida pelo movimento do rotor, produz-se o deslocamento de aspiração do líquido do encanamento ligado à boca de aspiração da bomba, e pela maior pressão causada pelo movimento do rotor e das pás, produz-se o escoamento do líquido pela tubulação ligada à boca de recalque da bomba.

É na passagem pelo rotor que se processa a transformação da energia mecânica nas energias de pressão e cinética. Saindo do rotor, o líquido penetra no difusor, onde parte apreciável de sua energia cinética é transformada em energia de pressão, seguindo para a tubulação de recalque. Daí vem o nome de bomba centrífuga, devido ao fato de ser a força centrífuga a responsável pela maior parte da energia que o líquido recebe ao atravessar a bomba.

O desempenho das bombas centrífugas caracteriza-se pelas seguintes grandezas de operação:

- diferença de pressão imprimida ao líquido impulsionado;
- potência fornecida;
- rendimento;
- velocidade de operação.

Regeneradores ou Aquecedores da água de alimentação

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 7.21:

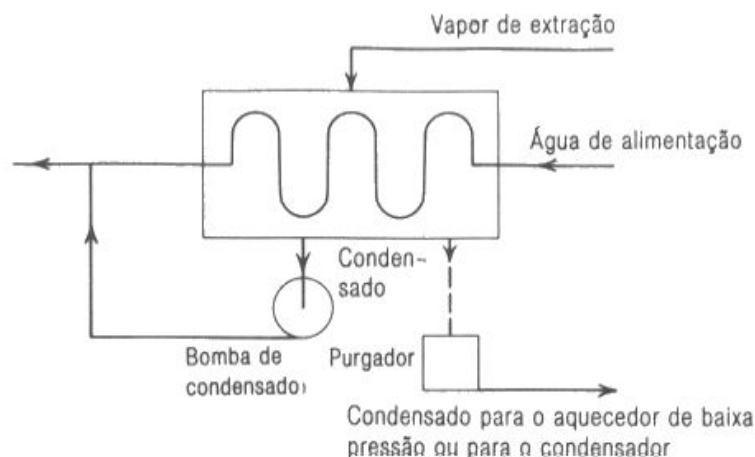


Figura 7.6 – Arranjo esquemático de um aquecedor de água de alimentação de superfície (fonte: Van Wylen, 1993)

O vapor e a água de alimentação podem estar a pressões bem diferentes. O condensado pode ser bombeado para a linha de água de alimentação ou pode ser removido através de um purgador (aparelho que permite o líquido, não o vapor, escoar para uma região de pressão inferior) para um aquecedor de baixa pressão ou para o condensador principal.

Nas centrais termelétricas, os regeneradores de superfície utilizados são trocadores de calor do 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 desaerador de mistura, à outro regenerador de superfície ou para o circuito principal, através de uma bomba. Estes regeneradores de superfície são similares ao mostrado na Figura 7.22.

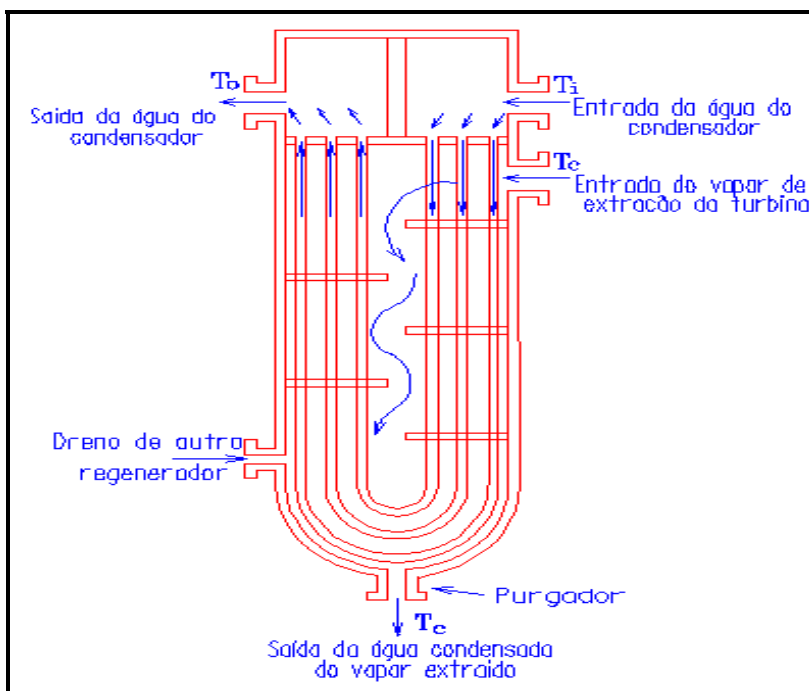


Figura 7.7 – Regenerador vertical de superfície do tipo casco tubo (fonte: Margulova, 1978)

O calor é transferido para a água de alimentação pelo processo de transformação do vapor extraído da turbina em líquido saturado na sua passagem pelo regenerador.

A figura seguinte mostra regeneradores verticais de superfície do tipo casco tubo reais.



Figura 7.8 – Pré-aquecedores de uma usina de médio porte (fonte: CGTEE)

Os regeneradores ou aquecedores de contato (aberto), por sua vez, admitem um outro procedimento de funcionamento, conforme demonstrado na Figura 7.24. Possuem a vantagem de menor custo e melhores características de transferência de calor quando comparados com os aquecedores de superfície. Além do mais, também funcionam como deaeradores, removendo o ar da água de alimentação de maneira a evitar a corrosão excessiva no gerador de vapor e são freqüentemente empregados em centrais termelétricas de combustível fóssil [Badr et al., 1990]. No entanto, possuem a desvantagem de necessitarem de uma bomba extra para transportar a água de alimentação entre cada aquecedor.

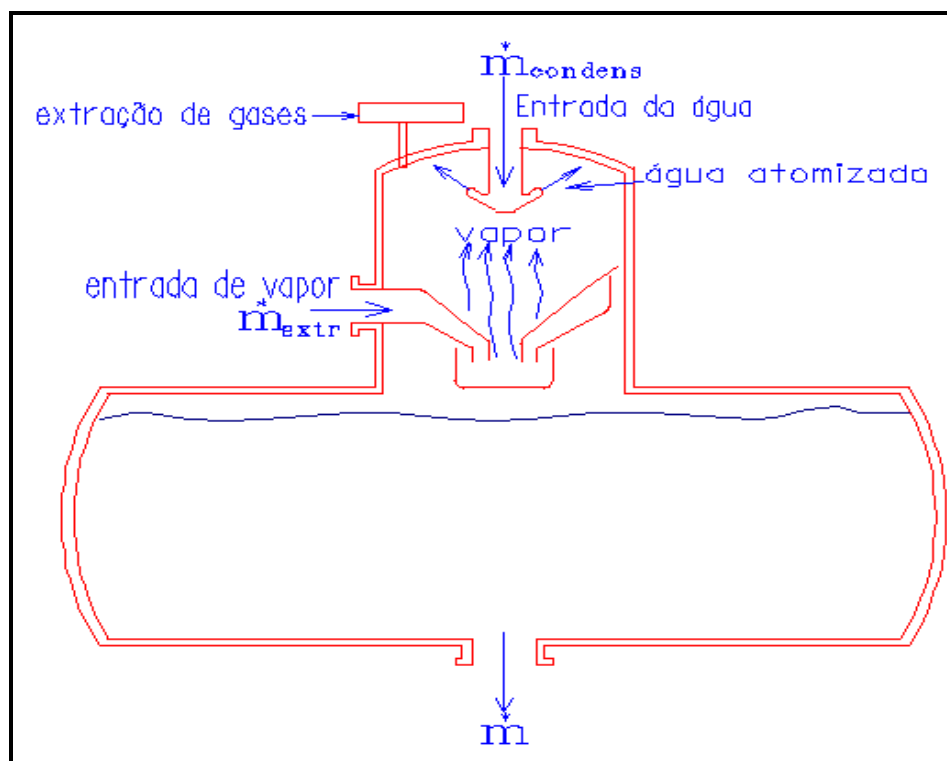


Figura 7.9 – Regenerador de mistura deaerador com indicação do fluxo de massa. (fonte: Gaffert, 1955)

