

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

SIMULAÇÃO DE SISTEMAS TÉRMICOS DE POTÊNCIA  
PARA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA

Agis Espártaco Cervo Paz

Dissertação para obtenção do Título de  
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, junho de 2002

# **SIMULAÇÃO DE SISTEMAS TÉRMICOS DE POTÊNCIA PARA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA**

por

Agis Espártaco Cervo Paz

Engenheiro Eletricista

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 Smith Schneider

Aprovado por:

Prof. Dr. Adriane Prisco Petry

Prof. Dr. Argimiro Resende Secchi

Prof. Dr. Horácio Antônio Vielmo

Prof. Dr. Alberto Tamagna  
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 21 de junho de 2002

## RESUMO

O presente trabalho é dedicado à simulação numérica de sistemas térmicos de potência.

O trabalho é iniciado com a modelagem de um ciclo Rankine, dedicado à produção de energia elétrica, para o qual foi elaborado um programa de simulação com a linguagem de programação MATLAB.

A partir desse primeiro caso, são apresentados os modelos empregados para representar os diversos componentes que formam o circuito, como o gerador de vapor, a turbina, o condensador e a bomba. Além desses componentes, são introduzidas as equações que representam o escoamento do fluido de trabalho, no caso a água, permitindo assim o cálculo da perda de carga nas diferentes canalizações do circuito, sendo também acoplado o funcionamento da bomba. Essa alternativa permite uma melhor avaliação do trabalho despendido para operar o sistema. A modelagem do ciclo deixa então de ser exclusivamente termodinâmica, e passa a incluir aspectos de mecânica de fluidos.

Outras variantes desse ciclo simples são também modelados e simulados, incluindo ciclos Rankine regenerativos e com irreversibilidades.

As simulações são efetuadas admitindo-se parâmetros de operação, como, potência da turbina, temperatura do vapor d'água na entrada da turbina e pressão do vapor d'água na saída da turbina, com a variante de fixar-se o título do vapor d'água na saída da turbina.

## ABSTRACT

This work concerns the numerical simulation of power generation thermal systems

The modeling of a Rankine cycle to the generation of electrical energy is presented in the very beginning, to whom is developed a MATLAB application.

Starting from this first case, selected models are presented to represent the components of the cycle are shown, like the steam generator, the turbine, the condenser and the pump. Besides this components, the equations that represent the flow of the working fluid, water in this particular case, are introduced in order to allow the pressure drop in the piping of circuit, working together with the pump. This alternative leads to a better evaluation of the necessary work to operate the system. The modeling of the cycle don't have a exclusively thermodynamics view point, and include also aspects of fluid mechanical.

Variations of this simple circuit are modeled and simulated, like the regenerative Rankine cycle, as well as the irreversibilities are taken in consideration.

The parameters of simulation are power of turbine, the steam temperature in the inlet of the turbine, and the steam pressure in its outlet. An another way to do this simulation is taken the steam quality in the turbine outlet as a parameter.

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>Introdução</b> .....	<b>1</b>
1.1	Motivação .....	1
1.2	Revisão Bibliográfica.....	1
1.3	Escopo do Trabalho .....	6
<b>2</b>	<b>Modelagem de Ciclos e de seus Componentes</b> .....	<b>9</b>
2.1	Introdução .....	9
2.2	Leis da Termodinâmicas para Sistemas Abertos e Ciclos .....	9
2.3	Ciclo de Rankine.....	12
	Ciclo de Rankine Simples.....	12
	Ciclo de Rankine com Reaquecimento .....	15
	Ciclo de Rankine Regenerativo .....	17
	Ciclo de Rankine com Irreversibilidades.....	18
2.4	Componentes do Sistema Térmico de Geração a Vapor .....	19
2.4.1	Turbinas a Vapor.....	19
2.4.2	Bombas .....	34
2.4.3	Tubulações.....	35
2.4.4	Gerador de Vapor.....	37
2.4.5	Condensadores.....	39
2.4.6	Regeneradores.....	40
<b>3</b>	<b>Modelagem Escolhida</b> .....	<b>44</b>
3.1	Introdução .....	44
3.2	Determinação das Propriedades Termodinâmicas da Água.....	44
3.3	Descrição dos Sistemas Simulados.....	59
3.3.1	Central Térmica Simples – Potência da Turbina, Temperatura na Admissão e Pressão na Saída Fixadas .....	60
3.3.2	Central Térmica Simples – Potência da Turbina, Pressão e Título do Vapor na Saída Fixados .....	69
3.3.3	Central Térmica com Reaquecimento e Regeneração – Potência das Turbinas, Temperatura do vapor na Admissão e Pressão do Vapor na Saída Fixadas .....	74
3.4	Conclusões .....	85
<b>4</b>	<b>Análise de Resultados</b> .....	<b>87</b>
4.1	Introdução .....	87
4.2	Simulações Realizadas.....	87
4.2.1	Configuração Simples, Fixadas a Potência da Turbina, Temperatura do Vapor na Saída do Gerador de Vapor e Pressão do Vapor na Saída da Turbina.....	87
4.2.2	Configuração Simples com Potência, Título e Pressão do Vapor na Saída da Turbina Fixados .....	91
4.2.3	Configuração com Reaquecimento e Regeneração, Fixadas a Potência Total das Turbinas, a Temperatura do Vapor na Saída do Gerador de Vapor, e a Pressão do Vapor na Descarga da Turbina de Baixa Pressão .....	95
4.3	Conclusões .....	100
<b>5</b>	<b>Conclusão</b> .....	<b>103</b>
	<b>ANEXO A1</b> .....	<b>107</b>
	<b>ANEXO A2</b> .....	<b>141</b>

<b>ANEXO A3</b> .....	<b>147</b>
<b>ANEXO A4</b> .....	<b>150</b>
<b>ANEXO A5</b> .....	<b>153</b>
<b>ANEXO A6</b> .....	<b>155</b>

## LISTA DE SÍMBOLOS

$Q$	: calor recebido ou despendido por um sistema ..... [ J ]
$E$	: energia num volume de controle ..... [ J ]
$W$	: trabalho realizado pelo ou no sistema ..... [ J ]
•	
$\dot{m}$	: taxa de massa ..... [ kg/s ]
$h$	: entalpia do fluido ..... [ J/kg ]
$S$	: entropia ..... [ J/K ]
$s$	: entropia por unidade de massa ..... [ kJ/(kg.K) ]
$p$	: pressão ..... [ kPa ]
$v$	: volume específico ..... [ m <sup>3</sup> /kg ]
$\rho$	: massa específica ..... [ kg / m <sup>3</sup> ]
$T$	: 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 ]
$c_p$	: calor específico a pressão constante ..... [ kJ/(kg.K) ]
$\mu$	: viscosidade ..... [ N.s/m <sup>2</sup> ]
$V$	: velocidade do fluido ..... [ m/s ]
$g$	: aceleração da gravidade ..... [ m/s <sup>2</sup> ]
$Z$	: altura do fluido ..... [ m ]
$\frac{dE_{VC}}{dt}$	: variação temporal da energia do volume de controle ..... [ J/s ]
•	
$\dot{W}_{VC}$	: trabalho realizado no tempo, ou potência, que atravessa as fronteiras do volume de controle ..... [ W ]
$\eta$	: rendimento ..... [ adimensional ]
$\varepsilon$	: relações entre pressões ..... [ adimensional ]
$Pot_t$	: potência da turbina ..... [ kW ]
$q$	: vazão relativa pela turbina ..... [ adimensional ]
$H$	: altura de coluna de líquido para o cálculo de bombas ..... [ m ]

$Q$	: vazão em volume de líquido .....	[ m <sup>3</sup> /s ]
$D$	: diâmetro de tubulação .....	[ m ]
$L$	: extensão de tubulação .....	[ m ]
$V_a$	: velocidade angular da bomba.....	[ rad/s ]
$\bar{V}$	: velocidade média do fluido no escoamento .....	[ m <sup>2</sup> /s ]
$e$	: rugosidade da parede interna da tubulação .....	[ adimensional ]
$Re$	: número de Reynolds .....	[ adimensional ]
$U$	: coeficiente global de transferência de calor .....	[ W/(m <sup>2</sup> .K) ]
$\alpha$	: 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 ]
$F$	: força resultante num canal entre palhetas .....	[ N ]
$u$	: velocidade tangencial da roda de palhetas móveis da turbina .....	[ m/s ]
$\varphi$	: coeficiente de velocidades (relação entre velocidade real e velocidade teórica na saída das palhetas fixas ou de um bocal .....	[ adimensional ]
$\psi$	: relação entre velocidade relativa real e velocidade relativa teórica .....	[ adimensional ]
$\mu_C$	: coeficiente de consumo de vapor nas palhetas da turbina .....	[ adimensional ]
$\rho_R$	: grau de reação de um estágio da turbina .....	[ adimensional ]



## ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 2.1 - a) Unidade térmica geradora a vapor com superaquecimento e b) diagrama T-S correspondente .....	13
Fig. 2.2 - a) Unidade térmica geradora a vapor com reaquecimento entre duas turbinas e b) diagrama T-S correspondente .....	16
Fig. 2.3 - a) Unidade térmica geradora a vapor com regeneração e b) diagrama T-S correspondente .....	17
Fig. 2.4 - a) Ciclo de Rankine considerando as perdas no sistema e b) diagrama T-S correspondente .....	18
Fig. 2.5 - 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 (A.V.Schegliaiev, 1978) .....	20
Fig. 2.6 - 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. (A.V.Schegliaiev, 1978) .....	21
Fig. 2.7 - Palhetas para estágios de ação e reação (segundo A.V.Schegliaiev, 1978) .....	22
Fig. 2.8 - Estágios de pressão, de velocidade, e de reação de uma turbina (segundo Richard F. Neerken, 1980) .....	25
Fig. 2.9 - Turbina com 1 estágio de velocidade e 2 estágios de reação (segundo Richard F. Neerken, 1980) .....	26
Fig. 2.10 - Arranjos de turbinas com 1 eixo e 2 eixos (segundo A.V.Schegliaiev, 1978, e T.Margulova, 1978) .....	27
Fig. 2.11 - Turbina de reação com múltiplos estágios e os diagramas mostrando as pressões e velocidades ao longo dos estágios. (Segundo A.V.Schegliaiev, 1978) .....	28
Fig. 2.12 - Gráfico da vazão de vapor pela turbina em função das relações das pressões do vapor na entrada ( $\varepsilon_{01}$ ) e na saída ( $\varepsilon_{21}$ ) .....	30

Fig. 2.13 - Diagrama de potência relativa x consumo de vapor relativo (segundo A.V.Schegliaiev, 1978) .....	33
Fig. 2.14 - Gerador de vapor com os circuitos de escoamento de água nas fases líquida, líquida/gasosa e gasosa. (segundo Sadik Kakaç, 1991) .....	37
Fig. 2.15 - Condensador típico de uma central térmica. (segundo T.Margulova, 1978) ...	39
Fig. 2.16 - Regenerador vertical de superfície do tipo casco tubo. (segundo T.Margulova, 1978) .....	41
Fig. 2.17 - Regenerador de mistura desaerador. (segundo G.A Gaffert, 1955) .....	42
Fig. 3.1 - Curva ajustada de volume específico x temperatura para vapor saturado .....	50
Fig. 3.2 - Curva ajustada de entalpia de líquido/vapor x temperatura para vapor saturado .....	50
Fig. 3.3 - Curvas ajustadas de entropia x temperatura para vapor superaquecido .....	51
Fig. 3.4 - Curvas ajustadas de entalpia x entropia para vapor superaquecido .....	51
Fig. 3.5 - Curva ajustada de entalpia x temperatura para água líquida comprimida a 10 MPa .....	51
Fig. 3.6 - Curva ajustada de viscosidade do vapor saturado x temperatura para água líquida comprimida a 10 MPa .....	52
Fig. 3.7 - Curvas ajustadas de volume específico para vapor superaquecido x temperatura usando Peng-Robinson .....	56
Fig. 3.8 - Curvas ajustadas de entalpia para vapor superaquecido x temperatura usando Peng-Robinson .....	58
Fig. 3.9 - Curvas ajustadas de entropia para vapor superaquecido x temperatura usando Peng-Robinson .....	59
Fig. 3.10 - Unidade térmica a vapor com ciclo simples .....	60
Fig. 3.11 - Curvas genéricas de pressão e rendimento da bomba .....	62
Fig. 3.12 - Curva genérica de rendimento da turbina .....	63
Fig. 3.13 - Algoritmo empregado para a potência da turbina, a temperatura do vapor na entrada, e a pressão do vapor na saída da turbina fixadas .....	67
Fig. 3.14 - Algoritmo empregado para potência da turbina, a pressão e o título do vapor na saída fixados .....	72
Fig. 3.15 - Unidade térmica a vapor com reaquecimento e regeneração .....	74

Fig. 3.16 - Curvas de pressão e rendimento da bomba de extração do condensador .....	76
Fig. 3.17 - Curvas de pressão e rendimento da bomba principal .....	77
Fig. 4.1 - Diagrama T-S da simulação do caso 1, $T_6=400$ °C, $Pot_t=2000$ kW, $p_2=5$ kPa.....	89
Fig. 4.2 - Diagrama T-S da simulação do caso 2, $T_6 =400$ °C, $Pot_t=1000$ kW, $p_2=5$ kPa .....	89
Fig. 4.3 - Diagrama T-S da simulação do caso 3, $T_6=500$ °C, $Pot_t=2000$ kW, $p_2=5$ kPa .....	90
Fig. 4.4 - Diagrama T-S da simulação do caso 4, $T_6=400$ °C, $Pot_t=2000$ kW, $p_2=3$ kPa .....	90
Fig. 4.5 - Diagramas T-S superpostos da simulação dos casos 1 a 4 .....	91
Fig. 4.6 - Diagrama T-S da simulação do caso 5, $x=0,85$ , $Pot_t=2.000$ kW, $p_2=7$ kPa ...	93
Fig. 4.7 - Diagrama T-S da simulação do caso 6, $x=0,95$ , $Pot_t=2.000$ kW, $p_2=7$ kPa ...	93
Fig. 4.8 - Diagrama T-S da simulação do caso 7, $x=0,95$ , $Pot_t=1.000$ kW, $p_2=7$ kPa ...	94
Fig. 4.9 - Diagrama T-S da simulação do caso 8, $x=0,95$ , $Pot_t=2.000$ kW, $p_2=7$ kPa, e vazão nominal =10 kg/s .....	94
Fig. 4.10 - Diagramas T-S superpostos das simulações dos casos 5 a 8 .....	95
Fig. 4.11 - Diagrama T-S da simulação do caso 9, $Pot_t=440.000$ kW, $T_{cald}= 560$ °C, $p_2=7$ kPa .....	98
Fig. 4.12 - Diagrama T-S da simulação do caso 10, $Pot_t=220.000$ kW, $T_{cald}= 560$ °C, $p_2=7$ kPa. ....	98
Fig. 4.13 - Diagrama T-S da simulação do caso 11, $Pot_t=220.000$ kW, $T_{cald}= 560$ °C, $p_2=3$ .....	99
Fig. 4.14 - Diagrama T-S da simulação do caso 12, $Pot_t=440.000$ kW, $T_{cald}= 500$ °C, $p_2=7$ kPa .....	99
Fig. 4.15 - Diagramas T-S superpostos das simulações dos casos 9 a 12 .....	100
Fig. A1.1 - escoamento através de um elemento infinitesimal de um bocal convergente-divergente .....	107
Fig. A1.2 - Bocal convergente ideal .....	110
Fig. A1.3 - Gráfico de vazão, $\lambda$ , $M$ x $\epsilon$ ps .....	115
Fig. A1.4 - Gráfico de consumo de vapor x pressão .....	117

Fig. A1.5 - Cone de consumos de vapor x $\epsilon_0$ ( $\epsilon_{ps0}$ ) x $\epsilon_1$ ( $\epsilon_{ps1}$ ) .....	117
Fig. A1.6 - Diagrama h-s para o fluido que escoar num bocal ou canal convergente entre palhetas da turbina .....	118
Fig. A1.7 - Perfis de palhetas fixas e móveis de um estágio de ação de uma turbina, e diagrama de velocidades .....	123
Fig. A1.8 - Diagrama detalhado do processo de expansão do vapor num estágio de ação da turbina .....	125
Fig. A1.9 - Diagrama h-s do processo de expansão do vapor nos estágio de duas turbinas: de ação; de reação .....	130
Fig. A1.10- Consumo de vapor na turbina em função da pressão de admissão e da pressão de saída .....	131
Fig. A1.11- Duto com volume de controle associado .....	132
Fig. A1.12- Palhetas móveis com o diagrama de velocidades e esforços .....	133
Fig. A1.13- Diagrama de velocidades da figura anterior .....	133
Fig. A1.14- Diagrama de velocidades para três configurações de relações de velocidades e ângulo de incidência do vapor muito pequeno .....	137
Fig. A1.15- Diagrama de velocidades para uma roda de palhetas móveis de reação .....	137
Fig. A1.16- Curvas de rendimento de palhetas de ação e de reação .....	140
Fig. A2.1 - Curvas ajustadas de pressão, potência e rendimento de uma bomba centrífuga .....	143
Fig. A3.1 - Curvas do fator de atrito para escoamento laminar e turbulento. (segundo Fox et al., 1995) .....	149
Fig. A5.1 - Configuração com 2 regeneradores de superfície após o condensador .....	154
Fig. A6.1 - Volume específico x temperatura para vapor superaquecido .....	171
Fig. A6.2 - Energia interna x temperatura para vapor superaquecido .....	171
Fig. A6.3 - Entalpia x temperatura para vapor superaquecido .....	172
Fig. A6.4 - Entropia x temperatura para vapor superaquecido .....	172
Fig. A6.5 - Entalpia x Entropia para vapor superaquecido .....	173
Fig. A6.6 - Pressão x temperatura para vapor saturado .....	173
Fig. A6.7 - Volume específico de líquido x temperatura para vapor saturado .....	174

Fig. A6.8 - Volume específico de vapor x temperatura para vapor saturado .....	174
Fig. A6.9 - Entalpia de líquido x temperatura para vapor saturado .....	175
Fig. A6.10- Entalpia de líquido/vapor x temperatura para vapor saturado .....	175
Fig. A6.11- Entropia de líquido x temperatura para vapor saturado .....	176
Fig. A6.12- Entropia de líquido/vapor x temperatura para vapor saturado .....	176
Fig. A6.13- Volume específico x temperatura para água líquida comprimida .....	177
Fig. A6.14- Entalpia x temperatura para água líquida comprimida .....	177
Fig. A6.15- Entropia x temperatura para água líquida comprimida .....	178
Fig. A6.16- Viscosidade da água líquida saturada .....	178
Fig. A6.17- Viscosidade do vapor saturado .....	179

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1	-	Equações Representativas do Sistema Simples.....	63
Tabela 3.2	-	Parâmetros e Variáveis do Sistema Simples .....	65
Tabela 3.3	-	Equações Representativas do Sistema com Regeneração e Reaquecimento.....	77
Tabela 3.4	-	Parâmetros e Variáveis do Sistema com Regeneração e Reaquecimento ...	80
Tabela 4.1	-	Simulação de 4 casos do Sistema Simples, Fixadas para a Turbina a Temperatura do Vapor na Admissão, a Pressão do vapor na saída, e a Potência .....	88
Tabela 4.2	-	Simulação de 4 casos do Sistema Simples, Fixadas, para a Turbina, o Título e a Pressão do Vapor na Saída, e a Potência.....	92
Tabela 4.3	-	Simulação de 4 casos do Sistema com Regeneração e Reaquecimento ...	96
Tabela A6.1	-	Parâmetros dos Polinômios de Ajuste de Curvas de Volume Específico x Temperatura para Vapor Superaquecido .....	156
Tabela A6.2	-	Parâmetros dos Polinômios de Ajuste de Curvas de Energia Interna x Temperatura para Vapor Superaquecido .....	158
Tabela A6.3	-	Parâmetros dos Polinômios de Ajuste de Curvas de Entalpia x Temperatura para Vapor Superaquecido .....	160
Tabela A6.4	-	Parâmetros dos Polinômios de Ajuste de Curvas de Entropia x Temperatura para Vapor Superaquecido .....	162
Tabela A6.5	-	Parâmetros dos Polinômios de Ajuste de Curvas de Entalpia x Entropia para Vapor Superaquecido .....	164
Tabela A6.6	-	Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Pressão x Temperatura para Vapor Saturado .....	166
Tabela A6.7	-	Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Volume Específico de Líquido x Temperatura para Vapor Saturado .....	166
Tabela A6.8	-	Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Volume Específico de Vapor x Temperatura para Vapor Saturado .....	167
Tabela A6.9	-	Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Entalpia de Líquido x Temperatura para Vapor Saturado .....	167

Tabela A6.10 - Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Entalpia de Líquido/ Vapor x Temperatura para Vapor Saturado .....	168
Tabela A6.11 - Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Entropia de Líquido x Temperatura para Vapor Saturado .....	168
Tabela A6.12 - Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Entropia de Líquido/Vapor x Temperatura para Vapor Saturado .....	169
Tabela A6.13 - Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Volume Específico x Temperatura para Água Líquida Comprimida .....	169
Tabela A6.14 - Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Entalpia x Temperatura para Água Líquida Comprimida .....	169
Tabela A6.15 - Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Entropia x Temperatura para Água Líquida Comprimida .....	169
Tabela A6.16 - Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Viscosidade x Temperatura para Água Líquida Saturada .....	170
Tabela A6.17 - Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Viscosidade x Temperatura para Vapor Saturado .....	170

## **1 INTRODUÇÃO**

### **1.1 Motivação**

Fundamentalmente o que conduziu à realização deste trabalho foi a necessidade de desenvolver e aplicar metodologias de simulação de sistemas térmicos a vapor para centrais termoelétricas, através de algoritmos computacionais, que possam dar respostas rápidas e com um certo grau de precisão. Boa parte dos programas comerciais existentes, apenas enfocam aspectos puramente termodinâmicos, como o IPSE Pro (*Interactive Program Simulation Environment*), o IT (*Interactive Thermodynamics*), o TRNSYS (*Transient System Simulation Program*) entre outros. Esses programas não abordam detalhes de funcionamento reais dos sistemas, tais como, cálculo de perdas de carga em tubulações, características de operação das bombas e avaliação da potência das turbinas em função da pressão, temperatura do fluido de trabalho, e abertura de válvulas na entrada destas.

A simulação numérica através da modelagem dos principais elementos que compõem os sistemas térmicos de geração a vapor, pode ser de grande utilidade para dimensionar os referidos elementos, avaliar rendimentos do ciclo térmico em diferentes situações, sempre levando-se em conta as potências requeridas pelo sistema externo.

### **1.2 Revisão Bibliográfica**

Os trabalhos em sistemas térmicos apresentam normalmente um esforço voltado a otimização dos sistemas, não sendo muito usual encontrar artigos enfocando apenas o aspecto de simulação. Há que se considerar, no entanto, que os procedimentos de simulação de sistemas constituem-se na estrutura fundamental a qual possibilita a evolução de qualquer metodologia de otimização. Apesar da grande dificuldade de se encontrar, especificamente na área de sistemas térmicos a vapor, trabalhos enfatizando apenas os processos simulatórios, procurou-se apresentar aqui alguns artigos que, na base de seu conteúdo, utilizassem equações que, para atingir o objetivo proposto, viessem a conduzir a um processo de simulação.



Inicialmente, foram procuradas referências que tratassem do cálculo de propriedades termodinâmicas de fluidos, mais especificamente da água na fase líquida e vapor.

Ganapathy (1988) escreveu um artigo o qual discorre sobre um programa computacional, desenvolvido em BASIC, para o cálculo das propriedades termodinâmicas do vapor superaquecido, do vapor saturado, e para o cálculo do “steam rate” de turbinas a vapor. Para computar as propriedades termodinâmicas do vapor superaquecido foram utilizadas as correlações da American Society of Mechanical Engineers, apresentadas no trabalho “Correlations for Superheated Steam Properties” (1967). Para o cálculo das propriedades termodinâmicas do vapor saturado foram utilizadas as correlações obtidas do livro de González et al. (1986), intitulado “Chemical Engineering”.

O artigo de Zenouzi et al. (1993) aborda o uso de sub-rotinas computacionais para o cálculo de propriedades termodinâmicas em sistemas térmicos de geração. Podem ser especificadas tanto centrais com turbinas a gás como com turbinas a vapor. Sistemas reais e relativamente complexos podem ser designados, tais como centrais térmicas com reaquecedores, extração para regeneradores, aeradores, turbinas de alta e baixa pressão. A parte fundamental destas sub-rotinas é a implementação de tabelas com propriedades termodinâmicas, tanto para vapor saturado como para vapor superaquecido, com a possibilidade de interpolação, quando se fizer necessário encontrar valores não tabelados. Segundo o autor os programas se destinam primordialmente a estudantes de engenharia, os quais simulam diversos sistemas térmicos de geração, com o objetivo de consolidar o entendimento sobre estas questões de forma mais abrangente e rápida.

Assim como esse trabalho, existem vários outros programas computacionais que fazem a mesma função, como o Computer Aided Thermodynamics Tables 2, desenvolvido pela IntelliPro, e distribuído junto com o livro de Van Wylen et al (1995).

Para o cálculo de propriedades termodinâmicas, por meio de equações ajustadas, o livro de Irvine et al (1984) é uma boa referência.

O artigo de Koda et al. (2002) descreve um simulador para sistemas térmicos de geração de potência sob regime permanente, podendo ser configurados sistemas a vapor, a gás, ou combinados. Por exemplo, sistemas combinados mais complicados do tipo IGCC (integrated gasification combined cycle) podem facilmente ser montados mediante o uso

das facilidades gráficas do programa, arrastando e soltando componentes previamente armazenados nas bibliotecas de símbolos de componentes, e interligando-os para permitir a formação dos ciclos desejados. As variáveis básicas do programa são a entalpia, a pressão e a taxa de massa. Através do módulo IAPWS IF-97, o programa calcula os valores de entalpia em função da pressão e da entropia, e entropia em função da pressão e da entalpia. Cada componente do sistema está representado por expressões que relacionam pressão com taxa de massa, pressão com entalpia e taxa de massa com entalpia. As quedas de pressão são dados de entrada e são expressas em valores por unidade. Rendimentos também são valores fixados como dados de entrada. Tanto o cálculo das pressões como o cálculo das vazões em massa são efetuados através de matrizes. Quanto mais complexo é o sistema de potência, maior é o tamanho das matrizes envolvidas. Reduz-se então a quantidade de equações desnecessárias. Por exemplo, componentes pelos quais passa uma mesma vazão mássica, atribui-se a eles uma única variável de fluxo.

O acoplamento entre sistemas multidisciplinares é abordado no artigo de Rangel et al. (1994), onde a técnica dos Grafos de ligação é utilizada, o que permite a interligação entre subsistemas de natureza física diferentes. Por exemplo, o projeto e controle de um turbogerador podem ser efetuados através de uma única formulação que represente o funcionamento do sistema e dos subsistemas associados ao elemento sob análise. Uma das maiores aplicações desta metodologia é a análise dinâmica de sistemas térmicos. Num primeiro momento cria-se um Grafo de Ligação Genérico, chamado de Unidade Funcional (UFB). Este passa a representar um volume de controle para o qual são válidas as leis básicas da termodinâmica. A partir da simplificação da UFB origina-se um Grafo para cada equipamento, em função do equacionamento da modelagem adotada. O Grafo de interligação é chamado de Pseudo-Grafo, e tem como elementos de ligação as variáveis  $P$ ,  $T$  e  $\dot{m}$ . A afluência de vários grafos caracteriza-se como um volume de controle. No ponto onde ocorrem incrementos de temperatura e pressão é onde se verificam trocas de energia com o fluido de trabalho. Neste ponto a energia, por exemplo, de um eixo em movimento, ou originada da combustão em queimadores de turbinas ou geradores de vapor, é extraída ou fornecida ao volume de controle. O artigo aplica esta metodologia numa turbina a gás. No entanto pode-se utilizá-la num sistema térmico de geração a vapor.

Smith et al. (1990) discorre sobre o Ciclo Trilateral, enfatizando a sua superioridade sobre o ciclo de Carnot, como referência para uma condição de rendimento máximo. A argumentação é simples e considera que fontes infinitas não existem na prática. Ou seja, quando um sistema retira calor de uma fonte dita infinita, na verdade ocorre uma redução de sua temperatura. Da mesma forma, ao ceder calor para uma fonte fria, esta tem a sua temperatura elevada. Evoluiu-se da tradicional equação de rendimento para uma equação que representa a multiplicação do rendimento do ciclo pelo rendimento de recuperação. Este constitui-se na razão entre a redução da temperatura real do fluido fonte e a diferença entre a temperatura inicial do fluido fonte e a sua temperatura de condensação. Em termos práticos, trabalha-se numa faixa do ciclo de Rankine que vai da compressão, passa pelo aquecimento do fluido de trabalho, até chegar, na entrada da turbina, ao estado de líquido saturado. Em seguida ocorre a expansão do fluido na turbina, sendo que o mesmo, na saída, encontra-se numa condição bifásica. A conformação triangular do ciclo, aproxima-se, com grande precisão, das características do Ciclo Trilateral. Para se conseguir este objetivo necessita-se substituir a água por líquidos orgânicos, os quais apresenta as seguintes vantagens: a) redução da transferência de calor à temperatura constante, pelo reduzido calor latente, em comparação com o da água; b) não há a necessidade de desuperaquecer o vapor saturado na saída da turbina, como em muitas vezes ocorre com o vapor d'água; c) redução das dimensões, e portanto dos custos, das turbinas. Apresentam, no entanto, as seguintes desvantagens: a) a estabilidade térmica limita o uso de refrigerantes comuns; b) necessitam de trocadores de calor caros devido à baixa condutividade térmica dos fluidos orgânicos; c) necessitam de maior trabalho na bomba de alimentação devido à menor energia específica dos fluidos orgânicos. Para exemplificar a aplicação deste ciclo foi montado um conjunto de equações termodinâmicas para cada componente de um sistema simples de geração térmica a vapor, o qual, para fins de comparação, permitiu simular a utilização de diferentes fluidos de trabalho, incluindo a água.

O artigo de Srinophakun et al. (2001) discorre sobre o uso de uma ferramenta gráfica para análise exérgica intitulada diagrama de utilização de energia (EUD). Esta ferramenta foi aplicada num ciclo de potência, subdividido em dois subsistemas: subsistema de trocadores de calor (condensador e gerador de vapor), e subsistema de potência (turbina e bomba). O processo de simulação combinado com o EUD forneceu valores de propriedades

termodinâmicas para diferentes alternativas de operação propostas. O simulador ASPEN Plus junto com uma rotina EUD, construída em FORTRAN, possibilitaram o cálculo de variáveis como a EXL/NGP, que expressa a razão entre a perda exergética e a potência líquida gerada. No eixo X coloca-se o total do calor transferido ou trabalho gerado (ou consumido), e no eixo Y, o nível de energia em termos de doador e do receptor. No condensador, a água do circuito principal é doador e a água de refrigeração é o receptor. No gerador de vapor, os gases de combustão constituem-se no doador e a água que passa pelos tubos, no receptor. A área entre os níveis de energia dos doadores e dos receptores representa a perda exergética do sistema. Foi adotado, como caso base, um sistema de geração a vapor de 17,743 MW, e temperatura do vapor no gerador de vapor de 773,15 K. Simulações realizadas a partir das variações na pressão do líquido na saída da bomba, da pressão e da temperatura do vapor na entrada da turbina, e da temperatura no condensador, resultaram em variações do fator EXL/NGP, possibilitando assim a avaliação de condições operativas mais adequadas para o caso exemplificado. Os autores também abordaram o uso do ciclo Kalina, o qual se vale de um fluido composto de água e amônia, com pontos de ebulição diferenciados. A simulação do caso base, com este ciclo, resultou num aumento da eficiência do sistema, detectada pela redução do fator EXL/NGP.

O artigo de Valero et al. (2002) apresenta a aplicação da teoria termoeconômica na usina de geração térmica a vapor, denominada de Escucha, com potência nominal de 160 MW, localizada em Aragon, Espanha. O termo termoeconomia sugere a combinação entre termodinâmica e economia, esta última direcionada para o conceito de custo exergético, e conseqüentemente, eficiência exergética. Segundo os autores, a exergia tem sua aplicação mais interessante, e a consolidação de sua sobrevivência como conceito útil, no diagnóstico termoeconômico de complexos sistemas de energia. Entretanto, para a aplicação deste diagnóstico, e isto vem ao encontro do objetivo desta dissertação, a simulação do sistema térmico para o cálculo das propriedades termodinâmicas, bem como das potências geradas ou consumidas em cada componente da planta a vapor, constituiu-se na base para o estudo termoeconômico em foco. Para a análise da planta apresentada foi utilizado um programa do tipo engineering equation solver (EES), o qual forneceu as propriedades termodinâmicas do fluido, a taxa de massa e fluxos de energia nos pontos mais importantes do sistema. Os dados obtidos foram considerados como se fossem medidos, visto que os erros entre os

dados calculados e os dados medidos, para diversas condições operativas, ficaram abaixo de 1%.

Verkhiver et al. (2001) aborda neste artigo a análise exergetica de plantas de potência. A combinação entre exergia e análise termoeconômica conduz a resultados interessantes, principalmente no que se refere à eficiência global do sistema. Tanto plantas convencionais como plantas nucleares são aqui simulados com base no conceito de exergia. No âmbito de um sistema de geração de potência, a análise exergetica possibilita o seguinte: verificar a influência de cada componente sobre a eficiência geral do sistema; excluir do processo principal os componentes do sistema que diminuem sua performance; otimizar a eficiência global em função da atuação de cada componente; identificar os métodos para incrementar a eficiência da planta de potência. A partir das equações de balanço exergetico de potência e do rendimento exergetico global, aplicadas a um sistema de geração a vapor de 232,6 MW, chega-se a diversos resultados de exergia química, perdas exergeticas, exergia destruída, trocas de calor nos regeneradores, perdas pela expansão na turbina, perdas mecânicas e elétricas, potência gerada e exergia do gerador de vapor. A introdução do reaquecimento, por exemplo, altera as propriedades do vapor na entrada do condensador, e tem como resultado um decréscimo da eficiência exergetica. A eficiência de plantas nucleares é aqui enfocada sob a ótica exergetica do Coeficiente de Performance do Sistema (SCOP). Verifica-se de forma clara, neste trabalho, o uso da simulação como ferramenta fundamental para a análise de sistemas de geração de potência.

### **1.3 Escopo do Trabalho**

O objetivo principal deste trabalho é o de estruturar sistemas de equações representativas de sistemas térmicos de geração de potência a vapor, e solucioná-las através de métodos numéricos iterativos, com o uso de programas computacionais desenvolvidos em MATLAB.

São duas as configurações estudadas.

1. Ciclo de Rankine apenas com superaquecimento, sem reaquecimento e sem regeneração. Sua configuração básica tem os seguintes elementos constitutivos:

turbina, condensador, bomba, gerador de vapor, tubulação entre o gerador de vapor e a turbina, e tubulação entre o condensador e a bomba.

2. Ciclo de Rankine com superaquecimento, reaquecimento e regeneração com mistura. Ele é constituído por uma turbina de alta pressão com uma extração de vapor, turbina de baixa pressão, reaquecedor, condensador, bomba na saída do condensador, regenerador com mistura de vapor do condensador e da extração da turbina de alta pressão, bomba na entrada do gerador de vapor, gerador de vapor, tubulação entre o gerador de vapor e a turbina de alta pressão, tubulação entre a turbina de alta pressão e a turbina de baixa pressão, tubulação entre o regenerador e a bomba.

Na primeira configuração foram empregadas duas alternativas para simular o sistema proposto: a primeira estabelece como parâmetros de entrada do programa a potência gerada pela turbina, a temperatura do vapor na saída do gerador de vapor, e a pressão do vapor no condensador; a segunda mantém a potência gerada pela turbina, e ao invés da temperatura do vapor na saída do gerador de vapor, fixa o título do vapor na saída da turbina.

No primeiro caso, as variáveis de processo mais importantes a serem calculadas são, para a turbina, a pressão do vapor na admissão e o título na saída, e, no segundo caso, a pressão e temperatura do vapor na admissão.

Em ambos os casos o programa desenvolvido permite a simulação do sistema fixando-se uma potência desejada, e tendo como incógnita a quantidade de calor fornecida no gerador de vapor. Também é possível que se faça o inverso, mas essa segunda opção é menos interessante, pois não visa o dimensionamento do sistema.

A turbina foi modelada com o uso de duas equações: taxa de massa em função das pressões do vapor na entrada e na saída; potência em função da taxa de massa de vapor, da diferença de entalpia e do rendimento isentrópico. A bomba foi modelada por uma equação da diferença de pressão em função da taxa de massa de líquido e da velocidade angular do rotor. Para as tubulações, efetuou-se o cálculo de queda de pressão em função do fator de atrito e de suas dimensões. Para o gerador de vapor, foram atribuídos uma queda de pressão percentual em função da vazão de vapor, e um rendimento térmico percentual. Para o

condensador, não se atribuiu nenhuma queda de pressão, e estipulou-se que a temperatura do vapor saturado na entrada é igual à temperatura do líquido saturado na saída.

A partir dos dados de entrada, descritos anteriormente, e também das dimensões e características de alguns dos elementos constitutivos, chegou-se a resultados que expressam o estado termodinâmico do fluido de trabalho nos principais pontos do ciclo. Também foi possível realizar um estudo de análise de sensibilidade, a partir da variação dos parâmetros mais significativos do sistema. Foi dada ênfase ao rendimento do ciclo, à potência requerida e ao título do vapor na saída da turbina.

Para se chegar a estes resultados foi necessário o desenvolvimento de ferramentas computacionais desenvolvidas no software MATLAB<sup>®</sup> ([www.matworks.com](http://www.matworks.com)), para a realização de simulações dos sistemas objeto deste trabalho. Foi necessário também o ajuste de polinômios sobre os dados tabelados das propriedades termodinâmicas de vapor / líquido saturado e vapor superaquecido, com o objetivo de automatizar o cálculo em qualquer região de trabalho do ciclo.

Para a solução das equações componentes da modelagem dos sistemas enfocados, foi utilizado o método de Newton-Raphson com o cálculo das propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho efetuadas entre cada iteração, o que resultou numa convergência satisfatória.

Enfatizou-se a análise de sistemas reais que devem levar em consideração dimensões de equipamentos e tubulações, curvas de operação, velocidade de bombas e rendimento dos diversos componentes. Para a primeira configuração adotada (sem extração de vapor na turbina, regeneração e reaquecimento) fixou-se uma potência requerida da ordem de 2 MW. Para a segunda, a potência fixada foi da ordem de 400 MW, já que esta se aproxima de uma configuração de um sistema real de geração de energia elétrica para fins de serviço público.

## 2 MODELAGEM DE CICLOS E DE SEUS COMPONENTES

### 2.1 Introdução

Este capítulo aborda os fundamentos teóricos que embasam a modelagem adotada para o caso em questão. Tanto a 1ª como a 2ª leis da termodinâmica, juntamente com as equações da mecânica dos fluídos, tornam-se elementos essenciais para o cálculo das propriedades termodinâmicas nos pontos de entrada e saída dos componentes do sistema térmico adotado, bem como as equações que traduzem o funcionamento dos mesmos com certo grau de aproximação da realidade.

O ciclo de Rankine, com suas aplicabilidades em sistemas reais, também são aqui discutidos.

### 2.2 Leis da Termodinâmicas para Sistemas Abertos e Ciclos

Os componentes dos sistemas térmicos, tratados neste trabalho, serão modelados a partir da identificação de um volume de controle.

Para um sistema em regime permanente a variação da energia interna em cada volume de controle do sistema no tempo é nula. Desprezando-se as variações das energias cinética e potencial, a equação que descreve a 1ª lei da termodinâmica pode ser expressa como:

$$\dot{Q}_{VC} + \sum \dot{m}_1 * h_1 = \sum \dot{m}_2 * h_2 + \dot{W}_{VC} \quad (2.1)$$

onde:

$\dot{m}$  : taxa de massa que atravessa o volume de controle, em kg/seg;

$h$  : entalpia do fluído nos pontos de entrada e de saída do volume de controle, em J/kg;

$\dot{W}_{VC}$  : trabalho realizado no tempo, ou potência, que atravessa as fronteiras do volume de controle, em J/s, ou W;

$\dot{Q}_{VC}$  : calor trocado nas fronteiras do volume de controle em J/s.



Os índices 1 e 2 referem-se a entrada e saída do volume de controle, respectivamente.

Esta equação é aplicada para o cálculo de grandezas como: energia térmica recebida pelo gerador de vapor, energia térmica cedida pelo condensador, trabalho realizado pela turbina, trabalho adicionado na bomba, taxa de massa que flui pelo sistema e entalpia na entrada e saída de cada componente.

Todo sistema fechado, funcionando em ciclo, é caracterizado pela seguinte equação:

$$\oint \delta Q = \oint \delta W \quad (2.2)$$

O operador  $\delta$  indica que as grandezas envolvidas dependem do tipo de transformação realizada, sendo chamadas de funções de linha, em contraposição às funções de ponto, como pressão, temperatura, entalpia, etc. Estas últimas são propriedades termodinâmicas, que definem o estado de um sistema.

A equação a seguir define o trabalho produzido, a partir da diferença entre o calor cedido de uma fonte quente e o calor recebido por uma fonte fria:

$$Q_H - Q_L = W \quad (2.3)$$

onde  $Q_H$  é o calor entregue para o ciclo pelo reservatório à temperatura  $T_H$  (temperatura superior, ou high em inglês), e  $Q_L$  é o calor rejeitado pelo ciclo para um reservatório à temperatura  $T_L$  (temperatura inferior, ou low em inglês). A grandeza  $W$  é o valor útil de trabalho produzido pelo sistema, descontadas as perdas e as parcelas de trabalho intermediárias, dependendo do sistema.

A convenção da termodinâmica clássica impõe que calor entregue ao ciclo e o trabalho por ele produzido sejam positivos.

Todo ciclo térmico tem como referência o ciclo de Carnot, que opera entre duas transformações isotérmicas e isentrópicas.

Embora as condições impostas nesse ciclo não sejam práticas para a operação de máquinas térmicas, ele estabelece os limites de rendimento máximo para qualquer ciclo. O rendimento térmico de qualquer ciclo de potência é dado por:

$$\eta = \frac{W}{Q_H} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (2.4)$$

Como o calor trocado no ciclo de Carnot se verifica à temperatura constante, ao longo de uma isotérmica, a última equação passa a ser escrita como:

$$\eta = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.5)$$

Os enunciados de Kelvin-Planck e a desigualdade de Clausius, conduzem ao conceito de entropia:

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \quad (2.6)$$

A desigualdade refere-se às irreversibilidades de um sistema real, ou seja, às perdas que ocorrem ao longo do sistema. Para um processo reversível vale a igualdade.

Para um volume de controle, e em regime permanente, a segunda lei da termodinâmica pode ser expressa pela seguinte equação:

$$\sum \dot{m}_2 \cdot s_2 - \sum \dot{m}_1 \cdot s_1 = \sum_{VC} \frac{\dot{Q}_{VC}}{T} + \sum_{VC} \frac{\dot{W}_{perdasVC}}{T} \quad (2.7)$$

onde:

- $\dot{m}$  : taxa de massa que atravessa o volume de controle, em kg/s;
- $s$  : entropia na entrada do volume de controle, em J/(kg.K);

$\dot{Q}_{VC}$  : calor que atravessa as fronteiras do volume de controle, em J/s ou kW;

$T$  : temperatura, em K;

$\dot{W}_{perdasVC}$  : perdas devido a irreversibilidades no sistema, em J/s ou W.

Os índices 1 e 2 são relativos à entrada e saída do volume de controle.

No caso ideal, a turbina é modelada como adiabática (sem perdas de calor para o meio ambiente) e isentrópica (sem variação de entropia). Como há irreversibilidades num processo térmico, a entropia ideal na saída da turbina será adicionada da última parcela do lado direito da equação (2.7). O mesmo raciocínio pode ser feito para uma bomba. Daí surge o conceito de eficiência isentrópica, tanto para bombas como para turbinas, a qual é representada por curvas aqui usadas para o cálculo da potência destes equipamentos.

## 2.3 Ciclo de Rankine

### *Ciclo de Rankine Simples*

A seguir são apresentados os alguns ciclos de Rankine básicos, com as respectivas configurações e diagramas temperatura x entropia ( $T \times s$ ).

Segundo Van Wylen et al. (1995) e Moran et al (1996), o ciclo Rankine é apropriado para a produção de potência, tendo a água como fluido de trabalho. Na figura seguinte observa-se o funcionamento do ciclo fechado, com a elevação de pressão da água pela bomba (processo 1-2), elevação da temperatura da água até estado de saturação (processo 2-2'), mudança de fase na caldeira (processo 2'-3'), superaquecimento (processo 3'-3), expansão adiabática na turbina (processo 3-4), e finalmente condensação do vapor no condensador (processo 4-1). Os processos de aquecimento, vaporização e superaquecimento ocorrem no gerador de vapor.

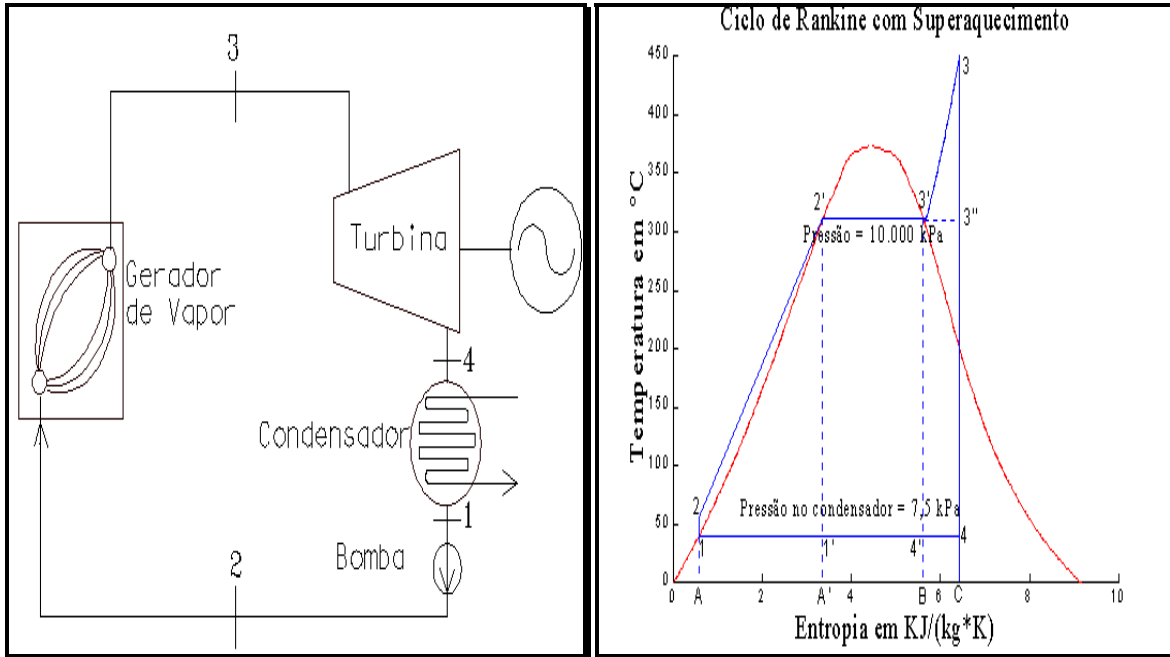


Fig. 2.1 - a) Unidade térmica geradora a vapor com superaquecimento e b) diagrama T-S correspondente.

O rendimento térmico do ciclo  $\eta$  é expresso através da seguinte expressão:

$$\eta = \frac{W}{Q_H} = \frac{\text{área}(122'33'41)}{\text{área}(A122'33'CA)} \quad (2.8)$$

O aquecimento da água líquida na caldeira, dado pelo processo 22', diminui a temperatura média do ciclo Rankine, com o conseqüente afastamento de seu rendimento em relação ao ciclo de Carnot. Essa situação é compensada com o superaquecimento, processo 3'3. É sempre importante salientar que, observando-se as temperaturas médias de trabalho, nenhum ciclo consegue um rendimento térmico  $\eta$ , superior ao do ciclo de Carnot, para as mesmas temperaturas.

Não se pode aumentar muito a temperatura máxima do vapor no gerador de vapor, pois haveria a necessidade de se utilizar caldeiras, tubulações e turbinas construídas com ligas especiais numa composição tal que encareceria enormemente o projeto. Atualmente, as partes do circuito térmico sujeitas a altas temperaturas, são fabricadas com ligas metálicas compostas de aço, cromo, níquel, vanádio e molibdênio, para resistir a oxidação a altas

temperaturas. O limite de trabalho se situa em aproximadamente 560 °C. Acima desta temperatura ocorre uma queda abrupta da resistência mecânica dos componentes.

Assim a maioria das centrais termoelétricas utilizam caldeiras e turbinas pelas quais flui vapor a temperaturas da ordem de 400°C a 550 °C com o objetivo de elevar ao máximo o rendimento da unidade geradora e aumentar o título na saída da turbina de condensação.

Uma das formas de aumentar a eficiência do ciclo é elevar a pressão de trabalho na caldeira e conseqüentemente na entrada da turbina. Evidentemente que este procedimento tem limitações práticas, pois muitas centrais modernas trabalham com a variação da pressão para alterar a potência da turbina. Esta variação é obtida pela alteração da velocidade das bombas e pela mudança na quantidade de calor entregue ao gerador de vapor, em função da necessidade de uma quantidade maior ou menor de vazão de vapor na turbina. Para as centrais que trabalham a pressão constante, isto é possível desde que as turbinas tenham o recurso de alterar a sua potência de trabalho pelo controle das válvulas que permitem a admissão de vapor em setores anulares, onde estão os bocais ou expansores, que dão passagem para as pás fixas e móveis do interior da turbina, propiciando assim a variação da potência pela variação do escoamento de vapor que passa pelo corpo da turbina. Algumas centrais térmicas de pequena potência, ou centrais mais antigas, trabalham com a variação da pressão na admissão da turbina pela abertura de válvulas de estrangulamento, nas quais ocorrem perdas consideráveis, reduzindo desta maneira o rendimento do ciclo como um todo.

Pressões elevadas na entrada da turbina exigem que componentes tais como caixa de válvulas, peças e corpo da parte dianteira, anel de expansores, tenham paredes espessas, encarecendo o custo da máquina e resultando num tempo maior para aquecimento e entrada em operação da turbina. Pressões elevadas (acima de 10 MPa) requerem bombas de impulsão do líquido saturado com grande diferença de pressão e, portanto, de potência elevada.

A elevação da pressão nominal de trabalho nas turbinas é acompanhada pelo aumento da temperatura nominal do vapor na admissão, caso contrário ocorrerá a redução do título do vapor que deixa a turbina. O aumento da pressão nominal fica limitado pelo

título final, que não pode ser inferior a 88%, e também pela temperatura do vapor na admissão, que não pode ultrapassar os 560°C.

Para o tipo de controle de potência da turbina anteriormente citado, com variação da pressão na caldeira, e temperatura do vapor na admissão fixa, existe uma faixa possível de variação da pressão estabelecida no projeto do sistema sem provocar uma redução perigosa do título do vapor na saída. As turbinas da fase B da usina de Candiota, por exemplo, operam desde 0% a 50% da potência nominal com pressão fixa e variação da vazão de vapor pela abertura e fechamento das válvulas, em número de 4, que dão passagem ao vapor para os setores do anel de expansores. Acima de 50% da potência nominal da turbina, a variação da vazão de vapor pela mesma, se dá pela variação da pressão na admissão, e, conseqüentemente, pela variação da quantidade de vapor no gerador de vapor.

A redução da pressão na saída da turbina promove a melhoria do rendimento do ciclo. Porém, como a maioria das centrais que geram energia elétrica para as redes de serviço público, utilizam turbinas de condensação, a temperatura e a correspondente pressão de saturação do vapor na saída destas dependem da temperatura do fluido de refrigeração do condensador, o qual provêm da água de rios, as quais tem a sua temperatura imposta pela temperatura ambiente das diferentes épocas do ano. Também aqui conta o método de resfriamento utilizado para a água de refrigeração do condensador, que pode ser efetuado através de torre de resfriamento seca ou úmida. Torres de resfriamento secas se valem do ar ambiente para refrigeração do fluido de arrefecimento sob um processo de convecção natural. Torres de resfriamento úmidas utilizam água de resfriamento circulando num circuito fechado, ou água retirada diretamente de rios. Observa-se desta feita que a temperatura no condensador tem seu valor determinado pelas condições climáticas ao longo do ano e pelo método de resfriamento utilizado.

### ***Ciclo de Rankine com Reaquecimento***

A figura a seguir mostra uma configuração com reaquecimento na saída de uma turbina. Num esquema como este, é necessário o uso de duas ou mais turbinas, podendo haver reaquecimento simples ou duplo. O reaquecimento simples ocorre entre uma turbina

de alta pressão e outra de baixa ou média pressão. Para o reaquecimento duplo é necessário haver no mínimo três turbinas, com reaquecimento entre cada uma delas. O reaquecimento não promove uma melhoria significativa no rendimento do ciclo, porém conduz a uma melhoria do título do vapor na saída da turbina, evitando assim excesso de umidade nas palhetas dos últimos estágios.

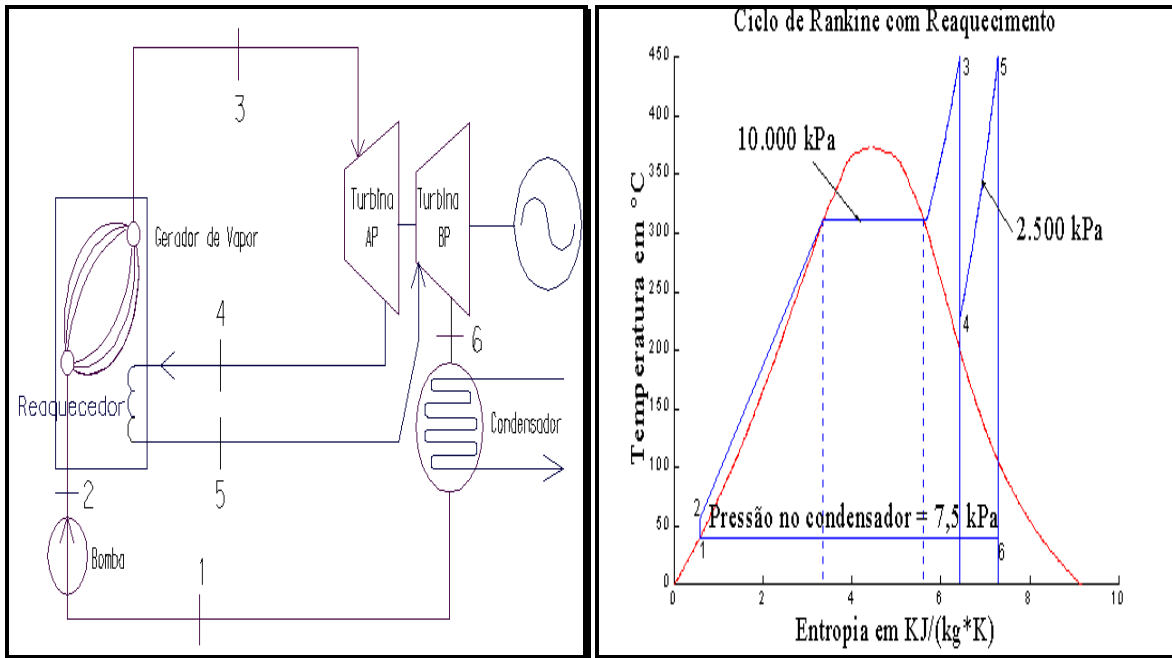


Fig. 2.2 - a) Unidade térmica geradora a vapor com reaquecimento entre duas turbinas e b) diagrama T-S correspondente

O trecho 4-5 representa o reaquecimento do vapor que sai da turbina da alta pressão (AP). Observa-se que o título no ponto 6 está mais próximo de 1 do que na configuração sem reaquecimento, mostrada na figura 2.3.

Se fosse possível aquecer o vapor até uma temperatura maior de que o ponto 3, à pressão constante sem reaquecimento, este ciclo seria mais eficiente do que aquele com reaquecimento, e promoveria também uma melhoria do título nos estágios de baixa pressão da turbina. O problema reside na limitação da temperatura de operação, conforme já citado anteriormente.

### Ciclo de Rankine Regenerativo

Constitui-se numa variante do ciclo de Rankine (figura 2.3), em que vapor é extraído da turbina para pré-aquecer o líquido saturado que sai do condensador. Isto faz com que menor quantidade de calor seja transferido para o líquido que entra no gerador de vapor, aumentando o rendimento, pelo fato que o calor cedido se encontra no denominador da equação de rendimento (2.8).

Por outro lado, como a partir do ponto de extração, ocorre a diminuição da vazão de vapor nos estágios subseqüentes da turbina, esta tem a sua potência reduzida, o que entretanto não chega a diminuir o rendimento do ciclo. Trata-se de um compromisso entre uma pequena redução de potência disponibilizada pela turbina e um aumento geral de rendimento, ainda mais se for considerado que parte da energia térmica que seria rejeitada no condensador é utilizada no processo de pré-aquecimento. Outro aspecto importante a ser mencionado é a redução da necessidade diária de combustível o que afeta o custo por kW produzido pelo gerador.

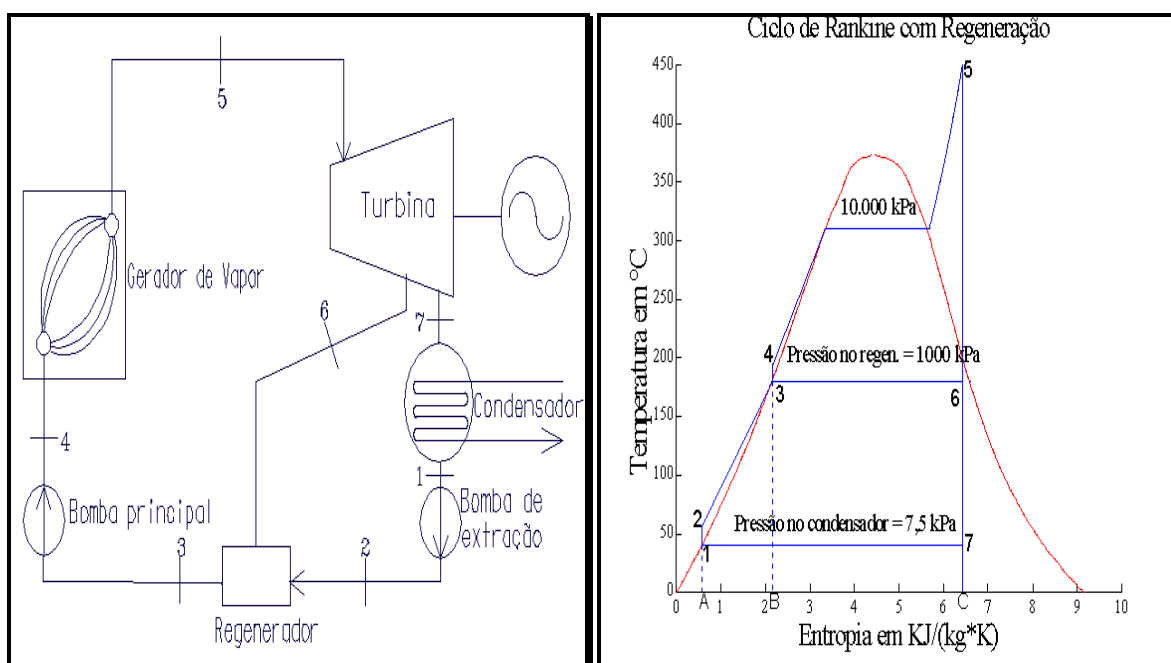


Fig. 2.3 - a) Unidade térmica geradora a vapor com regeneração e b) diagrama T-S correspondente

O calor cedido à água que entra na caldeira está representado pela área 45CB4 da figura 2.5 b), portanto menor do que 25CA2, que ocorreria se não houvesse pré-



aquecimento. Há que considerar, no entanto, que o calor rejeitado A17CA por kg de fluido no condensador, está relacionado à 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 2.5 é que se pode obter os dados relativos sobre ao desempenho do sistema.

### ***Ciclo de Rankine com Irreversibilidades***

A análise das irreversibilidades impõe a consideração das perdas por atrito em tubulações, nas bombas e nas turbinas. As perdas de calor normalmente são baixas, tendo em vista que tanto as tubulações como a parte da turbina por onde escoar vapor a altas temperaturas, são revestidas de material isolante térmico. As irreversibilidades são geradas, principalmente, pelo escoamento do fluido em todo o circuito do ciclo.

A figura 2.6.b apresenta o diagrama T-S correspondente ao ciclo de Rankine simples da figura 2.6.a, considerando as transformações irreversíveis.

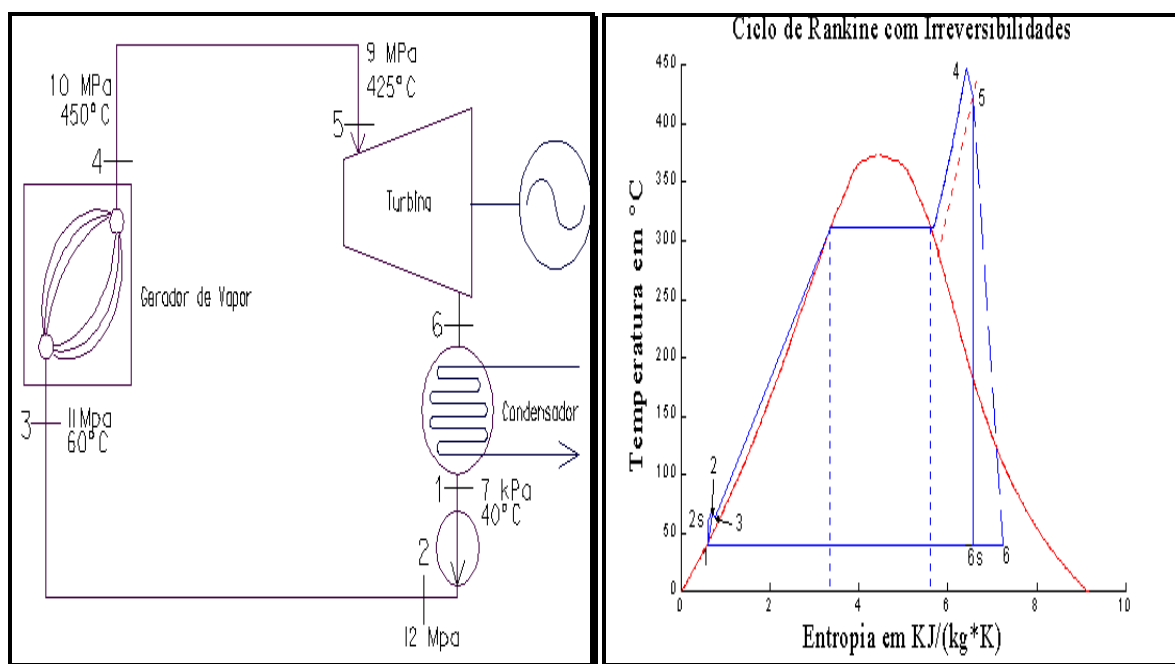


Fig. 2.4 - a) Ciclo de Rankine considerando as perdas no sistema e b) diagrama T-S correspondente.

Caso não houvesse perdas na turbina, a diferença de entalpia aconteceria ao longo de uma transformação isentrópica, e estaria representado pela reta 5-6s. Em virtude das perdas, o ponto 6 representa o estado real na saída da turbina. Define-se assim um rendimento isentrópico como:

$$\eta_{turbina} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} \quad (2.9)$$

Para a bomba, as perdas conduzem ao estado real descrito pelo ponto 2, e o rendimento isentrópico é definido como:

$$\eta_{bomba} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.10)$$

A diferença de entalpia real, tanto na bomba como na turbina, consiste no trabalho por kg de fluido efetuado por estes componentes. Assim as equações anteriores podem ser expressas da seguinte maneira:

$$\eta_{turbina} = \frac{w_{turbina}}{h_5 - h_{6s}} \quad (2.11)$$

$$\eta_{bomba} = \frac{h_{2s} - h_1}{w_{bomba}} \quad (2.12)$$

onde:

$w_{turbina}$ : trabalho específico realizado pela turbina, em kJ/kg

$w_{bomba}$ : trabalho específico realizado pela bomba, em kJ/kg

## 2.4 Componentes do Sistema Térmico de Geração a Vapor

### 2.4.1 Turbinas a Vapor

#### *Considerações Gerais*

As turbinas a vapor são máquinas constituídas fundamentalmente de um anel de expansores, ou bocais, seguido de dois ou mais estágios de palhetas móveis, ligadas ao rotor,

intercaladas de palhetas fixas, ligadas à carcaça. O escoamento do vapor pelas palhetas móveis transfere a energia do fluido para a turbina, que se transforma em energia cinética, e, conseqüentemente, em trabalho.

Inicialmente parte da energia interna do vapor é convertida em energia cinética nos expansores, e posteriormente esta energia cinética é convertida em trabalho nas palhetas móveis. Juntamente com o aumento da velocidade nos expansores ocorre a redução da entalpia, da pressão, e da temperatura, com o conseqüente aumento do volume específico. A conversão em trabalho se dá através de duas modalidades: do princípio da ação e do princípio da reação.

Finalmente, nem toda a energia interna do vapor é convertida em trabalho, visto que uma boa parte desta é rejeitada para o ambiente no condensador, no caso de um ciclo de potência.

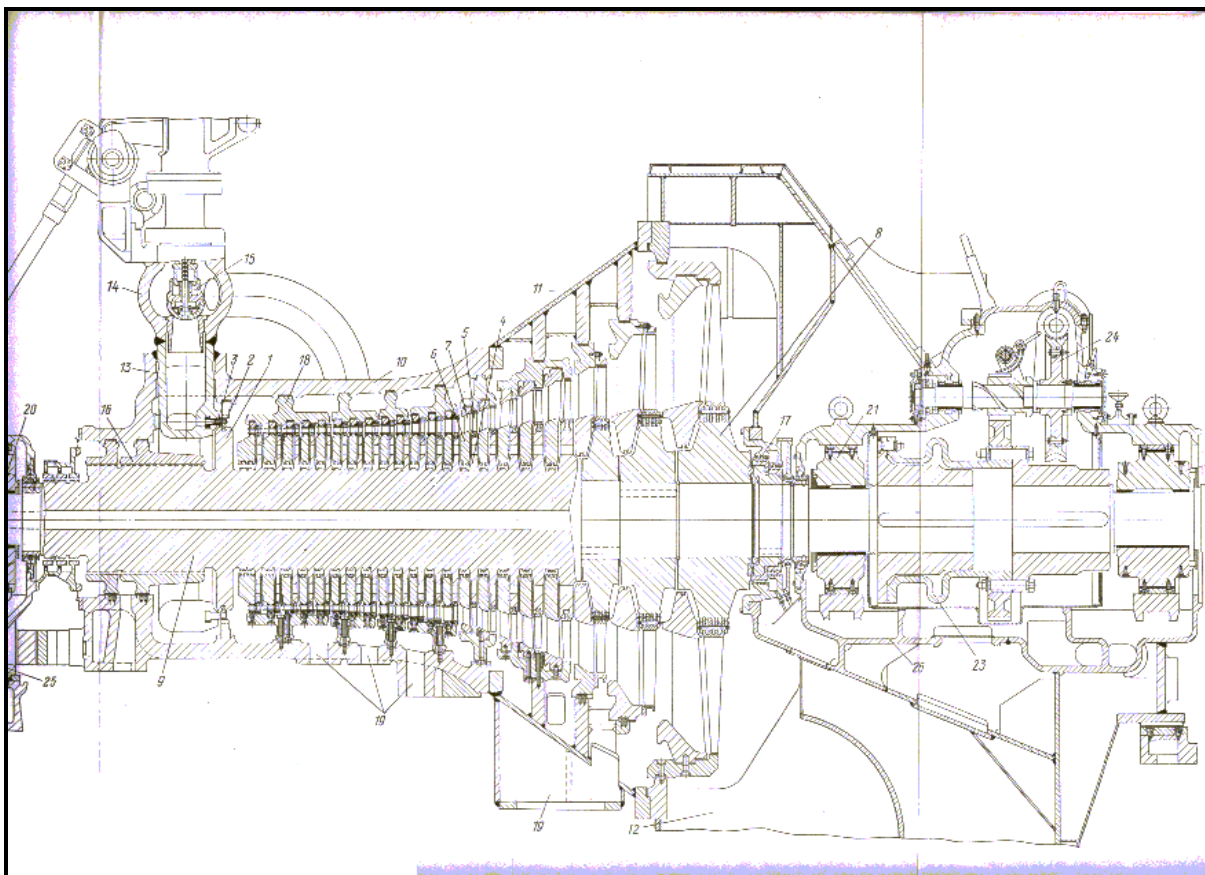


Fig. 2.5 – Turbina russa a vapor de condensação, 50 MW, modelo K-50-90 LMZ, com 22 estágios de ação, pressão e temperatura do vapor na entrada de 8,8 MPA e 535 °C, e regulação da entrada do vapor por válvulas (A.V.Schegliaiev, 1978).

Considerando uma máquina a vapor adiabática trabalhando em regime permanente, com a vazão inicial de vapor (estado 1) igual à vazão de vapor final (estado 2), e considerando finalmente que as diferenças de energia cinética e potencial não são relevantes, a primeira lei da termodinâmica, apresentada na equação (2.1), reduz-se a:

$$w_{turbina} = (h_1 - h_2) \quad (2.13)$$

onde:

$w_{turbina}$  : trabalho específico realizado pela turbina, em kJ/kg

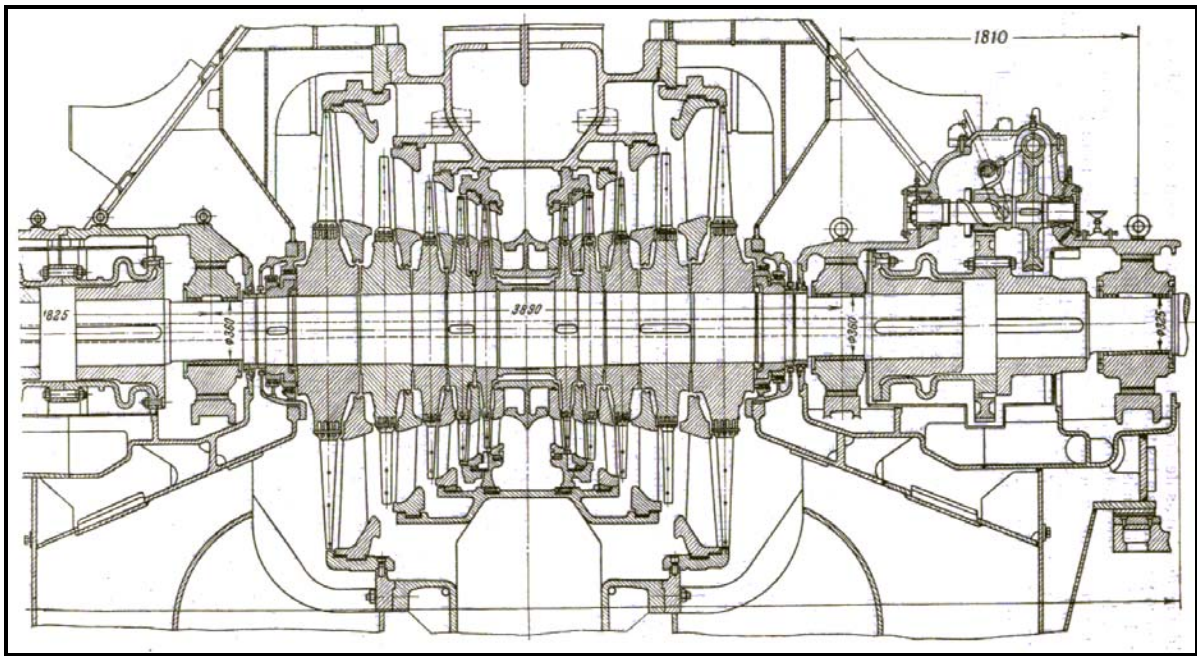


Fig. 2.6 – Módulo de baixa pressão de uma turbina russa a vapor de condensação com entrada central do vapor e escoamento bidirecional, 100 MW, modelo K-100-90 LMZ, com 5 estágios de ação, pressão e temperatura do vapor na entrada de 8,8 MPA e 535 °C, pressão do vapor na saída de 3,4 kPa (A.V.Schegliaiev, 1978).

O rotor, nas turbinas de ação, se movimenta a partir da incidência do vapor sobre palhetas móveis, as quais têm formato simétrico, ou seja, as áreas de entrada e saída do canal entre as palhetas são iguais, de forma que as velocidades e pressões do vapor na

entrada e na saída, relativas às palhetas em movimento, para um processo isentrópico (sem perdas), são iguais.

Entretanto, para uma situação real, com perdas por atrito na camada limite, tanto a velocidade relativa como a pressão na seção de saída das palhetas móveis são ligeiramente inferiores à velocidade e à pressão na entrada.

Em valores absolutos, a velocidade de saída do vapor é bem menor do que a velocidade de entrada na palheta. Isto deve acontecer para que parte da energia cinética do vapor seja transferida para a pá, fazendo-a girar e gerando trabalho.

O princípio da reação se baseia na passagem do vapor entre palhetas com formato assimétrico e, portanto, áreas diferentes na entrada e na saída. Estas passagens funcionam como bocais convergentes, em que da entrada para a saída se verifica a diminuição da pressão e o aumento da velocidade do vapor. Isto provoca uma reação, ou seja, uma força que atua no sentido contrário ao do movimento do vapor, impulsionando o movimento das pás móveis.

No anexo a esta dissertação serão feitas considerações sobre bocais ou expansores, visto que as equações que governam o escoamento do fluido através deles constituem-se no fundamento para análise do comportamento de turbinas sob variações das propriedades do vapor que passa pelos seus diversos estágios.

A figura a seguir mostra formas típicas de palhetas para estágios de ação e reação.

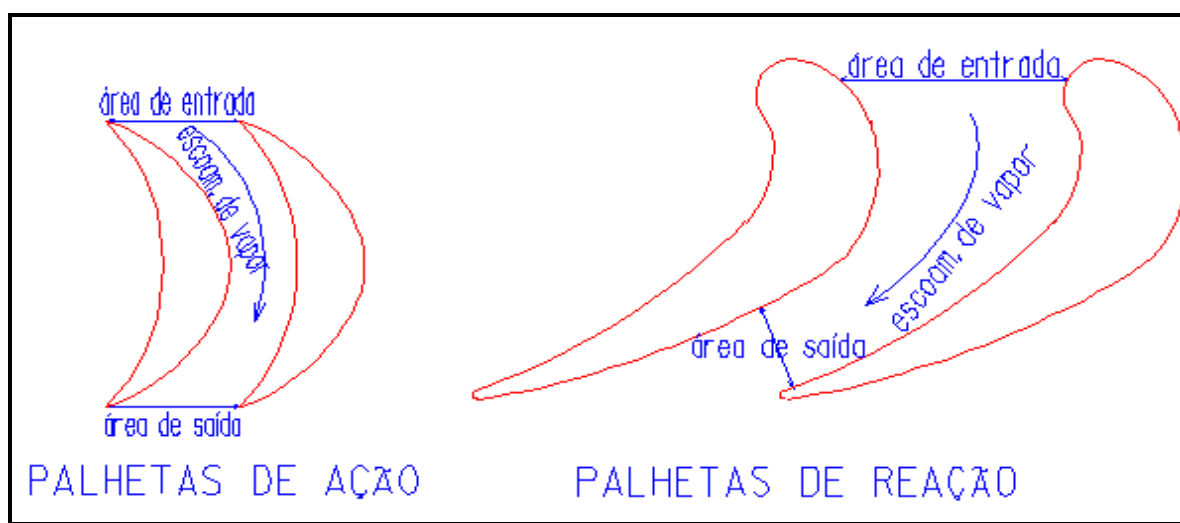


Fig. 2.7 – Palhetas para estágios de ação e reação (segundo A.V.Schegliaiev, 1978)

Observa-se que as palhetas de um estágio de ação são simétricas enquanto que as palhetas de um estágio de reação são assimétricas convergentes. Nestas últimas, a área da seção de saída é menor do que a da entrada, obtendo-se assim um aumento da velocidade do fluido, a medida que o mesmo se desloca ao longo do bocal, em se tratando de escoamentos subsônicos. 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 serviço público 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 que escoamentos supersônicos promovem perdas elevadas durante a passagem do vapor entre as pás fixas e móveis.

Existem dois tipos de estágios de ação: estágio de pressão e estágio de velocidade.

No estágio de pressão, o vapor na admissão passa por bocais convergentes ou convergentes-divergentes num anel na entrada da turbina, e em alta velocidade atinge as pás do primeiro estágio, criando uma força resultante transversal que aciona o rotor da turbina. Este primeiro estágio pode conter, também, um estágio intermediário de palhetas fixas de seções de passagem do vapor convergentes, seguido de um estágio de palhetas móveis simétricas.

No estágio de velocidade, o vapor sai dos expansores paralelos e, em alta velocidade e pressão reduzida, atinge primeiramente uma roda de palhetas móveis. A seguir o vapor passa por um estágio de palhetas guias fixas simétricas, sem haver, desta forma, alteração significativa da pressão e velocidade. Finalmente, atinge novamente uma roda de palhetas móveis valendo-se da velocidade de saída do primeiro estágio.

Já num estágio de reação, o vapor passa por uma roda de palhetas fixas convergentes, havendo aí a redução da pressão e o aumento da velocidade do vapor, que alcança uma roda de palhetas móveis, também de canal convergente, sofrendo novamente uma redução de pressão e aumento de velocidade relativa. No entanto a velocidade absoluta do vapor na saída da seção móvel diminui pois, caso contrário, não haveria transformação de energia cinética em trabalho. Num estágio ideal, a redução de pressão e de entalpia, se daria somente na roda de palhetas móveis. É por isto que não existe estágios de reação pura. Também não se fazem turbinas com estágios de ação pura, pois suas palhetas têm alguma

assimetria no seu formato, o que também confere a elas características 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.

Estágios de velocidade são usualmente utilizados como único estágio em turbinas de potência reduzida, ou no primeiro estágio de turbinas de alta potência. Nestas, os estágios subsequentes quase sempre são de reação.

Estágios de pressão compõem turbinas de baixa potência, as quais, dependendo da finalidade a que se destinam, podem conter um único estágio.

Turbinas com um único estágio de ação são normalmente destinadas para utilização em processos industriais, em refinarias ou indústrias petroquímicas, para acionamento de compressores centrífugos e bombas centrífugas. Em centrais termoelétricas de grande porte estas turbinas podem ser utilizadas para acionamento das bombas que conduzem a água saturada para a caldeira. 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 termoelétricas 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.

Na figura a seguir vê-se um estágio de velocidade, um estágio de pressão e um estágio de reação, com os diagramas de pressão e velocidades. Nestes diagramas estão sendo omitidas as perdas devido a passagem do vapor pelas pás.

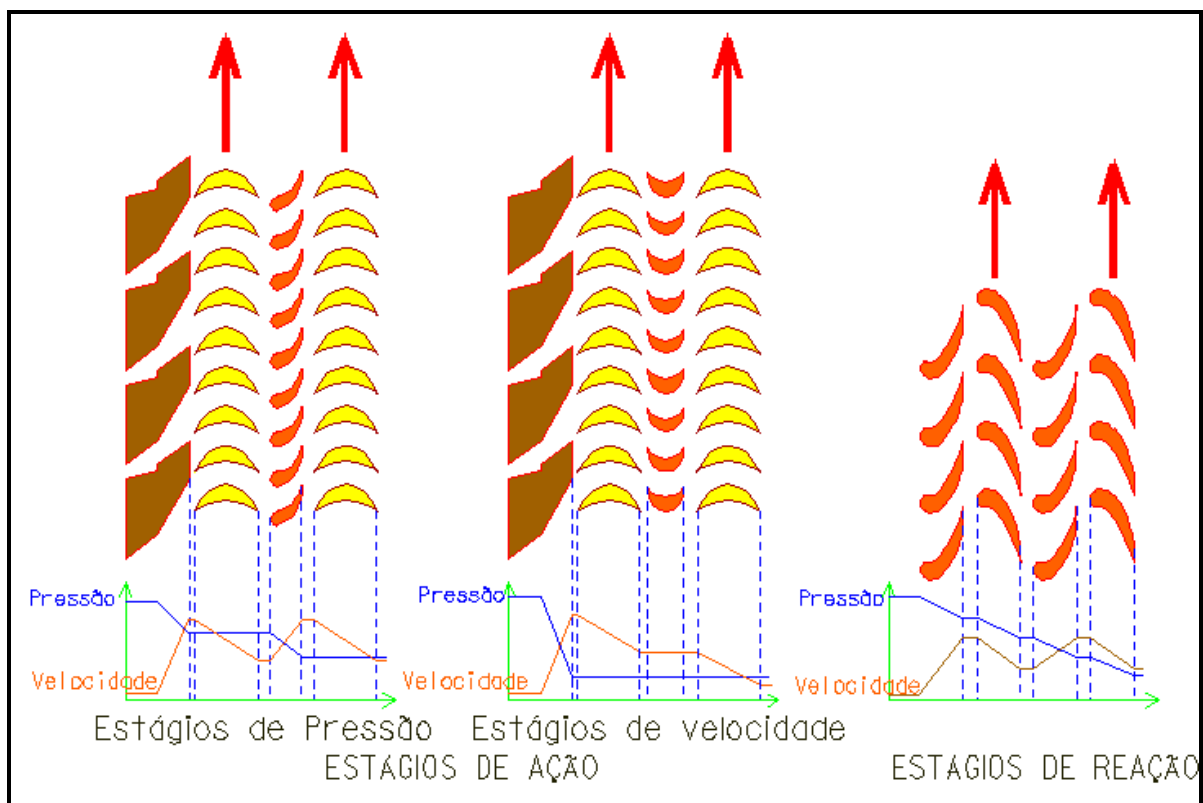


Fig. 2.8 – Estágios de pressão, de velocidade, e de reação de uma turbina (segundo Richard F. Neerken, 1980)

No que se refere à pressão na admissão e na saída, existem dois tipos básicos de turbinas: de condensação e de contrapressão.

As turbinas de condensação são usualmente utilizadas em centrais termoelétricas de médio e grande porte, sendo que a 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, 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. A fig 2.9 mostra uma seqüência de estágios iniciais de uma turbina, com um estágio de velocidade e dois estágios de reação.

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.

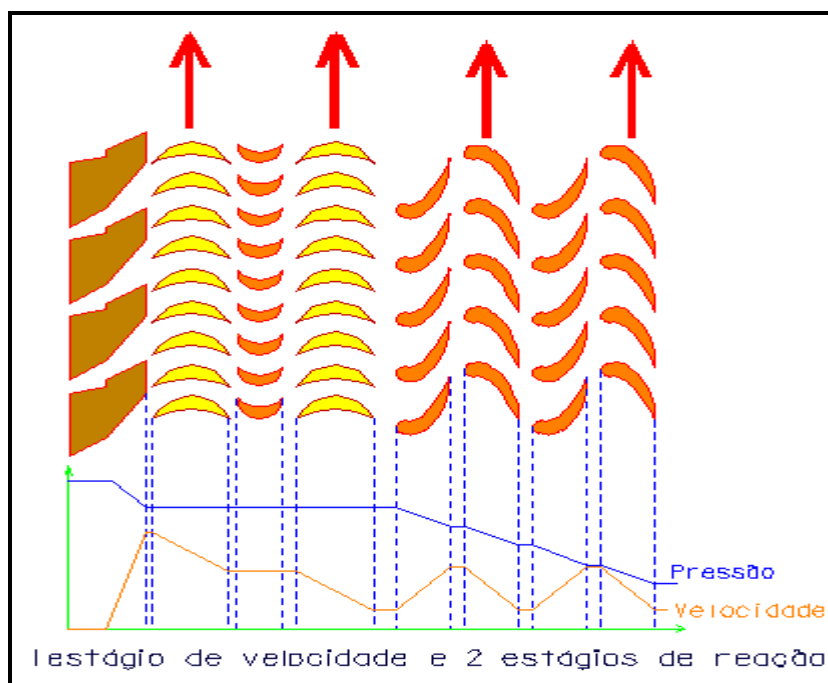


Fig. 2.9 – Turbina com 1 estágio de velocidade e 2 estágios de reação (segundo Richard F. Neerken, 1980)

Uma unidade de acionamento de geradores elétricos de uma central termoelétrica 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 seguinte apresenta algumas das diferentes possibilidades de combinações entre turbinas, havendo em todos os esquemas mostrados o reaquecimento do vapor ao passar de um módulo de alta pressão para outro de média ou baixa pressão.

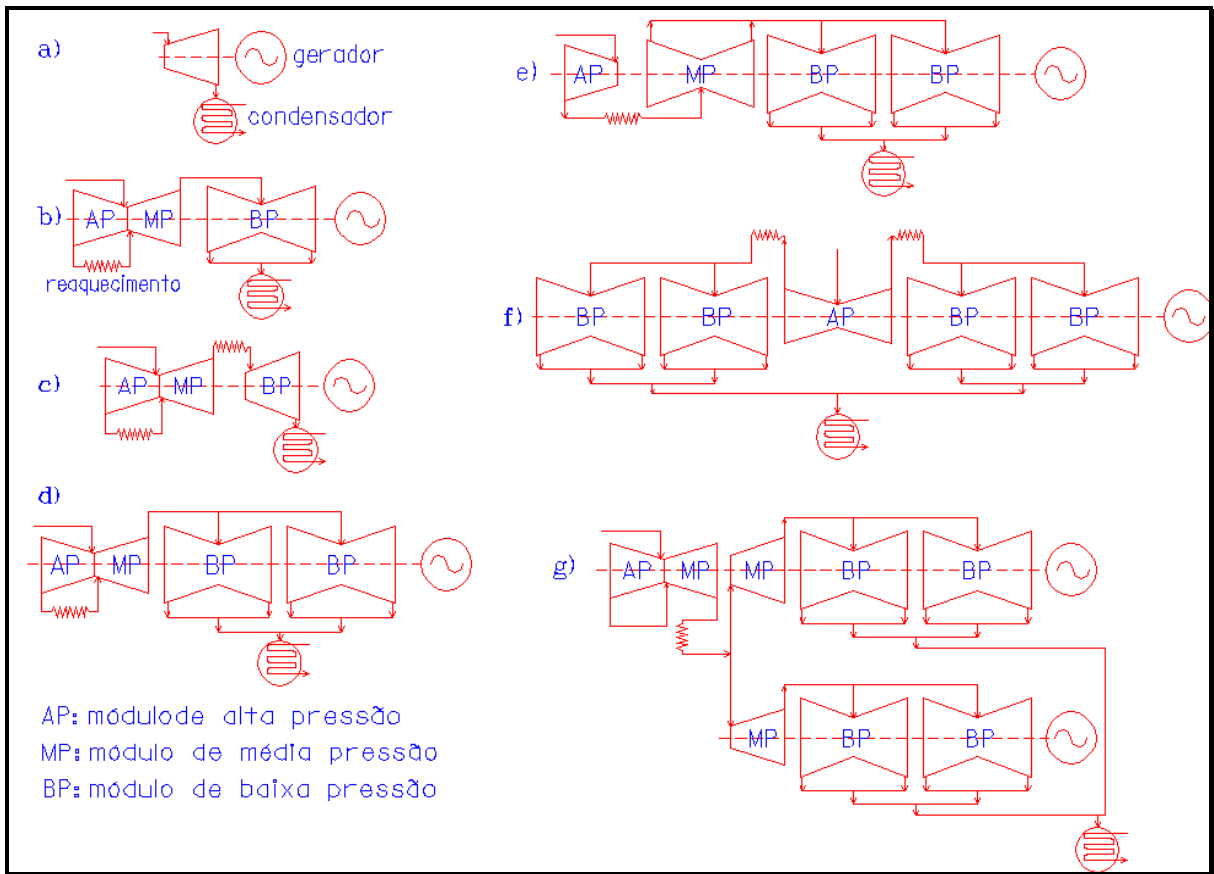


Fig. 2.10 – Arranjos de turbinas com 1 eixo e 2 eixos (segundo A.V.Schegliaiev, 1978, e T.Margulova, 1978)

A figura a seguir 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.

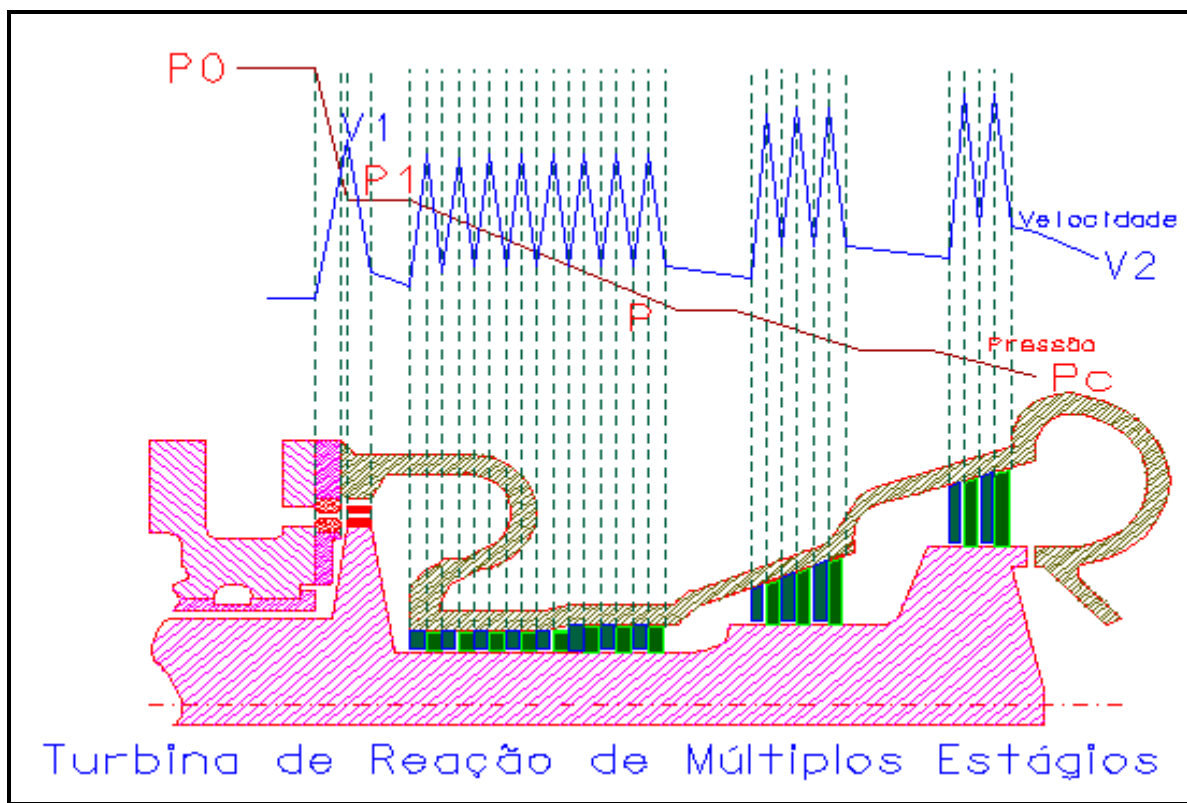


Fig. 2.11 – Turbina de reação com múltiplos estágios e os diagramas mostrando as pressões e velocidades ao longo dos estágios. (Segundo A.V.Schegliaiev, 1978)

### ***Cálculo da vazão de vapor pela turbina***

A equação que expressa a dependência entre vazão de vapor pela turbina e pressões do vapor na entrada e na saída da mesma, é a seguinte:

$$\dot{m} = \dot{m}_0 \sqrt{\frac{(p_{01}^2 - p_{21}^2) - \sigma(p_{01} - p_{21})^2}{(p_{00}^2 - p_{20}^2) - \sigma(p_{00} - p_{20})^2}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \quad (2.14)$$

onde:

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

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

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

$p_{00}$  : pressão do vapor na entrada da turbina, para uma condição de operação nominal, em kPa;

$p_{20}$  : pressão do vapor na saída da turbina, para uma condição de operação nominal, em kPa;

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

$T_{00}$  : temperatura do vapor na entrada da turbina, para uma condição de operação nominal, em °C;

$\varepsilon_*$  : relação crítica entre pressão do vapor na saída e pressão do vapor na entrada da turbina.

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

Para turbinas de condensação com grande número de estágios, o valor de  $\varepsilon_*$  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 (2.14) podem ser desprezadas. Também nestas turbinas, as pressões do vapor na 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:

$$\dot{m} = \dot{m}_0 \frac{p_{01}}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \quad (2.15)$$

Dividindo-se o numerador e o denominador da equação (2.14) por  $p_{00}$ , obtém-se:

$$q = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = \sqrt{\frac{(\varepsilon_{01}^2 - \varepsilon_{21}^2) - \sigma(\varepsilon_{01} - \varepsilon_{21})^2}{(1 - \varepsilon_{20}^2) - \sigma(1 - \varepsilon_{20})^2}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \quad (2.16)$$

onde:

$$\varepsilon_{01} = \frac{p_{01}}{p_{00}}$$

$$\varepsilon_{21} = \frac{p_{21}}{p_{00}}$$

$$\varepsilon_{20} = \frac{p_{20}}{p_{00}}$$

Da mesma forma, a equação (2.15) pode ser apresentada como:

$$\dot{m} = \dot{m}_0 \varepsilon_{01} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \quad (2.17)$$

Sendo  $\varepsilon_* = \varepsilon_{crit} < 0,3$ , pode-se usar a expressão (2.17) para quaisquer valores de pressão de vapor. Caso contrário recomenda-se utilizar a equação (2.16) para  $\frac{p_{21}}{p_{01}} (= \varepsilon) > \varepsilon_{crit}$ , e a equação (2.17) para  $\varepsilon < \varepsilon_{crit}$ .

A figura a seguir mostra uma representação gráfica da equação (2.16) em função de  $\varepsilon_{01}$  e  $\varepsilon_{21}$ .

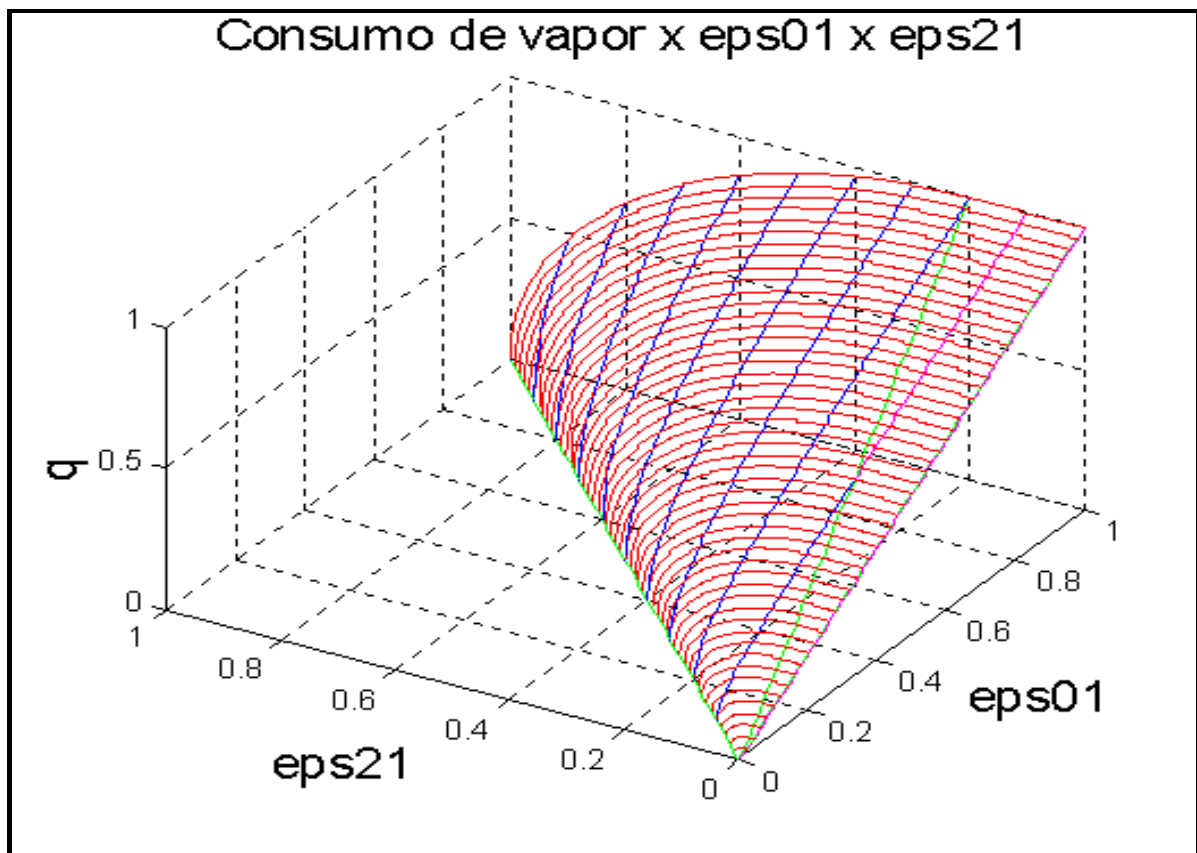


Fig. 2.12 – Gráfico da vazão de vapor pela turbina em função das relações das pressões relativas do vapor na entrada ( $\varepsilon_{01}$ ) e na saída ( $\varepsilon_{21}$ ).