Os regeneradores deaeradores de mistura geralmente recebem a água do circuito principal pela parte superior do equipamento, onde ela é atomizada ou precipitada em gotículas para entrar em contato com o vapor extraído da turbina, que entra pela porção um pouco mais abaixo da entrada de água. Em contato com a água, o vapor de extração se condensa. A água saturada resultante deste processo precipita-se na parte inferior do casco (tanque) seguindo o fluxo em direção a outros regeneradores de superfície ou à bomba de alimentação do gerador de vapor.

Canalizações

Na admissão dos fluidos, a exemplo das instalações de bombeamento existentes 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, devidas à atração molecular no próprio fluido e as resistências próprias aos dispositivos citados.

No escoamento de líquidos, a coesão molecular é a causa do atrito interno, isto é, da resistência de camadas de moléculas líquidas umas sobre as outras e que se chama viscosidade [Macintyre, 1997].

A lei da viscosidade de Isaac Newton estabelece que a força de cisalhamento é dada por:

$$F = \frac{\mu SV}{y} \quad (7.1)$$

onde μ é o coeficiente de proporcionalidade conhecido como coeficiente de viscosidade dinâmica ou absoluta, enquanto S é a área da camada de moléculas líquidas à velocidade V que se desloca à uma distância y de um plano fixo paralelo às camadas cisalhantes do líquido. Em aplicações correntes emprega-se também a viscosidade cinemática ν , dada por:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{\mu g}{\gamma} \quad (7.2)$$

onde ρ é a massa específica do fluido, g é a aceleração da gravidade e γ é o peso específico.

A resistência que os fluidos oferecem ao escoamento é um fenômeno de inércia-viscosidade e é caracterizada pelo número de Reynolds (Re), que exprime a relação entre as forças de inércia e as forças de atrito interno (forças de cisalhamento) atuantes durante o escoamento [Macintyre, 1997]:

$$Re = \frac{DV}{\nu} \quad (7.3)$$

onde D é a dimensão linear (diâmetro interno do escoamento, por exemplo), V é a velocidade média da seção onde se escolheu a dimensão D e ν é o coeficiente de viscosidade cinemática do fluido. Além do número de Reynolds ser de aplicabilidade para se estabelecer a lei de analogia entre dois escoamentos, sua aplicação serve também para caracterizar a natureza do escoamento e para calcular o coeficiente de perda de carga. (Para se ter uma idéia, em tubulações, a natureza do escoamento é

caracterizada como sendo escoamento laminar para um Reynolds inferior a 2320, turbulento para Reynolds acima de 4000, ficando a faixa intermediária caracterizada por um regime crítico).

Outro fator de resistência ao escoamento de um fluido é a rugosidade das paredes internas dos dispositivos (tubulações, válvulas, conexões, etc.) presentes na instalação de bombeamento. A rugosidade pode ser absoluta, dada pela altura média das saliências da rugosidade de uma superfície, representada por ϵ (mm), ou pode ser relativa, dada pelo quociente da rugosidade absoluta pelo diâmetro interno da tubulação, ϵ/D .

A perda de carga entre dois pontos de uma tubulação pode ser definida como o abaixamento da linha energética entre os referidos pontos. Algumas literaturas representam a perda de carga através do símbolo ΔH , e a perda de carga unitária por J . Sendo L o comprimento entre os dois pontos considerados da tubulação, a perda de carga unitária é dada por:

$$J = \frac{\Delta H}{L} \quad (7.4)$$

A perda de carga unitária depende do diâmetro da tubulação, da velocidade do escoamento, de um fator de resistência ou coeficiente de atrito f , o qual, por sua vez, depende do número de Reynolds e da rugosidade relativa. A expressão geral de perda de carga para qualquer fluido, proposta por Darcy e Weisbach, é:

$$J = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad (7.5)$$

Para tubos de seção circular, com descarga (vazão):

$$Q = V.A = V \cdot \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) \quad (7.6)$$

a perda de carga unitária passa a ser expressa, então, por:

$$J = 0,0826.f.\frac{Q^2}{D^5} \quad (7.7)$$

e a perda de carga para toda a tubulação considerada será: $\Delta H = J \cdot L$. A determinação do fator de resistência f leva em consideração a natureza do escoamento. Para escoamento laminar ($Re < 2320$), f não depende da rugosidade do encanamento mas apenas de Re . Para tubos circulares, a equação de Poiseuille é expressa por:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (7.8)$$

ficando a perda de carga J expressa pela equação pela fórmula de Hagen-Poiseuille:

$$J = 4,15 \frac{V \cdot Q}{D^4} = 32v \frac{L}{g \cdot D^2} \cdot V \quad (7.9)$$

Para o escoamento turbulento ($Re > 4000$), o fator de atrito f pode ser calculado rapidamente e com boa precisão pelo diagrama de Moody, 1944, que apresenta Re em suas abscissas:

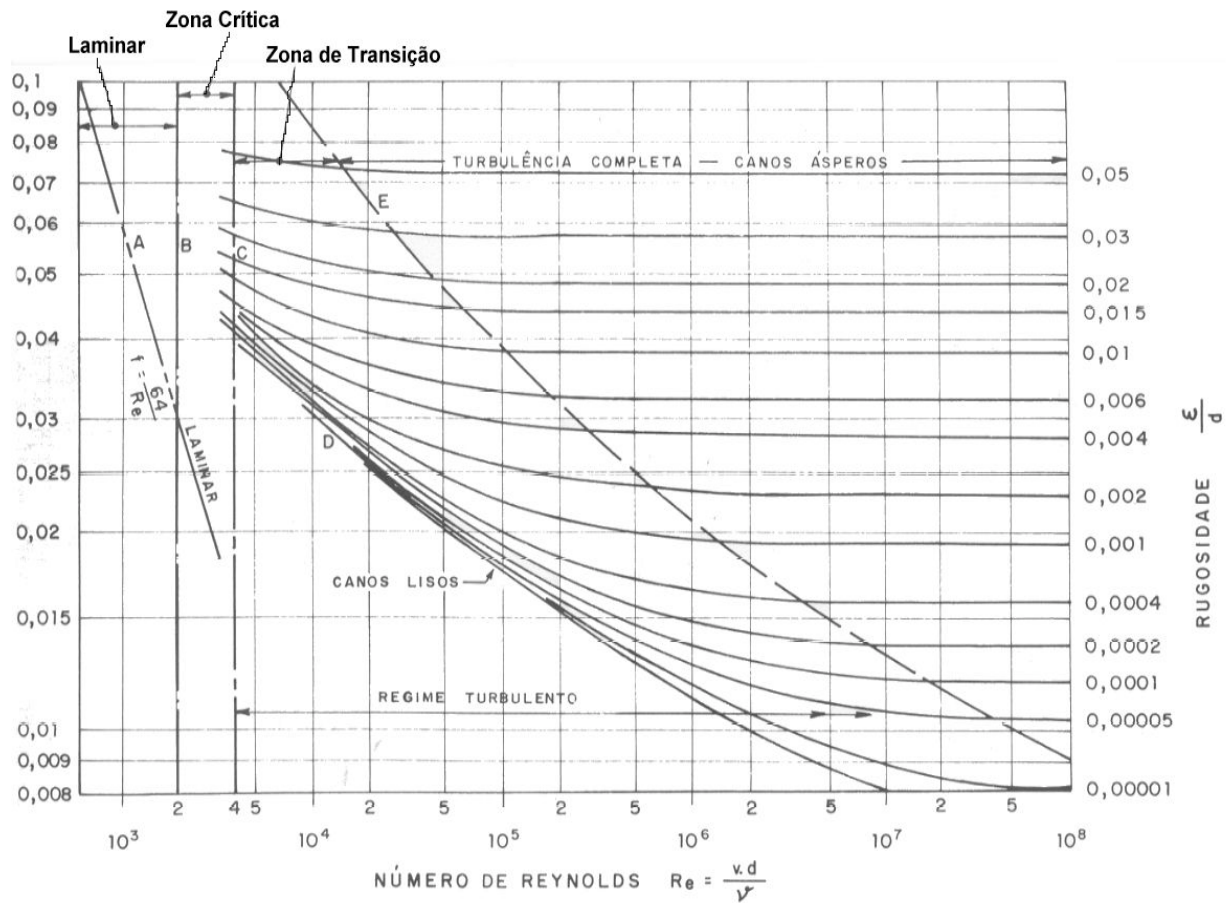


Figura 7.1 – Diagrama de Muddy (fonte: Macintyre, 1997).

Observa-se que a linha D se aplica aos tubos lisos. A partir da curva E, para a direita, o fator de atrito f passa a depender apenas da rugosidade relativa, onde o regime é de turbulência plena.

Para Re compreendido entre 2000 e 4000, tem-se o regime instável ou crítico de transição do laminar para o turbulento, e o fator de atrito oscila em torno de uma curva que pode ser considerada independente da rugosidade. Tem-se a faixa B a se utilizar.

O gráfico da Figura 7.26 mostra os valores de f para escoamento laminar e turbulento obtidos da equação de Miller:

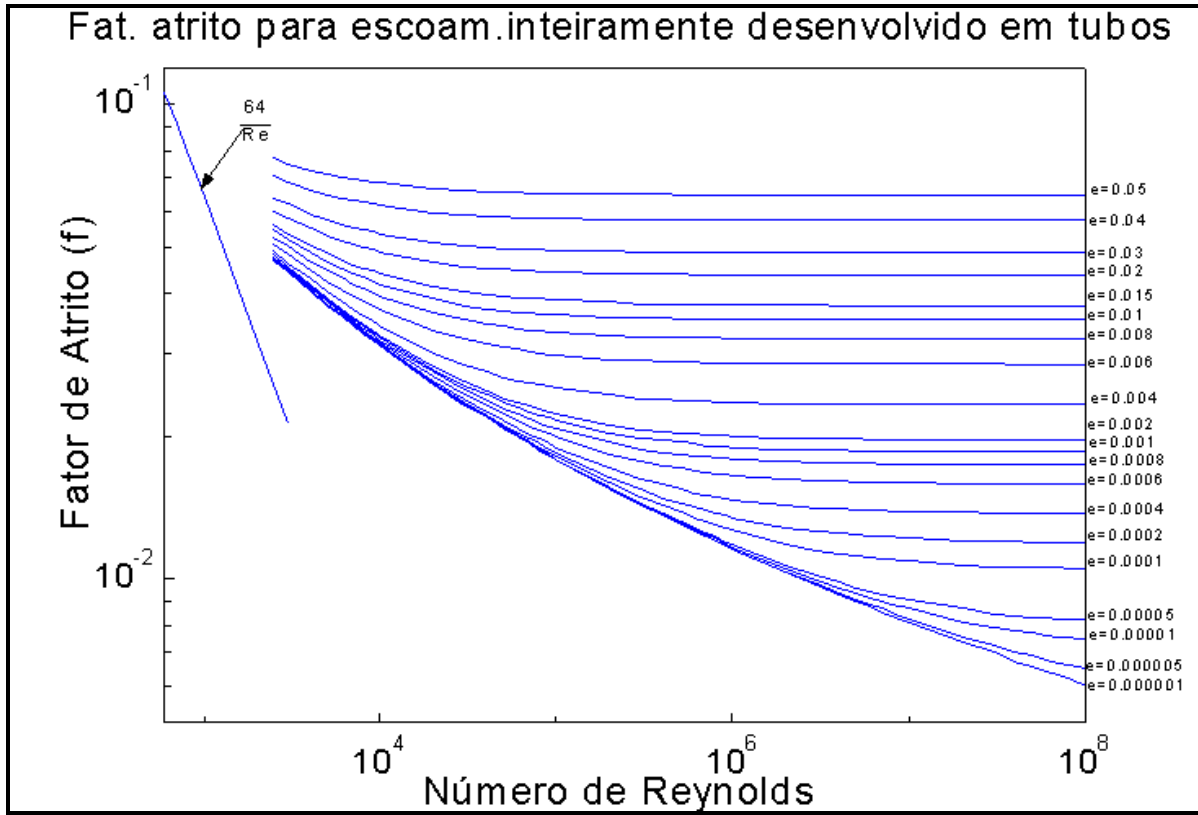


Figura 7.2 – Curvas do fator de atrito para escoamento laminar e turbulento (fonte: Fox, 1995)

Pela aplicação de análise adimensional, obtém-se a seguinte correlação para queda de carga em tubulações, em escoamentos turbulentos ($Re > 4000$):

$$\left(\frac{\Delta p}{\rho} \right) \left(\frac{\bar{V}}{2} \right) = f \left(\frac{\mu}{\rho \bar{V} D}, \frac{L}{D}, \frac{e}{D} \right) \quad (7.10)$$

onde Δp é a queda de pressão na tubulação, em kPa, ρ é a densidade do fluido em kg/m^3 , μ é a viscosidade do fluido em kg/m^3 , \bar{V} é a velocidade média de escoamento do fluido em m/s, e é a rugosidade da superfície das paredes internas da tubulação, D é o diâmetro do tubo e L é o comprimento do tubo, em m.