As deduções das expressões acima encontram-se detalhadas no anexo a esta dissertação.

### ***Cálculo e Regulação da Potência da Turbina***

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

$$P = \eta \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \Delta h_i \quad (2.18)$$

onde:

$\dot{m}_i$  : 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;

$\Delta h_i$  : diferença de entalpia disponível no i-ésimo conjunto de estágios da turbina, em kJ/kg;

$\eta$  : rendimento da turbina.

Para se variar a potência da turbina procede-se a variação da vazão de vapor pela mesma. Os sistemas empregados para tal são os seguintes:

- Operação de válvulas de estrangulamento que restringem a passagem de vapor diminuindo a pressão na admissão da turbina;
- 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;
- Variação da pressão do vapor de entrada, variando, portanto, a vazão de vapor pela turbina;
- 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 na turbina. 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. Num processo seqüencial, o mesmo ocorre com as demais válvulas. 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 citado 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 líquido saturado 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 o qual não pode ser inferior a 88%. Uma diminuição 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 submetidos.

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.

Pode-se utilizar sistemas combinados de controle de carga. Por exemplo, na usina de Candiota, até 50% da potência nominal, o controle de potencia da turbina é realizado pela abertura ou fechamento de um sistema de 4 válvulas. Acima deste percentual o controle da

carga é feito pela variação da pressão, obtida com a variação da velocidade de rotação das bombas principais.

O gráfico a seguir 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.

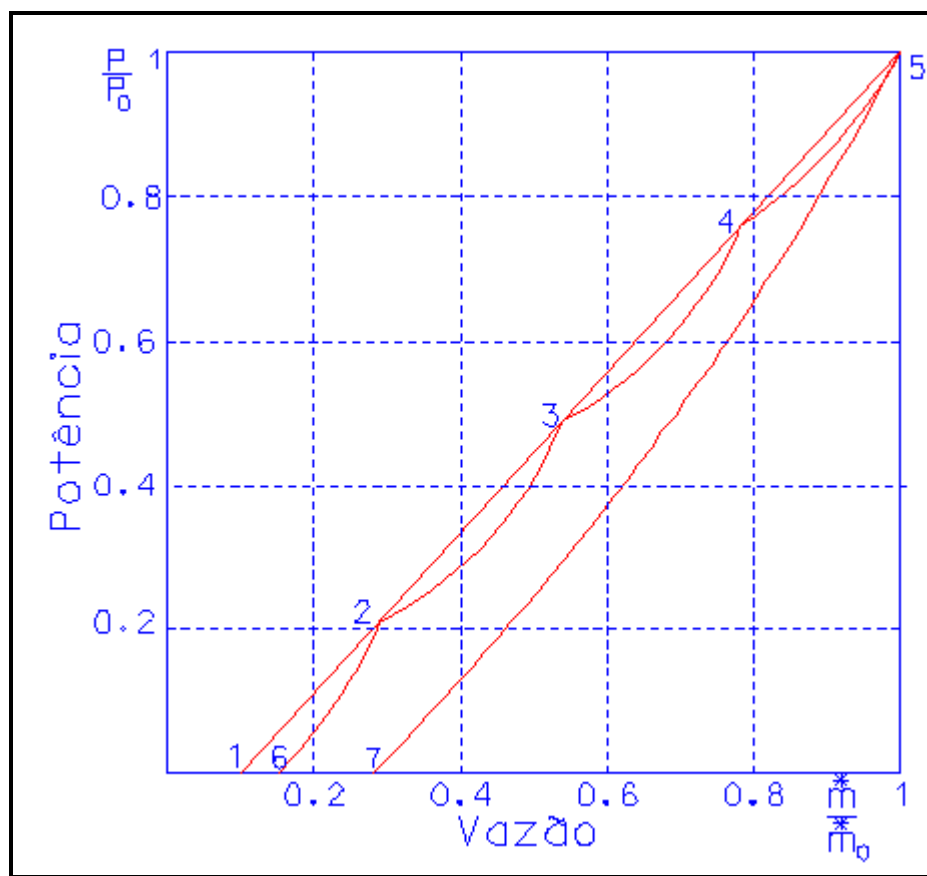


Fig. 2.13 – Diagrama de potência relativa x consumo de vapor relativo (segundo A.V.Schegliaiev, 1978)



### 2.4.2 Bombas

Bombas centrífugas tem o desempenho caracterizado pelas seguintes grandezas de operação:

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

Todos estas variáveis devem ser levadas em consideração num processo computacional de simulação, sendo que aos dados fornecidos pelo fabricante devem ser ajustadas curvas, com a finalidade de encontrar relações, as quais passam a formar parte de um conjunto maior de equações propostas para a modelagem de todo o sistema em estudo.

À semelhança das turbinas, a potência fornecida para que a bomba eleve a pressão do líquido na caldeira é:

$$P = \frac{\dot{m} \Delta h_0}{\eta_b} \quad (2.19)$$

$\Delta h_0$ : diferença de entalpia na bomba na condição sem perdas;

$\eta_b$ : rendimento isentrópico da bomba.

O rendimento de uma bomba é calculado pela equação:

$$\eta_b = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{v(p_2 - p_1)}{h_2 - h_1} \quad (2.20)$$

onde:

$h_1$ : entalpia do fluido na entrada da bomba, em kJ/kg;

$h_{2s}$ : entalpia do fluido para uma condição isentrópica na saída da bomba, em kJ/kg;

$h_2$ : entalpia real do fluido na saída da bomba, em kJ/kg;

- $p_1$  : pressão do fluido na entrada da bomba, em kPa;  
 $p_2$  : pressão do fluido na saída da bomba, em kPa;  
 $v$  : volume específico do líquido impulsionado, em m<sup>3</sup>/kg.

Atribuindo o índice 0 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:

$$[p_2 - p_1]_1 = \left(\frac{V_{a1}}{V_{a0}}\right)^2 [p_2 - p_1]_0 + \left(\frac{V_{a1}}{V_{a0}}\right) B \dot{m} + C \dot{m}^2 \quad (2.21)$$

onde:

- $V_{a0}$  : velocidade angular nominal da bomba, em rad/s;  
 $V_{a1}$  : velocidade angular qualquer da bomba, em rad/s;  
 $\dot{m}$  : vazão em massa do líquido impulsionado, em kg/s.

O anexo A2 mostra com mais detalhes as deduções das equações acima.

### 2.4.3 Tubulações

Projetos de centrais termoelétricas devem prever comprimento e diâmetro de tubulações adequados de forma a não se incorrer em perdas de carga expressivas devido ao atrito do fluido em escoamento. Além das perdas nas tubulações que interligam os componentes da unidade térmica, ocorrem perdas nas tubulações do gerador de vapor, do reaquecedor, dos regeneradores de superfície, e do condensador. No programa de simulação usando o MATLAB, desenvolvido para este trabalho, não foram levadas em conta as perdas no condensador, que na prática não são muito expressivas. As perdas no gerador de vapor foram avaliadas através de um percentual de perda de carga diretamente proporcional à vazão do líquido / vapor pela mesma.

A equação utilizada neste trabalho para o cálculo de queda de pressão nas tubulações dos circuitos térmicos de vapor é a seguinte:

$$\Delta p = f \rho \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (2.22)$$

onde:

$\Delta p$ : queda de pressão na tubulação, em kPa;

$f$ : fator de atrito;

$\rho$ : densidade do fluido, em kg/m<sup>3</sup>;

$\bar{V}$ : velocidade média do fluido em escoamento, em m/s;

$D$ : diâmetro do tubo, em m;

$L$ : comprimento do tubo, em m.

Os valores de  $f$  foram encontrados experimentalmente e as relações mais conhecidas para calculá-lo são as de Colebrook e de Miller, quando o fluido encontra-se na condição de escoamento turbulento ( $Re > 2500$ ). 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 programa de simulação desenvolvido para este trabalho.

$$f = 0,25 \left( \log \left( \frac{e}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right)^{-2} \quad (2.23)$$

onde:

$e$ : rugosidade da superfície das paredes internas da tubulação;

$Re$ : número de Reynolds.

Para um escoamento laminar, tem-se:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.24)$$

O anexo A3 apresenta as equações acima com alguns detalhes sobre a evolução das mesmas.

## 2.4.4 Gerador de Vapor

No gerador de vapor a água recebe calor através da queima de combustíveis renováveis (lenha, álcool, bagaço de cana, etc.) ou não renováveis (carvão mineral, óleos oriundos do petróleo, gás natural), ocorrendo a mudança de fase líquida para a gasosa. Acontece, então, a elevação da entalpia do fluido para possibilitar uma diferença entálpica na turbina, necessária para que a mesma possa produzir trabalho.

As perdas mais significativas da caldeira ocorrem devido à fuga de calor para o meio ambiente, sendo que de 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. Verifica-se também a perda de pressão devido ao escoamento da água em fase líquida e gasosa pelos tubos. As perdas de calor estão expressas pelo rendimento térmico da caldeira. As perdas de pressão são identificadas por um valor percentual diretamente proporcional à vazão de água. O desenho a seguir ilustra a conformação simplificada de um tipo de gerador de vapor, com os seus elementos básicos e os caminhos de circulação de água e vapor.

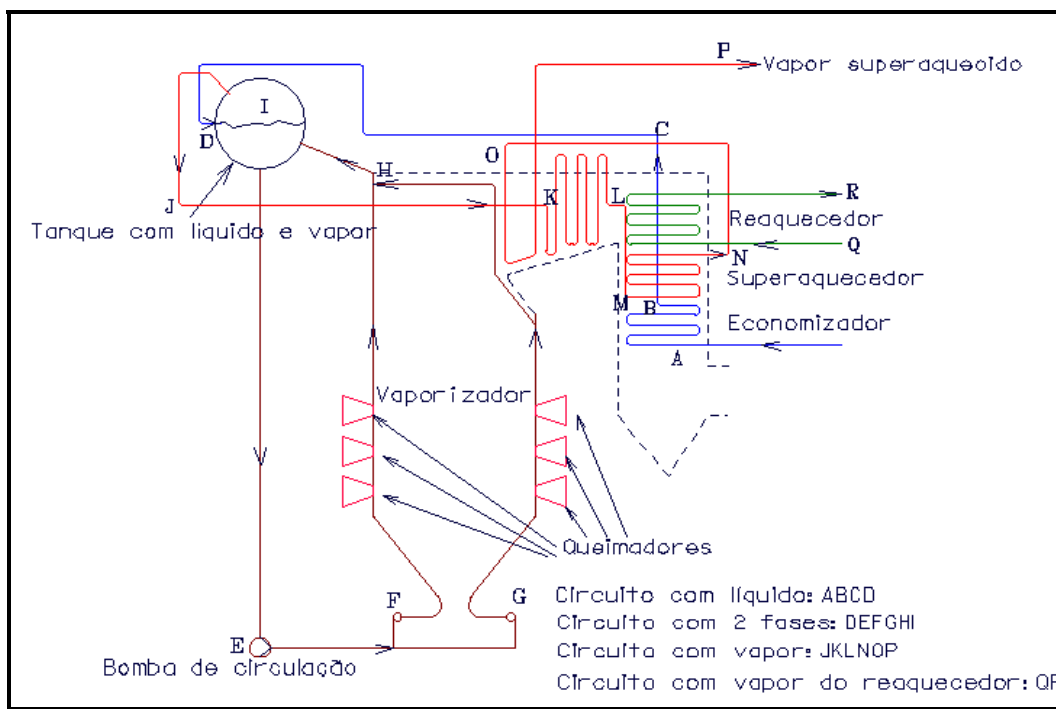


Fig. 2.14 – Gerador de vapor com os circuitos de escoamento de água nas fases líquida, líquida/gasosa e gasosa. (segundo Sadik Kakaç, 1991)

As características construtivas de gerador de vapor devem estar adequadas ao projeto da central térmica como um todo. Por exemplo, um reaquecedor do vapor, que sai de uma turbina de alta pressão para alimentar a turbina de baixa pressão, deve estar incluído no corpo do gerador de vapor.

Para o cálculo da queda de pressão nas tubulações do gerador de vapor, há a necessidade de se recorrer ao uso de complexas correlações, principalmente considerando que pelo mesmo ocorre o escoamento do fluido em duas fases. Neste trabalho tratou-se a queda de pressão de forma simplificada, como sendo diretamente proporcional à vazão de vapor pelo gerador de vapor, segundo equação a seguir:

$$p_2 = p_1 \left( 1 - dp\_cald \left( \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{10}} \right) \right) \quad (2.25)$$

Para se encontrar o rendimento térmico é necessário o cálculo da relação entre o calor transferido ao fluido de trabalho (economizador, vaporizador, superaquecedores e reaquecedores) e o calor liberado pela queima do combustível, o que requer a utilização de correlações empíricas de transferência de calor. Também aqui considerou-se o rendimento como sendo de um valor fixo, e o calor recebido pelo fluido de trabalho é calculado pela equação:

$$Q_{cal} = \frac{\dot{m}_1 (h_2 - h_1)}{\eta_{cald}} \quad (2.26)$$

onde:

$Q_{cal}$  : calor recebido pelo gerador de vapor, em kJ/s;

$p_1$  : pressão do vapor na entrada do gerador de vapor, em kPa;

$p_2$  : pressão do vapor na saída do gerador de vapor, em kPa;

$dp\_cald$  : queda de pressão do vapor no gerador de vapor, em kPa;

$\dot{m}_1$  : vazão qualquer do fluido pelo gerador de vapor, em kg/s;

$\dot{m}_{10}$  : vazão nominal do fluido pelo gerador de vapor, em kg/s;

$h_1$  : entalpia do vapor na entrada do gerador de vapor, em kJ/kg;

$h_2$  : entalpia do vapor na saída do gerador de vapor, em kJ/kg;

$\eta_{cald}$  : rendimento térmico do gerador de vapor.

### 2.4.5 Condensadores

Condensadores são trocadores de calor em que internamente aos tubos circula a água de resfriamento e externamente aos tubos, o vapor saturado oriundo da turbina. São colocados junto às turbinas, sendo utilizados os do tipo casco-tubo, normalmente com sistema de contracorrente.

Como regra, nos condensadores, a água de refrigeração sempre passa por dentro dos tubos, por razões de praticidade e por razões econômicas. Primeiro, a água de refrigeração contém detritos e impurezas, sendo que os eventuais depósitos nos tubos são fáceis de serem limpados. Tornar-se-ia muito difícil limpar os depósitos na parte externa dos tubos em decorrência da circulação da água de arrefecimento ao redor dos mesmos. Segundo, como esta água circula numa pressão bem mais alta do que a atmosférica seriam necessárias paredes externas do condensador mais espessas, o que acabaria por elevar significativamente o custo de construção do condensador.

A figura a seguir mostra um condensador do tipo casco-tubo.

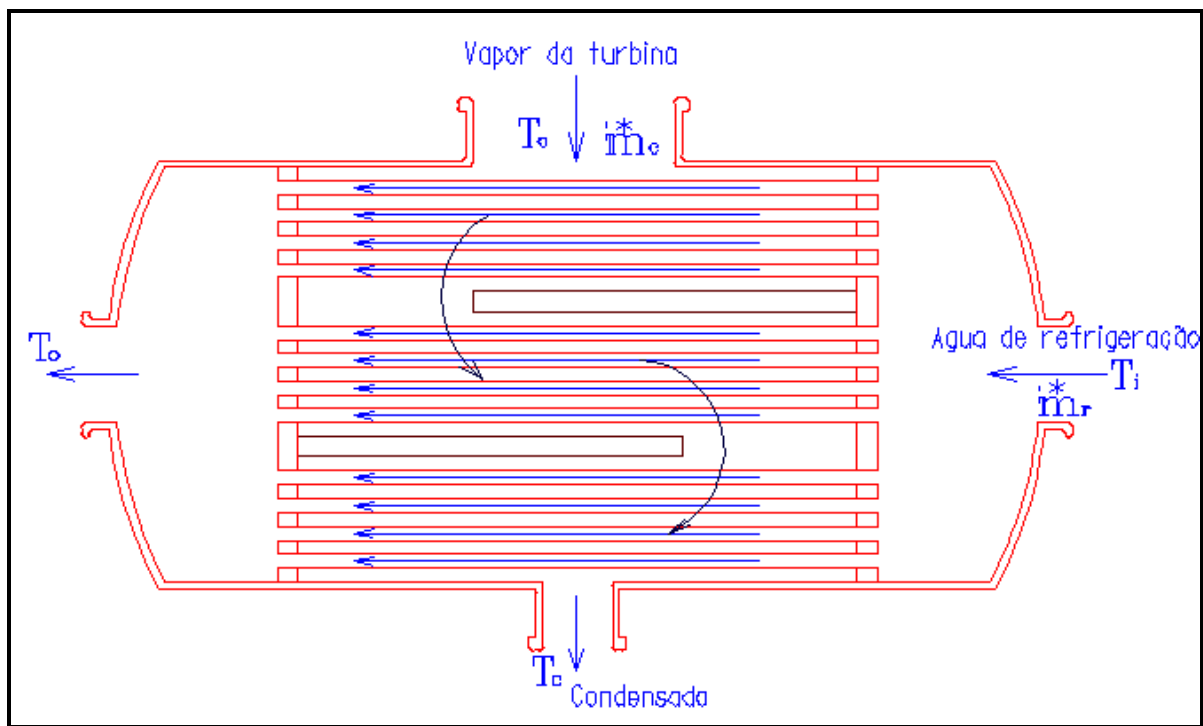


Fig. 2.15 – Condensador típico de uma central térmica. (segundo T.Margulova, 1978)

Para um condensador o vapor saturado entra no casco com uma temperatura  $T_c$  e deve sair do mesmo como líquido saturado com a mesma temperatura. Já o líquido de arrefecimento deve entrar nos tubos com uma temperatura  $T_i$  próxima à temperatura ambiente e sair com uma temperatura tal que a torre de resfriamento consiga trazer o fluido novamente para a temperatura  $T_i$ .

Nas simulações efetuadas neste trabalho considerou-se que a temperatura e pressão da água no condensador permanecem constantes, sendo que ocorre uma diminuição da entalpia de uma condição de vapor saturado (título próximo de 1) para uma condição de líquido saturado (título igual a 0).

A equação do calor liberado pelo condensador é a seguinte:

$$Q_{cond} = \dot{m}_0 (h_c - h_0) \quad (2.26)$$

E a pressão do vapor na saída:

$$p_c = p_0 \quad (2.27)$$

No anexo A4 pode-se ver o desenvolvimento de algumas equações de transferência de calor do vapor saturado do circuito principal para o líquido de refrigeração, com vistas ao dimensionamento do condensador.

#### 2.4.6 Regeneradores

Regeneradores ou aquecedores de regeneração são também trocadores de calor do tipo casco-tubo, em que a água do circuito principal, oriunda do condensador, passa pelos tubos, e o vapor de extração das turbinas envolve os tubos. O vapor é condensado e a água líquida se deposita no fundo do tanque, sendo extraída através de purgadores e conduzida, ou para o condensador, ou para o regenerador desaerador de mistura, ou para o circuito principal através de uma bomba, ou para outro regenerador de superfície.

Nos regeneradores de superfície, tanto o vapor que circula externamente aos tubos como a água que passa por dentro dos tubos, fazem parte do mesmo fluido do circuito principal, tratando-se, portanto, de água desmineralizada para evitar corrosão. Além disto,

para que a água condensada do vapor de extração seja retirada do tanque, é necessário que ela esteja por fora dos tubos, para que possa se depositar no fundo do tanque e ser finalmente extraída através de purgadores ou bombas.

Os regeneradores de superfície são trocadores de calor similares ao mostrado na figura seguinte.

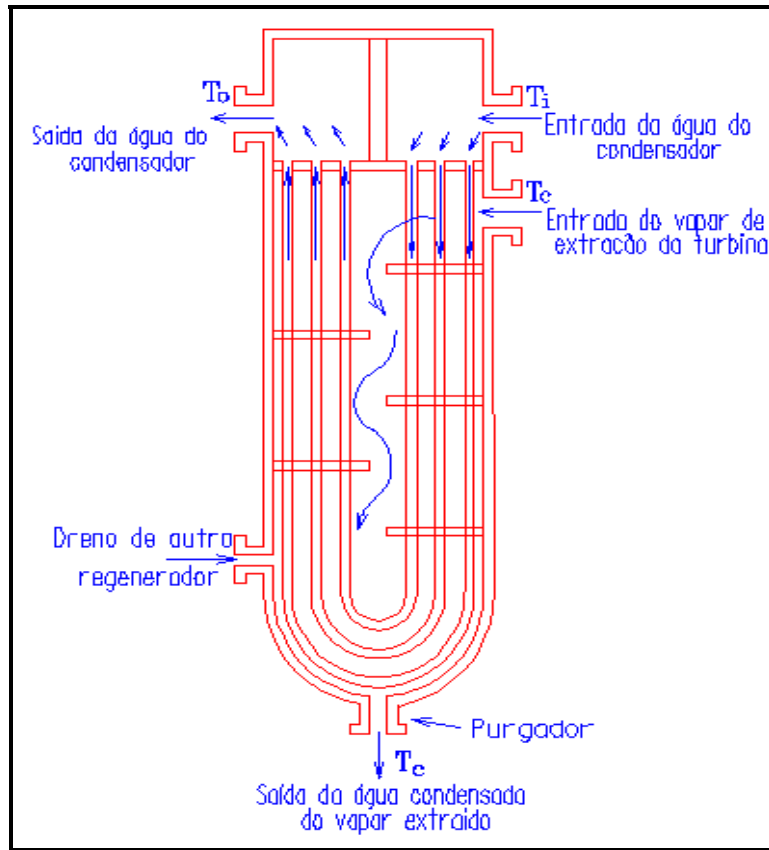


Fig. 2.16 – Regenerador vertical de superfície do tipo casco tubo. (segundo T.Margulova, 1978)

O vapor extraído da turbina entra no regenerador superaquecido e sai como líquido saturado.

Este tipo de regenerador, apesar de estar presente em todas as instalações de centrais térmicas a vapor, não foi considerado neste trabalho para fins de simulação. No entanto o Anexo A5 apresenta algumas equações que podem ser aplicadas a estes regeneradores, as quais poderão ser utilizadas em futuros trabalhos de simulação.

Regeneradores desaeradores de mistura recebem a água do circuito principal pela parte superior do equipamento. Esta água é atomizada ou precipitada em gotículas e entra



em contato com o vapor que vem da extração da turbina, o qual penetra mais abaixo da entrada de água. O contato da água com o vapor de extração, condensa este último e separa o oxigênio e dióxido de carbono do fluido, os quais são retirados do tanque com uma parcela mínima de vapor. A água saturada se precipita para a parte inferior do tanque e segue adiante em direção a outros regeneradores de superfície, ou vai direto para a bomba de alimentação da caldeira.

A figura a seguir mostra um desenho simplificado de um regenerador de mistura desaerador, com as vazões de vapor d'água e de água líquida.

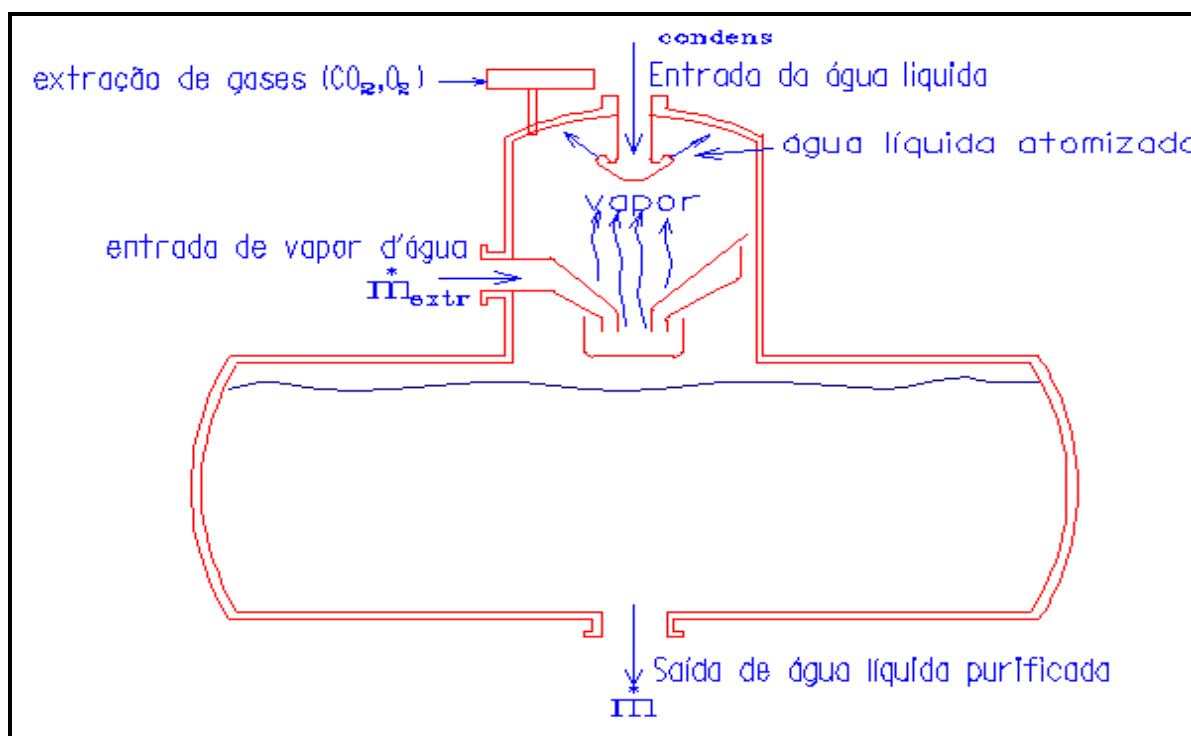


Fig. 2.17 – Regenerador de mistura desaerador. (segundo G.A Gaffert, 1955)

No fluido encontram-se, além do oxigênio e o dióxido de carbono, a amônia e o nitrogênio. Este último não apresenta efeitos corrosivos nos componentes do sistema. Já a amônia, juntamente com o oxigênio, torna-se corrosiva para os componentes de cobre, e o oxigênio provoca corrosão nos componentes fabricados com aço. Assim, retirando-se o oxigênio, neutraliza-se o efeito corrosivo da amônia, além de evitar a corrosão dos componentes feitos de aço.

Da primeira lei chega-se à equação que expressa o comportamento termodinâmico do regenerador de mistura, considerando que não há troca de calor com o meio e nem trabalho realizado:

$$\dot{m} h_{liq\_saida} = \dot{m}_{condens} h_{condens} + \dot{m}_{extr} h_{extr} \quad (2.28)$$

e, considerando a configuração do sistema:

$$\dot{m} = \dot{m}_{condens} + \dot{m}_{extr} \quad (2.29)$$

Quanto as pressões:

$$p = p_{condens} \quad (2.30)$$

$$p_{extr} = p_{condens} \quad (2.31)$$

Os índices da expressão acima referem-se aos valores de vazão, entalpia e pressão 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.

Na montagem das equações para fins de simulações, levou-se em conta que as pressões do vapor de extração da turbina e da água líquida, ambos fluindo para dentro do regenerador, são iguais. Ocorre uma queda de pressão no processo de atomização da água, o que, entretanto, não foi considerado na modelagem desenvolvida neste trabalho.

### **3 MODELAGEM ESCOLHIDA**

#### **3.1 Introdução**

Neste capítulo será abordada a modelagem aplicada aos casos escolhidos para análise, bem como a metodologia empregada para a solução do sistema de equações proposto. A fundamentação teórica que resultou nas relações matemáticas empregadas para a modelagem do sistema foi apresentada no capítulo 2. Sendo a turbina o componente mais sofisticado e importante de todo o sistema térmico de uma central de geração de energia elétrica, ela foi descrita com maior detalhamento, tendo em vista a necessidade de se encontrar equações apropriadas e com um certo grau de precisão, para dar maior validade aos resultados obtidos com as simulações numéricas.

Inicialmente houve a necessidade de se encontrar equações que fornecessem as diversas propriedades da água líquida, água saturada e do vapor d'água superaquecido. Sobre os dados tabelados foram ajustados polinômios, os quais foram de grande valia para a automatização do processo de cálculo. Para cada componente foi associada uma ou mais equações que pudessem descrever, com grande aproximação, o seu funcionamento. Foi empregado o método de Newton-Raphson com sub-relaxação para a solução de equações não lineares, sendo que algumas modificações se fizeram necessárias para assegurar a sua convergência.

#### **3.2 Determinação das Propriedades Termodinâmicas da Água**

A simulação dos ciclos térmicos demanda o conhecimento das propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho, no caso a água nas fases líquida e gasosa.

A maneira encontrada para automatizar o cálculo destas propriedades foi o uso de equações que pudessem expressar estas grandezas numa região bastante ampla de pressões e temperaturas. Estas correlações devem garantir resultados com uma precisão razoável, para que os cálculos dos ciclos térmicos apresentem dados bastante próximos da realidade.

Uma outra forma de calcular as propriedades termodinâmicas consiste no uso direto das tabelas introduzidas no programa de simulação, com a interpolação de dados, quando necessário.

Numa primeira fase foi feita uma tentativa de calcular as propriedades através das equações a seguir relacionadas:

- Clapeyron;
- relação entre a pressão  $p$  e a temperatura  $T$  na saturação;
- entalpia e entropia deduzidas das relações de Maxwell, e da equação de estado de Redlich-Kwong.

A expressão que descreve os valores de entalpia da água na região de saturação é a equação de Clapeyron (Stoecker, 1989), apresentada a seguir:

$$\frac{dp}{dT} = \frac{h_{lv}}{T(v_v - v_l)} \quad (3.1)$$

Conhecendo-se a relação entre  $p$  e  $T$ , que pode ser um polinômio ajustado ou uma equação do tipo  $\ln p = A + \frac{B}{T}$ , chega-se ao valor de  $\frac{dp}{dT}$  para  $p$  e  $T$  dados. O valor de  $v_v$  é calculado pela equação de estado de Redlich-Kwong (Stoecker, 1989),:

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{T^{0.5}v(v+b)} \quad (3.2)$$

sendo  $a$  e  $b$  dados por:

$$a = 0,42748 \frac{R^2 T_{crit}^{\frac{5}{2}}}{P_{crit}} \quad (3.3)$$

$$b = 0,08664 \frac{RT_{crit}}{P_{crit}} \quad (3.4)$$

O valor de  $v_l$  é obtido de tabelas, ou desprezado, visto ser este muito pequeno se comparado com o valor do  $v_v$ . Conhecendo-se, então,  $\frac{dp}{dT}$ ,  $v_v$  e  $v_l$ , chega-se ao valor de  $h_{lv}$ . Parte-se da temperatura de 0° C onde a entalpia  $h_l$  é igual a zero, e a entalpia do vapor saturado é igual a  $h_{lv}$ .

Para o cálculo da entalpia na região do vapor superaquecido utiliza-se a equação obtida das relações de Maxwell (Van Wylen et al, 1995):

$$h_3 - h_1 = \int_1^2 c_p dT + \int_2^3 \left[ v - T \left( \frac{dv}{dT} \right)_p \right] dp \quad (3.5)$$

A primeira parcela do lado direito da equação anterior é calculada através da relação entre calor específico e temperatura do vapor, facilmente encontrada na bibliografia clássica sobre termodinâmica. Para o vapor d'água, utilizou-se a equação encontrada em Van Wylen et al, 1995:

$$c_p = 143,05 - 183,54 * \theta^{0,25} + 82,751 * \theta^{0,5} - 3,6989 * \theta \quad (3.6)$$

sendo  $\theta = \frac{T}{100}$ , com T expressa em Kelvin. Esta correlação é válida para uma faixa de temperaturas de 300 a 3500 K.

Assim, a parcela  $\int_1^2 c_p dT$  é calculada para uma isobárica até a temperatura desejada, sendo, então, a segunda parcela do lado direito da equação (3.5), nula.

Seguindo uma isotérmica chega-se a pressão desejada, através da parcela  $\int_2^3 \left[ v - T \left( \frac{dv}{dT} \right)_p \right] dp$ . Aqui novamente utiliza-se a expressão de Redlich-Kwong com o cálculo do valor de  $v$  via Newton-Raphson, para cada intervalo infinitesimal  $dp$ . A integração foi efetuada valendo-se da regra de Simpson.

Finalmente a entalpia no ponto desejado é assim calculada:

$$h = h_{iv} + h_{12} + h_{23} \quad (3.7)$$

Para o cálculo da entropia foi empregado o mesmo procedimento utilizado para o cálculo da entalpia, com as seguintes equações:

$$\frac{dp}{dT} = \frac{s_{iv}}{(v_v - v_l)} \quad (3.8)$$

$$s_3 - s_1 = \int_1^2 c_p \frac{dT}{T} - \int_2^3 \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dp \quad (3.9)$$

A equação de Redlich-Kwong é novamente utilizada para o cálculo de  $v$ .

A entropia, para uma pressão e temperatura dadas, é assim calculada:

$$s = s_{iv} + s_{12} + s_{23} \quad (3.10)$$

Os resultados obtidos para a entalpia foram satisfatórios para uma faixa de pressão de 10 kPa a 15.000 kPa, sendo que fora desta faixa os erros começaram a ultrapassar 3%. Quanto ao cálculo da entropia, as diferenças em relação aos dados tabelados chegaram a 10% para grande parte das pressões adotadas.

Partiu-se então para ajuste de polinômios sobre os dados de tabela, estes últimos retirados da bibliografia (Van Wylen et al., 1995). Os resultados obtidos foram mais aderentes aos dados tabelados, sendo que o erro em relação a estes não ultrapassou 3%, para uma ampla região de pressões (10 kPa a 60.000 kPa). A maioria das correlações apresentou uma melhor aderência para polinômios de 12<sup>a</sup> ordem. Entretanto polinômios deste tipo começam a mostrar dispersões de grande amplitude nas extremidades dos dados tabelados, o que pode ser evitado com prolongamento artificial destas extremidades, conseguindo-se então um ajuste adequado para a faixa de dados reais.

As tabelas foram incorporadas ao programa de simulação, a exemplo do que faz o IT (Interactive Thermodynamics), 1994. Empregou-se a função polyfit do Matlab, que opera pelo método dos mínimos quadrados.

As correlações construídas para as propriedades termodinâmicas da água saturada são as seguintes:

- $p \times T$  -> Pressão em função da temperatura;
- $v_l \times T$  -> Volume específico de líquido em função da temperatura;
- $v_v \times T$  -> Volume específico de vapor em função da temperatura;
- $h_l \times T$  -> Entalpia de líquido em função da temperatura;
- $h_{lv} \times T$  -> Entalpia de líquido/vapor em função da temperatura;
- $s_l \times T$  -> Entropia de líquido em função da temperatura;
- $s_{lv} \times T$  -> Entropia de líquido/vapor em função da temperatura;

Para vapor superaquecido, utilizaram-se tabelas de propriedades termodinâmicas relativas às seguintes pressões: 10 kPa, 50 kPa, 100 kPa, 200 kPa, 300 kPa, 400 kPa, 500 kPa, 600 kPa, 800 kPa, 1000 kPa, 1200 kPa, 1400 kPa, 1600 kPa, 1800 kPa, 2500 kPa, 3000 kPa, 3500 kPa, 4000 kPa, 4500 kPa, 5000 kPa, 6000 kPa, 7000 kPa, 8000 kPa, 9000 kPa, 10000 kPa, 12500 kPa, 15000 kPa, 17500 kPa, 20000 kPa, 25000 kPa, 30000 kPa, 35000 kPa, 40000 kPa, 50000 kPa, 60000 kPa.

Foram, então, elaboradas as seguintes correlações para as propriedades termodinâmicas do vapor superaquecido:

- $v_v \times T$  -> Volume específico em função da temperatura;
- $l_v \times T$  -> Entalpia em função da temperatura;
- $s_v \times T$  -> Entropia em função da temperatura;
- $h_v \times s_v$  -> Entalpia em função da entropia.

As propriedades para valores diferentes das pressões acima referidas são calculadas por interpolação. A tentativa de se encontrar uma equação única que abrangesse toda a região do superaquecimento, para cada propriedade foi bem sucedida. No entanto o erro em relação aos valores reais chegou, em alguns casos, a 10%. Com exceção do cálculo das propriedades para a água líquida comprimida, preferiu-se então manter os polinômios para cada pressão, utilizando a interpolação quando necessário, tendo em vista que o erro

máximo em relação a valores reais foi da ordem de 1%, para uma faixa de interesse de pressões e temperaturas.

A escolha de uma equação única para a água líquida comprimida ocorreu em virtude de haver dados de propriedades termodinâmicas tabelados para poucas pressões: 5 kPa, 10 kPa, 15 kPa, 20 kPa, 30 kPa, 50 kPa. Na primeira fase foram ajustadas equações para os dados referentes a cada pressão. Após, foram ajustadas curvas para cada conjunto de parâmetros das correlações encontradas anteriormente, chegando-se a correlações de  $v$ ,  $h$ , e  $s$ , em função de  $p$  e  $T$ . Para os valores tabelados de volume específico ajustaram-se polinômios de 5º grau, para cada conjunto de dados relativos a cada uma das pressões acima citadas:

- $p=5 \text{ MPa} \rightarrow v = a_1T^5 + b_1T^4 + c_1T^3 + d_1T^2 + e_1T + f_1$ ;
- $p=10 \text{ Mpa} \rightarrow . . .$
- $p=50 \text{ Mpa} \rightarrow v = a_6T^5 + b_6T^4 + c_6T^3 + d_6T^2 + e_6T + f_6$

Foram, então, ajustados polinômios de 5º grau para os parâmetros  $a_i$ ,  $b_i$ ,  $c_i$ ,  $d_i$ ,  $e_i$ , e  $f_i$ .

O mesmo foi feito para a entalpia e a entropia.

Finalmente foram ajustadas curvas para os dados tabelados (Incropera et al, 1998) de viscosidade da água e do vapor na saturação com vistas ao cálculo do número de Reynolds.

Os gráficos a seguir mostram algumas curvas resultantes do ajuste de polinômios sobre os dados tabelados das diferentes propriedades da água.



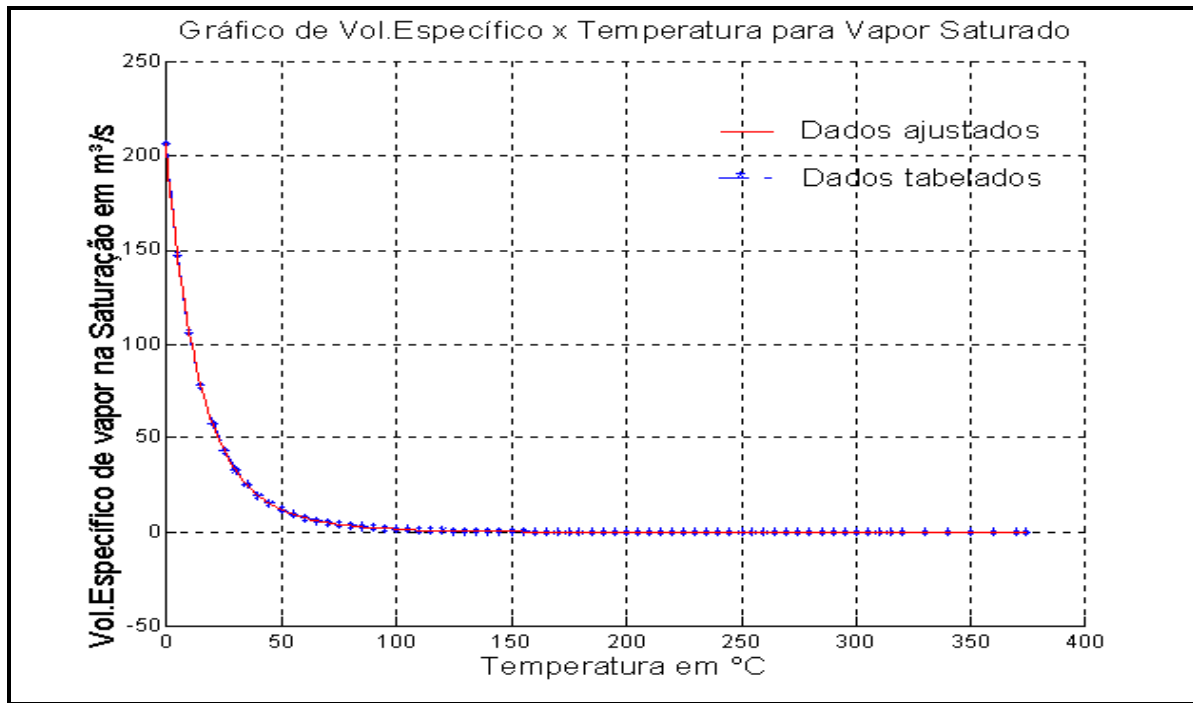


Fig. 3.1 – Curva ajustada de volume específico x temperatura para vapor saturado.

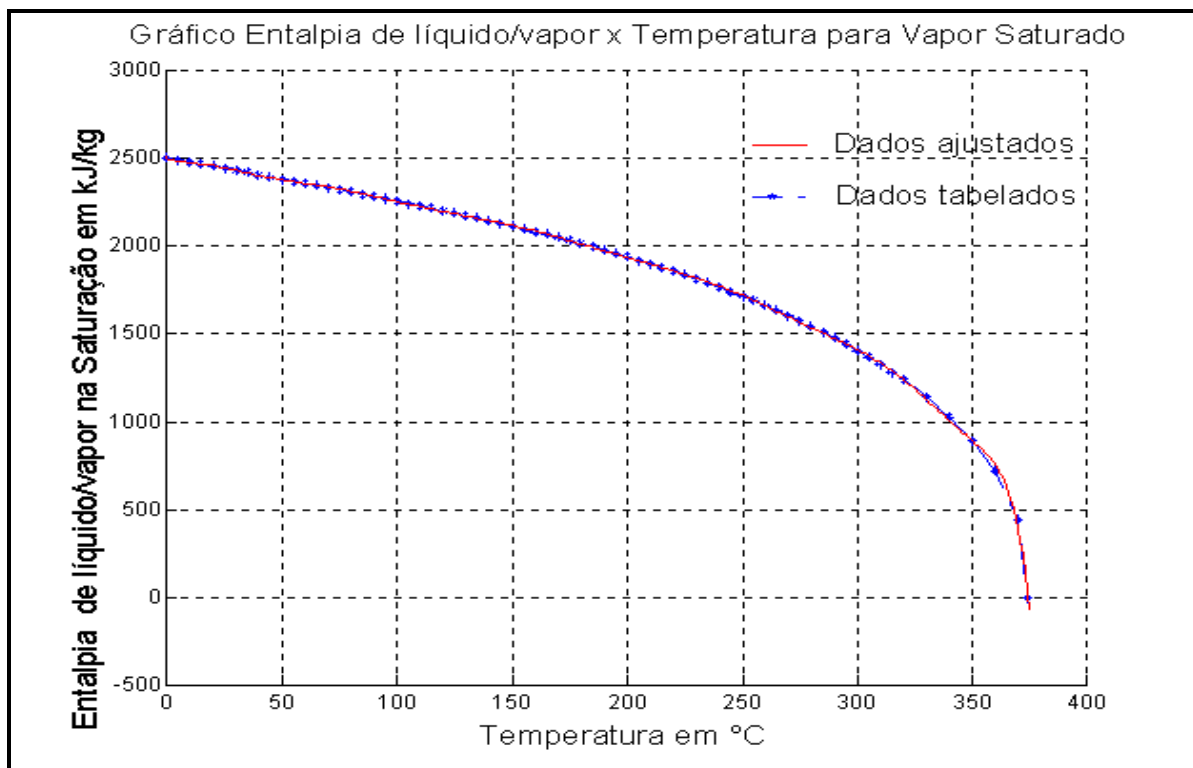


Fig. 3.2 – Curva ajustada de entalpia de líquido/vapor x temperatura para vapor saturado

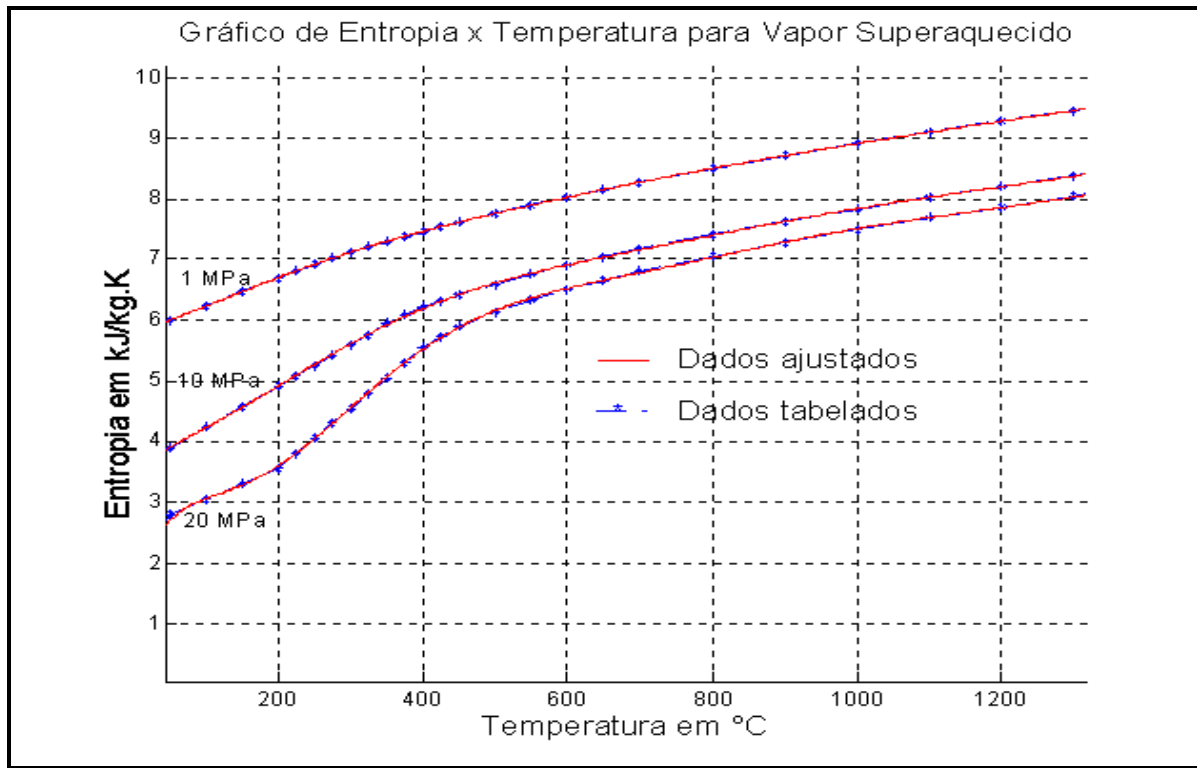


Fig. 3.3 – Curvas ajustadas de entropia x temperatura para vapor superaquecido

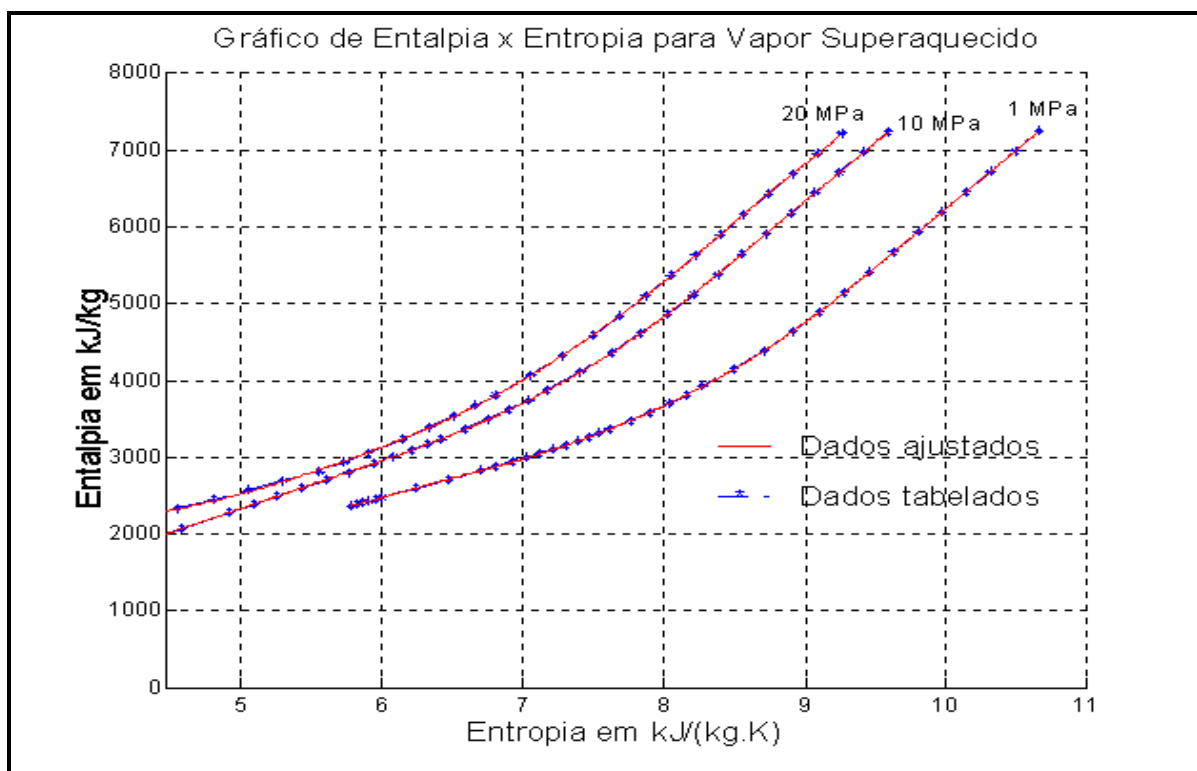


Fig. 3.4 – Curvas ajustadas de entalpia x entropia para vapor superaquecido

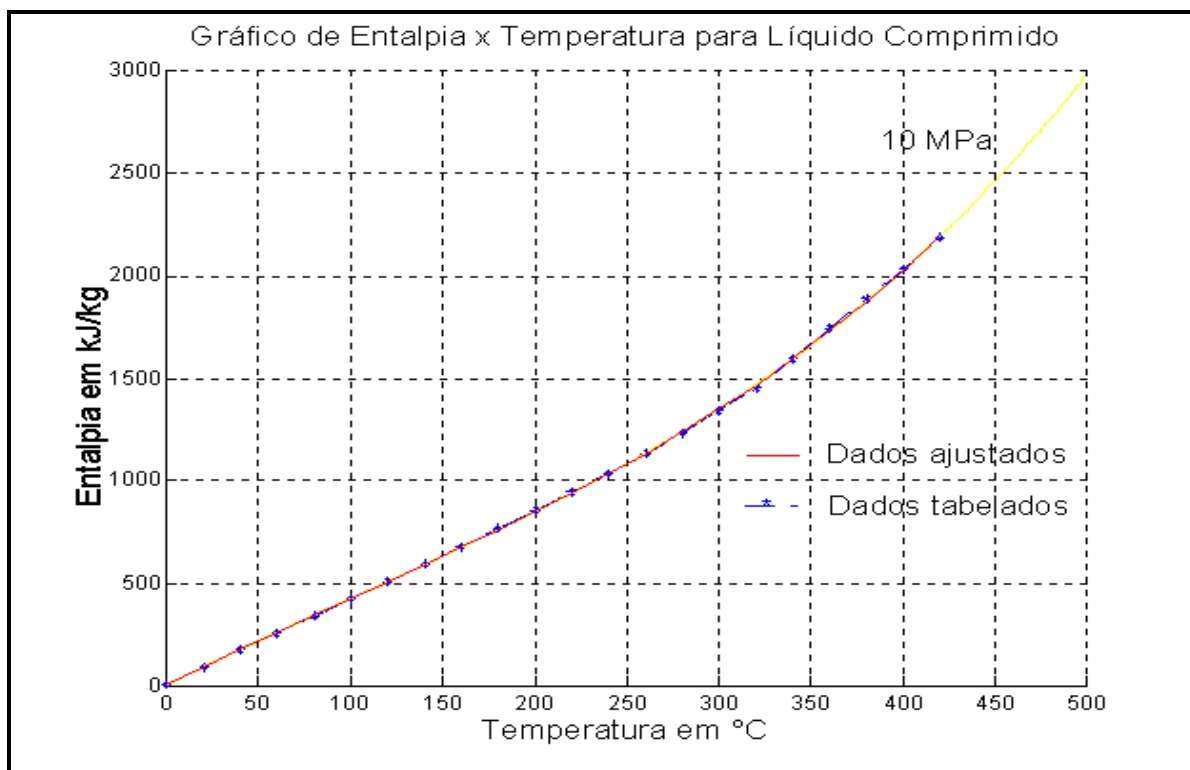


Fig. 3.5 – Curva ajustada de entalpia x temperatura para água líquida comprimida a 10 MPa

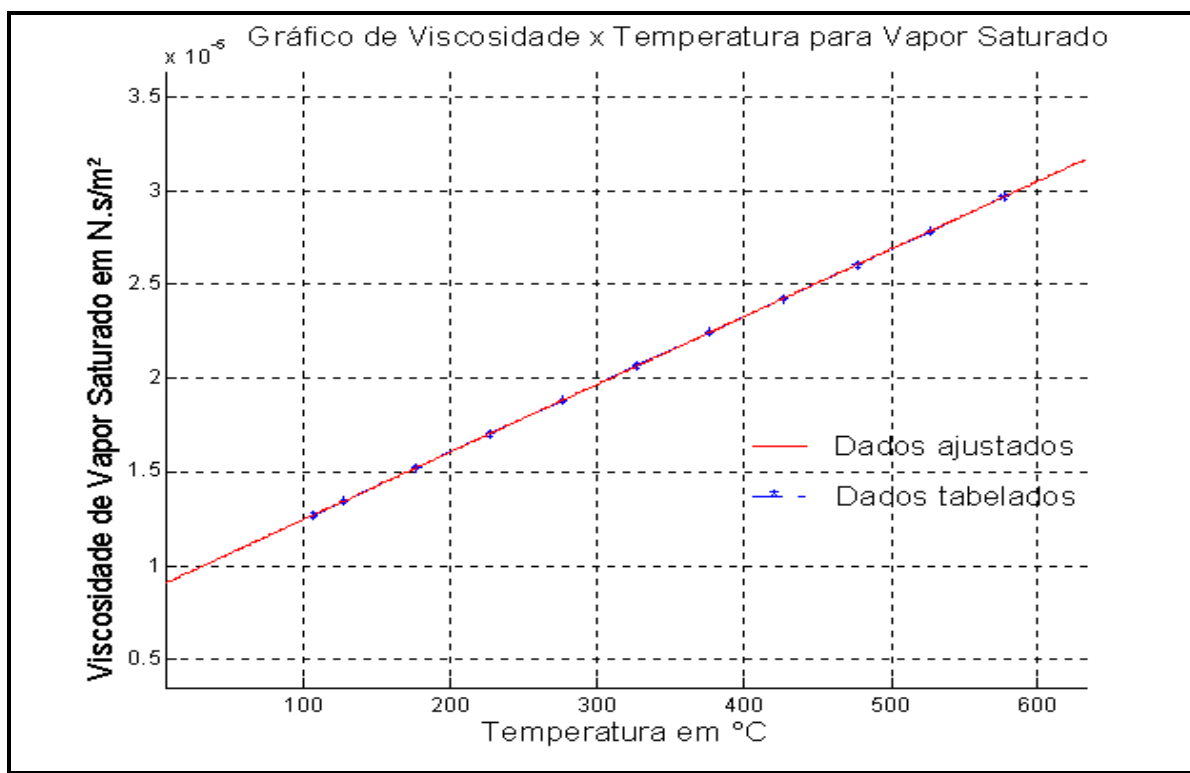


Fig. 3.6 – Curva ajustada de viscosidade do vapor saturado x temperatura

No anexo A6 estão detalhados todos os polinômios ajustados aos dados tabelados das propriedades termodinâmicas e da viscosidade da água, com o traçado das curvas respectivas.

Uma pesquisa adicional conduziu a resultados com uma precisão razoável, obtidos com o uso da equação cúbica de Peng-Robinson (Sandler, 1999), para o cálculo do volume específico, seguido do cálculo da entalpia e entropia, na região do vapor saturado e superaquecido. A solução da referida equação permite encontrar 3 raízes para o fator de compressibilidade  $Z$ :

$$Z^3 + (-1 + B)Z^2 + (A - 3B^2 - 2B)Z + (-AB + B^2 + B^3) = 0 \quad (3.11)$$

$$A = \frac{ap}{(RT)^2} \quad (3.12)$$

$$B = \frac{bp}{RT} \quad (3.13)$$

$$a = 0,45724 \frac{R^2 T_c^2}{p_c} \alpha \quad (3.14)$$

$$b = 0,07780 \frac{RT_c}{p_c} \quad (3.15)$$

$$\alpha = \left( 1 + k \left( 1 - \sqrt{\frac{T}{T_c}} \right) \right)^2 \quad (3.16)$$

onde:

$T_c$  : temperatura crítica, em K;

$T$  : temperatura qualquer, em K;

$p_c$  : pressão crítica, em kPa;

$p$  : pressão qualquer, em kPa;

$R$  : constante dos gases = 8,314 [J/(mol.K)].

$$k = 0,37464 + 1,54226 w - 0,26992 w^2 \quad (3.17)$$

em que  $w$  é o fator acêntrico, calculado pela relação:

$$w = -1 - \log_{10} \left[ \frac{p_{\text{vap}}(T_r = 0,7)}{p_c} \right] \quad (3.18)$$

O termo  $p_{\text{vap}}(T_r = 0,7)$  designa uma pressão de vaporização correspondente a uma temperatura  $T_r = T/T_c = 0,7$ , em que as temperaturas são expressas em Kelvin.

Para a água  $T_c = 647,29$  K,  $p_c = 22.090$  kPa, e para  $T_r = 0,7$  ( $T = 453,10$  K ou  $180$  °C) corresponde a uma pressão de vaporização de  $1.002,1$  kPa. Assim  $w = 0.3433$ .

A maior raiz real da equação (3.11) é usada para encontrar o volume específico para a região de vapor saturado e superaquecido. Quanto mais próximo de 1,  $Z = \frac{pv}{RT}$  expressa a proximidade do fluido da condição de gás ideal. O volume específico é assim calculado:

$$v = \frac{ZRT}{p} \quad (3.19)$$

Para o cálculo da entalpia e entropia as equações (3.5) e (3.9) podem ser rerepresentadas da seguinte forma (Sandler, 1999):

$$h(T, p) - h(T_1, p_1) = (h(T, p) - h(T_1, p_1))^{IG} + (h - h^{IG})_{T,p} - (h - h^{IG})_{T_1,p_1} \quad (3.20)$$

$$s(T, p) - s(T_1, p_1) = (s(T, p) - s(T_1, p_1))^{IG} + (s - s^{IG})_{T,p} - (s - s^{IG})_{T_1,p_1} \quad (3.21)$$

O índice IG refere-se à uma condição de gás ideal. As variáveis de estado sem índice indicam propriedades a serem calculadas. O estado definido pelo índice 1 é um estado de referência, que, para o caso da água, corresponde a uma pressão  $p_1$  de  $0.6113$  kPa e temperatura de saturação  $T_1$  de  $273,16$  K. Para esta condição:

$$h(T_1, p_1) = 2.5014 * \text{mol}_{H_2O} [\text{kJ/mol}] \text{ e } s(T_1, p_1) = 9,1562 * \text{mol}_{H_2O} [\text{kJ/mol.K}]$$

$$\text{sendo } \text{mol}_{H_2O} = 18,015 \text{ kg/mol}$$

As parcelas do lado direito das equações (3.20) e (3.21) podem ser substituídas pelas seguintes relações analíticas:

$$(h(T, p) - h(T_1, p_1))^{IG} = \int_{T_1, p=0}^{T, p=0} c_p^* dT \quad (3.21)$$

$$(s(T, p) - s(T_1, p_1))^{IG} = \int_{T_1, p=0}^{T, p=0} \frac{c_p^*}{T} dT - R \ln \frac{p}{p_1} \quad (3.22)$$

$$(h - h^{IG})_{T,p} = RT(Z - 1) + \frac{T \frac{da}{dT} - a}{2\sqrt{2}b} \ln \left[ \frac{Z + (1 + \sqrt{2})B}{Z + (1 - \sqrt{2})B} \right] \quad (3.23)$$

$$(s - s^{IG})_{T,p} = R \ln(Z - B) + \frac{da}{2\sqrt{2}b} \ln \left[ \frac{Z + (1 + \sqrt{2})B}{Z + (1 - \sqrt{2})B} \right] \quad (3.24)$$

$$(h - h^{IG})_{T_1, p_1} = -0,0365261$$

$$(s - s^{IG})_{T_1, p_1} = -0,0000802$$

O calor específico  $c_p^*$  é calculado a pressão = 0, pela correlação (Sandler, 1999):

$$c_p^* = 32,218 + 0,00192 \times T + 1,055 \times 10^{-5} \times T^2 - 3,593 \times 10^{-9} \times T^3 \quad (3.25)$$

As integrais das equações (3.21) e (3.22) são facilmente efetuadas.

A derivada  $\frac{da}{dT}$  é calculada a partir da equação (3.14) :

$$\frac{da}{dT} = -0,45724 \frac{R^2 T_c^2}{p_c} k \sqrt{\frac{\alpha}{T T_c}} \quad (3.26)$$

Os gráfico a seguir mostra a curva de volume específico para vapor saturado com dados tabelados superpostos a dados calculados via Peng\_Robinson.

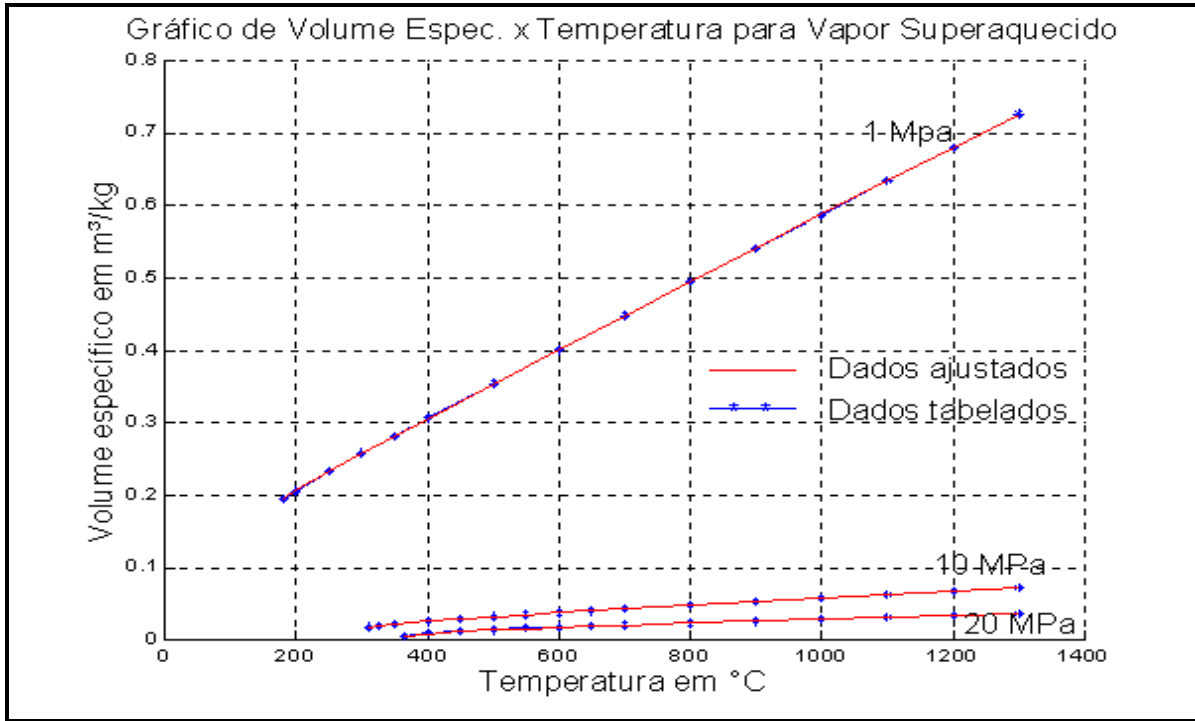


Fig. 3.7 – Curvas ajustadas de volume específico para vapor superaquecido x temperatura usando Peng-Robinson

Os dados calculados da curva acima permanecem numa faixa de erro em torno de 1%. Os erros maiores ocorrem próximo a região de saturação, chegando a 13% para a pressão de 20 MPa, para o estado de vapor saturado.

Para minimizar esta distorção utilizou-se a correlação de Irvine (Irvine et al., 1984) para o cálculo do volume específico para a região do vapor de água saturado:

$$Y_{sat} = A_0 + B_0 T_x^{\frac{1}{3}} + C_0 T_x^{\frac{5}{6}} + D_0 T_x^{\frac{7}{8}} + \sum_{n=1}^7 E(n) \quad (3.27)$$

$$v = \frac{Y_{sat} \cdot V_{v_c} \cdot p_c}{p} \quad (3.28)$$

onde:

$$T_x = 1 - \frac{T}{T_c}$$

$$A_0 = 1,0;$$

$$B_0 = 1,6351057;$$

$$C_0 = 52,584599;$$

$$D_0 = -44,694653;$$

$$E(1) = -8,9751114;$$

$$E(2) = -0,4384553;$$

$$E(3) = -19,179576;$$

$$E(4) = 36,765319;$$

$$E(5) = -19,462437;$$

$$E(6) = 0;$$

$$E(7) = 0;$$

$$V_{v_c} = 3,155 \times 10^{-3} \text{ (Vol.espec. do vapor saturado no ponto crítico);}$$

$$p_c = 22.090 \text{ kPa (Pressão crítica);}$$

$$T_c = 647,29 \text{ K (Temperatura crítica).}$$

Esta correlação leva a resultados com erros inferiores a 0,25%.

A pressão  $p$  em função da temperatura  $T$  na região do vapor saturado pode ser calculada pela equação de estado (Reid et al., 1987), a qual fornece valores com erros menores do que 0,1%:

$$p = p_c \exp\left[(1 - T_x)^{-1} \left(-7,76451 \times T_x + 1,45838 \times T_x^{1,5} - 2,7758 \times T_x^3 - 1,23303 \times T_x^6\right)\right] \quad (3.29)$$

Calculado o valor de  $v$ , chega-se ao valor de  $Z$ , pelo rearranjo da equação (3.19):

$$Z = \frac{pv}{RT}$$

Obtém-se, deste modo, um valor de  $Z$  mais preciso, o que conduz a valores também mais precisos para a entalpia e entropia, com erros de 4,5% e 3,5%, respectivamente, correspondentes a pressão de 20 MPa. Utilizando a equação cúbica de Peng-Robinson atinge-se a erros de 7,5% e 5,5%, respectivamente.

A menor raiz real da equação cúbica de Peng-Robinson seria utilizada para o cálculo do volume específico da água líquida saturada. No entanto os valores obtidos são bem diferentes dos valores tabelados, sendo que há a necessidade de se recorrer a outras correlações que possam fornecer valores mais precisos.



Para pressões supercríticas e temperaturas próximas da crítica, os erros decorrentes do uso da equação de Peng-Robinson assumem valores muito altos, inviabilizando o seu uso para estas faixas de pressões. Por exemplo, o cálculo de entalpia e entropia conduz a erros superiores a 8%, sendo que para o volume específico, os erros ultrapassam a 30%.

Irvine apresenta correlações de grande precisão para o cálculo de todas as propriedades termodinâmicas da água para pressões abaixo da pressão crítica, dentro das regiões de saturação e de superaquecimento.

Nos gráficos a seguir pode-se ver as curvas de entalpia e entropia, valendo-se da equação de Peng-Robinson.

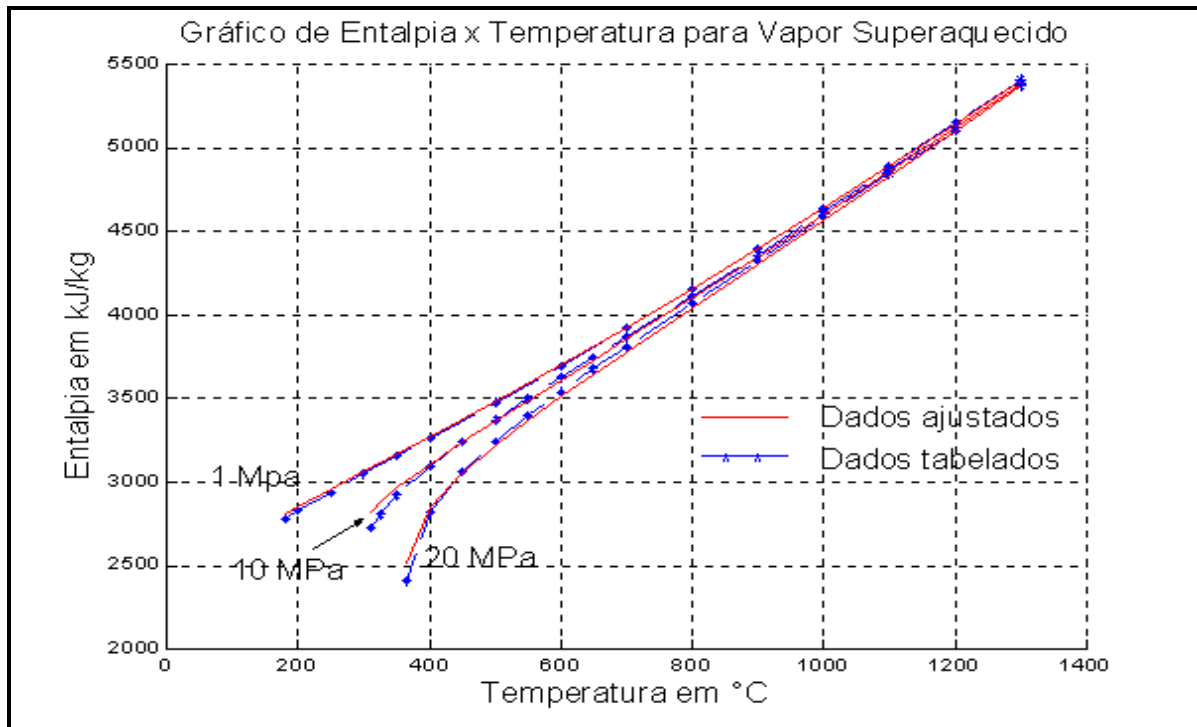


Fig. 3.8 – Curvas ajustadas de entalpia para vapor superaquecido x temperatura usando Peng-Robinson

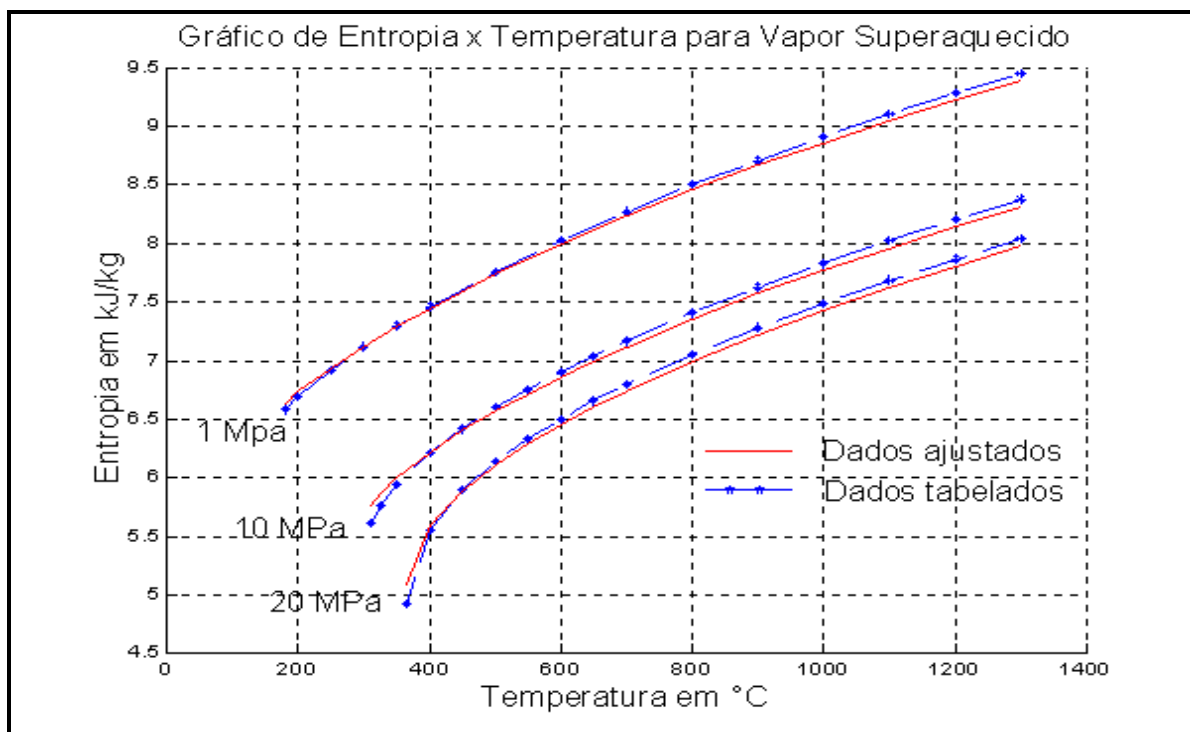


Fig. 3.9 – Curvas ajustadas de entropia para vapor superaquecido x temperatura usando Peng-Robinson

### 3.3 Descrição dos Sistemas Simulados

Os sistemas utilizados para simulação no programa computacional foram os seguintes:

- Unidade térmica simples, baseada num ciclo de Rankine com superaquecimento, sem rea aquecimento e sem regeneração, constituída de turbina, condensador, bomba, gerador de vapor, tubulação entre o gerador de vapor e a turbina, e tubulação entre o condensador e a bomba.
- Unidade térmica mais completa, utilizando um ciclo de Rankine com superaquecimento, rea aquecimento e regeneração com mistura, constituída por uma turbina de alta pressão com uma extração de vapor, turbina de baixa pressão sem extração, rea quecedor, condensador, bomba na saída do condensador, regenerador com mistura de líquido do condensador e do vapor da extração da turbina de alta pressão, bomba na entrada do gerador de vapor, gerador de vapor, tubulação entre o

gerador de vapor e a turbina de alta pressão, tubulação entre a turbina de alta pressão e a turbina de baixa pressão, tubulação entre o regenerador e a bomba principal.

Em ambos os sistemas adotou-se, para a finalidade de regular a potência da turbina, o método da pressão variável do vapor na entrada da turbina. Conforme a equação (2.15) deduz-se que a vazão de escoamento de vapor pela turbina é proporcional à pressão

do vapor na entrada:  $q = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{10}} = \frac{p_1}{p_{10}} \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}}$ . Os parâmetros  $\dot{m}_{10}$ ,  $p_{10}$  e  $T_{10}$  são valores

nominais estabelecidos no projeto do sistema.

### 3.3.1 Central Térmica Simples – Potência da Turbina, Temperatura na Admissão e Pressão na Saída Fixadas

A figura a seguir mostra um esquema de uma central simples, objeto das simulações descritas neste item, onde são numerados os pontos para os quais serão calculadas as grandezas termodinâmicas. Os valores nominais de pressão e temperatura do vapor d'água na admissão da turbina são, para este caso, 8.000 kPa e 400 °C, respectivamente. A taxa de massa nominal do fluido que escoa pelo circuito térmico é de 2 kg/s.

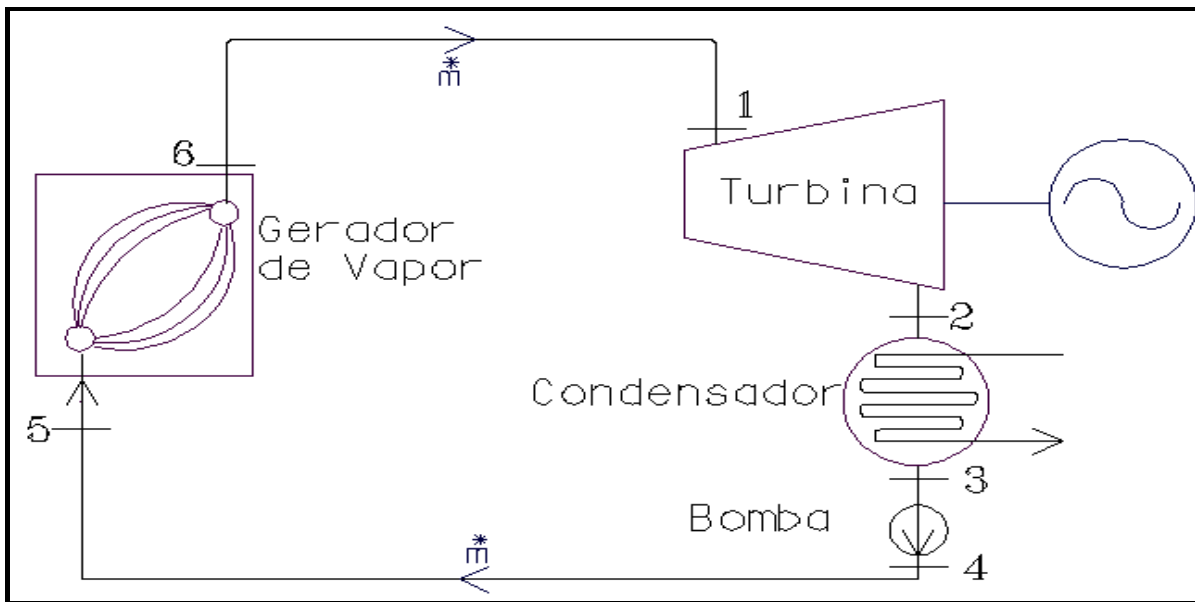


Fig. 3.10 – Unidade térmica a vapor com ciclo simples.

A simulação é efetuada a partir dos seguintes parâmetros:

- potência requerida para a turbina, em kW;
- temperatura do vapor na saída do gerador de vapor, em °C;
- pressão do vapor na saída da turbina, em kPa;
- rendimento térmico do gerador de vapor;
- queda de pressão percentual no gerador de vapor estabelecida para a vazão nominal de vapor;
- dimensões das tubulações dos trechos 4-5 e 6-1, em m;
- potência nominal da turbina, em kW;
- taxa de massa nominal do fluido de trabalho do circuito, em kg/s;
- pressão nominal do vapor na admissão da turbina, em kPa;
- temperatura nominal do vapor na admissão da turbina, em °C.

Após rodar o programa simulador, obtém-se valores para as seguintes variáveis do sistema:

- taxa de massa do fluido de trabalho do circuito, em kg/s;
- pressão do vapor na admissão da turbina, em kPa;
- temperatura do vapor na admissão da turbina, em °C;
- temperatura do vapor na saída da turbina, em °C;
- pressão da água líquida na saída da bomba, ou na entrada do gerador de vapor, em kPa;
- pressão do vapor na saída do gerador de vapor, em kPa;
- entalpias do fluido de trabalho em todos os pontos do sistema, em kJ/kg;
- relação de velocidades para a bomba;
- calor recebido pelo gerador de vapor, em kW;
- rendimento da turbina;
- rendimento da bomba;
- potência fornecida para a bomba, em kW;
- rendimento do ciclo;
- título do vapor na saída da turbina.

Para a bomba, o programa utiliza as seguintes equações de curvas de operação fictícias, cujo traçado foi estabelecido por similaridade a curvas reais de bombas obtidas de catálogos de fabricantes.

- rendimento em função da taxa de massa;
- diferença entre pressão de saída e de entrada em kPa em função da taxa de massa em kg/s.

Estas curvas estão ilustradas na figura 3.8.

Para a turbina foi utilizada uma curva genérica de rendimento versus vazão em massa (Schegliáiev, 1978), apresentada na figura 3.9.

As equações correspondentes, apresentadas no capítulo 2 e nos anexos, estão detalhadas na tabela seguinte.

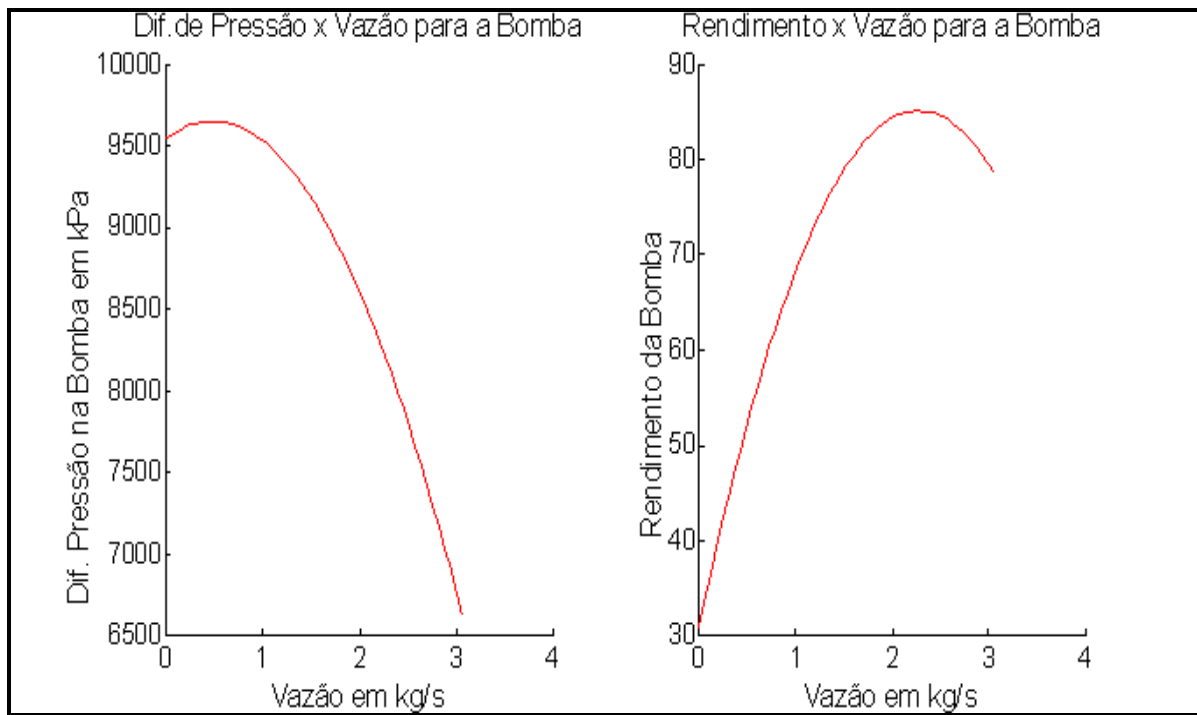


Fig. 3.11 – Curvas genéricas de pressão e rendimento da bomba.

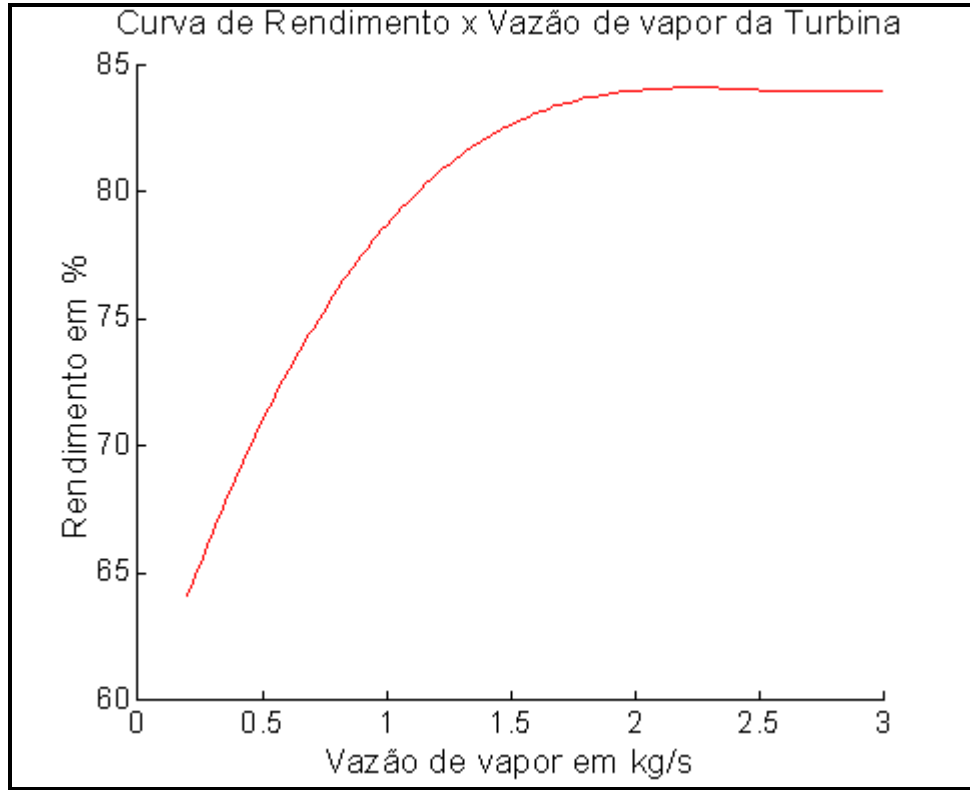


Fig. 3.12 – Curva genérica de rendimento da turbina.

O sistema é modelado através das equações apresentadas a seguir, as quais descrevem o comportamento de cada componente .

Tabela 3.1 – Equações Representativas do Sistema Simples

<b><u>Turbina</u></b>	
1. Potência:	$Pot_t = \dot{m}(h_1 - h_{2s})\eta_t$
2. Vazão em massa:	$\dot{m} = \dot{m}_{10} \frac{p_1}{p_{10}} \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}}$
3. Rendimento:	$\eta_t = 1,6274405061 * \dot{m}^3 - 12,4345731882 * \dot{m}^2 + 31,1979877421 * \dot{m} + 58,3347985348$
	$\dot{m}_{10} = 2 \text{ kg/s}; p_{10} = 8000 \text{ kPa}; T_{10} = 400 \text{ }^\circ\text{C};$
	$h_1$ : entalpia do vapor na admissão; $h_{2s}$ : entalpia do vapor na saída para uma transformação isentrópica

**Bomba**

4. Diferença de pressão:  $p_4 - p_3 = - 458,251569 \cdot \dot{m}^2 + 446,3007159905 \cdot \dot{m} \left( \frac{V_a}{V_{a0}} \right) + 9544,7891805887 \left( \frac{V_a}{V_{a0}} \right)^2$

5. Rendimento:  $\eta_b = -10,564304004 \cdot \dot{m}^2 + 47,9380229520 \cdot \dot{m} + 30,8182026262$

$V_a$ : velocidade da bomba;  $V_{a0}$ : velocidade nominal da bomba = 3600 rpm;

**Tubulações**

6. Queda de pressão no trecho 3-4:  $p_4 - p_5 = dp_{4\_5}$

7. Queda de pressão no trecho 6-1:  $p_6 - p_1 = dp_{6\_1}$

$$dp = f \rho \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} ;$$

$$Re = \frac{\mu}{\rho \bar{V} D} ; \quad \text{Se } Re < 2500, \quad f = \frac{64}{Re} ; \quad \text{Se } Re > 2500,$$

$$f = 0,25 \left( \log \left( \frac{e}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right)^{-2} ; \quad e=0,0001 \text{ (rugosidade do tubo liso)}$$

L: extensão da tubulação; D: diâmetro da tubulação; V: velocidade do fluido; f: fator de atrito

**Gerador de Vapor**

8. Queda de pressão no gerador de vapor:  $p_6 = p_5 \left( 1 - dp_{cald} \left( \frac{\dot{m}}{m_{10}} \right) \right)$

9. Calor recebido pelo gerador de vapor:  $\dot{Q}_{cald} = \frac{\dot{m}(h_6 - h_5)}{\eta_{cald}}$

$dp_{cald} = 0,1$  (queda de pressão relativa na caldeira);  $\dot{m}_{10} = 2 \text{ kg/s}$ ;  $\eta_{cald} = 0,8$

<b><u>Condensador</u></b>
10. Pressão na saída do condensador: $p_3 = p_2$
11. Calor cedido pelo condensador: $\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_3 - h_2)$
<b><u>Ciclo Térmico</u></b>
12. Rendimento : $\eta_{ciclo} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_6 - h_5)}$

Tabela 3.2 – Parâmetros e Variáveis do Sistema Simples

Parâmetros estabelecidos de projeto	$\dot{m}_{10} = 2 \text{ kg/s}; p_{10} = 8000 \text{ kPa}; T_{10} = 400 \text{ }^\circ\text{C}; dp_{cald}=0,1;$ $\eta_{cald}=0,8$
Parâmetros fixados para simulação	$Pot_t; T_6; p_2; L_{6_1}; D_{6_1}; L_{4_5}; D_{4_5}$
Variáveis calculadas pelo método Newton-Raphson	$\dot{m}, p_1, p_3, p_4, p_5, p_6, \eta_t, \eta_B, \frac{V_a}{V_{a0}}$
Variáveis calculadas entre cada iteração	$T_1, T_4, T_5, h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6, x \text{ (título)}, dp_{4_5}, dp_{6_1}$
Variáveis calculadas no final do processo iterativo	$\dot{Q}_{cald}, \dot{Q}_{cond}, \eta_{ciclo}$

O calor recebido pelo gerador de vapor, o calor cedido pelo condensador, e o rendimento do ciclo térmico são computados após a finalização do processo iterativo. Observa-se portanto que são 9 equações e 9 incógnitas a serem calculadas via Newton Raphson.

As equações de perda de carga não fazem parte do sistema de equações solucionadas via Newton-Raphson, pois são chamadas externamente entre cada iteração. Estas relações utilizam o volume específico e a velocidade do fluido na tubulação, os quais



dependem da pressão e da vazão em massa do fluido respectivamente, valores estes calculados na iteração anterior. A dificuldade de se incluir estas equações para serem calculadas pelo método Newton-Raphson é que a queda de pressão nas tubulações exige o cálculo do fator de atrito, o qual, dependendo do número de Reynolds, pode ser calculado por duas relações diferentes.

Quanto aos valores de entalpia, estes são calculados por sub-rotinas que utilizam os polinômios ajustados aos valores tabelados de propriedades termodinâmicas, descrito no item 3.2. São polinômios de até 12<sup>a</sup> ordem, e sua inclusão na rotina de solução de equações poderia conduzir a instabilidade numérica e a não convergência do processo iterativo.

O diagrama em blocos a seguir ilustra o algoritmo empregado para resolver o sistema de equações acima descrito.

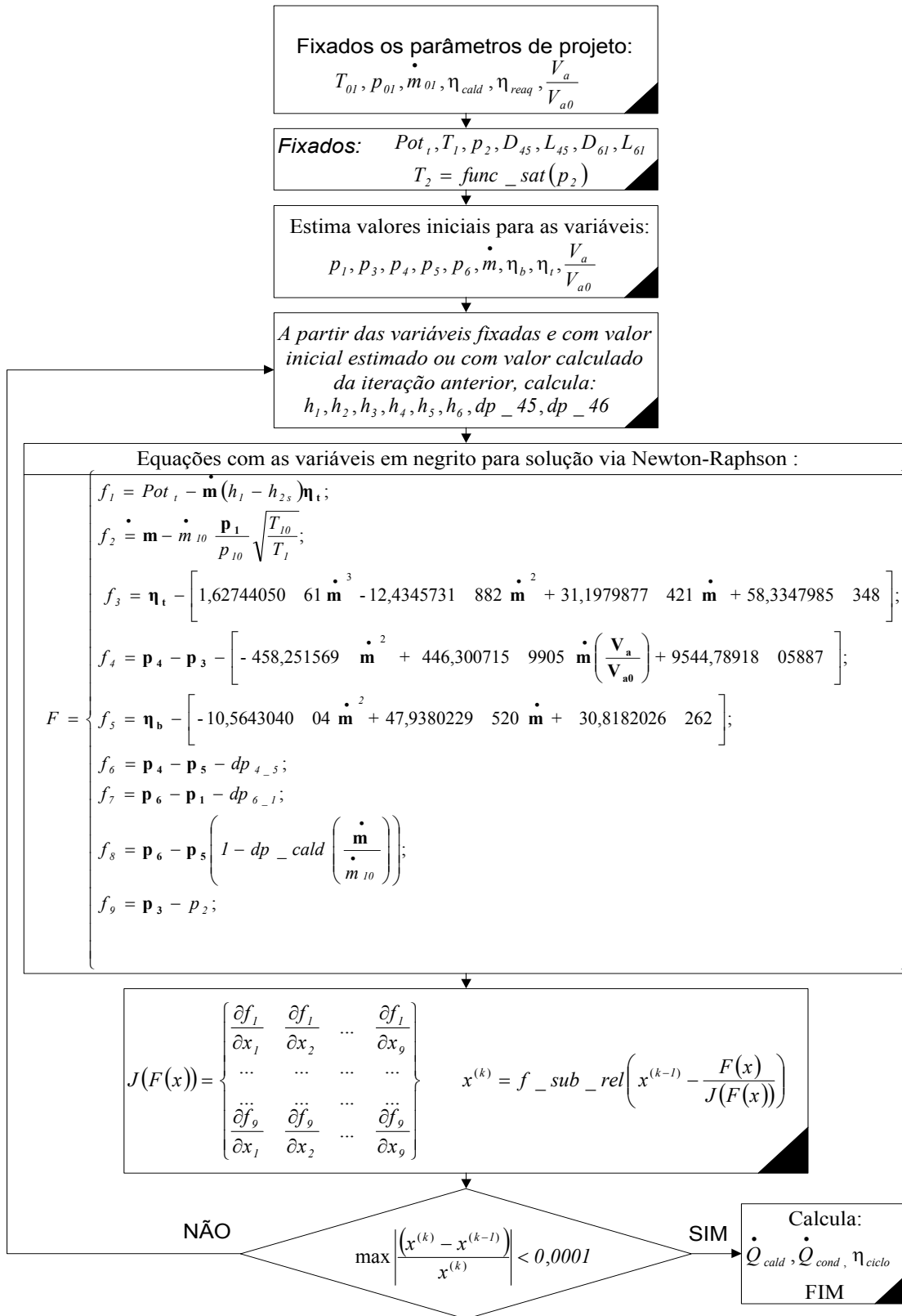


Fig. 3.13 - Algoritmo empregado para a potência da turbina, a temperatura do vapor na entrada, e a pressão do vapor na saída da turbina fixadas.

Para testar a capacidade de convergência do programa computacional, foi simulada a condição de operação em regime de funcionamento nominal. Foram fixados os seguintes dados de projeto:

- temperatura nominal na admissão da turbina,  $T_{10}=400^{\circ}\text{C}$ ;
- vazão de vapor nominal do ciclo,  $m_{10}=2\text{ kg/s}$ ;
- pressão nominal do vapor na entrada da turbina,  $p_{10}=8000\text{ Pa}$ ;
- queda de pressão no gerador de vapor,  $dp_{\text{cald}}=0,1$ ;
- rendimento térmico da caldeira,  $n_{\text{cald}}=0,8$ .

Os parâmetros de funcionamento do sistema, para fins de simulação, foram fixados nos seguintes valores:

- potência que se deseja para a turbina  $Pot_t=2000\text{ kW}$ ;
- pressão do vapor na saída da turbina,  $p_2=7\text{ kPa}$ ;
- temperatura do vapor na saída do gerador de vapor,  $T_6=400\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- diâmetro da tubulação de líquido saturado, trecho 4-5, entre a bomba e o gerador de vapor,  $D_{4\_5}=0,1\text{ m}$ ;
- extensão da tubulação de líquido saturado, trecho 4-5, entre a bomba e o gerador de vapor,  $L_{4\_5}=30\text{ m}$ ;
- diâmetro da tubulação de vapor superaquecido, trecho 6-1, entre o gerador de vapor e a turbina,  $D_{6\_1}=0,2\text{ m}$ ;
- extensão da tubulação de vapor superaquecido, trecho 6-1, entre o gerador de vapor e a turbina,  $L_{6\_1}=30\text{ m}$ .