A correlação 3.56 mostra o número adimensional queda de carga por energia cinética em função de Re , das dimensões e rugosidade das paredes das tubulações. Dados experimentais

demonstram que a perda de carga adimensional é diretamente proporcional ao termo $\frac{L}{D}$, podendo-se reescrever:

$$\left(\frac{\Delta p}{\rho} \right) \left(\frac{\bar{V}^2}{2} \right) = \frac{L}{D} f \left(\text{Re}, \frac{e}{D} \right) \quad (7.11)$$

O termo $f \left(\text{Re}, \frac{e}{D} \right)$ é o chamado fator de atrito, designado simplesmente por f . Os valores de f foram encontrados experimentalmente e as relações mais conhecidas para calculá-lo são as de Colebrook e de Miller. A primeira exige métodos iterativos para o cálculo enquanto que a correlação de Miller permite o cálculo direto dentro de uma faixa de erro de 1%. A equação de Miller a seguir apresentada foi usada no aplicativo desenvolvido para este trabalho:

$$f = 0,25 \left(\log \left(\frac{\frac{e}{D}}{3,7} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right) \right)^{-2} \quad (7.12)$$

e é válida para a região turbulenta do escoamento ($\text{Re} > 4000$). Para o escoamento laminar $f = \frac{64}{\text{Re}}$. Desconsiderando-se quaisquer tipos de perda de calor de maneira a se ter somente perda de carga, a equação para cálculo de queda de pressão nas tubulações dos circuitos térmicos de vapor é dada por:

$$\Delta p = f \rho \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (7.13)$$

onde Δp [Pa] é a variação de pressão, f é o coeficiente de atrito, L [m] o comprimento da tubulação, D [m] o diâmetro da tubulação, V [m/s] é a velocidade do fluido e ρ [kg/m³] é a massa específica.

7.2. Apêndice A2

Tabelas com resultados completos obtidos nas simulações dos diversos ciclos de Rankine elaborados, utilizando um computador com processador Pentium III de 750 MHz:

Tabela 7-1 - Ciclo de Rankine simples

Variável	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Unidades
P1	11.3	11.3	11.3	MPa
P2	0.007	0.007	0.007	MPa
P3	0.007	0.007	0.007	MPa
P4	11.3	11.3	11.3	MPa
T1	530	530	530	°C
T2	38.949	38.949	38.949	°C
T2s	38.949	38.949	38.949	°C
T3	33.949	33.949	33.949	°C
T4	39.989	39.989	39.989	°C
T4s	36.105	36.105	36.105	°C
H1	3438.911	3438.911	3438.911	kJ/kg
H2	2345.567	2345.567	2345.567	kJ/kg
H2s	2072.231	2072.231	2072.231	kJ/kg
H3	141.739	141.739	141.739	kJ/kg
H4	154.756	154.756	154.756	kJ/kg
H4s	150.851	150.851	150.851	kJ/kg
S1	6.674	6.674	6.674	kJ/kg.K
S2	7.549	7.549	7.549	kJ/kg.K
S2s	6.674	6.674	6.674	kJ/kg.K
S3	0.489	0.489	0.489	kJ/kg.K
S4	0.571	0.571	0.571	kJ/kg.K
S4s	0.489	0.489	0.489	kJ/kg.K
q _g	236.547	236.547	236.547	MW
q _c	-126.988	-126.988	-126.988	MW
m	57.621	57.621	57.621	kg/s
POT _b	-0.939	-0.939	-0.939	MW
TIT2	0.906	0.906	0.906	adimensional
TIT2s	0.792	0.792	0.792	adimensional
Eficiência do ciclo	0.262	0.262	0.262	adimensional
Tempo Comput.	5.01	6.21	126.7	s

Tabela 7-2 - Ciclo de Rankine com reaquecimento

Variável	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Unidades
P1	11.3	11.3	11.3	MPa
P2	0.007	0.007	0.007	MPa
P3	0.007	0.007	0.007	MPa
P4	11.3	11.3	11.3	MPa
P5	2.2	2.2	2.2	MPa
P6	2.2	2.2	2.2	MPa
T1	530	530	530	°C
T2	38.949	38.949	38.949	°C
T2s	38.949	38.949	38.949	°C
T3	33.949	33.949	33.949	°C
T4	39.989	39.989	39.989	°C
T4s	36.105	36.105	36.105	°C
T5	326.239	326.239	326.239	°C
T5s	288.019	288.019	288.019	°C
T6	530	530	530	°C
H1	3438.911	3438.911	3438.911	kJ/kg
H2	2565.38	2565.38	2565.38	kJ/kg
H2s	2323.608	2323.608	2323.608	kJ/kg
H3	141.739	141.739	141.739	kJ/kg
H4	154.756	154.756	154.756	kJ/kg
H4s	150.851	150.851	150.851	kJ/kg
H5	3089.127	3089.127	3089.127	kJ/kg
H5s	3001.681	3001.681	3001.681	kJ/kg
H6	3532.467	3532.467	3532.467	kJ/kg
S1	6.674	6.674	6.674	kJ/kg.K
S2	8.254	8.254	8.254	kJ/kg.K
S2s	7.479	7.479	7.479	kJ/kg.K
S3	0.489	0.489	0.489	kJ/kg.K
S4	0.571	0.571	0.571	kJ/kg.K
S4s	0.489	0.489	0.489	kJ/kg.K
S5	6.833	6.833	6.833	kJ/kg.K
S5s	6.674	6.674	6.674	kJ/kg.K
S6	7.479	7.479	7.479	kJ/kg.K
q _g	222.907	222.907	222.907	MW
q _c	-115.96	-115.96	-115.96	MW
m	47.841	47.841	47.841	kg/s
POT _b	-0.78	-0.78	-0.78	MW
TIT2	0.99	0.99	0.99	adimensional
Eficiência do ciclo	0.2791	0.2791	0.2791	adimensional
Tempo Comput.	6.7	8.3	197.98	s

Tabela 7-3 - Ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração

Variável	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Unidades
P1	11.3	11.3	11.3	MPa

P2	2.3	2.3	2.3	MPa
P2s	2.3	2.3	2.3	MPa
P3	2.2	2.2	2.2	MPa
P3s	2.2	2.2	2.2	MPa
P4	2.2	2.2	2.2	MPa
P5	0.9	0.9	0.9	MPa
P5s	0.9	0.9	0.9	MPa
P6	0.09	0.09	0.09	MPa
P6s	0.09	0.09	0.09	MPa
P7	0.007	0.007	0.007	MPa
P7s	0.007	0.007	0.007	MPa
P8	0.007	0.007	0.007	MPa
P9	0.9	0.9	0.9	MPa
P9s	0.9	0.9	0.9	MPa
P10	0.9	0.9	0.9	MPa
P11	0.09	0.09	0.09	MPa
P12	0.9	0.9	0.9	MPa
P12s	0.9	0.9	0.9	MPa
P13	0.9	0.9	0.9	MPa
P14	0.9	0.9	0.9	MPa
P15	11.3	11.3	11.3	MPa
P15s	11.3	11.3	11.3	MPa
P16	11.3	11.3	11.3	MPa
P17	2.3	2.3	2.3	MPa
P18	0.9	0.9	0.9	MPa
T1	530	530	530	°C
T2	330.924	330.924	330.924	°C
T2s	293.6	293.6	293.6	°C
T3	326.005	326.005	326.005	°C
T3s	324.999	324.999	324.999	°C
T4	530	530	530	°C
T5	413.594	413.594	413.594	°C
T5s	385.377	385.377	385.377	°C
T6	187.625	187.625	187.625	°C
T6s	131.308	131.308	131.308	°C
T7	38.949	38.949	38.949	°C
T7s	38.949	38.949	38.949	°C
T8	33.949	33.949	33.949	°C
T9	36.407	36.407	36.407	°C
T9s	34.851	34.851	34.851	°C
T10	92.797	92.797	92.797	°C
T11	96.797	96.797	96.797	°C
T12	98.582	98.582	98.582	°C
T12s	97.493	97.493	97.493	°C
T13	94.057	94.057	94.057	°C
T14	175.36	175.36	175.36	°C
T15	178.964	178.964	178.964	°C
T15s	176.752	176.752	176.752	°C
T16	215.362	215.362	215.362	°C
T17	219.362	219.362	219.362	°C