O processamento foi concluído em 4 iterações e os resultados obtidos foram os seguintes:

Potência da bomba	: 23 kW
Pressão do vapor na entrada da turbina	: 8.197 kPa
Pressão do líquido na saída da bomba	: 9.520 kPa
Pressão do líquido na entrada da caldeira	: 9.292 kPa
Pressão do vapor na saída da caldeira	: 8.337 kPa

Temperatura do vapor na admissão da turbina	: 398 °C
Temperatura do vapor na saída da turbina	: 39 °C
Rendimento da turbina	: 84 %.
Vazão de vapor em massa no circuito	: 2,06 kg/s
Rendimento da bomba	: 85 %
Rendimento do ciclo térmico	: 32,61 %
Entalpia do vapor na admissão da turbina- $h_1$	: 3.121 kJ/kg
Entalpia do vapor na saída da turbina - $h_2$	: 2.148 kJ/kg
Entalpia do líquido na entrada da bomba - $h_3$	: 165 kJ/kg
Entalpia do líquido na saída da bomba - $h_4$	: 177 kJ/kg
Entalpia do líquido na entrada da caldeira- $h_5$	: 176 kJ/kg
Título do vapor na saída da turbina	: 0,824
Calor recebido pela caldeira	: 7.577 kW
Calor cedido pelo condensador	: 4.075 kW
Relação de velocidades da bomba	: 1,05
Nº Reynolds na tubulação de vapor	: 564.046,45
Nº Reynolds na tubulação de líquido	: 39.410,72

O processamento é interrompido para um erro relativo de 0,01 %, ou seja, quando

$$\max \left| \frac{\text{var}^{(k)} - \text{var}^{(k-1)}}{\text{var}^{(k)}} \right| < 0,0001.$$

### 3.3.2 Central Térmica Simples – Potência da Turbina, Pressão e Título do Vapor na Saída Fixados

Os procedimentos utilizados são referentes à mesma configuração do circuito térmico ilustrada na figura 3.7.

São fixados os seguintes parâmetros:

- potência requerida para a turbina, em kW;
- título do vapor na saída da turbina;
- pressão do vapor na saída da turbina, em kPa;

- rendimento térmico do gerador de vapor;
- queda de pressão percentual no gerador de vapor estabelecida para a vazão nominal de vapor.
- dimensões das tubulações dos trechos 4-5 e 6-1, em m;
- potência nominal da turbina, em kW;
- vazão nominal do fluido, em kg/s;
- pressão nominal do vapor, em kPa;
- temperatura nominal do vapor na admissão da turbina, em °C.

Após rodar o programa simulador obtém-se valores para as seguintes variáveis do sistema:

- consumo de vapor pelo circuito, em kg/s;
- pressão do vapor na admissão da turbina, em kPa;
- temperatura do vapor na admissão da turbina, em °C;
- temperatura do vapor na saída da turbina, em °C;
- pressão do vapor na saída da bomba, ou na entrada do gerador de vapor, em kPa;
- pressão do vapor na saída do gerador de vapor, em kPa;
- entalpias em todos os pontos do sistema em kJ/kg;
- relação de velocidades para a bomba;
- calor recebido pelo gerador de vapor, em kW;
- rendimento da turbina;
- rendimento da bomba;
- potência fornecida para a bomba, em kW;
- rendimento do ciclo.

As mesmas curvas de pressão x vazão para a bomba, rendimento da bomba, e rendimento da turbina, usadas no caso anterior, são aqui adotadas.

Utilizando o mesmo sistema de equações apresentado na tabela 3.1, não se obteve convergência, mesmo para diversos valores de sub-relaxação. Foi necessário, então, usar outro artifício numérico, o qual resultou na convergência do processo iterativo. As equações

de potência, da vazão de vapor, e do rendimento da turbina (eq. 1,2 e 3 da tabela 3.1) foram retiradas do sistema de equações a serem solucionadas via Newton-Raphson, sendo que as demais permaneceram sem alterações.

Inicialmente, o título fixado  $x_f$  é subtraído de um valor estipulado de 0,06, para se chegar a uma primeira estimativa de um título  $x_{2s}$ , referido a uma transformação isentrópica na turbina. A partir deste título, sabendo-se a pressão na saída  $p_2$ , e conseqüentemente a temperatura  $T_2$  (vapor saturado), calcula-se a entalpia  $h_2$  e a entropia  $s_2$ , esta última que passa a ser a mesma do vapor na entrada da turbina,  $s_1$ . Conhecida então a entropia  $s_1$  e a estimativa inicial da temperatura  $T_1$  do vapor na entrada, calcula-se a pressão  $p_1$  e a entalpia  $h_1$  do vapor superaquecido. Calcula-se a taxa de massa, através da equação

$$\dot{m} = \dot{m}_{10} \frac{p_1}{p_{10}} \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}}, \text{ e em seguida o rendimento da turbina } \eta_t(\dot{m}) \text{ pela equação já}$$

descrita na tabela 1. Calcula-se a nova entalpia  $h_2$  e o novo título  $x$ . Se este estiver acima do valor buscado, reduz-se o valor de  $x_{2s}$ , e se estiver abaixo incrementa-se  $x_{2s}$ , realizando novamente o cálculo, e assim sucessivamente até que o valor de  $x$  se situe bem próximo do valor estipulado  $x_f$  para o título. Calcula-se a potência da turbina pela equação

$$Pot_t = \dot{m}(h_1 - h_{2s})\eta_t.$$

Se esta for menor do que o valor fixado, incrementa-se a temperatura do vapor na admissão, e se for maior, decrementa-se esta temperatura. Efetua-se esta 1ª etapa do processo iterativo tantas vezes quanto for necessário até que a potência calculada seja igual à potência estabelecida para a turbina. Concluída esta fase procede-se então ao cálculo do sistema de equações via Newton-Raphson, ou pelo cálculo direto, o qual fornece as entalpias e pressões nos demais pontos do circuito, além do rendimento do sistema, do calor fornecido para o gerador de vapor e do calor cedido ao meio externo pelo condensador.

O diagrama em blocos mostrado a seguir ilustra o algoritmo empregado para calcular as variáveis do sistema em foco.

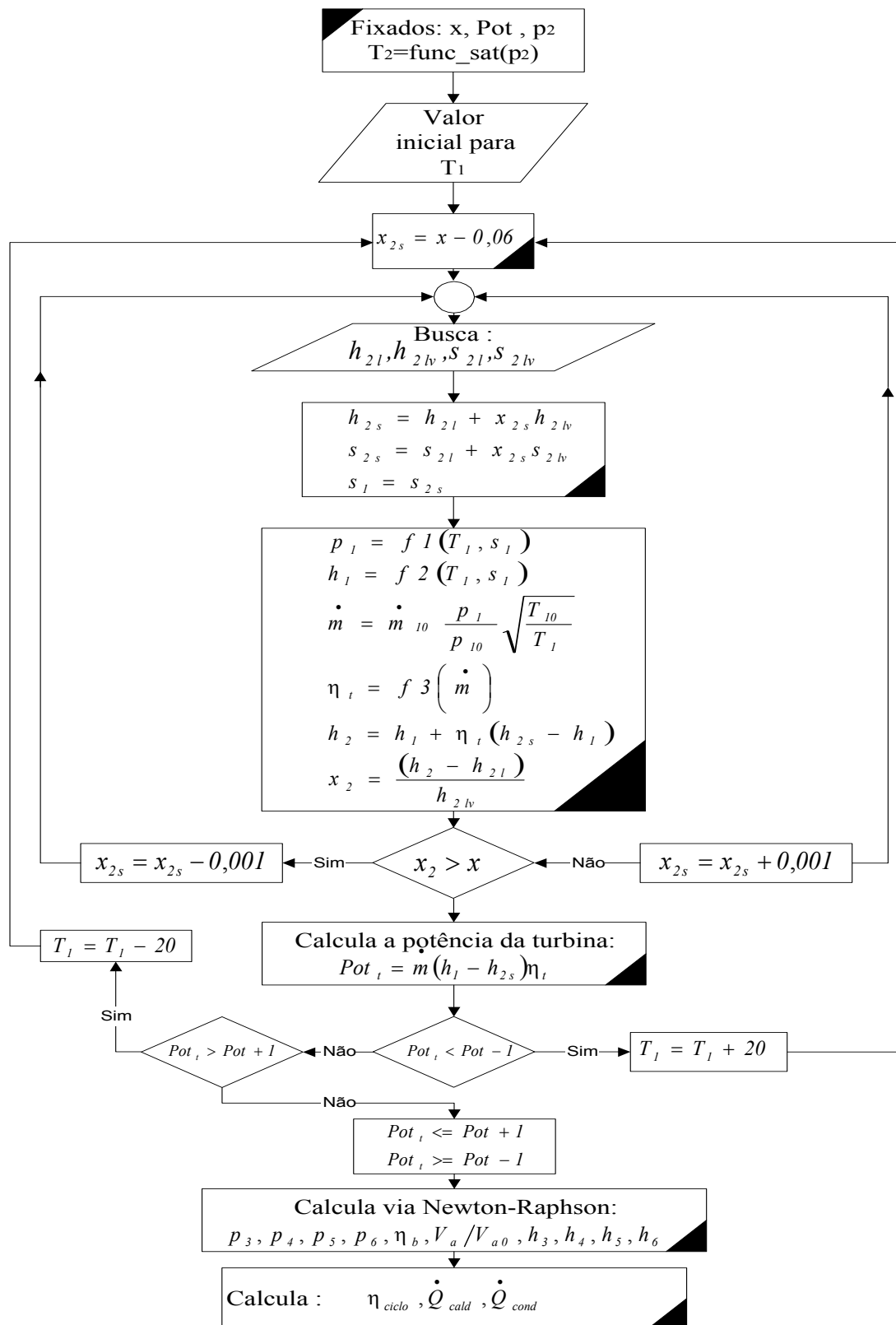


Fig. 3.14 – Algoritmo empregado para potência da turbina, a pressão e o título do vapor na saída fixados.

Para a mesma configuração do caso anterior, e sendo fixado o título do vapor na saída da turbina, procedeu-se ao processamento do programa de simulação com os seguintes dados de projeto fixados:

- temperatura nominal do vapor na admissão da turbina,  $T_{10}=400^{\circ}\text{C}$ ;
- vazão nominal do fluido do ciclo,  $m_{10}=2\text{ kg/s}$ ;
- pressão nominal do vapor na entrada da turbina,  $p_{10}=8000\text{ Pa}$ ;
- queda de pressão no gerador de vapor,  $dp_{\text{cald}}=0,1$ ;
- rendimento térmico da caldeira,  $n_{\text{cald}}=0,8$ .

Os parâmetros de funcionamento do sistema, para fins de simulação, foram fixados nos seguintes valores:

- título do vapor na saída da turbina,  $x=0,824$ ;
- potência que se deseja para a turbina  $Pot_t=2000\text{ kW}$ ;
- pressão do vapor na saída da turbina,  $p_2=7\text{ kPa}$ ;
- diâmetro da tubulação de líquido saturado, trecho 4-5, entre a bomba e o gerador de vapor,  $D_{4_5}=0,1\text{ m}$ ;
- extensão da tubulação de líquido saturado, trecho 4-5, entre a bomba e o gerador de vapor,  $L_{4_5}=30\text{ m}$ ;
- diâmetro da tubulação de vapor superaquecido, trecho 6-1, entre o gerador de vapor e a turbina,  $D_{6_1}=0,2\text{ m}$ ;
- extensão da tubulação de vapor superaquecido, trecho 6-1, entre o gerador de vapor e a turbina,  $L_{6_1}=30\text{ m}$ .

O processamento para encontrar a potência desejada para a turbina concluiu em 21 iterações, e o subsequente cálculo das propriedades via Newton-Raphson finalizou após 9 iterações. Adotou-se o título calculado no item anterior como dado de entrada,  $x=0,824$ , e, mantidos os demais dados de entrada, obteve-se os mesmos resultados calculados pela metodologia anterior.

O cálculo de variáveis do sistema a partir do título propicia uma avaliação dos níveis de temperatura e de pressão adequados para faixas de potência requeridas pela turbina. Ao se reduzir a potência nominal de um sistema sem a correspondente redução da



pressão e da temperatura máxima, pode ocorrer que o vapor saia da turbina ainda superaquecido. Por outro lado, potências e pressões elevadas, sem a elevação da temperatura de trabalho, podem resultar num título de saída abaixo de 0,88, o que ocasiona níveis mais elevados de erosão nas palhetas dos últimos estágios da turbina.

### 3.3.3 Central Térmica com Reaquecimento e Regeneração – Potência das Turbinas, Temperatura do vapor na Admissão e Pressão do Vapor na Saída Fixadas

A figura a seguir ilustra a configuração de uma central térmica com reaquecimento e regeneração, cuja simulação computacional será detalhada a seguir.

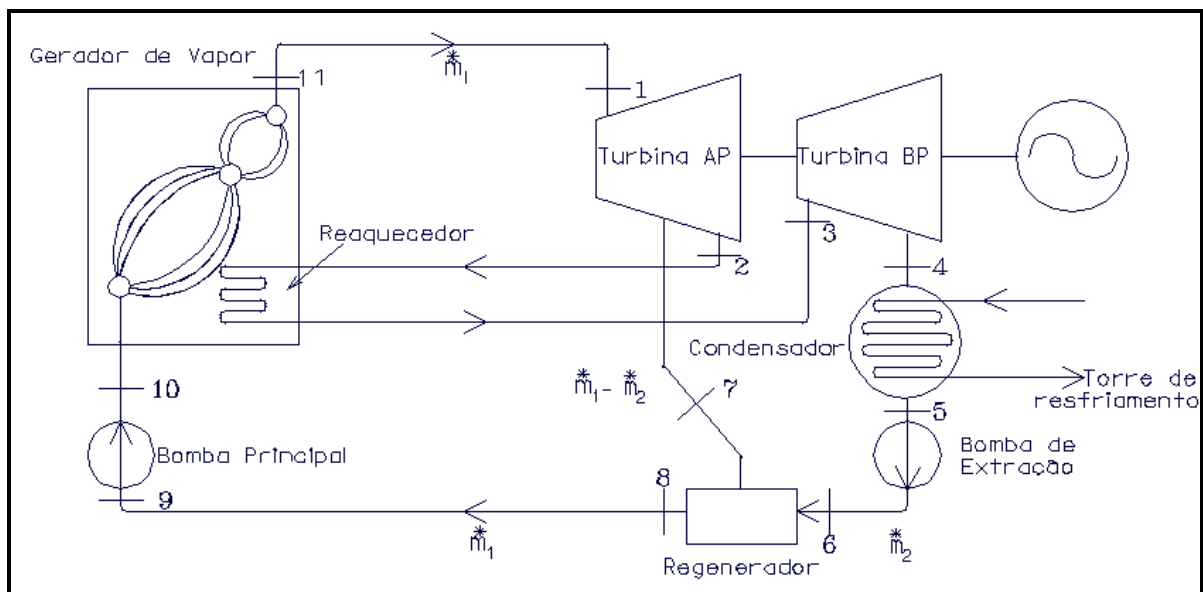


Fig. 3.15 – Unidade térmica a vapor com reaquecimento e regeneração.

São fixados os seguintes parâmetros:

- potência total requerida para as duas turbinas, em kW;
- temperatura do vapor na saída do gerador de vapor, em °C;
- temperatura do vapor na admissão da turbina de baixa pressão (BP), em °C;
- pressão do vapor na saída da turbina de BP, em kPa;
- rendimento térmico do gerador de vapor;

- queda de pressão percentual no gerador de vapor estabelecida para a vazão nominal de vapor;
- dimensões das tubulações dos trechos 11-1, 2-3 e 8-9, em m;
- potência nominal das turbinas, em kW;
- vazão nominal do fluido de trabalho principal, em kg/s;
- vazão da extração da turbina, em kg/s;
- pressão nominal na entrada da turbina, em kPa;
- temperatura nominal na admissão da turbina, em °C.

Após rodar o programa simulador, obtém-se valores para as seguintes variáveis do sistema:

- potência fornecida pelas turbinas individualmente, em kW;
- vazão do fluido pelo circuito principal, em kg/s;
- vazão do fluido pela extração da turbina, em kg/s;
- pressão do vapor na admissão da turbina de AP, em kPa;
- pressão do vapor na saída da turbina de AP, em kPa;
- pressão do vapor na admissão da turbina de BP, em kPa;
- pressão do vapor na saída da turbina de BP, em kPa;
- temperatura do vapor na admissão da turbina de AP, em °C;
- temperatura do vapor na saída da turbina de AP, em °C;
- temperatura do vapor na saída da turbina de BP, em °C;
- pressão do líquido na saída da bomba de extração do condensador, em kPa;
- pressão do líquido entrada da bomba principal, em kPa;
- pressão do líquido na saída da bomba principal, em kPa;
- pressão do vapor na saída do gerador de vapor, em kPa;
- entalpias em todos os pontos do sistema, em kJ/kg;
- relação de velocidades para a bomba principal;
- calor recebido pelo gerador de vapor, em kW;
- rendimento do ciclo;
- rendimento das duas turbinas;
- rendimento das bombas;

- título do vapor na saída das turbinas.

A curvas das bombas do circuito térmico, ilustradas nas figuras a seguir, resultam de polinômios do segundo grau ajustados sobre pontos fictícios de curvas, similares a curvas fornecidas por fabricantes, e que fazem parte do conjunto de relações a serem solucionadas via Newton-Raphson.

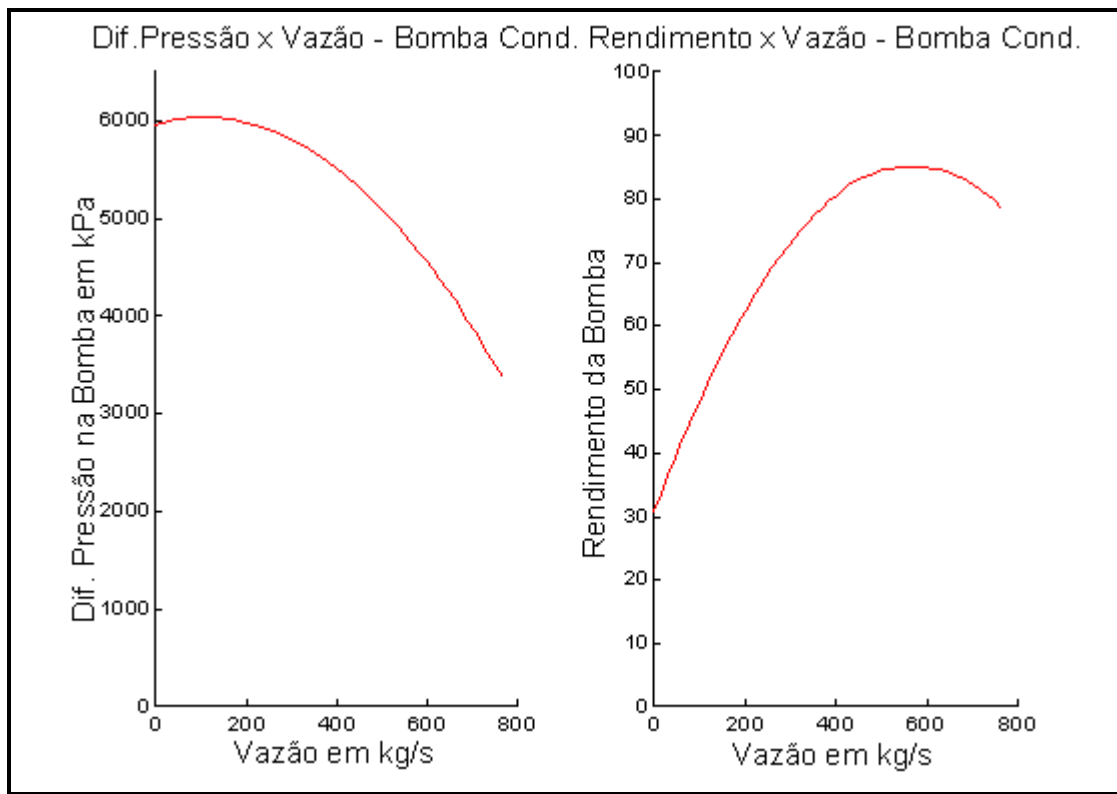
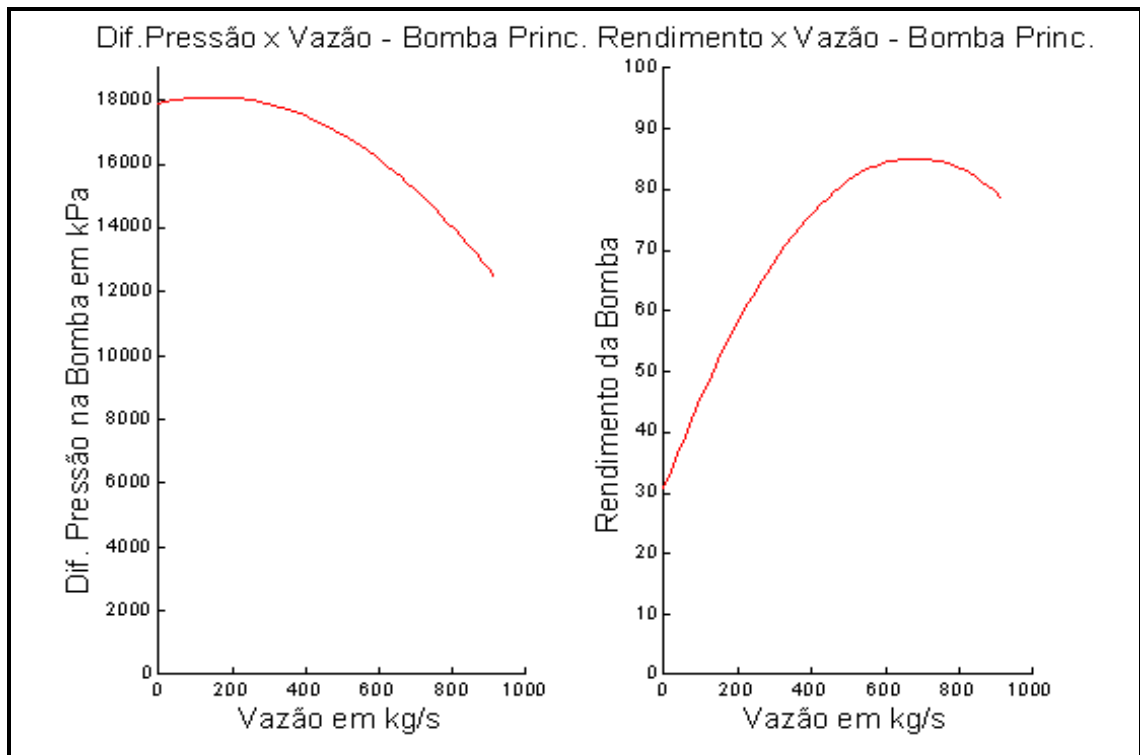


Fig. 3.16 – Curvas de pressão e rendimento da bomba de extração do condensador.



Fig

3.17 – Curvas de pressão e rendimento da bomba principal.

Para as turbinas de alta e de baixa pressão foi utilizada a mesma curva de rendimento x taxa de massa apresentada na figura 3.9.

O sistema é modelado através das equações apresentadas a seguir, as quais descrevem o comportamento de cada componente .

Tabela 3.3 – Equações Representativas do Sistema com Regeneração e Reaquecimento

<b><u>Turbina de Alta Pressão</u></b>	
1. Potência:	$\mathbf{Pot}_{TAP} = \eta_{TAP} \left[ \dot{\mathbf{m}}_1 (h_1 - h_{7s}) + \dot{\mathbf{m}}_2 (h_7 - h_{2s}) \right]$
2. Vazão em massa:	$\dot{\mathbf{m}}_1 = \dot{\mathbf{m}}_{10} \sqrt{\frac{(p_1^2 - p_2^2)}{(p_{10}^2 - p_{20}^2)}} \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}}$
3. Rendimento:	$\eta_{TAP} = 0,00000020343 * \dot{\mathbf{m}}_1^3 - 0,0003108643 * \dot{\mathbf{m}}_1^2 + 0,155989939 * \dot{\mathbf{m}}_1 + 58.3347985348$

4. Pressão na extração:  $p_7 = p_6$

$\dot{m}_{10} = 440 \text{ kg/s}$ ;  $p_{10} = 20.000 \text{ kPa}$ ;  $p_{20} = 2.000 \text{ kPa}$ ;  $T_{10} = 520 \text{ °C}$ ;

$h_1$  : entalpia do vapor na admissão;  $h_{2s}$  : entalpia do vapor na saída para uma transformação isentrópica;

$h_7$  : entalpia do vapor na extração;  $h_{7s}$  : entalpia do vapor na extração para uma transformação isentrópica;

#### Turbina de Baixa Pressão

5. Potência:  $\text{Pot}_{\text{TBP}} = \dot{m}_2 (h_3 - h_{4s}) \eta_{\text{TBP}}$

6. Vazão em massa:  $\dot{m}_2 = \dot{m}_{20} \frac{p_3}{p_{30}} \sqrt{\frac{T_{30}}{T_3}}$

7. Rendimento:  $\eta_{\text{TBP}} = 0,0000005930905 * \dot{m}_2^3 - 0,000634417 * \dot{m}_2^2 + 0,222842770 * \dot{m}_2 + 58,3347985348$

$\dot{m}_{20} = 308 \text{ kg/s}$ ;  $p_{30} = 2.000 \text{ kPa}$ ;  $T_{30} = 560 \text{ °C}$ ;

$h_3$  : entalpia do vapor na admissão;  $h_{4s}$  : entalpia do vapor na saída para uma transformação isentrópica

#### Potência Total Gerada

8. Potência total requerida das turbinas:  $\text{Pot}_{\text{total}} = \text{Pot}_{\text{TAP}} + \text{Pot}_{\text{TBP}}$

#### Bomba de Extração do Condensador

9. Diferença de pressão:  $p_6 - p_5 = -0,006100982 * \dot{m}_2^2 + 1,287405912 * \dot{m}_2 + 5965,493237868$

10. Rendimento:  $\eta_{\text{B1}} = -1,690288641\text{E-}4 * \dot{m}_2^2 + 0,191752092 * \dot{m}_2 + 30,818202626$

**Bomba Principal**

11. Diferença de pressão:  $p_{10} - p_9 = -0,009546908 * \dot{m}_1^2 + 2,789379474 * \dot{m}_1 \left( \frac{V_{a2}}{V_{a0}} \right) + 17.896,47971 * \left( \frac{V_{a2}}{V_{a0}} \right)^2$

12. Rendimento:  $\eta_{B2} = -1,173811556E-4 * \dot{m}_1^2 + 0,15979341 \dot{m}_1 + 30,818202626$

$V_{a2}$ : velocidade da bomba;  $V_{a0}$ : velocidade nominal da bomba = 3600 rpm;

**Regenerador de Mistura**

13. Entalpia – 1ª Lei:  $\dot{m}_1 h_8 = \dot{m}_2 h_6 + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) h_7$

14. Pressão:  $p_8 = p_6$

**Tubulações**

15. Queda de pressão no trecho 11-1:  $p_{11} - p_1 = dp_{11\_1}$

16. Queda de pressão no trecho 2-3:  $p_2 - p_3 = dp_{2\_3}$

17. Queda de pressão no trecho 8-9:  $p_8 - p_9 = dp_{8\_9}$

$$dp = f \rho \frac{L \bar{V}^2}{D} ;$$

$$Re = \frac{\mu}{\rho \bar{V} D} ; \text{ Se } Re < 2500, f = \frac{64}{Re} ;$$

$$\text{Se } Re > 2500, f = 0,25 \left( \log \left( \frac{e}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right)^{-2} ; e=0,0001 \text{ (rugosidade)}$$

L: extensão da tubulação; D: diâmetro da tubulação;  $\bar{V}$ : velocidade média do fluido; f: fator de atrito

<b><u>Gerador de Vapor</u></b>	
18. Queda de pressão no gerador de vapor:	$P_{11} = P_{10} \left( 1 - dp\_cald \left( \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{10}} \right) \right)$
19. Calor recebido pelo gerador de vapor:	$\dot{Q}_{cald} = \frac{\dot{m}_1 (h_{11} - h_{10})}{\eta_{cald}} + \frac{\dot{m}_2 (h_3 - h_2)}{\eta_{reaq}}$
$dp\_cald = 0,1$ (queda de pressão relativa na caldeira); $\dot{m}_{10} = 440$ kg/s; $\eta_{cald} = 0,8$ ; $\eta_{reaq} = 0,8$	
<b><u>Condensador</u></b>	
20. Pressão na saída do condensador:	$P_5 = P_4$
21. Calor cedido pelo condensador:	$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_2 (h_5 - h_4)$
<b><u>Ciclo Térmico</u></b>	
22. Rendimento :	$\eta_{ciclo} = \frac{\left[ (h_1 - h_{7s}) \dot{m}_1 - (h_7 - h_{2s}) \dot{m}_2 \right] \eta_{TAP} + (h_3 - h_{4s}) \dot{m}_2 \eta_{TBP} - (h_6 - h_5) \dot{m}_2 - (h_{10} - h_9) \dot{m}_1}{\frac{(h_{11} - h_{10}) \dot{m}_1}{\eta_{cald}} + \frac{(h_3 - h_2) \dot{m}_2}{\eta_{reaq}}}$

Tabela 3.4 – Parâmetros e Variáveis do Sistema com Regeneração e Reaquecimento

Parâmetros de projeto	$\dot{m}_{10} = 440$ kg/s; $\dot{m}_{20} = 308$ kg/s; $p_{10} = 20000$ kPa; $p_{20} = 2000$ kPa; $T_{10} = 560$ °C; $p_{30} = 2000$ kPa; $T_{30} = 560$ °C; $dp\_cald = 0,1$ ; $\eta_{cald} = 0,8$ ; $\eta_{reaq} = 0,8$
Parâmetros fixados para simulação	$Pot_{total} (= Pot_{TBP} + Pot_{TAP})$ ; $T_{11}$ ; $T_3$ ; $p_4$ ; $L_{10\_1}$ ; $D_{10\_1}$ ; $L_{2\_3}$ ; $D_{2\_3}$ ; $L_{8\_9}$ ; $D_{8\_9}$
Variáveis calculadas pela solução das equações via método Newton-Raphson	$\dot{m}_1, \dot{m}_2, p_1, p_2, p_3, p_5, p_6, p_7, p_8, p_9, p_{10}, p_{11}, \eta_{TAP}, \eta_{TBP}, \eta_{B1}, \eta_{B2}, \frac{V_{a2}}{V_{a0}}, Pot_{TAP}, Pot_{TBP}$

Variáveis calculadas entre cada iteração	$T_4, T_7, T_1, h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6, h_7, h_8, h_9, h_{10}, h_{11}, x$ (título), $dp_{2_3}, dp_{8_9}, dp_{11_1}$
Variáveis calculadas no final do processo iterativo	$\dot{Q}_{cald}, \dot{Q}_{cond}, \eta_{ciclo}$

Da mesma forma que no modelo anterior, as equações do calor recebido pelo gerador de vapor (eq.19), do calor cedido pelo condensador de vapor (eq.21), e do rendimento do ciclo (eq.22), são utilizadas no final do processo iterativo.

Para a solução do sistema de equações foi usado o mesmo algoritmo descrito na figura 3.13, apenas com as equações descritas na tabela anterior.

O processamento do programa foi efetuado com dados de parâmetros de projeto e de simulação. Foram fixados os seguintes dados de projeto:

- temperatura do vapor na admissão da turbina AP,  $T_{10}=560^{\circ}\text{C}$ ;
- temperatura do vapor na admissão da turbina BP,  $T_{30}=560^{\circ}\text{C}$ ;
- vazão de vapor nominal do circuito principal,  $m_{10}=440$  kg/s;
- vazão de vapor nominal da turbina BP,  $m_{20}=308$  kg/s;
- pressão nominal do vapor na admissão da turbina AP,  $p_{10}=20.000$  Pa;
- pressão nominal do vapor na saída da turbina AP,  $p_{20}=2.000$  kPa;
- pressão nominal do vapor na admissão da turbina BP,  $p_{30}=2.000$  kPa;
- queda de pressão no gerador de vapor,  $dp_{cald}=0,1$ ;
- rendimento térmico da caldeira,  $n_{cald}=0,8$ .

Os parâmetros de funcionamento do sistema, para fins de simulação, foram fixados nos seguintes valores:

- potência total que se deseja para as duas turbinas  $Pot_{total}=440.000$  kW;
- pressão do vapor na saída do gerador de vapor,  $p_4= 4$  kPa;
- temperatura do vapor na saída do gerador de vapor,  $T_{11}= 560$ ;
- temperatura do vapor na admissão da turbina BP,  $T_3= 550$ ;



- diâmetro da tubulação de líquido saturado, trecho 8-9, entre o regenerador e a bomba principal ,  $D_{8_9}=0,6$  m;
- extensão da tubulação de líquido saturado, trecho 8-9, entre o regenerador e a bomba,  $L_{8_9}=30$  m;
- diâmetro da tubulação de vapor superaquecido, trecho 11-1, entre o gerador de vapor e a turbina,  $D_{11_1}=1$  m;
- extensão da tubulação de vapor superaquecido, trecho 11-1, entre o gerador de vapor e a turbina,  $L_{11_1}=30$  m.
- diâmetro da tubulação de vapor superaquecido, trecho 2-3, entre a turbina AP e a turbina BP,  $D_{2_3}=1,8$  m;
- extensão da tubulação de vapor superaquecido, trecho 2-3, entre a turbina AP e a turbina BP,  $L_{2_3}=10$  m.

O processamento foi concluído em 8 iterações e os resultados obtidos foram os seguintes:

Turbina de Alta Pressão (AP):

Potência - $Pot_{TAP}$	: 184.758 kW
Rendimento - $n_{TAP}$	: 83,91 %
Pressão do vapor na entrada – $p_1$	: 24.770 kPa
Pressão do vapor na saída - $p_2$	: 1.689 kPa
Pressão do vapor na extração - $p_7$	: 5.925 kPa
Temperatura do vapor na admissão – $T_1$	: 550°C
Temperatura do vapor na saída – $T_2$	: 211°C
Entalpia do vapor na admissão – $h_1$	: 3.389 kJ/kg
Entalpia do vapor na saída - $h_2$	: 2.819 kJ/kg
Entropia do vapor na admissão – $s_1$	: 6,2558 kJ/(kg.K)
Entropia do vapor na saída – $s_2$	: 6,4593 kJ/(kg.K)
Salto entálpico - $H_{12}$	: 570 kJ/kg
Título do vapor na saída – $x_2$	: >1
Taxa de massa - $m_1$	: 383 kg/s

Turbina de Baixa Pressão (BP):

Potência - $Pot_{TBP}$	: 255.241 kW
Rendimento - $n_{TBP}$	: 83,50 %
Pressão do vapor na entrada - $p_3$	: 1.554 kPa
Temperatura do vapor na saída - $T_4$	: 29 °C
Entalpia do vapor na admissão - $h_3$	: 3.582 kJ/kg
Entalpia do vapor na saída - $h_4$	: 2.525 kJ/kg
Entropia do vapor na admissão - $s_3$	: 7,6878 kJ/(kg.K)
Entropia do vapor na saída - $s_4$	: 8,3789 kJ/(kg.K)
Salto entálpico - $H_{34}$	: 1.057 kJ/kg
Título do vapor na saída - $x_4$	: 0,99
Taxa de massa - $m_2$	: 241 kg/s

Bomba 1 (de extração) - na saída do condensador:

Potência - $Pot_{b1}$	: 2.162 kW
Rendimento - $n_{b1}$	: 67,26 %
Pressão do líquido na entrada - $p_5$	: 4 kPa
Pressão do líquido na saída - $p_6$	: 5.925 kPa
Temperatura do vapor na entrada - $T_5$	: 29 °C
Temperatura do líquido na saída - $T_6$	: 29 °C
Entalpia do líquido na entrada - $h_5$	: 119 kJ/kg
Entalpia do líquido na saída - $h_6$	: 128 kJ/kg
Entropia do líquido na entrada - $s_5$	: 0,4184 kJ/(kg.K)
Entropia do líquido na saída - $s_6$	: 0,4214 kJ/(kg.K)

Bomba 2 (principal) - na entrada da caldeira:

Potência - $Pot_{b2}$	: 14.991 kW
Rendimento - $n_{b2}$	: 74,82 %
Pressão do líquido na entrada - $p_9$	: 5.177 kPa
Pressão do líquido na saída - $p_{10}$	: 27.513 kPa
Temperatura do líquido na entrada - $T_9$	: 266 °C
Temperatura do líquido na saída - $T_{10}$	: 276 °C
Entalpia do líquido na entrada - $h_9$	: 1.168 kJ/kg
Entalpia do líquido na saída - $h_{10}$	: 1.207 kJ/kg

Entropia do líquido na entrada - $s_9$	: 2,9438 kJ/(kg.K)
Entropia do líquido na saída - $s_{10}$	: 2,9679 kJ/(kg.K)
Relação de velocidades	: 1,12

## Gerador de Vapor:

Calor recebido	: 1.279.459 kW
Pressão do líquido na entrada - $p_{10}$	: 27.513 kPa
Pressão do vapor na saída - $p_{11}$	: 25.356 kPa
Temperatura do líquido na entrada. - $T_{10}$	: 276 °C
Temperatura do vapor na saída - $T_{11}$	: 560 °C
Entalpia do líquido na entrada - $h_{10}$	: 1.207 kJ/kg
Entalpia do vapor na saída - $h_{11}$	: 3.396 kJ/kg
Entropia do líquido na entrada - $s_{10}$	: 2,9679 kJ/(kg.K)
Entropia do vapor na saída - $s_{11}$	: 6,2558 kJ/(kg.K)

## Regenerador:

Pressão do líquido na entrada pela bomba 1 - $p_6$	: 5.925 kPa
Pressão do vapor na entrada pela extração- $p_7$	: 5.925 kPa
Pressão do líquido na saída - $p_8$	: 5.925 kPa
Temperatura do líquido na entrada pela bomba 1- $T_6$	: 29 °C
Temperatura do vapor na entrada pela extração- $T_7$	: 357 °C
Temperatura do líquido na saída - $T_8$	: 275 °C
Entalpia do vapor na entrada pela bomba 1 - $h_6$	: 128 kJ/kg
Entalpia do vapor na entrada pela extração - $h_7$	: 3.058 kJ/kg
Entalpia do vapor na saída - $h_8$	: 1.213 kJ/kg
Entropia do líquido na entrada pela bomba 1 - $s_6$	: 0,4214 kJ/(kg.K)
Entropia do vapor na entrada pela extração - $s_7$	: 6,3575 kJ/(kg.K)
Entropia do líquido na saída - $s_8$	: 3,0245 kJ/(kg.K)

Condensador: Calor cedido : 580.832 kW

Rendimento do ciclo térmico : 33,22 %

### 3.4 Conclusões

Foram abordados três casos baseados em duas configurações de centrais térmicas. A convergência e os resultados preliminares obtidos atestam que a modelagem foi adequada, e reproduz com uma precisão adequada o comportamento de um sistema real. O fato novo, entretanto, foi a partida do processo de cálculo pelo estabelecimento do título na saída da turbina de baixa pressão, para a configuração simples. Devendo este título estar situado numa faixa bem definida e pequena (0,88 a 1), esta forma de simular o sistema permite encontrar condições de operação de projeto que levem à fixação de correlações entre potência, temperatura e pressão do vapor de entrada na turbina. Esta faixa não muito ampla não deve ser violada, sob pena de ocorrer ou erosão nas palhetas dos últimos estágios, para valores muito baixos, ou a redução do rendimento de todo o ciclo, quando a descarga na turbina dá-se com vapor superaquecido.

Devem ser observadas algumas premissas para que os sistemas funcionem adequadamente e com custos de projeto e de operação otimizados. Por exemplo, para os casos aqui abordados, a velocidade do vapor na tubulação deve ser subsônica e com valores bem inferiores à velocidade crítica do mesmo nas palhetas, de forma que se possa ter um incremento de velocidade nos canais convergentes, que possibilite a transformação de energia cinética em trabalho. Também deve ser observado que uma velocidade do vapor inicial muito alta pode conduzir a uma maior imprecisão do equacionamento utilizado, tendo em vista que tais equações pressupõem que esta velocidade inicial é muito pequena se comparada com a velocidade de saída das palhetas fixas, ou seja, que a diferença de entalpia entre a estagnação e o estado inicial é pequena se comparada com a entalpia total disponível para cada estágio.

A medida que se eleva a potência do sistema e se mantém baixos os valores de temperatura e pressão, segundo a expressão (2.18) da potência da turbina,  $P = \eta \sum_{i=1}^n m_i \dot{\Delta} h_i$ , seria necessária a elevação da vazão de vapor pelo circuito do sistema, visto que a diferença de entalpia  $\Delta h$ , se manteria quase inalterada. Isto conduziria à desproporcionalidade das dimensões dos componentes do ciclo, ainda mais que, para pressões baixas, o volume específico do vapor se mantém em valores elevados. Ter-se-ia também o funcionamento do

ciclo com um rendimento baixo, e o que se busca, para sistemas de grande porte, é justamente uma melhoria deste rendimento para que, o longo da vida útil, o projeto seja economicamente viável. Deve haver um compromisso entre custos de projeto e de operação, dimensões físicas apropriadas e valores de propriedades termodinâmicas que se possam obter num ciclo real.

Assim, para se conseguir diferentes alternativas de projetos de sistemas térmicos de geração de energia a vapor, de modo a poder compará-las entre si também sob o ponto de vista econômico, é necessário que se disponha de ferramentas de simulação que permitam o cálculo de todas as grandezas físicas e termodinâmicas do sistema. Os cálculos prévios mostraram que o programa computacional tem esta maleabilidade para as configurações propostas. Sistemas cada vez mais complexos podem ser estruturados e processados, visto que as simulações efetuadas no capítulo seguinte mostrarão que os algoritmos tem uma estabilidade razoável para uma faixa bem ampla de valores de parâmetros.

## **4 ANÁLISE DE RESULTADOS**

### **4.1 Introdução**

Neste capítulo foram analisados alguns casos para explorar as capacidades do programa desenvolvido nesse trabalho. Foram atribuídos valores iniciais aos parâmetros do sistema, valores estes que representam uma condição de operação máxima nominal. Em seguida foram feitas alterações em alguns parâmetros, com o objetivo de observar o comportamento dos sistemas propostos, face às variações da carga requerida e das condições de operação. Os resultados estão dispostos em tabelas e gráficos para que possam facilmente ser comparados entre si. Foram extraídas as variáveis de maior interesse para o analista, tais como calor entregue para a caldeira, rendimento do ciclo, pressão de operação nos diversos pontos, vazão de vapor, potência fornecida para as bombas, potência obtida das turbinas, e título do vapor na saída das turbinas. Os valores de entalpia não são aqui apresentados tendo em vista que os mesmos, apesar de serem muito importantes sob o ponto de vista termodinâmico, são usados como parcelas intermediárias para o cálculo das variáveis acima referidas, as quais são efetivamente as de maior interesse.

### **4.2 Simulações Realizadas**

#### **4.2.1 Configuração Simples, Fixadas a Potência da Turbina, Temperatura do Vapor na Saída do Gerador de Vapor e Pressão do Vapor na Saída da Turbina**

O sistema simulado a seguir é referente à configuração apresentada na figura 3.10. Para as quatro alternativas simuladas a seguir, os dados de operação fixados foram a potência, a temperatura do vapor na admissão da turbina e a pressão do vapor na sua descarga.

Tabela 4.1 – Simulação de 4 casos do Sistema Simples, Fixadas a Temperatura do Vapor na Saída do Gerador de Vapor, a Pressão do Vapor na Saída e a Potência da Turbina

<b>Parâmetros de Entrada</b>	<b>Caso 1</b>	<b>Caso 2</b>	<b>Caso 3</b>	<b>Caso 4</b>
Potência da turbina [ kW]	2.000	<b>1.000</b>	2.000	2.000
Temperatura do vapor na saída do gerador de vapor [°C]	400	400	<b>500</b>	400
Pressão do vapor na saída da turbina [kPa]	5	5	5	<b>3</b>
Rendimento térmico do gerador de vapor	80%	80%	80%	80%
Perda de pressão no gerador de vapor	10%	10%	10%	10%
Diâmetro da tubulação 6-1 [m]	0,3	0,3	0,3	0,3
Comprimento da tubulação 6-1 [m]	30	30	30	30
Diâmetro da tubulação 4-5 [m]	0,15	0,15	0,15	0,15
Comprimento da tubulação 4-5 [m]	30	30	30	30
Vazão nominal do circuito [kg/s]	2	2	2	2
Temperatura de projeto do vapor na admissão da turbina [°C]	400	400	400	400
Pressão de projeto do vapor na admissão da turbina do sistema [kPa]	8.000	8.000	8.000	8.000

<b>Resultados</b>	<b>Caso 1</b>	<b>Caso 2</b>	<b>Caso 3</b>	<b>Caso 4</b>
Potência dispendida pela bomba [kW]	22	7	19	20
Pressão do vapor na entrada da turbina [kPa]	7.961	4.337	7.922	7.639
Pressão do vapor na saída da bomba [kPa]	9.025	4.697	8.860	7.639
Pressão do vapor na entrada do ger.vapor [kPa]	8.993	4.686	8.834	8.599
Pressão na saída do gerador de vapor [kPa]	8.095	4.331	8.049	7.775
Temperatura do vapor na saída da turbina [°C]	33	33	33	24
Vazão de vapor em massa no circuito [kg/s]	2,00	1,09	1,78	1,92
Título do vapor na saída da turbina	0,82	0,89	0,88	0,81
Calor recebido pela caldeira [kW]	7.442	4.167	7.233	7.260
Rendimento do ciclo térmico	33,23 %	29,77%	34,23%	34,09
Relação de veloc.da bomba (ref.=3600 rpm)	1,02	0,72	1,00	1,00

Os diagramas a seguir ilustram os resultados obtidos com as simulações dos casos acima detalhados.

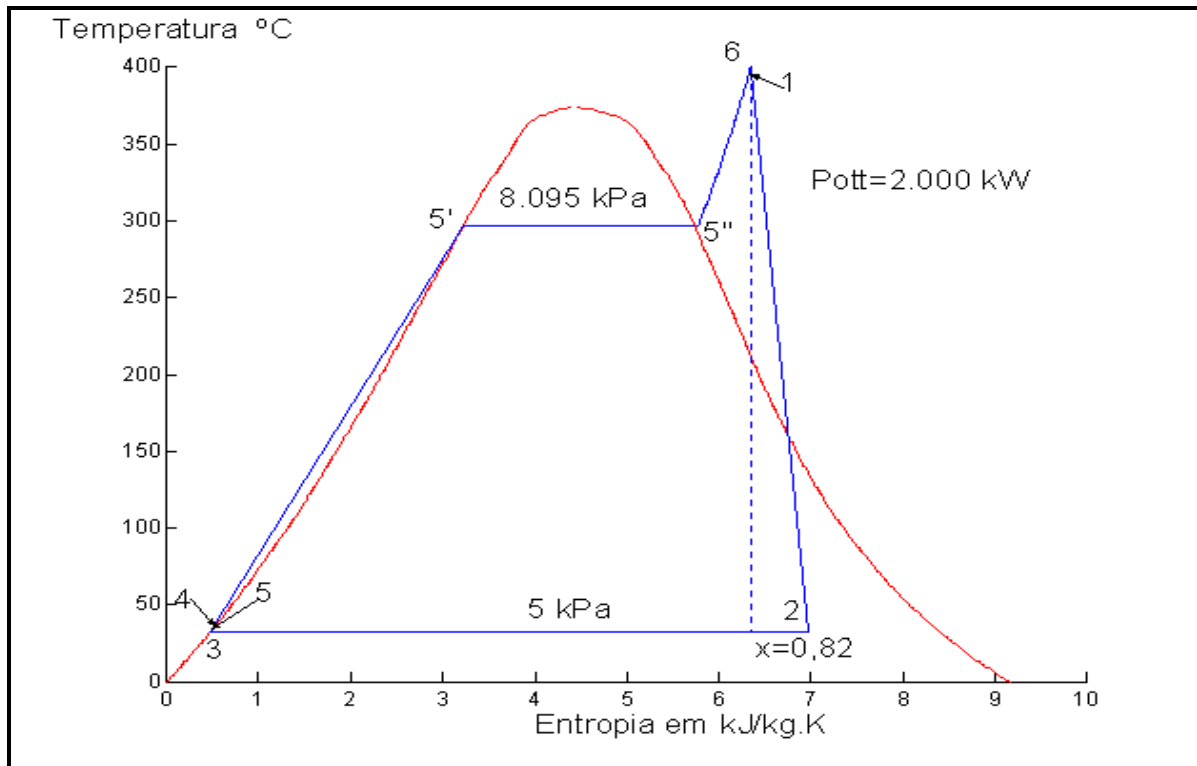


Fig. 4.1 – Diagrama T-S da simulação do caso 1,  $T_6=400\text{ °C}$ ,  $Pot_t=2000\text{ kW}$ ,  $p_2=5\text{ kPa}$ .

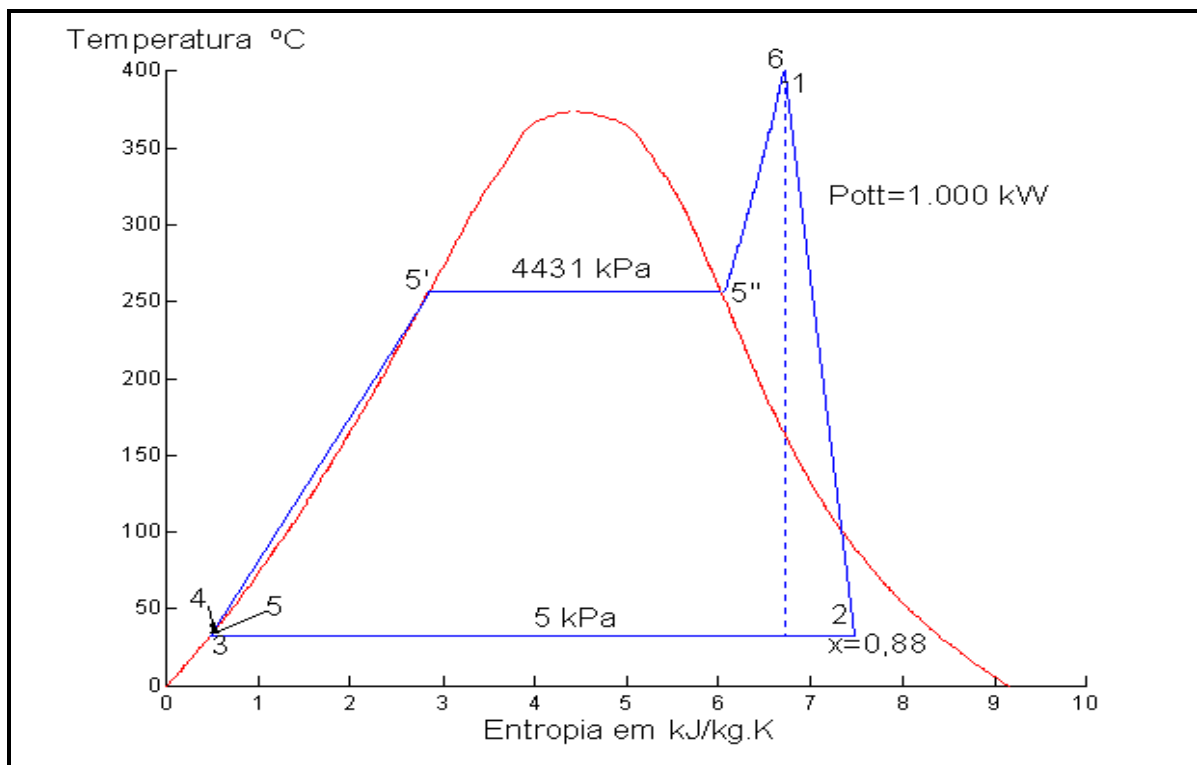


Fig. 4.2 – Diagrama T-S da simulação do caso 2,  $T_6=400\text{ °C}$ ,  $Pot_t=1000\text{ kW}$ ,  $p_2=5\text{ kPa}$ .



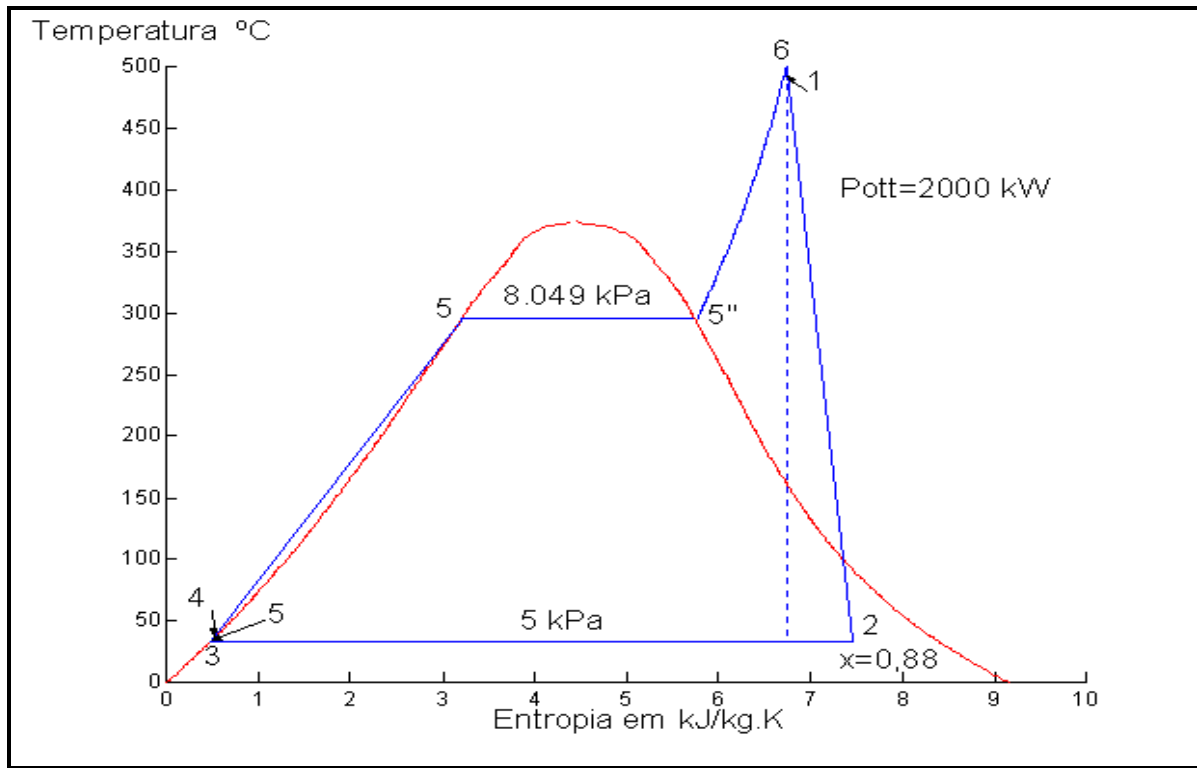


Fig. 4.3 – Diagrama T-S da simulação do caso 3,  $T_6=500\text{ °C}$ ,  $P_{ot}=2000\text{ kW}$ ,  $p_2=5\text{ kPa}$ .

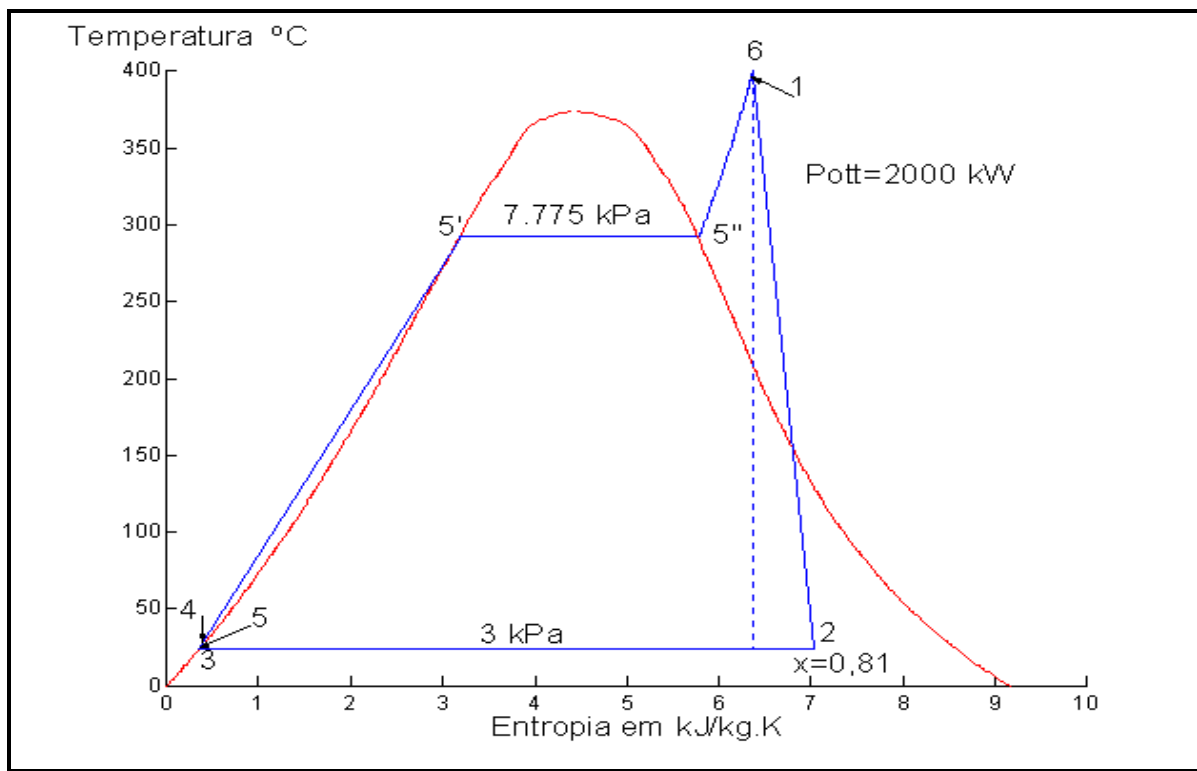


Fig. 4.4 – Diagrama T-S da simulação do caso 4,  $T_6=400\text{ °C}$ ,  $P_{ot}=2000\text{ kW}$ ,  $p_2=3\text{ kPa}$ .

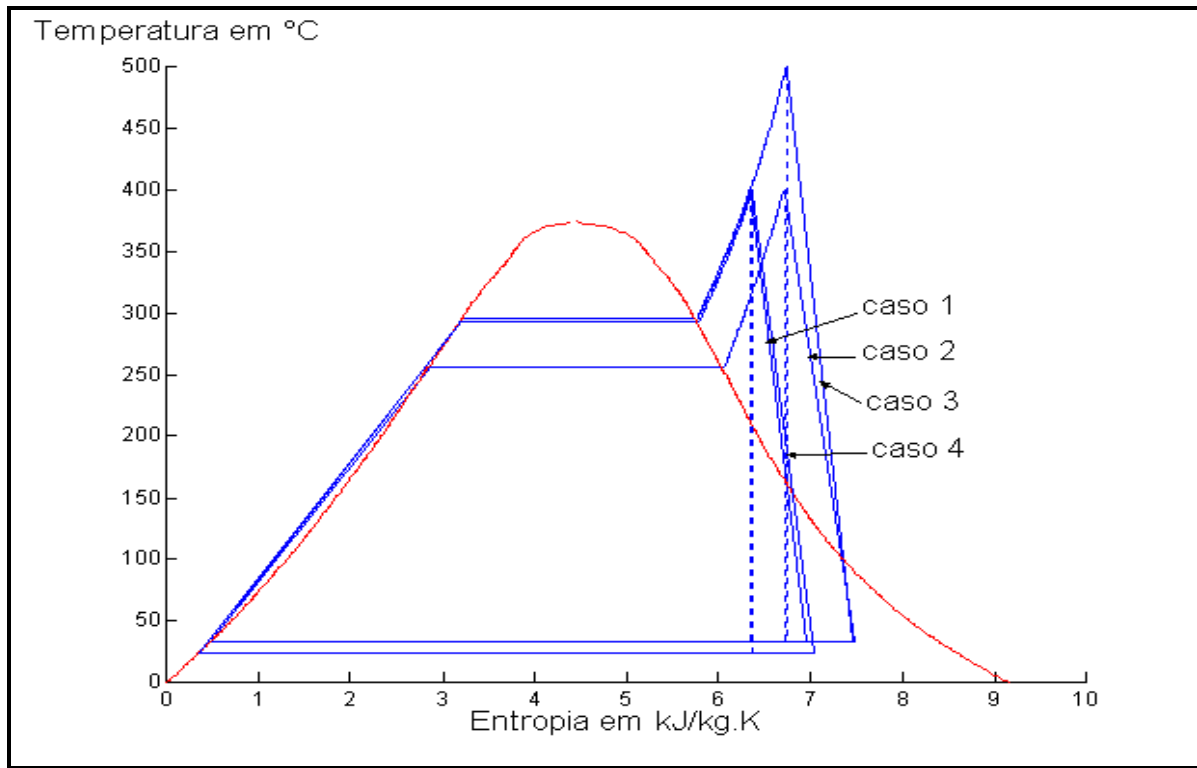


Fig. 4.5 – Diagramas T-S superpostos da simulação dos casos 1 a 4.

#### 4.2.2 Configuração Simples com Potência, Título e Pressão do Vapor na Saída da Turbina Fixados

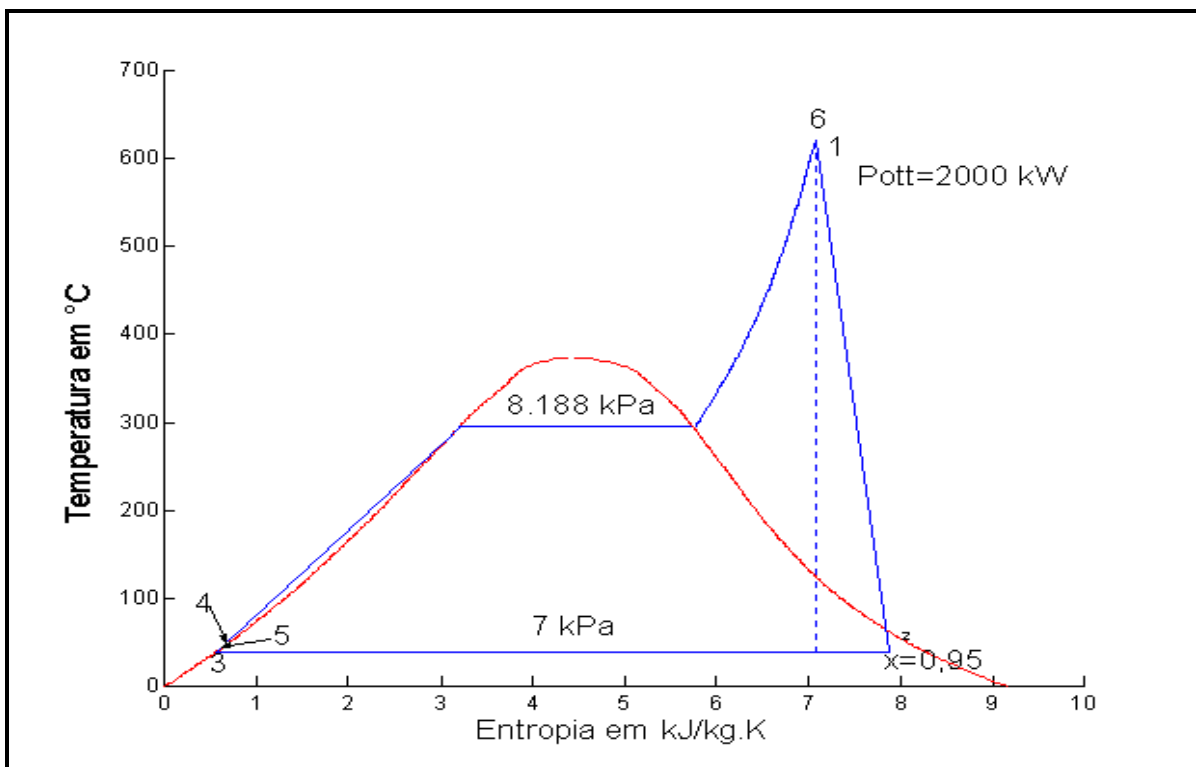
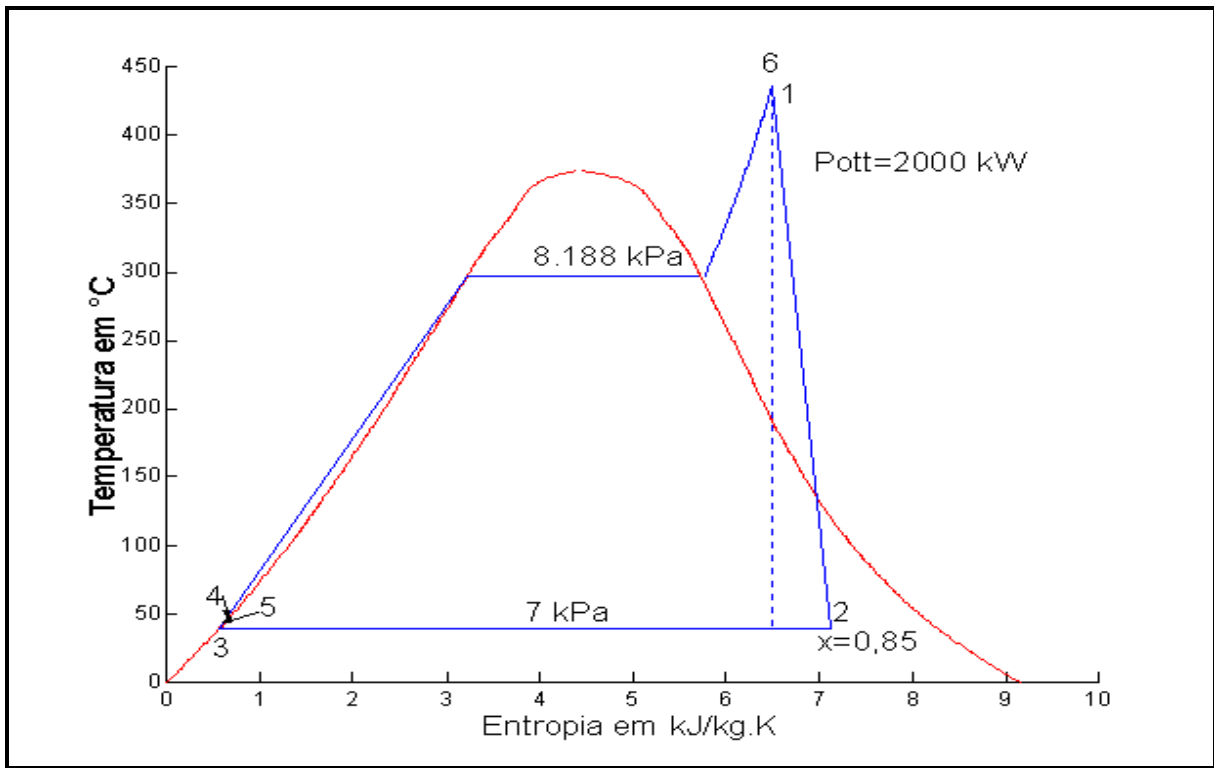
As simulações aqui detalhadas também são referentes à configuração apresentada na figura 3.10. Para as quatro alternativas simuladas a seguir, os dados de operação fixados foram a potência da turbina, o título e a pressão do vapor na sua descarga.

Tabela 4.2 – Simulação de 4 casos do Sistema Simples, Fixadas, para a Turbina, o Título e a Pressão do Vapor na Saída, e a Potência

<b>Parâmetros de Entrada</b>	<b>Caso 5</b>	<b>Caso 6</b>	<b>Caso 7</b>	<b>Caso 8</b>
Potência da turbina [ kW]	2.000	2.000	<b>1.000</b>	2.000
Título do vapor na saída da turbina	<b>0,85</b>	<b>0,95</b>	<b>0,95</b>	<b>0,95</b>
Pressão do vapor na saída da turbina [kPa]	7	7	7	7
Rendimento térmico do gerador de vapor	80%	80%	80%	80%
Perda de pressão no gerador de vapor	10%	10%	10%	10%
Diâmetro da tubulação 6-1 [m]	0,3	0,3	0,3	0,2
Comprimento da tubulação 6-1 [m]	30	30	30	30
Diâmetro da tubulação 4-5 [m]	0,15	0,15	0,15	0,1
Comprimento da tubulação 4-5 [m]	30	30	30	30
Vazão nominal do circuito [kg/s]	2	2	2	<b>10</b>
Temperatura de projeto do vapor na admissão da turbina [°C]	400	400	400	400
Pressão de projeto do vapor na admissão da turbina [kPa]	8000	8000	8000	8000

<b>Resultados</b>	<b>Caso 5</b>	<b>Caso 6</b>	<b>Caso 7</b>	<b>Caso 8</b>
Potência despendida pela bomba [kW]	21	18	7	8
Pressão do vapor na entrada da turbina [kPa]	8.168	8.026	4.514	1.858
Pressão do vapor na saída da bomba [kPa]	9.106	8.770	4.918	3.090
Pressão do vapor na entrada do gerador de vapor [kPa]	9.076	8.748	4.854	2.840
Pressão do vapor na saída do gerador de vapor [kPa]	8.188	8.044	4.608	2.778
Temperatura do vapor admissão da turbina [°C]	400	621	500	453
Temperatura do vapor na saída da turbina [°C]	39	39	39	39
Vazão de vapor em massa no circuito [kg/s]	1,96	1,61	1,01	2,18
Calor recebido pela caldeira [kW]	7.479	7.077	4.133	9.095
Rendimento do ciclo térmico	33,07 %	35,02%	30,03%	27,38%
Relação de veloc.da bomba (ref.=3600 rpm)	1,02	0,98	0,72	0,67

Os diagramas a seguir ilustram os resultados obtidos com as simulações dos casos acima detalhados.



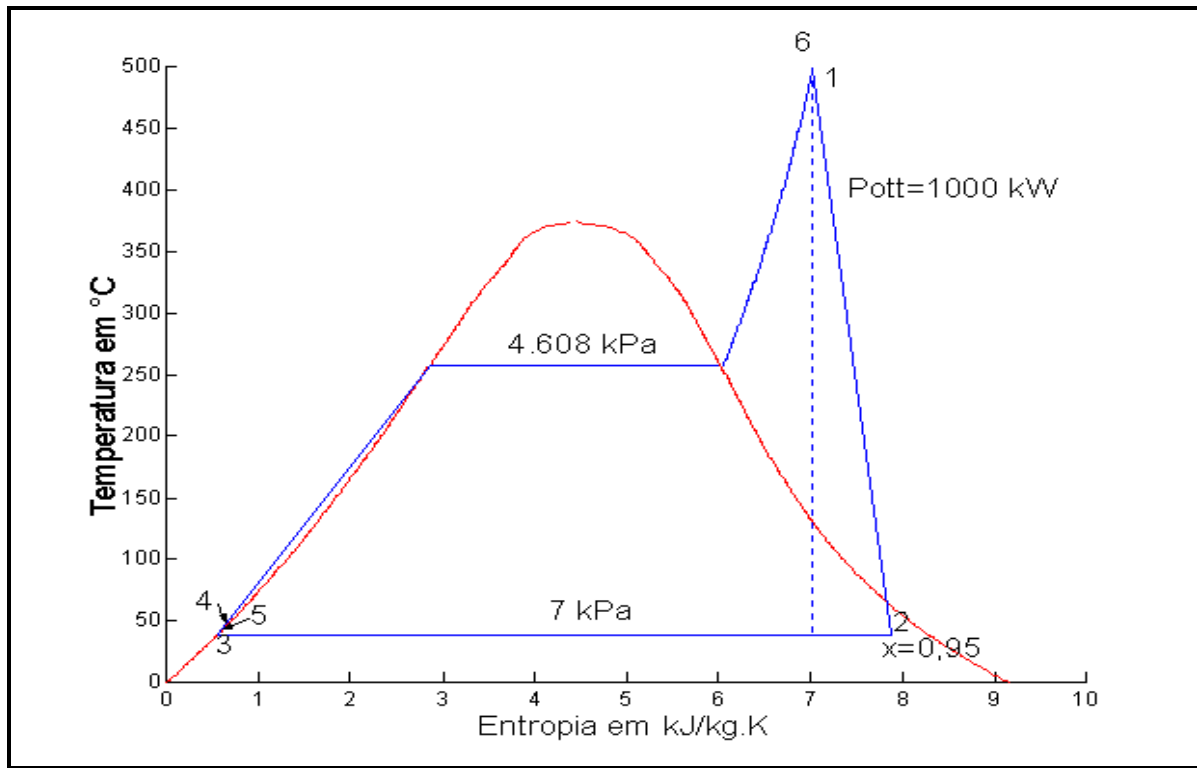


Fig. 4.8 – Diagrama T-S da simulação do caso 7,  $x=0,95$ ,  $Pot_t=1.000$  kW,  $p_2=7$  kPa.

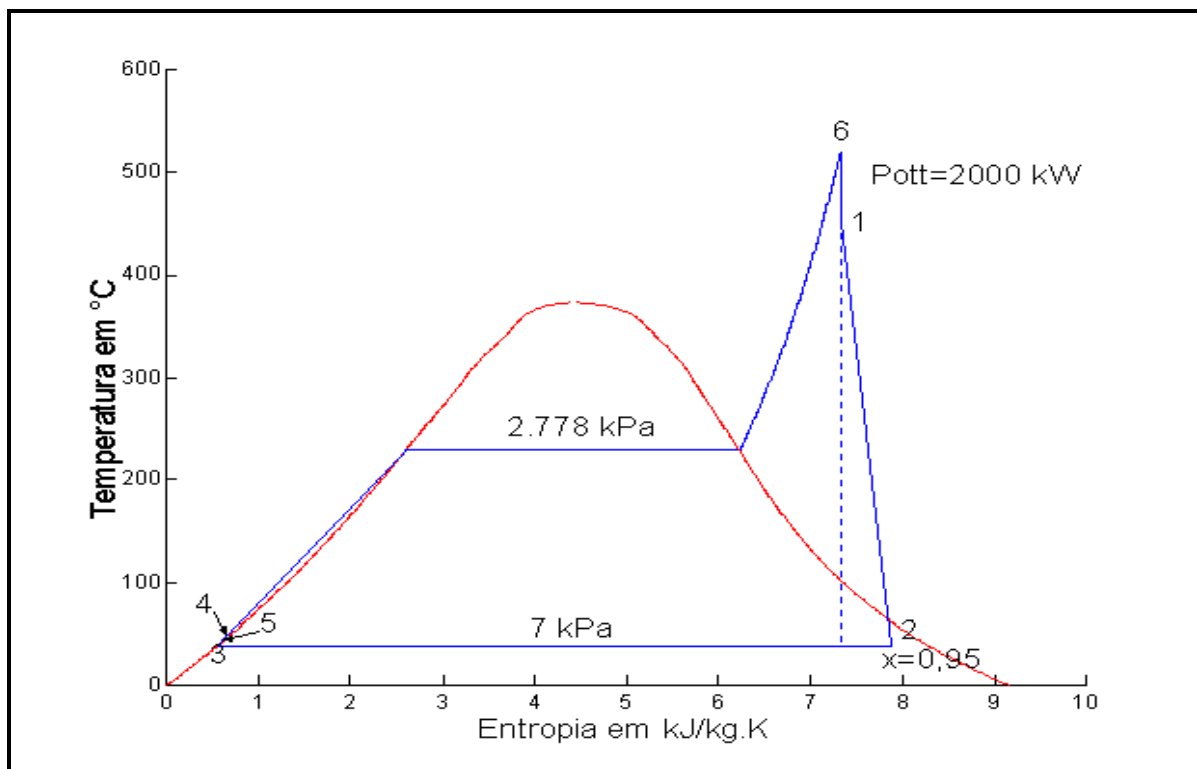


Fig. 4.9 – Diagrama T-S da simulação do caso 8,  $x=0,95$ ,  $Pot_t=2.000$  kW,  $p_2=7$  kPa, e vazão nominal =10 kg/s.

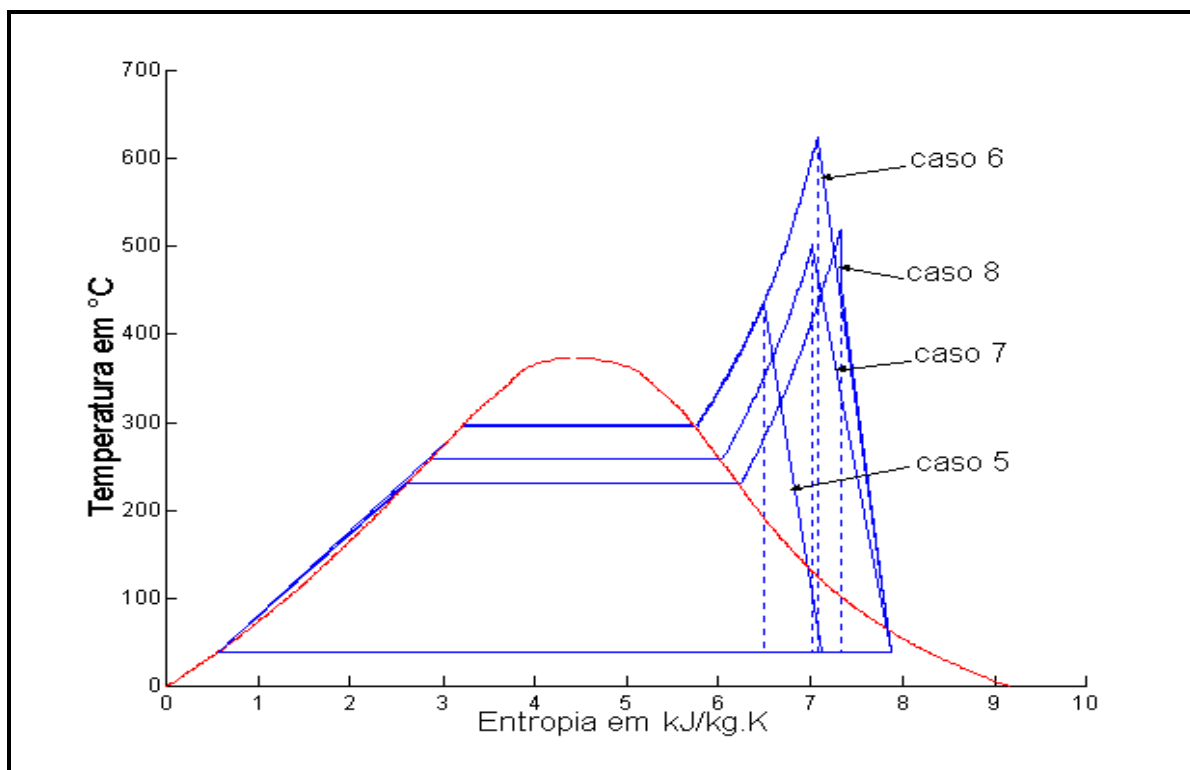


Fig. 4.10 – Diagramas T-S superpostos das simulações dos casos 5 a 8.

#### 4.2.3 Configuração com Reaquecimento e Regeneração, Fixadas a Potência Total das Turbinas, a Temperatura do Vapor na Saída do Gerador de Vapor, e a Pressão do Vapor na Descarga da Turbina de Baixa Pressão

As simulações a seguir efetuadas referem-se à configuração apresentada na figura 3.15. Para as quatro alternativas simuladas a seguir, os dados de operação fixados foram a potência total das turbinas, temperatura do vapor na saída do gerador de vapor, e a pressão do vapor na descarga da turbina de baixa pressão.

É importante frisar que o mesmo rendimento do gerador de vapor é aplicado ao circuito de reaquecimento, tendo em vista que o mesmo faz parte do corpo do gerador de vapor.

Tabela 4.3 – Simulação de 4 casos do Sistema com Regeneração e Reaquecimento

<b>Parâmetros de Entrada</b>	<b>Caso 9</b>	<b>Caso 10</b>	<b>Caso 11</b>	<b>Caso 12</b>
Potência total das turbinas [ kW]	440.000	<b>220.000</b>	<b>220.000</b>	440.000
Pressão do vapor na saída da turbina BP [kPa]	7	7	<b>3</b>	7
Temperatura do vapor na saída do gerador de vapor [kPa]	560	560	560	<b>500</b>
Temperatura do vapor na admissão da turbina BP [°C]	550	550	550	<b>490</b>
Diâmetro da tubulação de líquido saturado, trecho 8-9, entre o regenerador e a bomba principal [m]	0,6	0,6	0,6	0,6
Extensão da tubulação de líquido saturado, trecho 8-9, entre o regenerador e a bomba [m]	30	30	30	30
Diâmetro da tubulação de vapor superaquecido, trecho 11-1, entre o gerador de vapor e a turbina [m]	1	1	1	1
Extensão da tubulação de vapor superaquecido, trecho 11-1, entre o gerador de vapor e a turbina [m]	30	30	30	30
Diâmetro da tubulação de vapor superaquecido, trecho 2-3, entre a turbina AP e a turbina BP [m]	1,8	1,8	1,8	1,8
Extensão da tubulação de vapor superaquecido, trecho 2-3, entre a turbina AP e a turbina BP [m]	20	20	20	20
Vazão nominal de vapor na turbina AP [kg/s]	440	440	440	440
Temperatura de projeto do vapor na admissão da turbina AP [°C]	560	560	560	560
Temperatura de projeto do vapor na admissão da turbina BP [°C]	560	560	560	560
Vazão nominal de vapor da turbina BP [kg/s]	308	308	308	308
Pressão nominal do vapor na admissão da turbina AP [kPa]	20.000	20.000	20.000	20.000
Pressão nominal do vapor na saída da turbina AP [kPa]	2.000	2.000	2.000	2.000
Pressão nominal do vapor na admissão da turbina BP [kPa]	2.000	2.000	2.000	2.000
Queda de pressão no gerador de vapor	10 %	10 %	10 %	10 %
Rendimento térmico da caldeira	80 %	80 %	80 %	80 %
Rendimento térmico da reaquecedor	80 %	80 %	80 %	80 %

<b>Resultados</b>	<b>Caso 9</b>	<b>Caso 10</b>	<b>Caso 11</b>	<b>Caso 12</b>
Potência disponibilizada pela Turbina AP	187.776	94625	90.486	178.890
Potência disponibilizada pela Turbina BP	252.224	125.375	129.515	260.610
Potência despendida pela bomba de extração do condensado [kW]	2.185	1.575	1.543	2.296
Potência despendida pela bomba principal [kW]	15.816	4.272	3.961	19.523
Pressão do vapor na saída do gerador de vapor [kPa]	26.023	14.119	13.690	28.263
Pressão do vapor na entrada da turbina AP [kPa]	25.428	13.775	13.356	27.697
Pressão do vapor na saída da turbina AP [kPa]	1.875	1.054	1.006	1.981
Pressão do vapor na extração ta turbina AP = pressão no regenerador [kPa]	5.910	6.032	6.031	5.862
Pressão do vapor na entrada da turbina BP [kPa]	1.618	913	868	1.678
Pressão do líquido na saída da bomba de extração [kPa]	5.910	6.032	6.031	5.862
Pressão do líquido na entrada da bomba principal [kPa]	5.126	5.797	5.810	4.821
Pressão do líquido na saída da bomba principal = Pressão na entrada do gerador de vapor [kPa]	28.337	14.801	14.317	31.048
Temperatura do vapor na entrada da turbina AP [°C]	559	556	556	498
Temperatura do vapor na saída da turbina AP [°C]	221	245	245	212
Temperatura do vapor na saída da turbina BP [°C]	39	39	24	39
Temperatura do vapor na extração [°C]	356	443	447	278
Vazão de vapor pela turbina AP [kg/s]	393	213	207	453
Vazão de vapor pela turbina BP [kg/s]	251	142	135	276
Calor recebido pela caldeira [kW]	1.311.714	724.103	700.022	1.369.331
Rendimento do ciclo térmico	32,32	30,14	31,24	30,18
Relação de velocidades da bomba principal (ref.=3600 rpm)	1,14	0,71	0,69	1,22
Título na saída da turbina BP	1,00	>1	0,98	0,97

Os diagramas a seguir ilustram os resultados obtidos com as simulações dos casos acima detalhados.



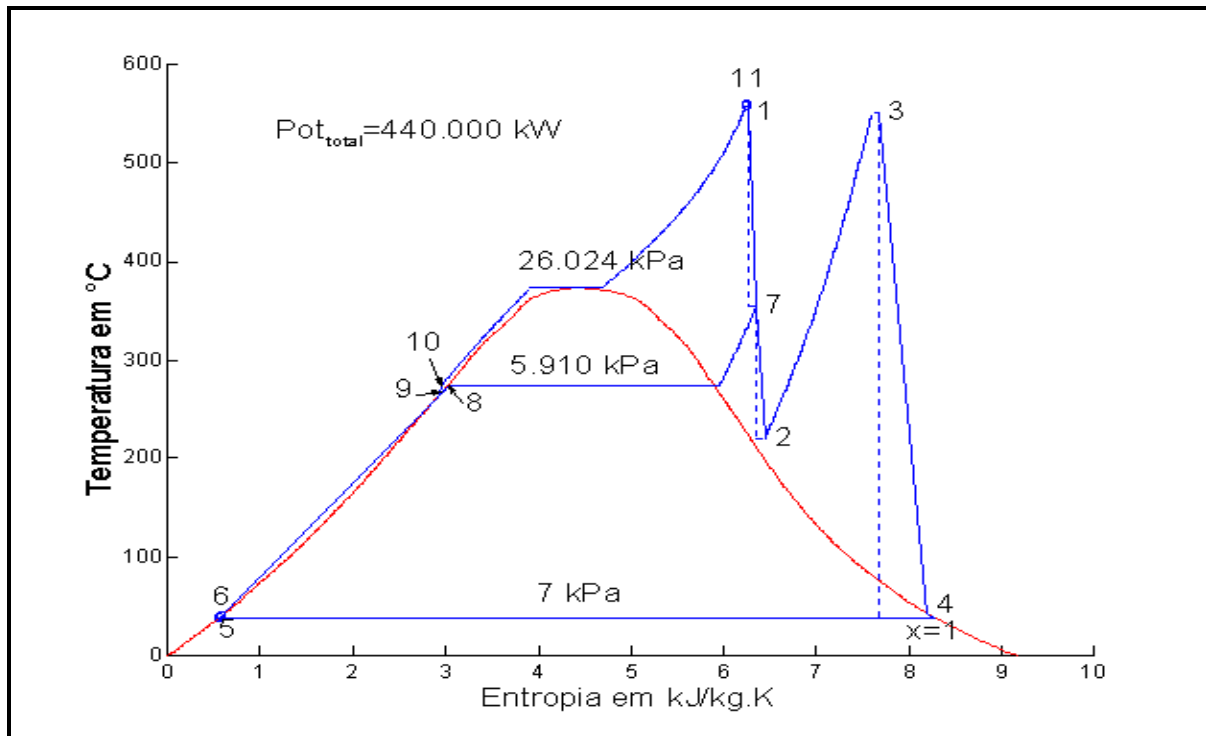


Fig. 4.11 – Diagrama T-S da simulação do caso 9,  $Pot_{total} = 440.000 \text{ kW}$ ,  $T_{cald} = 560 \text{ °C}$ ,  $p_4 = 7 \text{ kPa}$ .

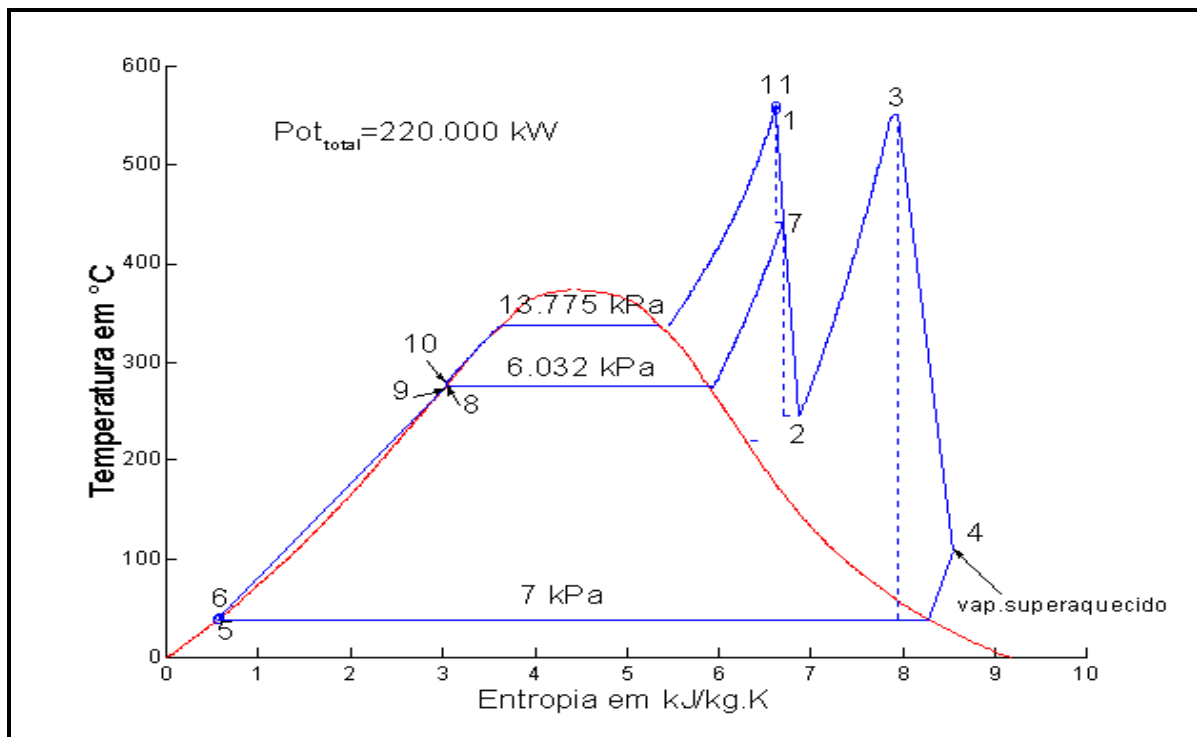


Fig. 4.12 – Diagrama T-S da simulação do caso 10,  $Pot_{total} = 220.000 \text{ kW}$ ,  $T_{cald} = 560 \text{ °C}$ ,  $p_4 = 7 \text{ kPa}$ .

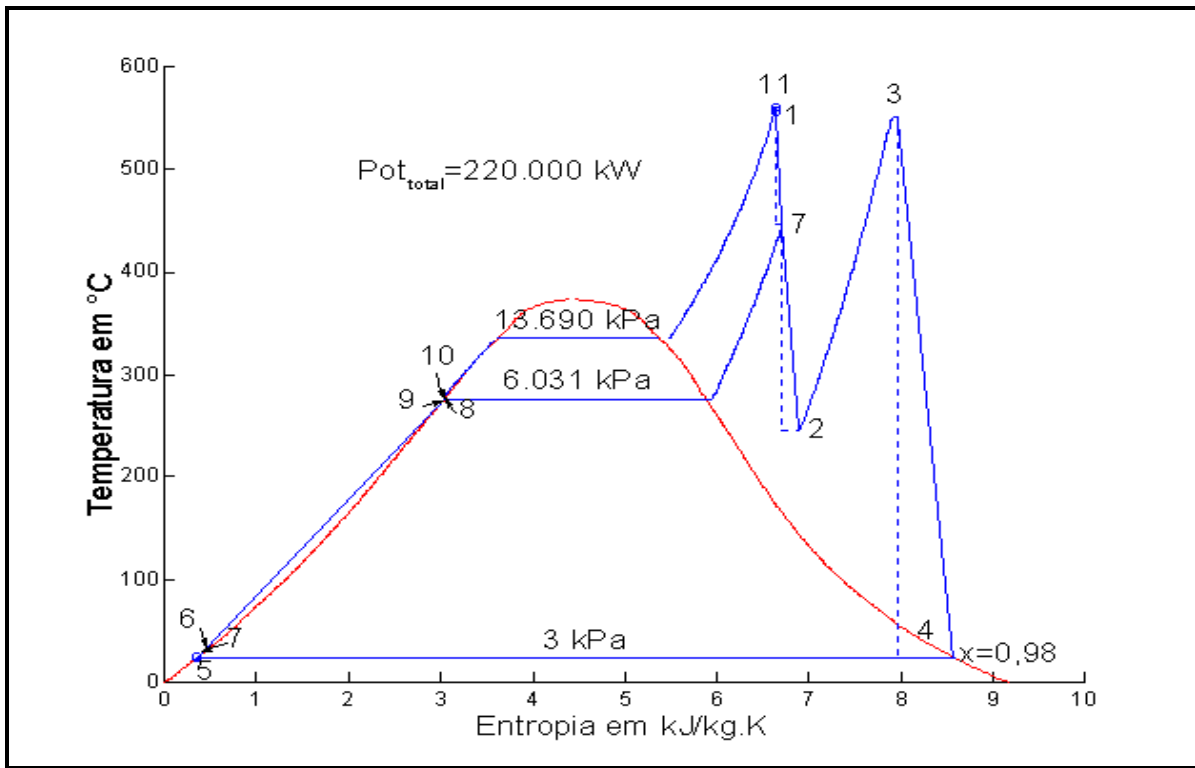


Fig. 4.13 – Diagrama T-S da simulação do caso 11,  $Pot_{total}=220.000$  kW,  $T_{cald}=560$  °C,  $p_4=3$  kPa.

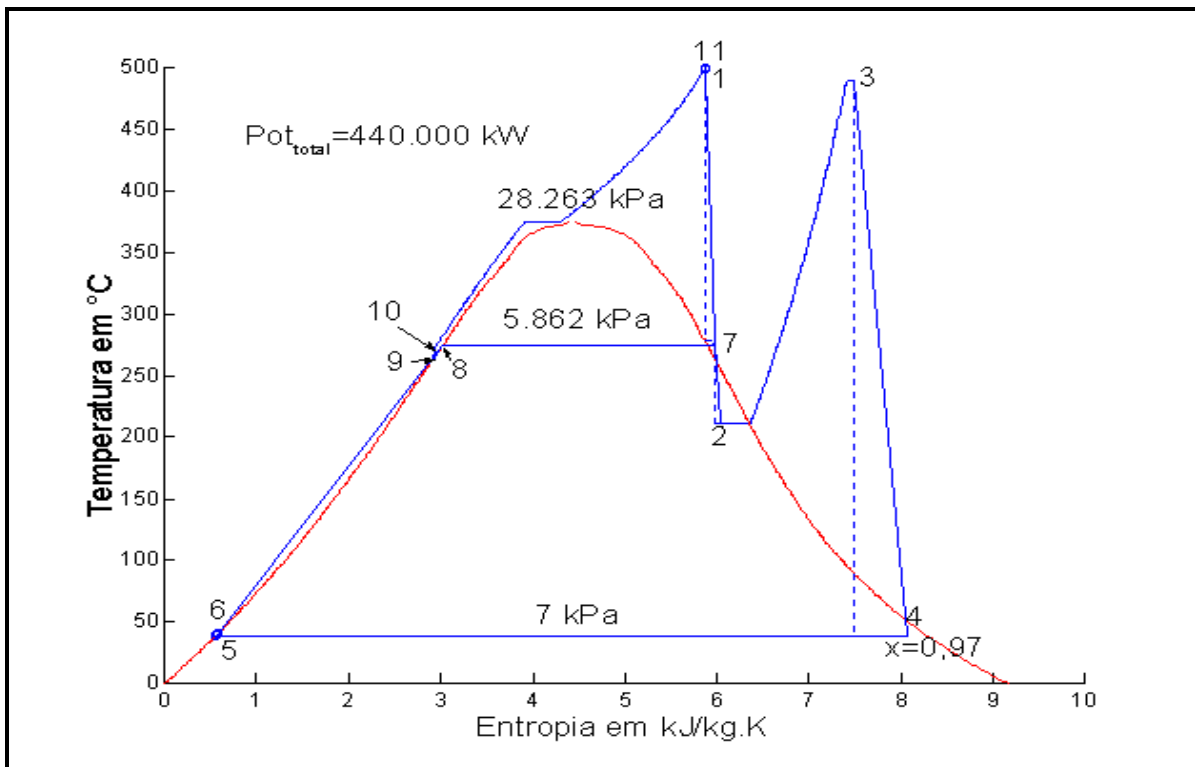


Fig. 4.14 – Diagrama T-S da simulação do caso 12,  $Pot_{total}=440.000$  kW,  $T_{cald}=500$  °C,  $p_2=7$  kPa.