T18	175.36	175.36	175.36	°C
H1	3438.911	3438.911	3438.911	kJ/kg
H2	3097.55	3097.55	3097.55	kJ/kg
H2s	3012.21	3012.21	3012.21	kJ/kg
H3	3088.606	3088.606	3088.606	kJ/kg
H3s	3086.37	3086.37	3086.37	kJ/kg
H4	3532.467	3532.467	3532.467	kJ/kg
H5	3295.682	3295.682	3295.682	kJ/kg
H5s	3236.486	3236.486	3236.486	kJ/kg
H6	2852.049	2852.049	2852.049	kJ/kg
H6s	2741.141	2741.141	2741.141	kJ/kg
H7	2516.519	2516.519	2516.519	kJ/kg
H7s	2432.637	2432.637	2432.637	kJ/kg
H8	141.739	141.739	141.739	kJ/kg
H9	147.187	147.187	147.187	kJ/kg
H9s	145.552	145.552	145.552	kJ/kg
H10	389.385	389.385	389.385	kJ/kg
H11	406.166	406.166	406.166	kJ/kg
H12	410.337	410.337	410.337	kJ/kg
H12s	409.086	409.086	409.086	kJ/kg
H13	391.273	391.273	391.273	kJ/kg
H14	742.552	742.552	742.552	kJ/kg
H15	751.333	751.333	751.333	kJ/kg
H15s	748.698	748.698	748.698	kJ/kg
H16	922.645	922.645	922.645	kJ/kg
H17	941.095	941.095	941.095	kJ/kg
H18	1148.881	1148.881	1148.881	kJ/kg
S1	6.674	6.674	6.674	kJ/kg.K
S2	6.829	6.829	6.829	kJ/kg.K
S2s	6.674	6.674	6.674	kJ/kg.K
S3	6.833	6.833	6.833	kJ/kg.K
S3s	6.829	6.829	6.829	kJ/kg.K
S4	7.479	7.479	7.479	kJ/kg.K
S5	7.568	7.568	7.568	kJ/kg.K
S5s	7.479	7.479	7.479	kJ/kg.K
S6	7.828	7.828	7.828	kJ/kg.K
S6s	7.568	7.568	7.568	kJ/kg.K
S7	8.097	8.097	8.097	kJ/kg.K
S7s	7.828	7.828	7.828	kJ/kg.K
S8	0.489	0.489	0.489	kJ/kg.K
S9	0.522	0.522	0.522	kJ/kg.K
S9s	0.489	0.489	0.489	kJ/kg.K
S10	1.226	1.226	1.226	kJ/kg.K
S11	1.272	1.272	1.272	kJ/kg.K
S12	1.292	1.292	1.292	kJ/kg.K
S12s	1.272	1.272	1.272	kJ/kg.K
S13	1.241	1.241	1.241	kJ/kg.K
S14	2.093	2.093	2.093	kJ/kg.K
S15	2.129	2.129	2.129	kJ/kg.K
S15s	2.093	2.093	2.093	kJ/kg.K

S16	2.475	2.475	2.475	kJ/kg.K
S17	2.512	2.512	2.512	kJ/kg.K
S18	2.999	2.999	2.999	kJ/kg.K
T2sat	219.362	219.362	219.362	°C
T6sat	96.797	96.797	96.797	°C
T8sat	38.949	38.949	38.949	°C
q _g	194.88	194.88	194.88	MW
q _c	-94.48	-94.48	-94.48	MW
POTb	-0.856	-0.856	-0.856	MW
m	53.302	53.302	53.302	kg/s
m1	4.234	4.234	4.234	kg/s
m2	5.342	5.342	5.342	kg/s
m3	3.94	3.94	3.94	kg/s
m4	39.786	39.786	39.786	kg/s
TIT7	0.98	0.98	0.98	adimensional
Eficiência do ciclo	0.3189	0.3189	0.3189	adimensional
Tempo Comput.	7.56	9.97	776,11	s

Tabela 7-4 - Ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração incluindo queda de pressão no gerador de vapor e perdas em tubulações

Variável	Caso 1	Caso 2	Unidades
P1	11.300	11.300	MPa
P2	2.300	2.300	MPa
P2s	2.300	2.300	MPa
P3	2.200	2.200	MPa
P3s	2.200	2.200	MPa
P4	2.200	2.200	MPa
P5	0.900	0.900	MPa
P5s	0.900	0.900	MPa
P6	0.090	0.090	MPa
P6s	0.090	0.090	MPa
P7	0.007	0.007	MPa
P7s	0.007	0.007	MPa
P8	0.007	0.007	MPa
P9	0.900	0.900	MPa
P9s	0.900	0.900	MPa
P10	0.900	0.900	MPa
P11	0.090	0.090	MPa
P12	0.900	0.900	MPa
P12s	0.900	0.900	MPa
P13	0.900	0.900	MPa
P14	0.900	0.900	MPa
P15	13.655	13.655	MPa
P15s	13.655	13.655	MPa
P16	13.655	13.655	MPa

P17	2.300	2.300	MPa
P18	0.900	0.900	MPa
P19	0.050	0.050	MPa
P20	0.050	0.050	MPa
P21	12.362	12.362	MPa
T1	530.000	530.000	°C
T2	330.924	330.924	°C
T2s	293.600	293.600	°C
T3	326.005	326.005	°C
T3s	324.999	324.999	°C
T4	535.000	535.000	°C
T5	417.949	417.949	°C
T5s	389.538	389.538	°C
T6	190.780	190.780	°C
T6s	134.027	134.027	°C
T7	38.949	38.949	°C
T7s	38.949	38.949	°C
T8	33.949	33.949	°C
T9	36.407	36.407	°C
T9s	34.851	34.851	°C
T10	92.797	92.797	°C
T11	96.797	96.797	°C
T12	98.582	98.582	°C
T12s	97.493	97.493	°C
T13	94.057	94.057	°C
T14	175.360	175.360	°C
T15	179.376	179.376	°C
T15s	176.898	176.898	°C
T16	215.362	215.362	°C
T17	219.362	219.362	°C
T18	175.360	175.360	°C
T19	21.000	21.000	°C
T20	29.000	29.000	°C
T21	535.000	535.000	°C
H1	3438.911	3438.911	kJ/kg
H2	3097.550	3097.550	kJ/kg
H2s	3012.210	3012.210	kJ/kg
H3	3088.606	3088.606	kJ/kg
H3s	3086.370	3086.370	kJ/kg
H4	3543.511	3543.511	kJ/kg
H5	3304.855	3304.855	kJ/kg
H5s	3245.191	3245.191	kJ/kg
H6	2858.224	2858.224	kJ/kg
H6s	2746.566	2746.566	kJ/kg
H7	2521.187	2521.187	kJ/kg
H7s	2436.928	2436.928	kJ/kg
H8	141.739	141.739	kJ/kg
H9	147.187	147.187	kJ/kg
H9s	145.552	145.552	kJ/kg
H10	389.385	389.385	kJ/kg