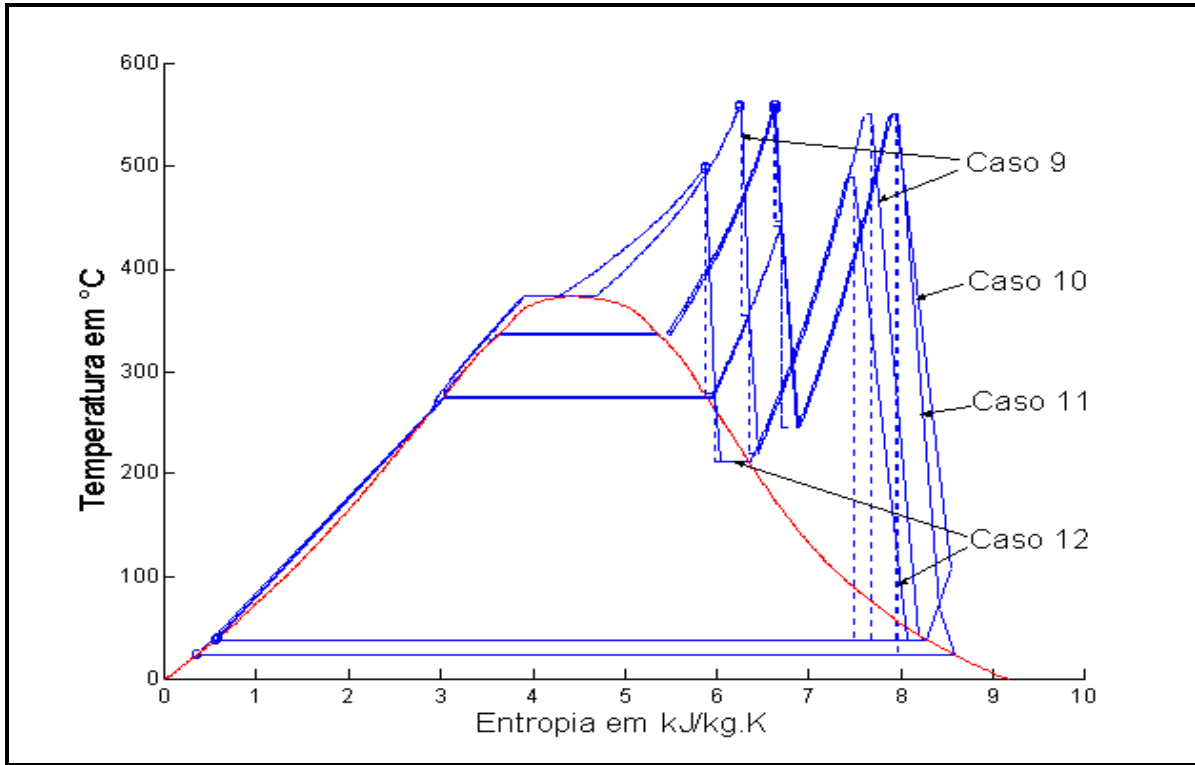


Fig. 4.15 – Diagramas T-S superpostos das simulações dos casos 9 a 12.

### 4.3 Conclusões

Como se pode observar, nos resultados obtidos das simulações realizadas, ocorre sempre uma redução do rendimento do ciclo com a redução da potência da turbina. Isto se deve à redução da pressão na entrada da turbina e à conseqüente diminuição da área referente ao trabalho realizado pelas turbinas, sem reduzir, no entanto, a área de calor cedido pelo condensador.

Verifica-se, também, o aumento do título com a redução da potência da turbina, nos casos em que a temperatura se mantém constante. Isto se deve ao fato de que a pressão diminui, havendo um deslocamento no diagrama TS para maiores valores de entropia, o que tem como conseqüência o aumento do título.

Para as simulações sobre a configuração simples, observa-se que o título mantém-se sempre abaixo da unidade. Para valores de operação adequados ( $T < 560^{\circ}\text{C}$  e  $p < p_{\text{crítico}}$ ), os valores do título tem a tendência de se fixar abaixo de 0,90 (casos 1 a 5). Quando se quer aproximar este para um valor mais próximo de 1, há a necessidade de se operar com

temperaturas muito altas (caso 6). Uma solução encontrada para evitar este inconveniente foi a de aumentar a taxa de massa que escoou pelo circuito, e, portanto, o volume dos componentes do sistema, reduzindo-se assim a diferença de entalpia disponível, de forma a se manter a mesma potência disponibilizada pela turbina (caso 8).

Quanto a configuração mais complexa da figura 4.12, verifica-se que o reaquecimento é empregado para aumentar o título nos últimos estágios da unidade de condensação, mantendo-se praticamente o mesmo rendimento. O aumento deste vem por conta da regeneração.

Ao contrário da configuração mais simples, neste tipo de sistema deve-se ter o cuidado de evitar que o vapor que entra no condensador esteja ainda superaquecido, o que viria a diminuir o rendimento do funcionamento do sistema. Esta situação é fácil de ocorrer na medida em que se diminui a pressão para regular a potência da turbina (caso 10). É por esta razão que a faixa de variação da pressão, para o controle das variações de carga do sistema, tem limites definidos. Utiliza-se, conforme já citado anteriormente, a combinação desta sistemática com o método de abertura seqüencial de válvulas de admissão de vapor, mantendo-se a pressão constante.

Em sistemas mais antigos, o uso de válvulas de estrangulamento se faz presente. Este método tem a vantagem de se poder fixar as propriedades do fluido nos diversos pontos do sistema em valores adequados. Mas por outro lado promove perdas consideráveis no processo de estrangulamento, sendo que a eficiência do ciclo cai significativamente a medida que a diferença da entalpia nas turbinas diminui com o fechamento da válvula de estrangulamento.

A redução da temperatura máxima de trabalho (caso 12) pode contribuir para a manutenção do título em níveis aceitáveis. Este recurso, por outro lado, vem a diminuir o rendimento do ciclo.

Outra tentativa de melhorar o desempenho do sistema é a diminuição da pressão no condensador (caso 11), o que nem sempre é possível, pois esta depende fundamentalmente da temperatura ambiente e dos sistemas de refrigeração utilizados para a água de resfriamento.

Fixando-se no rendimento do ciclo, observa-se que houve um incremento do mesmo para as situações em que se elevou a temperatura máxima de trabalho na admissão da

turbina (casos 3 e 6), e quando se diminuiu a temperatura do vapor na saída da turbina (casos 4 e 11). A redução da potência disponibilizada pela turbina (casos 2, 7 e 10) também promove uma redução do rendimento total, não só pela redução da pressão do vapor na admissão da turbina, mas também pela diminuição do rendimento desta, quando operando abaixo de sua potência nominal.

Observa-se um aumento do rendimento do ciclo com o uso da regeneração, o que pode ser verificado comparando-se os casos 1 a 8 com os casos 9 a 12.

Também verifica-se que as perdas de carga nas tubulações são muito pequenas quando transpostas para o diagrama T-S. Não foi levado em conta nos cálculos a perda de calor nas tubulações, visto que estas são revestidas com material isolante térmico, o que minimiza a transferência de calor para ambiente. A perda de carga foi considerada como um processo isentrópico para a tubulação entre a geração de vapor e a turbina. A diminuição da temperatura foi então calculada em função da redução da pressão no final da tubulação. As diferenças encontradas foram muito pequenas, o que vai ao encontro dos valores reais encontrados nas usinas em operação.

## 5 CONCLUSÃO

Como se pode observar ao logo deste trabalho, muitas assertivas apresentadas durante a exposição sobre a operação de turbinas, vem a ser consolidadas mediante a análise dos diagramas de Rankine, obtidas das simulações realizadas.

Cabe ressaltar a importância da utilização de ferramentas de simulação no projeto de sistemas de potência a vapor, pois estas permitem avaliar a melhor combinação de elementos do ciclo, de forma a permitir a otimização de sua configuração e descobrir o arranjo ideal em termos de eficiência termodinâmica e econômica.

De forma genérica pode-se estabelecer as seguintes conclusões, a partir das simulações realizadas:

- é desejável manter-se valores elevados de temperatura do vapor na admissão da turbina, até o patamar de 560°C;
- é desejável o reaquecimento intermediário do vapor para que o título do vapor na saída da turbina de condensação se situe mais próximo de 1, evitando problemas de erosão das palhetas dos últimos estágios;
- o uso da regeneração do vapor é um dos recursos mais importantes para elevar o rendimento do ciclo;
- a redução da pressão do vapor de saída da turbina também promove um aumento do rendimento do ciclo, desde que não ocorra como consequência a redução do título a níveis inadequados;
- é recomendável que a central térmica trabalhe na maior parte do tempo numa condição de carga igual ou próxima da nominal, de forma que a pressão de operação seja a máxima, e as turbinas operem dentro de sua faixa de máxima eficiência;
- as dimensões das tubulações e dos componentes do sistema devem ser de tal ordem que não ocorram significativas perdas de carga, e velocidades muito altas que possam se aproximar ou ultrapassar a velocidade sônica.

Plantas com sistemas de regeneração de superfície e de mistura mais complexos contribuem para melhorar a eficiência do sistema, visto que a medida que mais equipamentos são introduzidos, ocorre a aproximação a um ciclo ideal de Carnot. Entretanto

os custos constituem-se num limitador importante para a sofisticação de uma estrutura deste tipo. Por isto é que um sistema ideal de simulação deve ter a possibilidade de tratar um determinada configuração enfocando também os aspectos da engenharia econômica, de forma a introduzir o conceito de otimização de forma um pouco mais abrangente.

Pode-se afirmar, com segurança, que o dado mais importante a ser obtido de qualquer sistema de simulação de um sistema térmico de potência, é o rendimento deste. Ampliando um pouco mais o raio de visão sobre este assunto, não se deveria avaliar o resultado da implantação e operação de um sistema desta natureza apenas sob o ponto de vista econômico, pois existem outras implicações que devem ser levadas em conta, como por exemplo: a utilização racional de recursos não renováveis e muitas vezes escassos ao longo do tempo, os índices de poluição, os danos à natureza, o efeito estufa, etc. É certo que necessitamos de mais e mais energia com o passar do tempo, mas certamente o uso racional desta, a partir de sistemas cada vez mais eficientes, é uma meta a ser perseguida com mais intensidade nos dias de hoje. Um sistema térmico isolado não pode ultrapassar o rendimento de um ciclo de Carnot, mas seguramente pode se aproximar deste. Ferramentas de simulação fornecem dados de forma rápida e com uma precisão razoável, o que possibilita o projeto de sistemas com elevada eficiência.

A precisão dos dados está diretamente relacionada com a aderência do modelo matemático à realidade, e esta é justamente a parte crucial da construção de qualquer algoritmo computacional associado a sistemas térmicos. Este trabalho procurou implementar modelagens com equações que pudessem descrever o comportamento real de cada componente, e finalmente calcular o rendimento para cada situação, de modo a proporcionar ao analista uma visão comparativa das diversas alternativas propostas.

As perspectivas de continuidade deste trabalho residem na construção de sistemas mais complexos através da evolução do programa computacional desenvolvido para este trabalho, de forma a se otimizar as configurações para uma planta de potência a vapor proposta. A modelagem aqui desenvolvida consiste num arcabouço que permitirá o desenvolvimento de ferramentas de otimização, associadas à avaliação de viabilidade econômica.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Fox, R.W., McDonald, A.T., **“Introdução à Mecânica dos Fluidos”**, Jonh Wiley & Sons, 1995

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

Ganapathy, V., Program Computes Turbine Steam Rates and Properties, 1988

Godoy, J., **“Turbinas a Vapor”**, Petrobrás, Rio de Janeiro, 1978.

IHT, Interactive Heat Transfer, Jonh Wiley & Sons, 1994.

Incropera F. P., e De Witt, **“Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa”**, John Wiley & Sons Inc, Rio de Janeiro, 1998

Irvine, T.F., e Liley, P.E., **“Steam and Gas Tables with Computer Equations”**, Academic Press, Orlando, 1984

IT, Interactive Thermodynamics, Jonh Wiley & Sons, 1994

Kakaç, S., **“Boilers, Evaporators, and Condensers”**, A Wiley Interscience Publication, New York, 1991

Koda, E., Takahashi, T., Development of General-purpose Software to Analyze the Steady State of Power Generation System, Energy Conversion & Management, vol. 43, 2002, pág. 1407-1416

Margulova, T., **“Nuclear Power Station”**, Mir, Moscou, 1978

Moran, M.J, e Shapiro, H.N., **“Fundamentals of Engineering Thermodynamics”**, John Wiley & Sons Inc, New York, 1996

Neerken, R.F., Use Steam Turbines as Process Drivers, 1980

Rangel, J.J.A, e Scofano Neto, S.N.F., Grafos de Ligação para Máquinas Térmicas Básicas, **II ENCIT**, São Paulo, 1994

Reid, R.C, Prausnitz, J.M., e Poling, B.E., **“The Properties of Gases & Liquids”**, McGraw-Gill, New York, 1987

Sandler, S.I., **“Chemical and Engineering Thermodynamics”**, John Wiley & Sons Inc, New York, 1999

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

Smith, I.K., e Marques, R.P., O Ciclo Trilateral: uma Nova Máquina Térmica para o Aproveitamento de Energia de Fontes de Calor a Baixa Entalpia, **III ENCIT**, Itapema, 1990



Sronophakun, T., Laowithayangkul, S., Ishida, M., Simulation of Power Cycle with Energy Utilization Diagram, Energy Conversion & Management, vol. 42, 2001, pág. 1437-1456

Stoecker, W. F., “**Design of Thermal Systems**”, McGraw-Gill, New York, 1989

Valero, A., Serra, L., Royo, J., Structural Theory and Thermoeconomic Diagnosis - part II: Application to an Actual Power Plant , Energy Conversion & Management, vol. 42, 2002, pág. 1519-1536

Van Wylen, G., Sonntag, R, e Borgnakke, C, “**Fundamentos da Termodinâmica Clássica**”, Editora Edgard Blücher Ltda., São Paulo, 1995

Verkhiver, G.P., Kosoy, B.V., On the exergy Analysis of Power Plants, Energy Conversion & Management, vol. 42, 2001, pág. 2053-2060

Zenouzi, M., Tangborn, A., Taslim, M., e Metghalchi M., Implementation of Designs in Mechanical Engineering Thermodynamics, **ASME**, 1993

## ANEXO A1

### EQUAÇÕES PARA A TURBINA

#### *Bocais e Canais entre Palhetas da Turbina*

Toda a formulação de equações para a análise da operação, ou mesmo para fins de projeto de turbinas está assentada na teoria sobre o escoamento de um gás em bocais. O texto a seguir abordará o desenvolvimento matemático de equações e os fundamentos teóricos que conduziram à dedução de relações de grande importância para a simulação do funcionamento de turbinas, dentro do contexto de um ciclo térmico de geração a vapor.

Pelo bocal da figura A1.1 escoam um gás qualquer passando pelo volume de controle desenhado em linha tracejada. A seguir será apresentado qualitativamente o que ocorre com as propriedades do gás num escoamento subsônico ou supersônico.

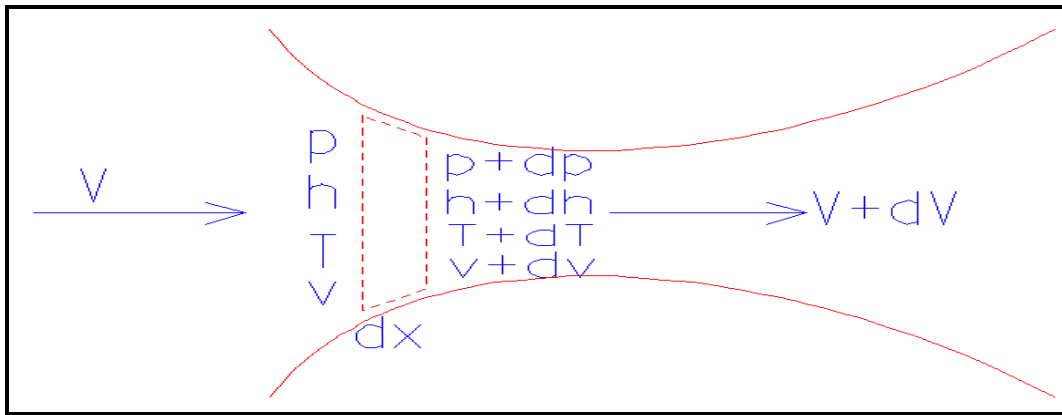


Fig. A1.1 – Escoamento através de um elemento infinitesimal de um bocal convergente-divergente

No escoamento do gás pelo elemento infinitesimal do bocal acima, não há trabalho realizado e nem troca de calor com o meio externo. Aplicando-se a primeira lei para os estados de entrada e de saída do volume de controle, têm-se que:

$$dh + VdV = 0 \quad (\text{A1.1})$$

onde:

h: entalpia do gás na entrada do volume de controle

V: velocidade do gás na entrada do volume de controle

Considerando-se um escoamento isentrópico, portanto sem perdas, tem-se que:

$$Tds = dh - \frac{dp}{\rho} = 0 \quad (\text{A1.2})$$

onde:

T: temperatura, em K;

s: entropia, em J/(kg.K);

p: pressão, em kPa;

$\rho$ : massa específica, em kg/m<sup>3</sup>;

Pela equação da continuidade:  $\rho AV = \dot{m} = const.$ , onde A é a área de uma seção qualquer do bocal, em m<sup>2</sup>.

Derivando a equação acima obtém-se:

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dA}{A} + \frac{dV}{V} = 0 \quad (\text{A1.3})$$

Combinando-se as equações (A1.1) e (A1.2), chega-se a:

$$dV = -\frac{dp}{\rho V}$$

Inserindo-se na equação (A1.3):

$$\frac{dA}{A} = -\frac{d\rho}{\rho} - \frac{dV}{V} = -\frac{dp}{dp} \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dp}{\rho V^2} = \frac{dp}{\rho} \left( \frac{1}{V^2} - \frac{1}{d\rho} \right) \quad (\text{A1.4})$$

Em decorrência da mudança isentrópica de estado de um gás perfeito, têm-se:

$$\frac{dp}{p} - k \frac{d\rho}{\rho} = 0$$

Ou então:

$$\frac{dp}{d\rho} = k \frac{p}{\rho} = kRT = V_{som}^2 = \frac{V^2}{M^2} \quad (\text{A1.5})$$

que é a velocidade do som num gás qualquer.

A equação (A1.4) pode ser finalmente reescrita:

$$\frac{dA}{A} = \frac{dp}{\rho V^2} (1 - M^2) \quad (\text{A1.6})$$

sendo:

$$k = \frac{c_{po}}{c_{vo}} \quad (\text{A1.7})$$

$V_{som}$ : velocidade do som em m/s;

M: número de Mach ( $M = \frac{V}{V_{som}}$ );

$c_{po}$  : calor específico a pressão constante em kJ/(kg.K);

$c_{vo}$  : calor específico a volume constante em kJ/(kg.K);

R: constante os gases perfeitos em kJ/(kg.K);

T: temperatura em K.

Para o vapor d'água superaquecido  $k=1,326$  e  $R=0,46152$ .

A equação (A1.6) fornece informações qualitativas importantes. Para velocidades em Mach menores do que 1 (velocidades inferiores à velocidade do som), o fator entre parêntesis é positivo, e havendo redução de área ao longo do bocal ocorrerá a redução da pressão, e, como consequência da equação de Bernouli, o incremento da velocidade do gás. Para números de Mach maiores do que 1 ocorre o inverso, ou seja, ao incremento da área em direção à saída do bocal segue a diminuição da pressão e o aumento da velocidade.

Num escoamento sem variações da energia potencial, reversível, isentrópico de um gás perfeito no bocal da figura A1.2, pela 1ª lei da termodinâmica tem-se:

$$h_s - h_e + \frac{V_s^2 - V_e^2}{2} = 0 \quad (\text{A1.8})$$

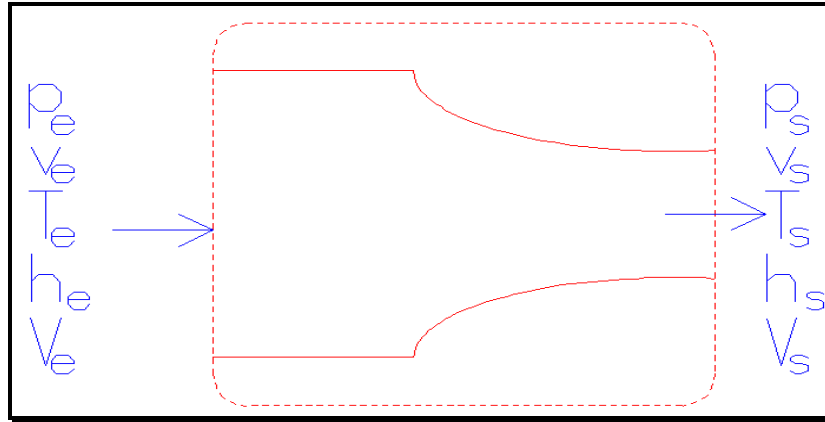


Fig. A1.2 – Bocal convergente ideal

Pela 2ª lei da termodinâmica, não havendo troca de calor com o meio,  $s_e = s_s$ .

Da relação:

$$T.ds = dh - v.dp \quad (\text{A1.9})$$

Como  $ds=0$ :

$$h_s - h_e = \int_{p_e}^{p_s} v.dp \quad (\text{A1.10})$$

Pela relação politrópica:

$$p_e v_e^k = p_s v_s^k = \text{const} \quad (\text{A1.11})$$

$$v = v_e \left( \frac{p_e}{p} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (\text{A1.12})$$

$$h_e - h_s = v_e p_e^{\frac{1}{k}} \int_{p_s}^{p_e} p^{-\frac{1}{k}}.dp = \frac{k}{k-1} p_e v_e \left[ 1 - \left( \frac{p_s}{p_e} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{k}{k-1} (p_e v_e - p_s v_s) \quad (\text{A1.13})$$

Combinando com a eq. (A1.8):

$$\frac{V_s^2}{2} - \frac{V_e^2}{2} = \frac{k}{k-1} p_e v_e \left[ 1 - \left( \frac{p_s}{p_e} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{k}{k-1} (p_e v_e - p_s v_s) \quad (\text{A1.14})$$

As propriedades podem ser consideradas em relação a uma condição fictícia chamada de estagnação, em que a velocidade é igual a zero, correspondente às propriedades  $\bar{p}_0$ ,  $\bar{v}_0$  e  $\bar{V}_{som\_0}$ .

$$\frac{V_s^2}{2} = \frac{k}{k-1} \bar{p}_0 \bar{v}_0 \left[ 1 - \left( \frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{k}{k-1} (\bar{p}_0 \bar{v}_0 - p_s v_s) \quad (\text{A1.15})$$

$$\frac{V_e^2}{2} = \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[ 1 - \left( \frac{p_e}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{k}{k-1} (\bar{p}_0 \bar{v}_0 - p_e v_e) \quad (\text{A1.16})$$

Substituindo-se a equação (A1.5) na equação (A1.15):

$$\frac{V_s^2}{2} + \frac{V_{som\_s}^2}{k-1} = \frac{\bar{V}_{som\_0}^2}{k-1} \quad (\text{A1.17})$$

Dividindo-se a equação (A1.17) por  $\frac{k}{k-1} p_s v_s$ :

$$M_s^2 \frac{k-1}{2} + 1 = \frac{\bar{p}_0 \bar{v}_0}{p_s v_s} = \varepsilon_s^{\frac{1-k}{k}} \quad (\text{A1.18})$$

sendo  $\varepsilon_s = \frac{p_s}{\bar{p}_0}$

Desta equação pode-se extrair diversas outras de grande interesse e aplicação prática em bocais, e conseqüentemente na dedução de equações de comportamento de turbinas.

A partir das equações (A1.11) e (A1.18), obtêm-se:

$$\frac{\bar{p}_0}{p_s} = \left(1 + M_s^2 \frac{k-1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (\text{A1.19})$$

$$\frac{v_s}{\bar{v}_0} = \left(1 + M_s^2 \frac{k-1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (\text{A1.20})$$

$$\frac{T_0}{T_s} = \left(1 + M_s^2 \frac{k-1}{2}\right) \quad (\text{A1.21})$$

Isolando-se  $M_s$  da equação (A1.18), obtêm-se:

$$M_s = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left( \varepsilon^{\frac{1-k}{k}} - 1 \right)} \quad (\text{A1.22})$$

Se  $M_s=1$  tem-se a condição crítica e as equações (A1.19) e (A1.22) podem ser apresentadas da seguinte forma, levando-se em conta o valor médio de  $k=1.3$  para o vapor d'água superaquecido:

$$\varepsilon_* = \frac{p_{s*}}{\bar{p}_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (\text{A1.23})$$

$$p_{s*} = p_0 \cdot 0,5457 \quad (\text{A1.24})$$

Supondo-se agora que  $V_s = V_{\text{som}_s}$ , a equação (A1.17) fornece a velocidade do som na garganta do bocal em relação à velocidade do som para o estado do gás na condição de estagnação:

$$\frac{V_{\text{som}_s}^2}{2} + \frac{V_{\text{som}_s}^2}{k-1} = \frac{\bar{V}_{\text{som}_0}^2}{k-1}$$

$$V_{\text{som}_s} = \bar{V}_{\text{som}_0} \sqrt{\frac{2}{k+1}} = \sqrt{\frac{2k}{k+1}} \bar{p}_0 \bar{v}_0 \quad (\text{A1.25})$$

Da equação da continuidade,  $AV = \dot{m}v$ , substituindo-se nela os parâmetros críticos  $\left(\frac{\dot{m}}{A_s}\right)_* = \frac{V_{som\_s}}{v_*}$ , e considerando que se trata de um processo isentrópico

$$\frac{v_*}{\bar{v}_0} = \left(\frac{\bar{p}_0}{p_*}\right)^{\frac{1}{k}} = \varepsilon_*^{\frac{1}{k}}, \text{ obtêm-se:}$$

$$\left(\frac{\dot{m}}{A_s}\right)_* = \frac{V_{som\_s}}{\bar{v}_0} \varepsilon_*^{\frac{1}{k}} = \frac{\bar{V}_{som\_0}}{\bar{v}_0} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\left(\frac{k+1}{2(k-1)}\right)} = \sqrt{\frac{k \cdot \bar{p}_0}{\bar{v}_0} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\left(\frac{k+1}{(k-1)}\right)}} \quad (\text{A1.26})$$

Das equações (A1.15) e (A1.25) têm-se que:

$$V_s = V_{som\_s} \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left(1 - \varepsilon_s^{\frac{k-1}{k}}\right)} \quad (\text{A1.27})$$

$$\lambda = \frac{V_s}{V_{som\_s}} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left(1 - \varepsilon_s^{\frac{k-1}{k}}\right)} \quad (\text{A1.28})$$

Esta equação fornece a relação entre uma velocidade qualquer e a velocidade crítica do gás na garganta, se o bocal for convergente-divergente, ou do gás na saída, se o mesmo for convergente.

Para uma condição diferente da crítica, a equação (A1.26) pode ser rerepresentada:

$$\frac{\dot{m}}{A_s} = \frac{V_s}{v} = \frac{V_s}{\bar{v}_0} \varepsilon_s^{\frac{1}{k}} = \frac{\bar{a}_0}{\bar{v}_0} \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\varepsilon_s^{\frac{2}{k}} - \varepsilon_s^{\frac{k+1}{k}}\right)} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{\bar{p}_0}{\bar{v}_0} \left(\varepsilon_s^{\frac{2}{k}} - \varepsilon_s^{\frac{k+1}{k}}\right)} \quad (\text{A1.29})$$

Considera-se agora a seção do bocal em que ocorre a condição crítica (garganta ou saída), e divide-se a equação (A1.29) pela (A1.26):

$$q = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_*} = \sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1+k}{1-k}} \frac{2}{k-1} \left(\varepsilon_s^{\frac{2}{k}} - \varepsilon_s^{\frac{k+1}{k}}\right)} \quad (\text{A1.30})$$



Supondo que a taxa de massa é a mesma que passa por uma seção qualquer e pela seção crítica, a divisão da equação (A1.26) pela (A1.29) resulta na relação entre a área da seção de saída ou garganta que o bocal deve ter para um  $\epsilon$  qualquer, e a área da mesma seção para o  $\epsilon$  crítico:

$$\frac{A_s}{A_{s*}} = \sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{k-1}{2\left(\epsilon_s^{\frac{2}{k}} - \epsilon_s^{\frac{k+1}{k}}\right)}} \quad (\text{A1.31})$$

O gráfico da figura a seguir mostra o comportamento das equações de  $q$ ,  $q'$ ,  $\lambda$  e  $M$  em função de  $\epsilon$ . Quando  $\epsilon=1$  significa que a pressão na saída do bocal é igual à pressão na entrada do mesmo, e, portanto, não há vazão de gás. A medida que a pressão na saída do bocal diminui, aumenta a vazão de vapor, conforme mostra a curva  $q$ , até atingir o valor de  $q$  crítico, ou seja, com  $q=1$  e  $M=1$  (velocidade do gás igual a velocidade do som). Isto ocorre quando  $\epsilon=0,5457$ , que é o valor crítico de  $\epsilon$  para vapor superaquecido, considerando  $k=1,3$ . A partir deste valor crítico tanto a pressão como a velocidade na saída do bocal não se alteram, sendo que a diferença de pressão entre a pressão crítica e a pressão imposta próximo à saída do bocal se dá imediatamente após a seção da saída do bocal. Assim as equações descritas pelas curvas do gráfico da figura são válidas para  $\epsilon > 0,5457$  e  $\epsilon < 1$ .

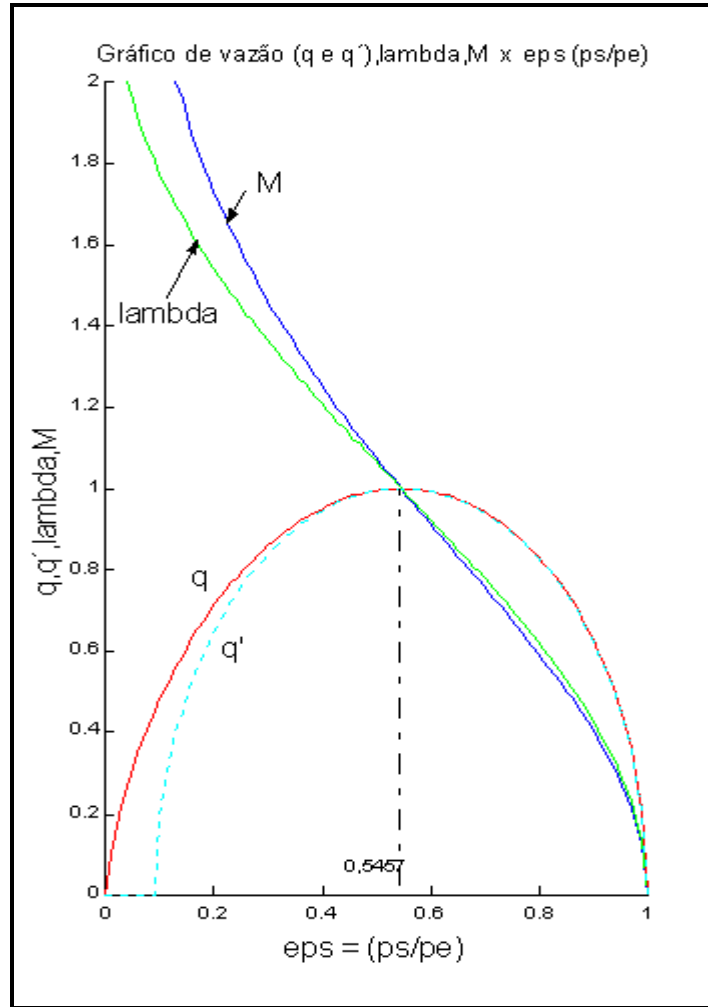


Fig. A1.3 – Gráfico de vazão,  $\lambda$ , M x  $\epsilon$ s.

A curva  $q'$  provém da equação a seguir apresentada, a qual retrata um arco de uma elipse e que, para a região de interesse, se ajusta com grande precisão à curva obtida da equação (A1.30).

$$q' = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_*} = \sqrt{1 - \left( \frac{p - p_*}{\bar{p}_0 - p_*} \right)^2} \quad (\text{A1.32})$$

As seções entre as palhetas fixas e móveis de estágios de turbinas se comportam, na maioria dos casos, como bocais, em que, sendo subsônica a velocidade do escoamento de

vapor na entrada na coroa de palhetas, estes apresentam formatos convergentes ou então convergentes-divergentes.

As transformações efetuadas a seguir na equação acima tornam a mesma mais útil para o propósito de representar o escoamento de vapor pelas palhetas de uma turbina.

$$q' = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_*} \frac{\dot{m}_{*m\acute{a}x}}{\dot{m}_{*m\acute{a}x}} = \frac{\left( \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{*m\acute{a}x}} \right)}{\left( \frac{\dot{m}_*}{\dot{m}_{*m\acute{a}x}} \right)} = \sqrt{1 - \left( \frac{\frac{p}{\bar{p}_{0m\acute{a}x}} - \frac{p_*}{\bar{p}_{01}} - \frac{\bar{p}_{01}}{\bar{p}_{0m\acute{a}x}}}{\frac{\bar{p}_{01}}{\bar{p}_{0m\acute{a}x}} - \frac{p_*}{\bar{p}_{01}} - \frac{\bar{p}_{01}}{\bar{p}_{0m\acute{a}x}}} \right)^2} \quad (\text{A1.33})$$

$p$  : pressão na saída da coroa de palhetas

$p_*$  : pressão crítica na saída da coroa de palhetas

$\bar{p}_{01}$  : pressão qualquer na entrada da coroa de palhetas

$\bar{p}_{0m\acute{a}x}$  : pressão máxima nominal na entrada da coroa de palhetas

Pela equação (A1.36), para  $\Delta h = \text{const}$ ,  $\bar{p}_{01} \bar{v}_{01} = \bar{p}_{0m\acute{a}x} \bar{v}_{0m\acute{a}x}$ , e substituindo na equação (A1.48), obtém-se:

$$\frac{\dot{m}_*}{\dot{m}_{*m\acute{a}x}} = \frac{\bar{p}_{01}}{\bar{p}_{0m\acute{a}x}} = \varepsilon_0$$

Designaremos daqui para a frente a variável  $q$  como sendo a relação entre a vazão qualquer de vapor e a vazão de vapor máxima nominal.

$$\frac{q}{\varepsilon_0} = \sqrt{1 - \left( \frac{(\varepsilon - \varepsilon_* \cdot \varepsilon_0)^2}{\varepsilon_0^2 (1 - \varepsilon_*)} \right)} \quad (\text{A1.34})$$

A equivalência das variáveis designadas por  $\varepsilon$  com as relações de pressão pode ser facilmente encontrada comparando-se a equação (A1.34) com a equação (A1.33).

Rearranjando os termos da equação (A1.34), obtém-se:

$$q = \sqrt{\frac{1}{1 - \varepsilon_*}} \sqrt{\varepsilon_0^2 - \varepsilon^2 - \frac{\varepsilon_*}{1 - \varepsilon_*} (\varepsilon_0 - \varepsilon)^2} \quad (\text{A1.35})$$

A figura a seguir ilustra o traçado da curva obtida da equação anterior para duas situações de consumo: uma com 60% em relação a máxima e outra com o consumo máximo.

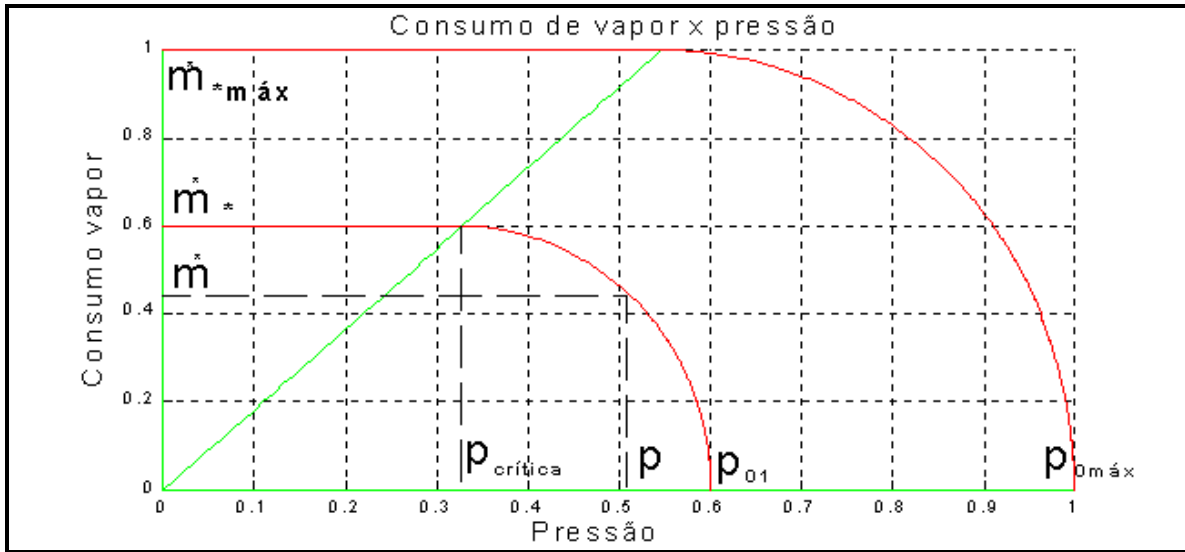


Fig. A1.4 – Gráfico de consumo de vapor x pressão

O gráfico tridimensional seguinte foi construído com o auxílio do programa Matlab, e mostra o cone de consumos de vapor num disco de palhetas com canais convergentes, obtido da equação (A1.35), variando a relação de pressões na entrada do disco de palhetas  $\epsilon_0$  e a relação de pressões na saída do mesmo disco  $\epsilon_1$ , considerando-se um  $\epsilon^*=0,546$ .

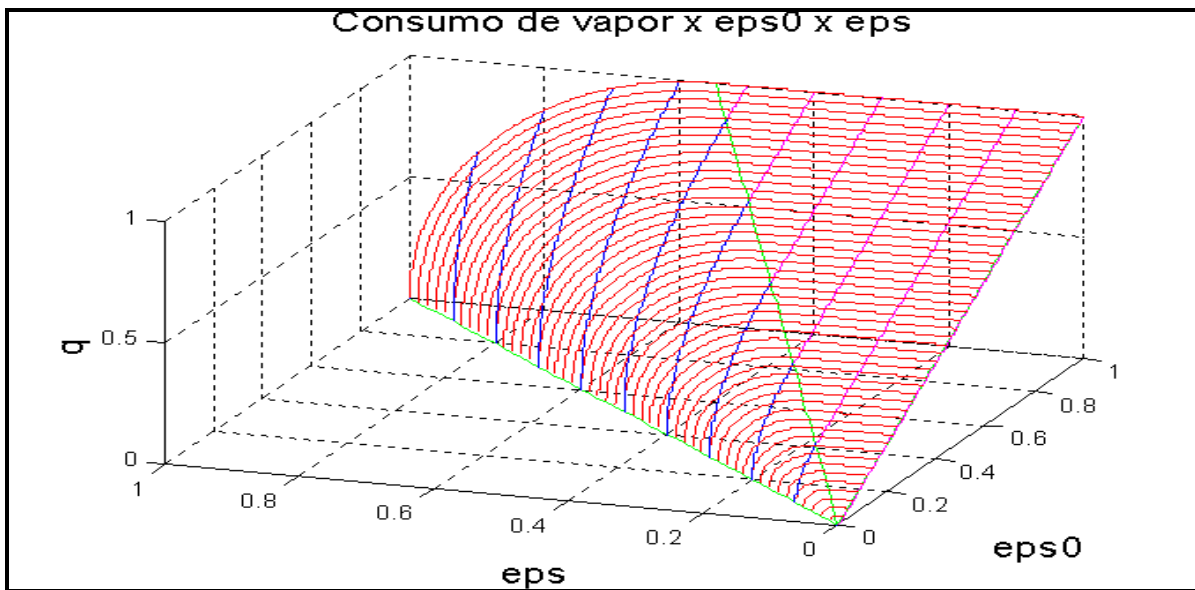


Fig. A1.5 – Cone de consumos de vapor x  $\epsilon_0$  ( $\epsilon_0$ ) x  $\epsilon_1$  ( $\epsilon_1$ )



Para um  $\Delta h$  constante supõe-se que o produto  $p.v$  também é constante. Pela primeira lei da termodinâmica,  $h_0 - h_1 = \frac{V_{1*}^2}{2}$ , supondo-se  $V_0=0$ . Como  $h_0$  e  $h_1$  não variam,  $V_{som\_1}=V_{1*}$  também não varia.

Como a pressão no estado 3 é igual à pressão no estado 2, o valor buscado de  $\epsilon_{crit2}$  corresponde à diferença de entalpia teórica  $\Delta h_t = h_0 - h_2 = \frac{V_{1t}^2}{2}$ . Devido às perdas e, conseqüentemente, ao rendimento do bocal, o ponto 3 é o estado real do gás na saída, e, portanto, a velocidade real  $V_1$  está relacionada à condição teórica do ponto 1, de forma que se  $V_1=V_{som\_1}$ , a velocidade do som, a equação (A1.18) fica com o seguinte formato:

$$\frac{\bar{p}_0 \bar{v}_0}{p_1 v_1} = \epsilon_{crit1}^{\frac{1-k}{k}} = \frac{k+1}{2} \quad (A1.37)$$

A primeira lei para o escoamento num bocal pode ser escrita tanto para o caso real com perdas,  $h_0 - h_1 = \frac{V_{1*}^2}{2}$ , como para o caso específico de um processo isentrópico,

$$h_0 - h_2 = \frac{V_{1t}^2}{2}. \text{ Subtraindo-se as duas equações tem-se:}$$

$$\Delta h_f = \frac{V_{1t}^2}{2} - \frac{V_{1*}^2}{2} = h_2 - h_1 = h_2 - h_* \quad (A1.38)$$

Isto representa as perdas no escoamento. Define-se como coeficiente de perdas:

$$\zeta = \frac{\Delta h_f}{\frac{V_{1t}^2}{2}} \quad (A1.39)$$

Define-se como eficiência do bocal:

$$\eta = \frac{h_0 - h_1}{h_0 - h_2} = \frac{h_0 - h_2 + h_2 - h_1}{h_0 - h_2} = 1 - \zeta \quad (\text{A1.40})$$

Separando  $V_{1t}$  e combinando com a equação (A1.38):

$$V_{1t} = V_{1*} \sqrt{\frac{1}{1 - \zeta}} \quad (\text{A1.41})$$

Reescreve-se a equação isentrópica (A1.15) para uma velocidade teórica  $V_{1t}$  que se relaciona ao  $\varepsilon_{crit2}$ , justamente o novo valor que se deseja encontrar:

$$\frac{V_{1t}^2}{2} = \frac{k}{k-1} \bar{p}_0 \bar{v}_0 \left[ 1 - \varepsilon_{crit2}^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (\text{A1.42})$$

Separando a variável  $\varepsilon_{crit2}$ , e combinando com a equação (A1.41) com a equação (A1.42), obtém-se:

$$\varepsilon_{crit2}^{\frac{k-1}{k}} = 1 - \frac{V_{1t}^2 (k-1)}{2k \bar{p}_0 \bar{v}_0} = 1 - \frac{V_{1*}^2 (k-1)}{2k \bar{p}_0 \bar{v}_0 (1 - \zeta)}$$

Se  $V_{1*} = V_{som\_1}$ , e considerando que da equação (A1.5)  $V_{som\_1} = \sqrt{kp_1 v_1}$  :

$$\varepsilon_{crit2}^{\frac{k-1}{k}} = 1 - \frac{V_{som\_1}^2 (k-1)}{2k \bar{p}_0 \bar{v}_0 (1 - \zeta)} = 1 - \frac{kp_1 v_1 (k-1)}{2k \bar{p}_0 \bar{v}_0}$$

Combinando com a equação (A1.37) obtém-se:

$$\boxed{\varepsilon_{crit2} = \left( 1 - \frac{(k-1)}{(k+1)(1-\zeta)} \right)^{\frac{k}{k-1}}} \quad (\text{A1.43})$$

A equação (A1.23) pode ser rerepresentada da seguinte forma:

$$\varepsilon^* = \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (\text{A1.44})$$

Comparando-se as duas equações acima, observa-se que a eficiência do bocal é introduzida no denominador da segunda parcela do lado direito da equação que representa a relação crítica de pressões para um escoamento adiabático reversível. Os valores reais ficam assim abaixo do valor de 0.546 encontrado para o vapor superaquecido com  $k=1.3$ .

A equação (A1.43) é muito importante pois comprova a redução de  $\varepsilon$  em função das irreversibilidades do escoamento nos canais entre as palhetas. Este valor fica cada vez menor na medida em que aumento número de estágios na turbina.

As formulações a seguir são uma aplicação das equações anteriormente deduzidas, e descrevem o comportamento do escoamento do vapor através de um estágio de uma turbina composto de uma coroa de palhetas fixas e de um coroa de palhetas móveis.

A figura A1.7 mostra um estágio com palhetas fixas e palhetas móveis de ação, com o diagrama de velocidades. A figura A1.8 mostra o diagrama h-s para a expansão do vapor no estágio descrito na figura anterior. O índice 0 indica a região na entrada das palhetas fixas, o índice 1, a região entre as coroas de palhetas fixas e móveis, e o índice 2, a seção de saída das palhetas móveis.

Algumas considerações sobre o diagrama da figura A1.8 se fazem necessárias. O ponto 0 corresponde ao estado do vapor na entrada do estágio, já com uma velocidade inicial

pequena, com uma diferença entálpica do ponto de estagnação igual a  $\frac{\bar{V}_{som-0}^2}{2}$ . O ponto 1 refere-se ao estado do vapor real na saída da coroa de palhetas fixas, e o ponto 2, ao estado real na saída da coroa de palhetas móveis. As diferenças entálpicas  $\Delta h_f$  e  $\Delta h_r$  são as perdas devido ao escoamento nas coroas de palhetas fixas e móveis, respectivamente. Como nem toda a energia cinética é convertida em trabalho, chama-se de perdas por velocidade de



saída, o termo  $\Delta h_{vs} = \frac{V_2^2}{2}$ .  $\Delta h_{0f}$  é a diferença entálpica teórica devido ao escoamento do vapor pela coroa de palhetas fixas sem perdas.

Define-se o coeficiente de consumo como:

$$\mu_c = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_t} \quad (\text{A1.45})$$

$\dot{m}$  : consumo real de vapor que escoar por um estágio da turbina;

$\dot{m}_t$  : consumo teórico de vapor que escoar por um estágio da turbina.

Inicialmente serão apresentadas relações para uma velocidade crítica de escoamento na saída das palhetas fixas, em virtude de haver uma relação de pressões saída / entrada igual ou inferior à crítica. Nesta condição a velocidade do vapor na saída das palhetas é máxima

Associando as equações (A1.45) e (A1.26) obtêm-se:

$$\dot{m}_* = \mu_{c1} A_{1*} \sqrt{\frac{k \cdot \bar{p}_0}{\bar{v}_0} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} = \chi \mu_{c1} A_{1*} \sqrt{\frac{\bar{p}_0}{\bar{v}_0}} \quad (\text{A1.46})$$

O índice 0 se refere a um estado qualquer de estagnação na entrada do estágio de palhetas.

Sendo  $\chi = \sqrt{k \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} = 0,6673$  para  $k=1,3$ .

Reescrevendo para o consumo crítico máximo:

$$\dot{m}_{*máx} = \chi \mu_{c1} A_{1*} \sqrt{\frac{\bar{p}_{0máx}}{\bar{v}_{0máx}}} \quad (\text{A1.47})$$

Dividindo-se a equação (A1.46) pela (A1.47):

$$\frac{\dot{m}_*}{\dot{m}_{*máx}} = \sqrt{\frac{\bar{p}_0 \bar{v}_{0máx}}{\bar{v}_0 \bar{p}_{0máx}}} \quad (\text{A1.48})$$

Substituindo-se  $\bar{v}_0$  e  $\bar{v}_{0máx}$  pela relação  $v = \frac{RT}{p}$  da equação dos gases perfeitos:

$$\frac{\dot{m}_*}{\dot{m}_{*máx}} = \sqrt{\frac{\bar{p}_0}{\bar{p}_{0máx}} \frac{R \bar{T}_{0máx}}{R \bar{T}_0} \frac{\bar{p}_0}{\bar{p}_{0máx}}} = \frac{\bar{p}_0}{\bar{p}_{0máx}} \sqrt{\frac{\bar{T}_{0máx}}{\bar{T}_0}} \quad (\text{A1.49})$$

Na condição de consumo crítico e sendo  $\bar{T}_{0máx} = \bar{T}_0$ , verifica-se que a vazão em massa de vapor é proporcional à pressão na entrada da coroa de palhetas fixas.