H11	406.166	406.166	kJ/kg
H12	410.337	410.337	kJ/kg
H12s	409.086	409.086	kJ/kg
H13	391.269	391.269	kJ/kg
H14	742.552	742.552	kJ/kg
H15	752.258	752.258	kJ/kg
H15s	749.344	749.344	kJ/kg
H16	922.645	922.645	kJ/kg
H17	941.095	941.095	kJ/kg
H18	1148.881	1148.881	kJ/kg
H19	91.444	91.444	kJ/kg
H20	126.874	126.874	kJ/kg
H21	3439.743	3439.743	kJ/kg
S1	6.674	6.674	kJ/kg.K
S2	6.829	6.829	kJ/kg.K
S2s	6.674	6.674	kJ/kg.K
S3	6.833	6.833	kJ/kg.K
S3s	6.829	6.829	kJ/kg.K
S4	7.492	7.492	kJ/kg.K
S5	7.581	7.581	kJ/kg.K
S5s	7.492	7.492	kJ/kg.K
S6	7.842	7.842	kJ/kg.K
S6s	7.581	7.581	kJ/kg.K
S7	8.112	8.112	kJ/kg.K
S7s	7.842	7.842	kJ/kg.K
S8	0.489	0.489	kJ/kg.K
S9	0.522	0.522	kJ/kg.K
S9s	0.489	0.489	kJ/kg.K
S10	1.226	1.226	kJ/kg.K
S11	1.272	1.272	kJ/kg.K
S12	1.292	1.292	kJ/kg.K
S12s	1.272	1.272	kJ/kg.K
S13	1.241	1.241	kJ/kg.K
S14	2.093	2.093	kJ/kg.K
S15	2.133	2.133	kJ/kg.K
S15s	2.093	2.093	kJ/kg.K
S16	2.475	2.475	kJ/kg.K
S17	2.512	2.512	kJ/kg.K
S18	2.093	2.093	kJ/kg.K
S19	0.307	0.307	kJ/kg.K
S20	0.420	0.420	kJ/kg.K
S21	6.641	6.641	kJ/kg.K
T2sat	219.362	219.362	°C
T6sat	96.797	96.797	°C
T8sat	38.949	38.949	°C
Cp8	4.198	4.198	kJ/kgK
Hliq	162.873	162.873	kJ/kg
Hvap	2572.649	2572.649	kJ/kg
Hlv	2409.775	2409.775	kJ/kg
UA	6.954	6.954	W/K

VMrf	2810.819	2810.819	kg/s
dP	1.062	1.062	MPa
V1	0.030	0.030	m ³ /kg
RHO1	33.096	33.096	kg/m ³
VIS1	2.796E-05	2.796E-05	N.s/m ²
VEL1	51.008	51.008	m/s
REgt	1.207E+07	1.207E+07	adimensional
FATgt	0.017	0.017	adimensional
q _d	194.644	194.644	MW
q _c	-94.289	-94.289	MW
POTb	-0.982	-0.982	MW
m	53.035	53.035	kg/s
m1	4.190	4.190	kg/s
m2	5.305	5.305	kg/s
m3	3.914	3.914	kg/s
m4	39.626	39.626	kg/s
TIT7	0.980	0.980	adimensional
Eficiência do ciclo	0.3186	0.3186	adimensional
Tempo Comput.	116.970	285.940	s

Tabela 7-5 - Ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração incluindo queda de pressão no gerador de vapor, perdas em tubulações e curvas de eficiências da turbina e da bomba principal

Variável	Caso 1	Caso 2	Unidades
P1	10.65	10.65	MPa
P2	2.300	2.300	MPa
P2s	2.300	2.300	MPa
P3	2.200	2.200	MPa
P3s	2.200	2.200	MPa
P4	2.200	2.200	MPa
P5	0.900	0.900	MPa
P5s	0.900	0.900	MPa
P6	0.090	0.090	MPa
P6s	0.090	0.090	MPa
P7	0.007	0.007	MPa
P7s	0.007	0.007	MPa
P8	0.007	0.007	MPa
P9	0.900	0.900	MPa
P9s	0.900	0.900	MPa
P10	0.900	0.900	MPa
P11	0.090	0.090	MPa
P12	0.900	0.900	MPa
P12s	0.900	0.900	MPa
P13	0.900	0.900	MPa
P14	0.900	0.900	MPa
P15	13.04	13.04	MPa

P15s	13.04	13.04	MPa
P16	13.04	13.04	MPa
P17	2.300	2.300	MPa
P18	0.900	0.900	MPa
P19	0.050	0.050	MPa
P20	0.050	0.050	MPa
P21	11.84	11.84	MPa
T1	506.57	506.57	°C
T2	318.03	318.03	°C
T2s	283.83	283.83	°C
T3	313.20	313.20	°C
T3s	312.23	312.23	°C
T4	511.57	511.57	°C
T5	397.61	397.61	°C
T5s	370.08	370.08	°C
T6	176.07	176.07	°C
T6s	121.30	121.30	°C
T7	38.95	38.95	°C
T7s	38.95	38.95	°C
T8	33.95	33.95	°C
T9	36.41	36.41	°C
T9s	34.85	34.85	°C
T10	92.80	92.80	°C
T11	96.80	96.80	°C
T12	98.58	98.58	°C
T12s	97.49	97.49	°C
T13	94.06	94.06	°C
T14	175.36	175.36	°C
T15	179.27	179.27	°C
T15s	176.86	176.86	°C
T16	215.36	215.36	°C
T17	219.36	219.36	°C
T18	175.36	175.36	°C
T19	21.00	21.00	°C
T20	29.00	29.00	°C
T21	511.57	511.57	°C
H1	3387.82	3387.82	kJ/kg
H2	3068.66	3068.66	kJ/kg
H2s	2988.72	2988.72	kJ/kg
H3	3059.92	3059.92	kJ/kg
H3s	3057.73	3057.73	kJ/kg
H4	3491.87	3491.87	kJ/kg
H5	3262.09	3262.09	kJ/kg
H5s	3204.54	3204.54	kJ/kg
H6	2829.43	2829.43	kJ/kg
H6s	2721.06	2721.06	kJ/kg
H7	2499.36	2499.36	kJ/kg
H7s	2416.69	2416.69	kJ/kg
H8	141.74	141.74	kJ/kg
H9	147.19	147.19	kJ/kg

H9s	145.55	145.55	kJ/kg
H10	389.39	389.39	kJ/kg
H11	406.17	406.17	kJ/kg
H12	410.34	410.34	kJ/kg
H12s	409.09	409.09	kJ/kg
H13	391.29	391.29	kJ/kg
H14	742.55	742.55	kJ/kg
H15	752.02	752.02	kJ/kg
H15s	749.17	749.17	kJ/kg
H16	922.65	922.65	kJ/kg
H17	941.10	941.10	kJ/kg
H18	1148.88	1148.88	kJ/kg
H19	91.44	91.44	kJ/kg
H20	126.87	126.87	kJ/kg
H21	3386.16	3386.16	kJ/kg
S1	6.63	6.63	kJ/kg.K
S2	6.78	6.78	kJ/kg.K
S2s	6.63	6.63	kJ/kg.K
S3	6.78	6.78	kJ/kg.K
S3s	6.78	6.78	kJ/kg.K
S4	7.43	7.43	kJ/kg.K
S5	7.52	7.52	kJ/kg.K
S5s	7.43	7.43	kJ/kg.K
S6	7.78	7.78	kJ/kg.K
S6s	7.52	7.52	kJ/kg.K
S7	8.04	8.04	kJ/kg.K
S7s	7.78	7.78	kJ/kg.K
S8	0.49	0.49	kJ/kg.K
S9	0.52	0.52	kJ/kg.K
S9s	0.49	0.49	kJ/kg.K
S10	1.23	1.23	kJ/kg.K
S11	1.27	1.27	kJ/kg.K
S12	1.29	1.29	kJ/kg.K
S12s	1.27	1.27	kJ/kg.K
S13	1.24	1.24	kJ/kg.K
S14	2.09	2.09	kJ/kg.K
S15	2.13	2.13	kJ/kg.K
S15s	2.09	2.09	kJ/kg.K
S16	2.48	2.48	kJ/kg.K
S17	2.51	2.51	kJ/kg.K
S18	2.09	2.09	kJ/kg.K
S19	0.31	0.31	kJ/kg.K
S20	0.42	0.42	kJ/kg.K
S21	6.59	6.59	kJ/kg.K
T2sat	219.36	219.36	°C
T6sat	96.80	96.80	°C
T8sat	38.95	38.95	°C
Cp8	4.198	4.198	kJ/kgK
Hliq	162.87	162.87	kJ/kg
Hvap	2572.65	2572.65	kJ/kg

Hlv	2409.78	2409.78	kJ/kg
UA	7.16	7.16	W/K
VMrf	2894.65	2894.65	kg/s
dP	1.183	1.183	MPa
V1	0.031	0.031	kg
RHO1	32.317	32.317	kg/m ³
VIS1	0.000	0.000	Ns/m ²
VEL1	54.508	54.508	m/s
Regt	1.299E+07	1.299E+07	adimensional
FATgt	0.017	0.017	adimensional
w1	1508.25	1508.25	rpm
q _g	197.90	197.90	MW
q _c	-97.10	-97.10	MW
POTb	-1.02	-1.02	MW
m	55.34	55.34	kg/s
m1	4.44	4.44	kg/s
m2	5.60	5.60	kg/s
m3	4.12	4.12	kg/s
m4	41.19	41.19	kg/s
TIT7	0.97	0.97	adimensional
Eficiência turbina	0.7997	0.7997	adimensional
Eficiência bombas	0.6997	0.6997	adimensional
Eficiência do ciclo	0.3131	0.3131	adimensional
Tempo Comput.	776.97	1589.77	s

7.3. Apêndice A3

Expressões e coeficientes encontrados na literatura Irvine e Liley, 1984, para as seguintes regiões:

Região I: $273.16 \leq T(S) < 300 \text{ K}$

Região II: $300 \leq T(S) < 600 \text{ K}$

Região III: $600 \leq T(S) \leq 647.3 \text{ K}$

Região IV: $273.16 \leq T(S) < 600 \text{ K}$

Região V: $600 \leq T(S) \leq 647.3 \text{ K}$

Região VI: $273.16 \leq T(S) \leq 647.3 \text{ K}$

Temperatura de saturação:

$$T_{sat}(p) = A + \frac{B}{\ln(p) + C} \quad (7.13)$$

Região IV

$$0.000611 \leq P(S) < 12.33 \text{ MPa}$$

$$273.16 \leq T(S) < 600 \text{ K}$$

$$A = 0.426776E2$$

$$B = -0.389270E4$$

$$C = -0.948654E1$$

Região V

$$12.33 \leq P(S) \leq 22.1 \text{ MPa}$$

$$600 \leq T(S) \leq 647.3 \text{ K}$$

$$A = -0.387592E3$$

$$B = -0.125875E5$$

$$C = -0.152578E2$$

Pressão de saturação:

$$\ln(p) = \sum_{N=0}^9 A_N (T_{sat})^N + \frac{A_{10}}{T_{sat} - A_{11}} \quad (7.14)$$

Região VI

$$273.16 \leq T(S) \leq 647.3 \text{ K}$$

$$A(0) = 0.104592E2$$

$$A(1) = -0.404897E-2$$

$$A(2) = -0.417520E-4$$

$$A(3) = 0.368510E-6$$

$$A(4) = -0.101520E-8$$

$$A(5) = 0.865310E-12$$

$$A(6) = 0.903668E-15$$

$$A(7) = -0.199690E-17$$

$$A(8) = 0.779287E-21$$

$$A(9) = 0.191482E-24$$

$$A(10) = -0.396806E4$$

$$A(11) = 0.395735E2$$

Constantes para propriedades de saturação: volume específico, entalpia específica e entropia específica

$$Y(S) = A + B(T_{ad})^{\frac{1}{3}} + C(T_{ad})^{\frac{5}{6}} + D(T_{ad})^{\frac{7}{8}} + \sum_{N=1}^7 E_N (T_{ad})^N \quad (7.15)$$

onde $T_{ad} = \frac{T_{crit} - T}{T_{crit}}$ é a temperatura adimensionalizada e T_{crit} é a temperatura no ponto crítico (647.3

K).

$$Y(S) = V(F)/V(FCR)$$

Região VI

$$273.16 \leq T(S) \leq 647.3 \text{ K}$$

$$A=1.0$$

$$B = -1.9153882$$

$$C=1.2015186E1$$

$$D = -7.8464025$$

$$E(1)=-3.888614$$

$$E(2) = 2.0582238$$

$$E(3) = -2.0829991$$

$$E(4) = 8.2180004E-1$$

$$E(5) = 4.7549742E-1$$

$$E(6) = 0.0$$

$$E(7) = 0.0$$

$$V(FCR) = 3.155E-3$$

$$Y(S) = P(S)V(G)/P(CR)V(GCR)$$

Região VI

$$273.16 \leq T(S) \leq 647.3 \text{ K}$$

$$A=1.0$$

$$B = 1.6351057$$

$$C=5.2584599E1$$

$$D = -4.4694653E1$$

$$E(1)=-8.9751114$$

$$E(2) = -4.3845530E-1$$

$$E(3) = -1.9179576E1$$

$$E(4) = 3.6765319E1$$

$$E(5) = -1.9462437E1$$

$$E(6) = 0.0$$

$$E(7) = 0.0$$

$$V(GCR) = 3.155E-3$$

$$P(CR) = 2.2089E1$$

$$Y(S) = H(F)/H(FCR)$$

Região I

$$273.16 \leq T(S) < 300 \text{ K}$$

$$A= 0.0$$

$$B = 0.0$$

$$C= 0.0$$

$$D=0.0$$

$$E(1) = 6.24698837E2$$

$$E(2) = -2.34385369E3$$

$$E(3) = -9.50812101E3$$

$$E(4) = 7.16287928E4$$

$$Y(S) = H(F)/H(FCR)$$

Região II

$$300 \leq T(S) < 600 \text{ K}$$

$$A= 8.839230108E-1$$

$$B = 0.0$$

$$C= 0.0$$

$$D=0.0$$

$$E(1) = -2.67172935$$

$$E(2)= 6.22640035$$

$$E(3) = -1.31789573E1$$

$$E(4)=-1.91322436$$

$$E(5) = -1.63535221E5$$

$$E(6) = 1.66531093E5$$

$$E(7) = -6.47854585E4$$

$$H(\text{FCR}) = 2.0993E3$$

$$E(5) = 6.87937653E1$$

$$E(6) = -1.24819906E2$$

$$E(7) = 7.21435404E1$$

$$H(\text{FCR}) = 2.0993E3$$

$$Y(S) = H(F)/H(\text{FCR})$$

Região III

$$600 \leq T(S) \leq 647.3 \text{ K}$$

$$A = 1.0$$

$$B = -4.41057805E-1$$

$$C = -5.52255517$$

$$D = 6.43994847$$

$$E(1) = -1.64578795$$

$$E(2) = -1.30574143$$

$$E(3) = 0.0$$

$$E(4) = 0.0$$

$$E(5) = 0.0$$

$$E(6) = 0.0$$

$$E(7) = 0.0$$

$$H(\text{FCR}) = 2.0993E3$$

$$Y(S) = H(\text{FG})/H(\text{FGTP})$$

Região VI

$$273.16 \leq T(S) \leq 647.3 \text{ K}$$

$$A = 0.0$$

$$B = 7.79221E-1$$

$$C = 4.62668$$

$$D = -1.07931$$

$$E(1) = -3.87446$$

$$E(2) = 2.94553$$

$$E(3) = -8.06395$$

$$E(4) = 1.15633E1$$

$$E(5) = -6.02884$$

$$E(6) = 0.0$$

$$E(7) = 0.0$$

$$H(\text{FGTP}) = 2.5009E3$$

$$Y(S) = H(G)/H(\text{GCR})$$

Região VI

$$273.16 \leq T(S) \leq 647.3 \text{ K}$$

$$A = 1.0$$

$$B = 4.57874342E-1$$

$$C = 5.08d41288$$

$$D = -1.48513244$$

$$E(1) = -4.81351884$$

$$E(2) = 2.69411792$$

$$Y(S) = S(F)/S(\text{FCR})$$

Região I

$$273.16 \leq T(S) < 300 \text{ K}$$

$$A = 0.0$$

$$B = 0.0$$

$$C = 0.0$$

$$D = 0.0$$

$$E(1) = -1.83692956E3$$

$$E(2) = 1.47066352E4$$

$$E(3) = -7.39064542$$

$$E(4) = 1.04961689E1$$

$$E(5) = -5.46840036$$

$$E(6) = 0.0$$

$$E(7) = 0.0$$

$$H(\text{GCR}) = 2.0993E3$$

$$E(3) = -4.31466046E4$$

$$E(4) = 4.86066733E4$$

$$E(5) = 7.9975096E3$$

$$E(6) = -5.83339887E4$$

$$E(7) = 3.31400718E4$$

$$S(\text{FCR}) = 4.4289$$

$$Y(S) = S(F)/S(\text{FCR})$$

Região II

$$300 \leq T(S) < 600 \text{ K}$$

$$A = 9.12762917E-1$$

$$B = 0.0$$

$$C = 0.0$$

$$D = 0.0$$

$$E(1) = -1.75702956$$

$$E(2) = 1.68754095$$

$$E(3) = 5.82215341$$

$$E(4) = -6.33354786E1$$

$$E(5) = 1.88076546E2$$

$$E(6) = -2.52344531E2$$

$$E(7) = 1.28058531E2$$

$$S(\text{FCR}) = 4.4289$$

$$Y(S) = S(F)/S(\text{FCR})$$

Região III

$$600 \leq T(S) \leq 647.3 \text{ K}$$

$$A = 1.0$$

$$B = -3.24817650E-1$$

$$C = -2.990556709$$

$$D = 3.2341900$$

$$E(1) = -6.78067859E-1$$

$$E(2) = -1.91910364$$

$$E(3) = 0.0$$

$$E(4) = 0.0$$

$$E(5) = 0.0$$

$$E(6) = 0.0$$

$$E(7) = 0.0$$

$$S(\text{FCR}) = 4.4289$$

$$Y(S) = S(G)/S(\text{GCR})$$

Região VI

$$273.16 \leq T(S) \leq 647.3 \text{ K}$$

$$A = 1.0$$

$$B = 3.77391E-1$$

$$C = -2.78368$$

$$D = 6.93135$$

$$E(1) = -4.34839$$

$$E(2) = 1.34672$$

$$E(3) = 1.75261$$

$$E(4) = -6.22295$$

$$E(5) = 9.99004$$

$$E(6) = 0.0$$

$$E(7) = 0.0$$

$$S(\text{GCR}) = 4.4289$$

Constantes para propiedades do vapor superaquecido:

Volume específico

$$v(p, T) = \frac{RT}{p} - B_1 e^{-B_2 T} + \frac{1}{10p} \left(B_3 - e^{\sum_{N=0}^2 A_N T_{\text{sat}}^N} \right) e^{\frac{T_{\text{sat}} - T}{T}} \quad (7.16)$$

$$R = 4.61631\text{E-}4$$

$$B(3) = 2.2\text{E-}2$$

$$B(1) = 5.27993\text{E-}2$$

$$A(0) = -3.741378$$

$$B(2) = 3.75928\text{E-}3$$

$$A(1) = -4.7838281\text{E-}3$$

$$M = 4.0\text{E}1$$

$$A(2) = 1.5923434\text{E-}5$$

Entalpia específica

$$h(p, T) = \sum_{N=0}^2 A_N T^N - A_3 e^{\frac{T_{\text{sat}} - T}{T}} \quad (7.17)$$

$$A(0) = B(11) + B(12)P + B(13)P^2$$

$$A(2) = B(31) + B(32)P + B(33)P^2$$

$$A(1) = B(21) + B(22)P + B(23)P^2$$

$$A(3) = B(41) + B(42)T(S) + B(43)T(S)^2 + B(44)T(S)^3 + B(45)T(S)^4$$

$$B(11) = 2.04121\text{E}3$$

$$B(21) = 1.610693$$

$$B(12) = -4.040021\text{E}1$$

$$B(22) = 5.472051\text{E-}2$$

$$B(13) = -4.8095\text{E-}1$$

$$B(23) = 7.517537\text{E-}4$$

$$B(31) = 3.383117E-4$$

$$B(32) = -1.975736E-5$$

$$B(33) = -2.87409E-7$$

$$B(41) = 1.70782E3$$

$$M = 4.5E1$$

$$B(42) = -1.699419E1$$

$$B(43) = 6.2746295E-2$$

$$B(44) = -1.0284259E-4$$

$$B(45) = 6.4561298E-8$$

Entropia específica

$$s(p, T) = \sum_{N=0}^4 A_N T^N + B_1 \ln(10p + B_2) - \sum_{N=0}^4 A_N T_{sat}^N \left(e^{\frac{T_{sat}-T}{T}} \right) \quad (7.18)$$

$$A(0) = 4.6162961$$

$$A(1) = 1.039008E-2$$

$$A(2) = -9.873085E-6$$

$$A(3) = 5.43411 E-9$$

$$A(4) = -1.170465E-12$$

$$B(1) = -4.650306E-1$$

$$M = 8.5E1$$

$$B(2) = 1.0E-3$$

$$C(0) = 1.777804$$

$$C(1) = -1.802468E-2$$

$$C(2) = 6.854459E-5$$

$$C(3) = -1.184424E-7$$

$$C(4) = 8.142201E-11$$