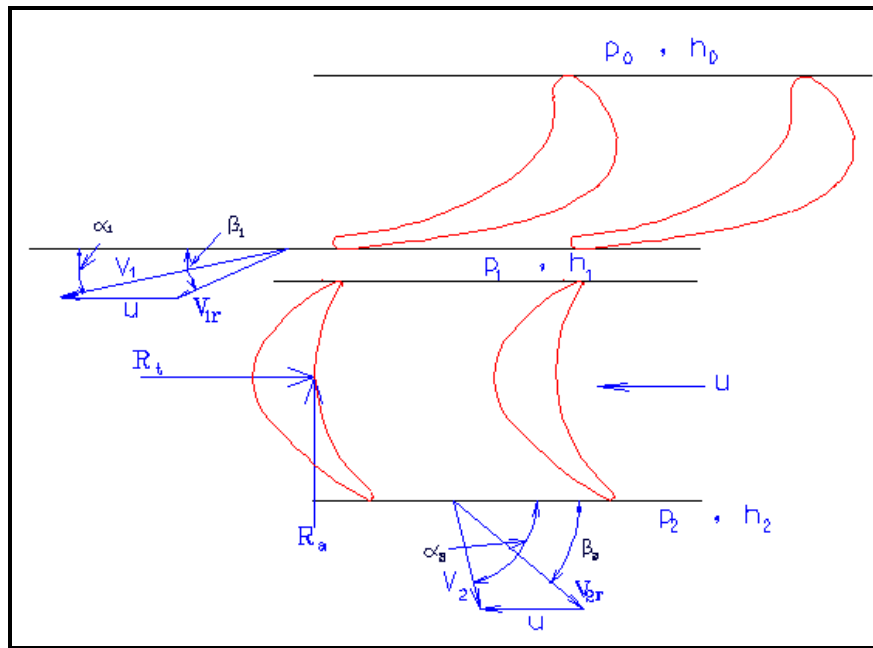


Fig. A1.7 – Perfis de palhetas fixas e móveis de um estágio de ação de uma turbina, e diagrama de velocidades.

Para velocidades inferiores à velocidade crítica a relação entre consumo de vapor e pressão se encontra a partir da equação de continuidade:

$$\dot{m} = \mu_{C1} \frac{A_1 \cdot V_{1t}}{v_{1t}} \quad (\text{A1.50})$$

Define-se como grau de reação:

$$\rho_R = \frac{\Delta h_{or}}{\Delta h_{of} + \Delta h_{or}} \approx \frac{\Delta h_{or}}{\Delta \bar{h}_o} \quad (\text{A1.51})$$

Para um conjunto de palhetas móveis de ação pura, teoricamente sem perdas, o grau de reação é igual a zero. O diagrama da próxima figura mostra que na coroa das palhetas de ação existe um pequeno grau de reação, o que coincide com a realidade. Não existem palhetas de ação pura, sendo que se admite um grau de reação até aproximadamente 0,25. Já as palhetas de reação são fabricadas para propiciar um grau de reação que vai de 0,4 a 0,6.

$$\text{Como } \Delta h_{or} = \Delta \bar{h}_o - \Delta h_{of}, \rho_R = \frac{\Delta \bar{h}_o - \Delta h_{of}}{\Delta \bar{h}_o} = 1 - \frac{\Delta h_{of}}{\Delta \bar{h}_o}, \text{ e assim:}$$

$$\Delta h_f = \Delta \bar{h}_o (1 - \rho_R) \quad (\text{A1.52})$$

Na estagnação a velocidade é igual a zero e sendo  $\Delta \bar{h}_o$  a diferença de entalpia teórica desde este ponto até o ponto 2, ou seja, a diferença de entalpia que se verifica na expansão do vapor durante o escoamento isentrópico pelos canais as palhetas fixas e móveis, tem-se pela 1ª lei da termodinâmica que:

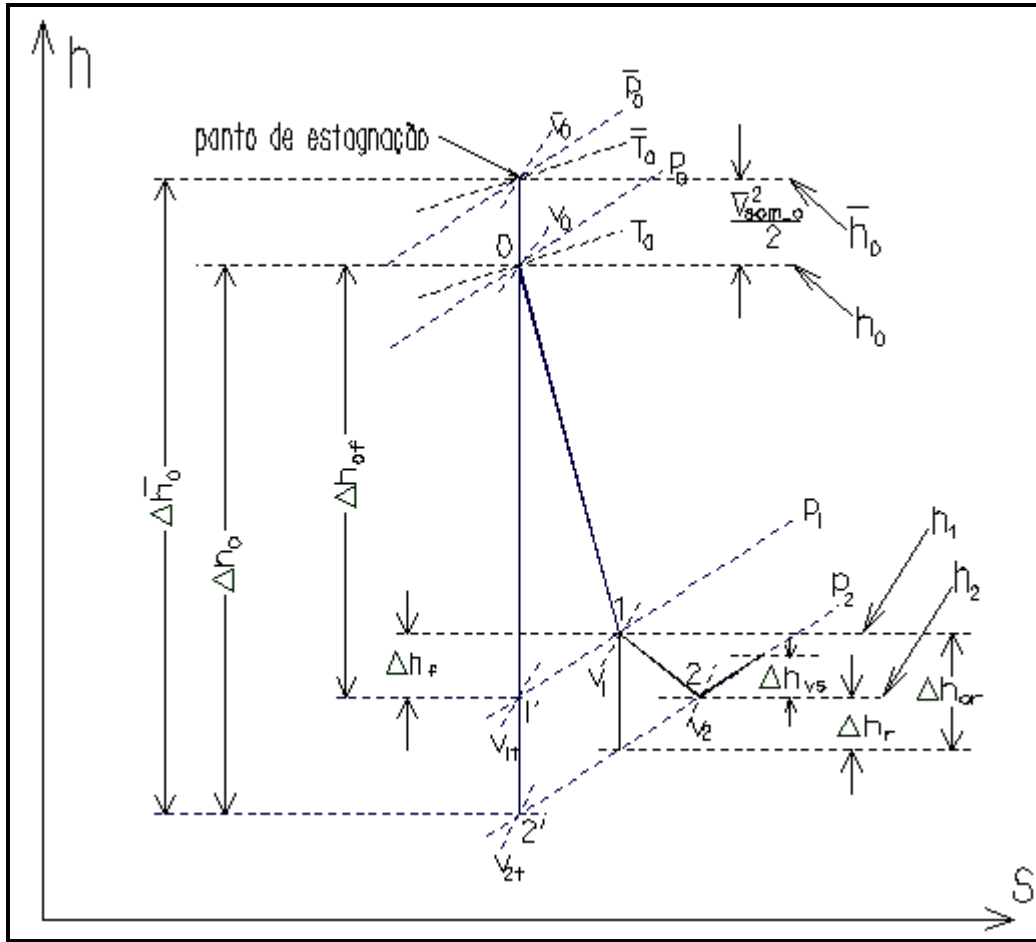


Fig. A1.8 – Diagrama detalhado do processo de expansão do vapor num estágio de ação da turbina

$$V_{1t} = \sqrt{2\Delta \bar{h}_0(1 - \rho_R)} \quad (\text{A1.53})$$

Substituindo-se a equação (A1.53) na equação (A1.50):

$$\dot{m} = \left[ \mu_1 A_1 \frac{\sqrt{2\Delta \bar{h}_0}}{v_{2t}} \right] \frac{v_{2t}}{v_{1t}} \sqrt{(1 - \rho_R)} \quad (\text{A1.54})$$

O termo entre colchetes representa um consumo de vapor fictício que ocorreria na saída da coroa de palhetas fixas, se entre as regiões 0 e 1 se verificasse uma diferença de

entalpia igual a  $\Delta \bar{h}_0$  e na região 1 um volume específico igual a  $v_{2t}$ , e conseqüentemente uma pressão  $p_2$ . A designação de fictício foi atribuída ao consumo entre colchetes, tendo em vista que o mesmo resultou de um artifício matemático, pois na verdade  $\Delta \bar{h}_0$  corresponde à diferença entálpica que se verifica em todo o estágio de palhetas fixas e móveis, e  $v_{2t}$  o volume específico que ocorre na saída das palhetas móveis correspondendo à pressão  $p_2$ . Toma-se então estes valores relativos ao vapor na saída das palhetas móveis para se encontrar o consumo na saída das palhetas fixas, em função da transformação matemática acima. Este consumo se calcula através das equações (A1.35) e (A1.46). Admite-se que na entrada das palhetas fixas a velocidade é bem inferior à velocidade de saída, de forma que se toma aquela como a de estagnação. A equação (A1.54) assim fica:

$$\dot{m} = q (\dot{m}_*) \frac{v_{2t}}{v_{1t}} \sqrt{(1 - \rho_R)}$$

$$\dot{m} = \sqrt{\frac{1}{1 - \varepsilon_*}} \sqrt{\varepsilon_{01}^2 - \varepsilon_{21}^2 - \frac{\varepsilon_*}{1 - \varepsilon_*} (\varepsilon_{01} - \varepsilon_{21})^2} \sqrt{\frac{p_{01}}{p_{01}}} \frac{v_{2t}}{v_{1t}} \sqrt{(1 - \rho_R)} \chi \mu_{c1} A_{1*} \quad (\text{A1.55})$$

$$\varepsilon_{01} = \frac{p_{01}}{p_{00}}$$

$$\varepsilon_{21} = \frac{p_{21}}{p_{00}}$$

onde:

$p_{01}$  : pressão do vapor na entrada do estágio, sendo que o 1º índice igual a zero indica a entrada, e o 2º índice igual a 1 indica que se trata de uma pressão qualquer, não necessariamente igual a nominal, em kPa;

$p_{21}$  : pressão do vapor na saída do estágio, sendo que o 1º índice igual a 2 indica a saída, e o 2º índice igual a 1 indica que se trata de uma pressão qualquer, não necessariamente igual a nominal, em kPa;

$p_{00}$  : pressão do vapor na entrada do estágio para um regime de operação nominal, em kPa;

$v_{01}$  : volume específico para a pressão de entrada  $p_{01}$  e temperatura  $T_{01}$ , em m<sup>3</sup>/kg;

$v_{00}$  : volume específico para a pressão de entrada  $p_{00}$  e temperatura  $T_{00}$ , em m<sup>3</sup>/kg;

$v_{1t}$  : volume específico teórico na entrada do estágio, em m<sup>3</sup>/kg;

$v_{2t}$  : volume específico teórico na saída do estágio, em m<sup>3</sup>/kg;

Escreve-se agora a equação (A1.55) para um regime de operação nominal:

$$\dot{m}_0 = \sqrt{\frac{1}{1-\varepsilon_*}} \sqrt{\varepsilon_{00}^2 - \varepsilon_{20}^2 - \frac{\varepsilon_*}{1-\varepsilon_*} (\varepsilon_{00} - \varepsilon_{20})^2} \sqrt{\frac{\bar{p}_{00}}{\bar{v}_{00}}} \left( \frac{v_{2t}}{v_{1t}} \right)_0 \sqrt{(1-\rho_r)} \chi \mu_{c10} A_{1*} \quad (\text{A1.56})$$

$$\varepsilon_{00} = \frac{p_{00}}{p_{00}} = 1$$

$$\varepsilon_{20} = \frac{p_{20}}{p_{00}}$$

sendo  $p_{20}$  a pressão do vapor na saída do estágio para um regime de operação nominal.

Para incluir a temperatura na equação, considera-se que para uma condição de operação qualquer a temperatura na admissão do estágio,  $T_{01}$ , terá um valor que não necessariamente é igual a temperatura de operação nominal  $T_{00}$ . Assim, nesta situação, far-se-á referência à pressão nominal  $(p_{00})_1$  na temperatura qualquer  $T_{01}$ .

Dividindo-se a equação (A1.55) pela (A1.56) e sendo  $\sigma = \frac{\varepsilon_*}{1-\varepsilon_*}$  :

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = \frac{1}{(p_{00})_1} \sqrt{\frac{(p_{01}^2 - p_{21}^2) - \sigma(p_{01} - p_{21})^2}{(p_{00}^2 - p_{20}^2) - \sigma(p_{00} - p_{20})^2}} \sqrt{\frac{(1-\rho_R)}{(1-\rho_{R0})}} \left( \frac{v_{2t}}{v_{1t}} \right)_1 \frac{(\mu_{c1})_1}{(\mu_{c1})_0} \sqrt{\frac{\left( \frac{\bar{p}_{00}}{\bar{v}_{00}} \right)_1}{\left( \frac{\bar{p}_{00}}{\bar{v}_{00}} \right)_0}} \quad (\text{A1.57})$$

Para uma variação do grau de reação tem-se que  $\Delta\rho_R = \rho_R - \rho_{R0}$  e então:

$$\sqrt{\frac{(1-\rho_R)}{(1-\rho_{R0})}} = \sqrt{\frac{1-\Delta\rho_R-\rho_{R0}}{1-\rho_{R0}}} = \sqrt{1-\frac{\Delta\rho_R}{1-\rho_{R0}}}$$

Com alto grau de precisão pode-se firmar que:

$$\frac{(\mu_{C1})_1}{(\mu_{C1})_0} = 1, \quad \frac{\left(\frac{v_{2t}}{v_{1t}}\right)_1}{\left(\frac{v_{2t}}{v_{1t}}\right)_0} = 1, \quad \frac{\Delta\rho_R}{1-\rho_{R0}} \ll 1$$

Utilizando-se a equação dos gases perfeitos, introduz-se as temperaturas do vapor na entrada do estágio para uma condição nominal ( $T_{00}$ ) e para uma condição qualquer ( $T_{01}$ ):

$$\frac{\frac{1}{\left(\bar{p}_{00}\right)_1} \sqrt{\left(\frac{\bar{p}_{00}}{\bar{v}_{00}}\right)_1}}{\frac{1}{\left(\bar{p}_{00}\right)_0} \sqrt{\left(\frac{\bar{p}_{00}}{\bar{v}_{00}}\right)_0}} = \sqrt{\frac{\left(\bar{p}_{00} \bar{v}_{00}\right)_0}{\left(\bar{p}_{00} \bar{v}_{00}\right)_1}} = \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}}$$

A equação (A1.57) é então rerepresentada como segue:

$$q = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = \sqrt{\frac{\left(p_{01}^2 - p_{21}^2\right) - \sigma\left(p_{01} - p_{21}\right)^2}{\left(p_{00}^2 - p_{20}^2\right) - \sigma\left(p_{00} - p_{20}\right)^2}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \quad (\text{A1.58})$$

A equação acima é de fundamental importância, pois permite avaliar a vazão de vapor num estágio qualquer da turbina em função das pressões de entrada e de saída, da relação crítica de pressões, e das temperaturas na entrada.

Com suficiente grau de aproximação a equação (A1.58) pode ser aplicada para a turbina inteira, considerando os estados do vapor na admissão e na saída, como se os vários estágios fossem vistos como um único bocal. Entretanto, como já citado anteriormente, o valor de  $\epsilon_{\text{crit}}$  para toda a turbina é menor do que o valor de 0,546 calculado para um único canal entre palhetas, diminuindo a medida que aumenta o número de estágios. Para  $\epsilon_{\text{crit}}$  pequeno ( $<0,3$ ) os termos  $\sigma\left(p_{01} - p_{21}\right)^2$  e  $\sigma\left(p_{00} - p_{20}\right)^2$  da equação (A1.58) podem ser desprezados, sendo que esta pode ser apresentada:

$$q = \sqrt{\frac{(p_{01}^2 - p_{21}^2)}{(p_{00}^2 - p_{20}^2)}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \quad (\text{A1.59})$$

Dividindo-se o numerador e o denominador da equação (A1.58) por  $p_{00}$ , obtém-se:

$$q = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = \sqrt{\frac{(\varepsilon_{01}^2 - \varepsilon_{21}^2) - \sigma(\varepsilon_{01} - \varepsilon_{21})^2}{(1 - \varepsilon_{20}^2) - \sigma(1 - \varepsilon_{20})^2}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \quad (\text{A1.60})$$

$$\varepsilon_{01} = \frac{p_{01}}{p_{00}}$$

$$\varepsilon_{21} = \frac{p_{21}}{p_{00}}$$

$$\varepsilon_{20} = \frac{p_{20}}{p_{00}}$$

Redefinindo-se as pressões:

$p_{01}$  : pressão do vapor na admissão da turbina;

$p_{21}$  : pressão do vapor na saída da turbina;

$p_{00}$  : pressão do vapor na admissão da turbina, para um regime de operação nominal;

$p_{20}$  : pressão do vapor na saída da turbina, para um regime de operação nominal.

Em turbinas de condensação, o valor de  $\varepsilon$  é da ordem de  $10^{-3}$ , o que denota pressões de saída muito pequenas se comparadas com as pressões de entrada. Para valores desta monta, as pressões de saída  $p_{21}$  e  $p_{20}$  podem ser desprezadas na equação (A1.58), a qual passa a ser reescrita como segue:

$$q = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = \frac{p_{01}}{p_{00}} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} = \varepsilon_{01} \sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}} \quad (\text{A1.61})$$

Vê-se aí a proporcionalidade entre consumo de vapor e pressão na admissão, conforme pode ser visto no gráfico da figura A1.10.



A expressão (A1.59) podem ser usadas em qualquer faixa de pressões desde que  $\epsilon_{\text{crit}}$  da turbina seja relativamente pequeno ( $<0.3$ ). Estas equações são válidas para uma relação de pressões  $\epsilon_{01} = \frac{p_{01}}{p_{00}}$  superior a  $\epsilon_{\text{crit}}$ . Abaixo deste valor incorre-se num erro que é tanto maior quanto maior for  $\epsilon_{\text{crit}}$ . Nestas situações deve ser utilizada a equação (A1.58) para  $\epsilon > \epsilon_{\text{crit}}$ , e a equação (A1.61) para  $\epsilon < \epsilon_{\text{crit}}$ .

As figura A1.9 mostra os processos de expansão do vapor pelos estágios de uma turbina de ação e de uma turbina com o primeiro estágio de ação e os demais de reação. Vê-se que numa expansão em estágios de reação o decaimento da curva é suave tendo em vista a queda de entalpia aproximadamente igual tanto na coroa de palhetas fixas como na coroa de palhetas móveis.

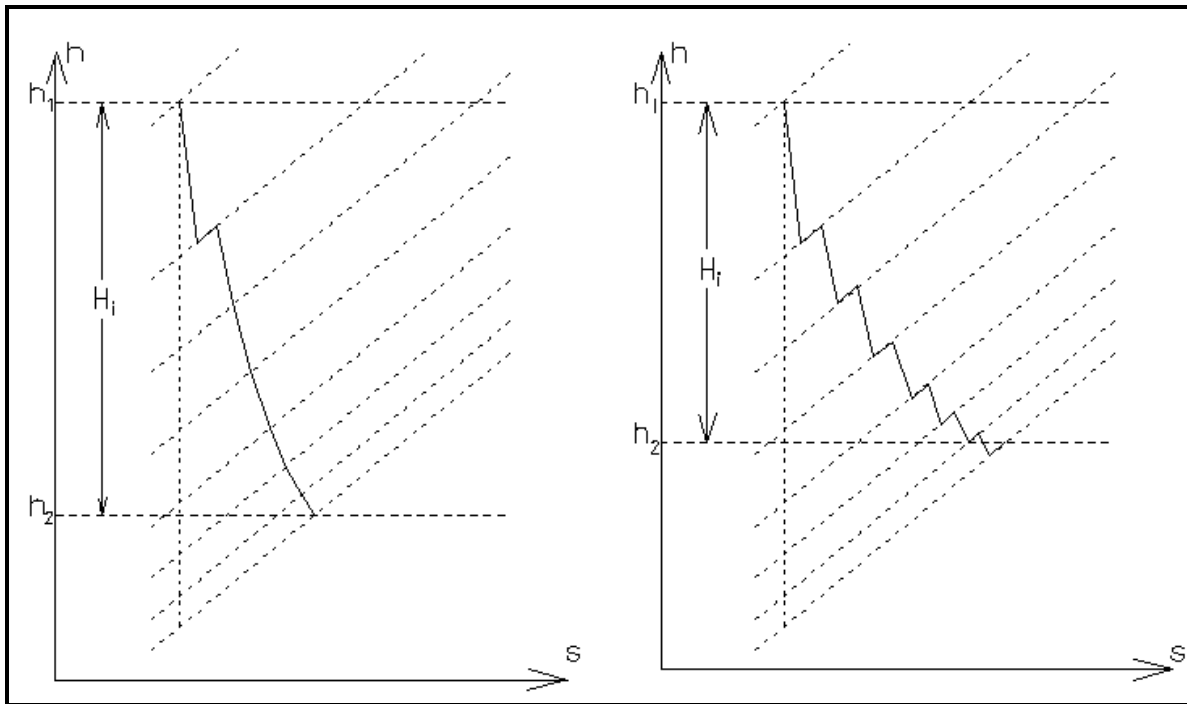


Fig. A1.9 –Diagrama h-s do processo de expansão do vapor nos estágio de duas turbinas: de ação; de reação.

A figura A1.10 mostra uma visão bidimensional de um gráfico do cone de vazão de vapor versus pressões, similar ao da figura A1.5, com um  $\epsilon_{\text{crit}}$  igual a 0,25. É fácil notar que para valores de pressão relativa de saída da turbina ( $\epsilon_1$ ) muito pequenos, como é o caso de turbinas de condensação, a vazão relativa em massa de vapor (q) torna-se linearmente

proporcional à pressão na entrada da turbina. Foi mantida a mesma temperatura na entrada da turbina, para qualquer regime de trabalho, de forma que a relação  $\sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}}$  da equação (A1.60) é igual a 1.

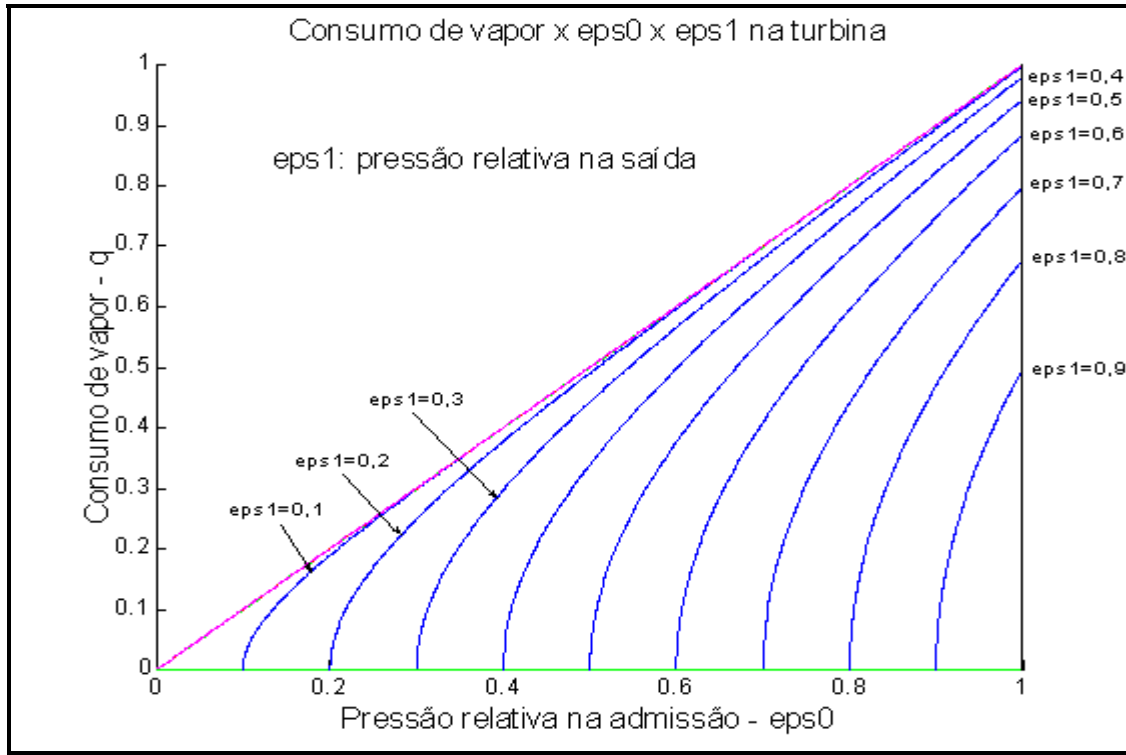


Fig. A1.10 – Consumo de vapor na turbina em função da pressão de admissão e da pressão de saída

### ***Potência Desenvolvida num Estágio de Palhetas Móveis***

Para um volume de controle da figura A1.11, considerando que o estado é estacionário, e que a taxa de massa que entra é igual a taxa de massa que sai, a equação da quantidade de movimento para as dimensões x e y pode ser escrita como segue:

$$\sum F_x = \dot{m}(V_s - V_e)_x \quad (\text{A1.62})$$

$$\sum F_y = \dot{m}(V_s - V_e)_y \quad (\text{A1.63})$$

As forças resultantes nas direções x e y que agem no volume de controle são iguais a soma de todas as forças de pressão que agem sobre as superfícies do volume de controle e das forças externas atuando sobre as mesmas superfícies.

$$\sum F_x = [(p_e - p_0)A_e]_x + [(p_s - p_0)A_s]_x + R_x \quad (\text{A1.64})$$

$$\sum F_y = [(p_e - p_0)A_e]_y + [(p_s - p_0)A_s]_y + R_y \quad (\text{A1.65})$$

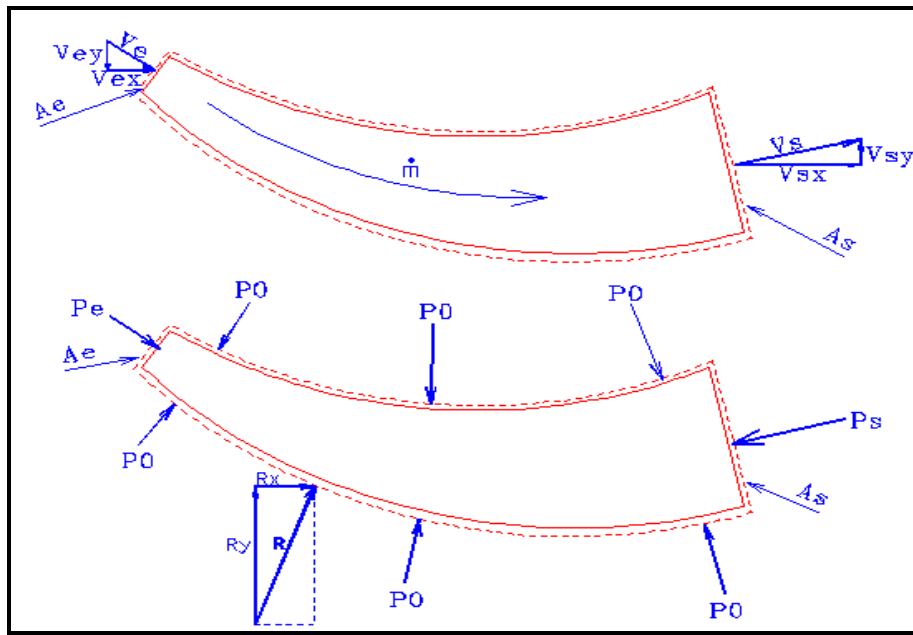


Fig. A1.11 – Duto com volume de controle associado.

Combinando as equações (A1.62), (A1.63), (A1.64) e (A1.65) obtêm-se:

$$\sum F_x = \dot{m}(V_s - V_e)_x = [(p_e - p_0)A_e]_x + [(p_s - p_0)A_s]_x + R_x \quad (\text{A1.66})$$

$$\sum F_y = \dot{m}(V_s - V_e)_y = [(p_e - p_0)A_e]_y + [(p_s - p_0)A_s]_y + R_y \quad (\text{A1.67})$$

onde:

$\dot{m}$  : taxa de massa que passa pelo volume de controle (VC) em kg/s;

$V_s$ : velocidade de saída do VC em m/s;

$V_e$ : velocidade de entrada no VC em m/s;  
 $P_e$ : pressão atuante na superfície  $A_e$  em  $N/m^2$ ;  
 $P_s$ : pressão atuante na superfície  $A_s$  em  $N/m^2$ ;  
 $P_o$ : pressão na superfície lateral do VC em  $N/m^2$ ;  
 $R$ : força externa atuando no VC em N;  
 $F$ : força resultante em N.

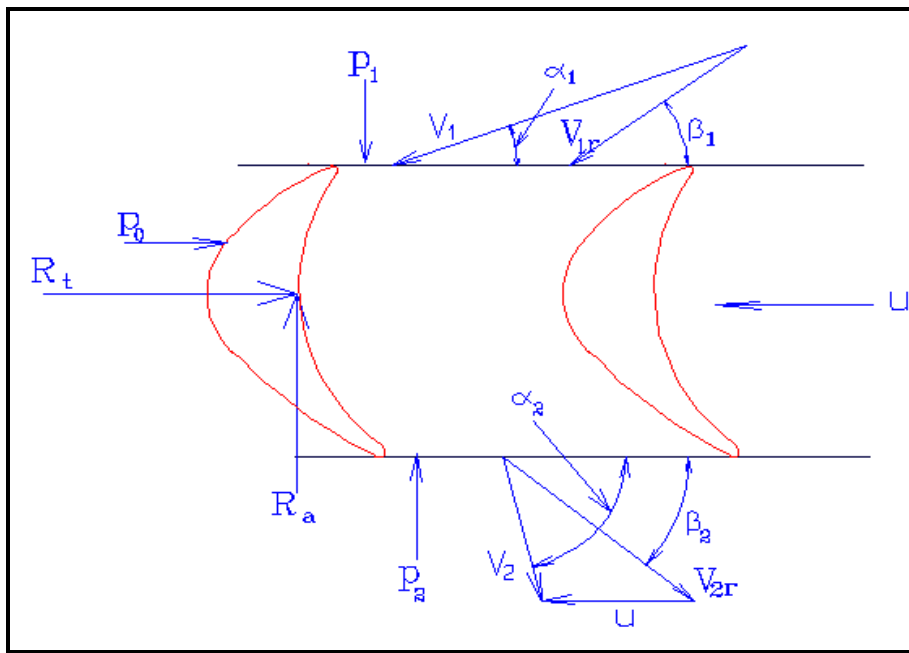


Fig. A1.12 – Palhetas móveis com o diagrama de velocidades e esforços.

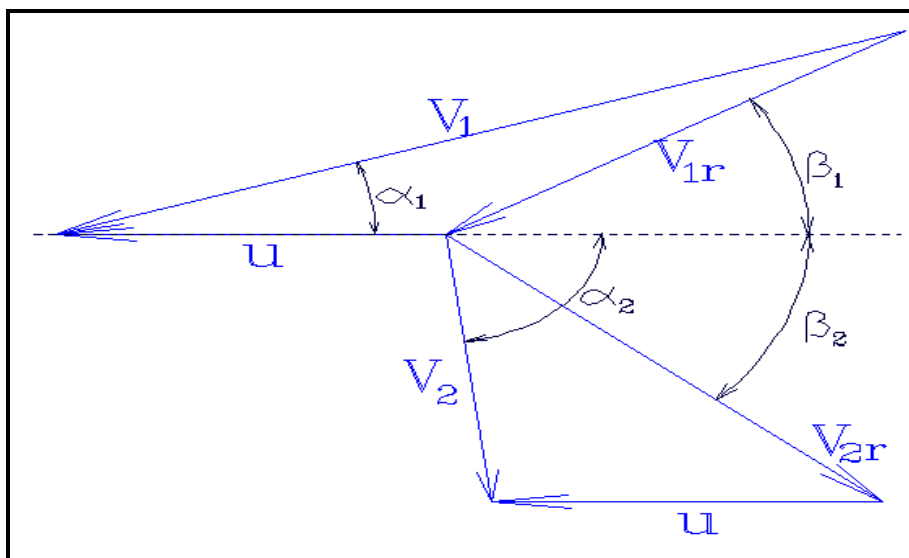


Fig. A1.13 – Diagrama de velocidades da figura anterior.

O eixo X consignado na equação (A1.66) refere-se à direção dos esforços transversais, no sentido do movimento das palhetas. O eixo Y refere-se à direção dos esforços axiais, no sentido do eixo da turbina. Na direção axial é considerada a influência das pressões  $p_1$  e  $p_2$ . A influência da pressão  $p_0$  não se faz sentir na medida em que ela atua sobre a parte externa rígida das palhetas da turbina. Reescreve-se a equação (A1.66), substituindo os índices 'e' e 's' por 1 e 2 respectivamente:

$$R_a = [p_2 A_2 - p_1 A_1] - \dot{m}(V_2 - V_1)_a = [p_2 A_2 - p_1 A_1] - \dot{m}[V_2 \sin(\alpha_2) - V_1 \sin(\alpha_1)] \quad (\text{A1.68})$$

Na direção transversal as componentes de pressão se anulam porque são tangenciais às seções anulares de entrada e saída dos canais entre palhetas. A equação de esforços é descrita a seguir:

$$R_t = \dot{m}[V_1 \cos(\alpha_1) + V_2 \cos(\alpha_2)] = \dot{m}[V_{1r} \cos(\beta_1) + V_{2r} \cos(\beta_2)] \quad (\text{A1.69})$$

As relações para triângulos fornecem:

$$V_{1r}^2 = V_1^2 + u^2 - 2uV_1 \cos \alpha_1$$

$$V_{2r}^2 = V_2^2 + u^2 + 2uV_2 \cos \alpha_2$$

Ou então:

$$V_1 \cos \alpha_1 = \frac{-V_{1r}^2 + V_1^2 + u^2}{2u} \quad (\text{A1.70})$$

$$V_2 \cos \alpha_2 = \frac{V_{2r}^2 - V_2^2 - u^2}{2u} \quad (\text{A1.71})$$

Substituindo as equações (A1.70) e (A1.71) na equação (A1.69) obtêm-se:

$$R_t = \frac{\dot{m}}{2u} [V_1^2 - V_{1r}^2 + V_2^2 - V_{2r}^2] \quad (\text{A1.72})$$

Expressando em potência a equação (A1.72) multiplica-se  $R_t$  pela velocidade tangencial da roda de palhetas:

$$\dot{W} = R_t u = \frac{\dot{m}}{2} [V_1^2 - V_{1r}^2 + V_2^2 - V_{2r}^2] \quad (\text{A1.73})$$

Esta pode ser apresentada em Watts por kg/s de vapor que escoo pela turbina da seguinte forma:

$$w = \frac{1}{2} [V_1^2 - V_{1r}^2 + V_2^2 - V_{2r}^2] \quad (\text{A1.74})$$

Da equação da 1ª lei da termodinâmica:

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} + w = h_2 + \frac{V_2^2}{2} + \frac{1}{2} [V_1^2 - V_{1r}^2 + V_2^2 - V_{2r}^2]$$

$$\frac{V_1^2 - V_{1r}^2}{2} = h_1 - h_2 \quad (\text{A1.75})$$

Nesta última equação vê-se que não aparece o termo de trabalho, e nem poderia, pois ela descreve a diferença de entalpia vista por um observador solidário às palhetas em movimento, tanto é que as velocidades que aparecem na relação são as velocidades relativas às palhetas em movimento.

### ***Rendimento de Estágios de Ação e de Reação***

O coeficiente de velocidade das palhetas define-se como:

$$k_B = \frac{V_{2r}}{V_{1r}} \quad (\text{A1.76})$$

A relação de velocidades das palhetas é:

$$r_V = \frac{u}{V_1} \quad (\text{A1.77})$$

A eficiência da palheta é definida como a relação entre o trabalho produzido pelo vapor naquela e a energia cinética do vapor que entra no canal da palheta móvel:

$$\eta_B = \frac{w}{\frac{V_1^2}{2}} \quad (\text{A1.78})$$

Para uma roda de palhetas de ação pura e sem perdas o coeficiente de velocidade igual a 1. Se toda a energia cinética do vapor que entra no canal entre palhetas fosse convertida em trabalho, a eficiência  $\eta_B$  seria igual a 100%. Isto não deve ocorrer na prática, pois deve haver uma velocidade residual para que o vapor escoe para fora da turbina.

O diagrama a seguir mostra três situações de velocidade de entrada para um ângulo de incidência do vapor na seção de entrada do canal entre palhetas de ação muito pequeno. Quanto menor é este ângulo  $\alpha_1$ , e também o ângulo  $\beta_2$ , menor será a velocidade de saída do canal, e, portanto, maior será a eficiência das palhetas. Na configuração 'A' verifica-se que para uma relação de velocidades próxima de 0,5 ocorre a maior eficiência, pois a velocidade de saída  $V_2$  é a menor. Para diferentes relações de velocidades observa-se que a velocidade de saída se torna maior do que a velocidade correspondente a relação ideal ( $k_B=0,5$ ), segundo se pode ver nos diagramas 'B' e 'C'.

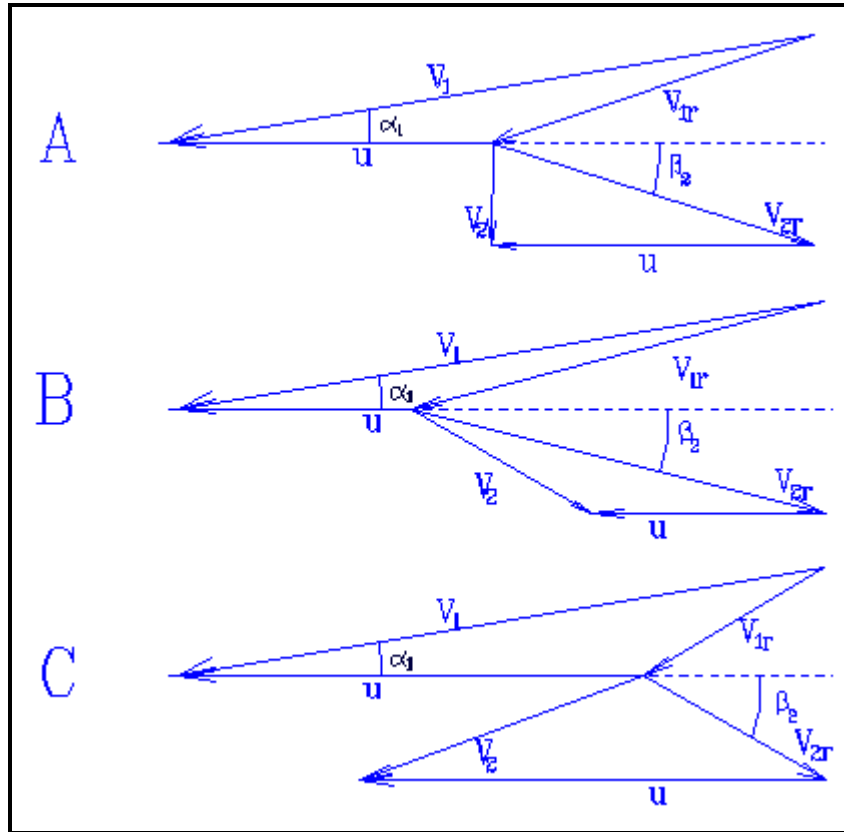


Fig. A1.14 – Diagrama de velocidades para três configurações de relações de velocidades e ângulo de incidência do vapor muito pequeno.

Evidentemente que para velocidades de entrada do vapor muito altas pode ser necessário que a velocidade tangencial das palhetas seja muito alta para atender a quesito de eficiência máxima. Para evitar tais inconvenientes colocam-se vários estágios para permitir a redução da velocidade das palhetas e manter a mesma eficiência no conjunto. A figura a seguir mostra o diagrama de velocidades para um estágio de reação.

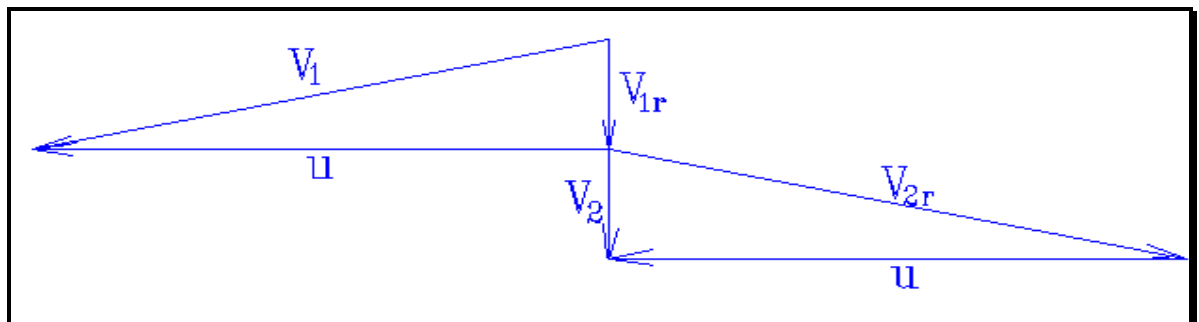


Fig. A1.15 – Diagrama de velocidades para uma roda de palhetas móveis de reação



Num estágio de reação com um grau de reação de 50% (normalmente utilizado no projeto de turbinas) a relação ótima de velocidade é igual a 1, ou seja a velocidade transversal das palhetas móveis é igual a velocidade de entrada do vapor nas mesmas, visto que com esta condição  $V_2$  seria igual a zero e toda a energia cinética seria convertida em trabalho.

Com a finalidade de se comparar estágios de ação e de reação utiliza-se a mesma queda de entalpia ao longo do canal entre palhetas.

Define-se a velocidade  $V_0$  como sendo a velocidade de saída de um bocal com salto de entalpia  $\Delta h_s$ :

$$V_0 = \sqrt{2\Delta h_s} \quad (\text{A1.79})$$

A velocidade de entrada nas palhetas móveis de ação  $V_1$  é igual a  $V_0$ . Já num estágio com grau de reação de 50%, a relação entre a velocidade de entrada nas palhetas móveis de reação e a velocidade  $V_0$  é:

$$V_1 = \sqrt{\frac{1}{2} 2\Delta h_s} = \frac{V_0}{\sqrt{2}} \quad (\text{A1.80})$$

Num estágio de reação para uma eficiência máxima, a relação  $\frac{u}{V_1} = \frac{u}{V_0} = 0.5$ .

Num estágio de reação, para uma eficiência máxima,  $\frac{u}{V_1} = \frac{u\sqrt{2}}{V_0} = 1$ . Logo

$$\frac{u}{V_0} = \frac{1}{\sqrt{2}}.$$

Assim num estágio de reação necessita-se de maior velocidade tangencial das palhetas do que num estágio de ação para um mesmo salto de entalpia. Turbinas de reação, portanto, necessitam de um número maior de estágios para que se mantenha a mesma velocidade transversal das palhetas.

O rendimento de palhetas, sejam elas de ação ou de reação, pode ser expresso pela equação:

$$\eta = \frac{u}{V_0} \left[ \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \rho_R} - \frac{u}{V_0} + \psi \cos \beta_2 \sqrt{\varphi^2 (1 - \rho_R) + \left(\frac{u}{V_0}\right)^2} - 2 \frac{u}{V_0} \varphi \cos \alpha_1 (1 - \rho_R) + \rho_R \right] \quad (\text{A1.81})$$

em que:

$\varphi$  : coeficiente de velocidade  $\left( = \frac{V_1}{V_{1t}} \right)$ ;

$\psi$  : coeficiente de velocidade relativa  $\left( = \frac{V_{1r}}{V_{1rt}} \right)$ ;

$V_1$  : velocidade absoluta na entrada das palhetas móveis;

$V_{1t}$  : velocidade absoluta teórica na entrada das palhetas móveis;

$V_{2r}$  : velocidade relativa na saída das palhetas móveis;

$V_{2rt}$  : velocidade relativa teórica na saída das palhetas móveis;

$\rho_R$  : grau de reação;

$u$  : velocidade tangencial das palhetas.

O valor ótimo para qualquer tipo de palheta é calculado pela expressão genérica:

$$\frac{u}{V_0} \approx \frac{\varphi \cos(\alpha_1)}{2\sqrt{1 - \rho_R}} \quad (\text{A1.82})$$

Para palhetas de ação atribui-se o valor 0 para o grau de reação.

O gráfico a seguir mostra duas curvas: uma para palhetas de ação com o grau de reação igual a zero; a outra para palhetas de reação com grau de reação  $\rho_R$  igual a 0,5. Para simplificar o cálculo considera-se um caso ideal em que não há perdas, e, portanto  $\varphi = \psi = 1$ , e os ângulos  $\alpha_1$  e  $\beta_2$  iguais a zero, significando que toda a energia cinética do vapor de entrada se transforma em trabalho nas palhetas.

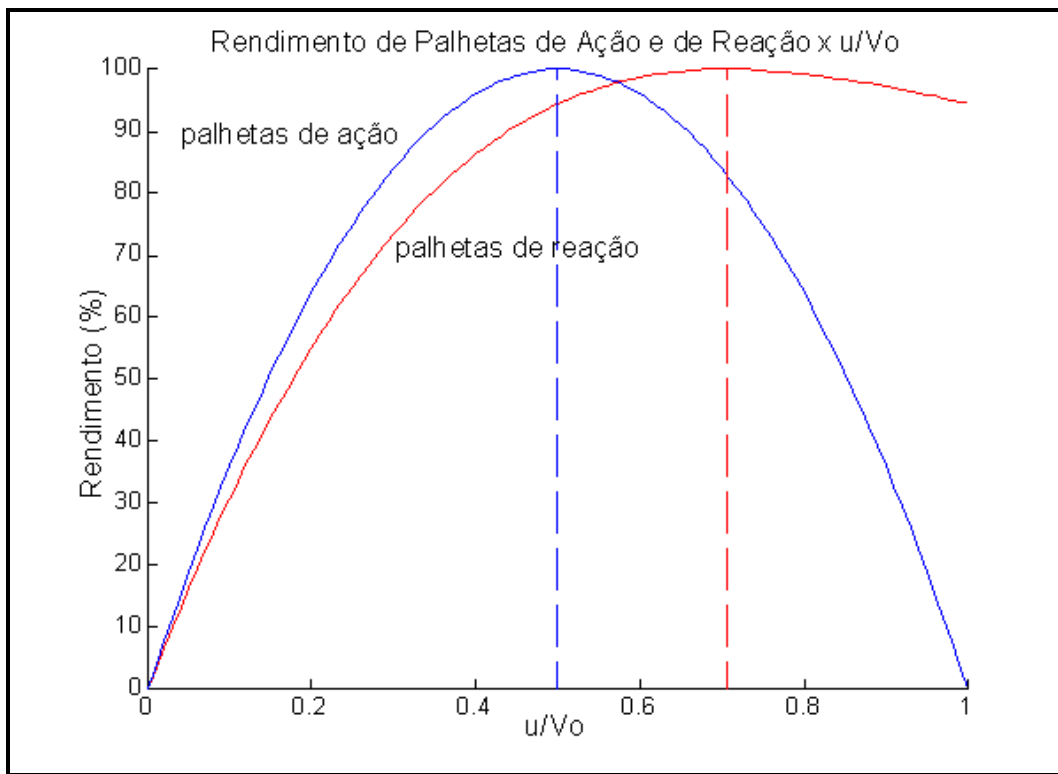


Fig. A1.16 – Curvas de rendimento de palhetas de ação e de reação.

## ANEXO A2

### EQUAÇÕES PARA BOMBAS

Equações de pressão x vazão para bombas podem ser modeladas por uma equação quadrática com o seguinte formato:

$$H = H_0 + R.Q + S.Q^2 \quad (\text{A2.1})$$

sendo:

$H$  : pressão na saída da bomba expressa como altura de elevação do líquido em m;

$H_0$  : pressão de elevação do líquido com vazão nula;

$Q$  : vazão do líquido em  $\text{m}^3/\text{s}$ ;

$R$  e  $S$  : parâmetros da equação.

Deseja-se, no entanto, encontrar uma relação que apresente a diferença de pressão em  $\text{N}/\text{m}^2$  em função de vazão de massa, que é a modelagem matemática mais adequada para os propósitos em questão. Têm-se que  $Q = \frac{\dot{m}}{\rho}$  e  $p = Hg\rho$ , e considerando o líquido (água saturada) incompressível ( $\rho = \text{const.}$ ):

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

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

$$\Delta p = \Delta p_0 + B \dot{m} + C \dot{m}^2 = A + B \dot{m} + C \dot{m}^2 \quad (\text{A2.2})$$

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

À semelhança das turbinas, a potência fornecida para que a bomba eleve a pressão do líquido na caldeira é:

$$P = \frac{\dot{m} \Delta h_0}{\eta_b} \quad (\text{A2.3})$$

$\Delta h_0$  : diferença de entalpia na bomba na condição sem perdas;

$\eta_b$  : rendimento isentrópico da bomba.

Aplicando para a bomba a relação:

$$Tds = dh - vdp$$

e, para uma relação isentrópica,  $s_1 = s_2$ , e considerando o líquido incompressível:

$$\int dh = \int vdp$$

$$\Delta h_0 = h_{2s} - h_1 = v(p_2 - p_1) \quad (\text{A2.4})$$

$$\eta_b = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{v(p_2 - p_1)}{h_2 - h_1} \quad (\text{A2.5})$$

onde:

$h_1$  : entalpia do fluido na entrada da bomba;

$h_{2s}$  : entalpia do fluido para uma condição isentrópica na saída da bomba;

$h_2$  : entalpia real do fluido na saída da bomba;

$p_2$  : pressão do fluido na saída da bomba.

O gráfico a seguir mostra as curvas de diferença de pressão, potência absorvida e rendimento de uma bomba centrífuga, curvas estas ajustadas e adaptadas a dados extraídos de catálogos de bombas.

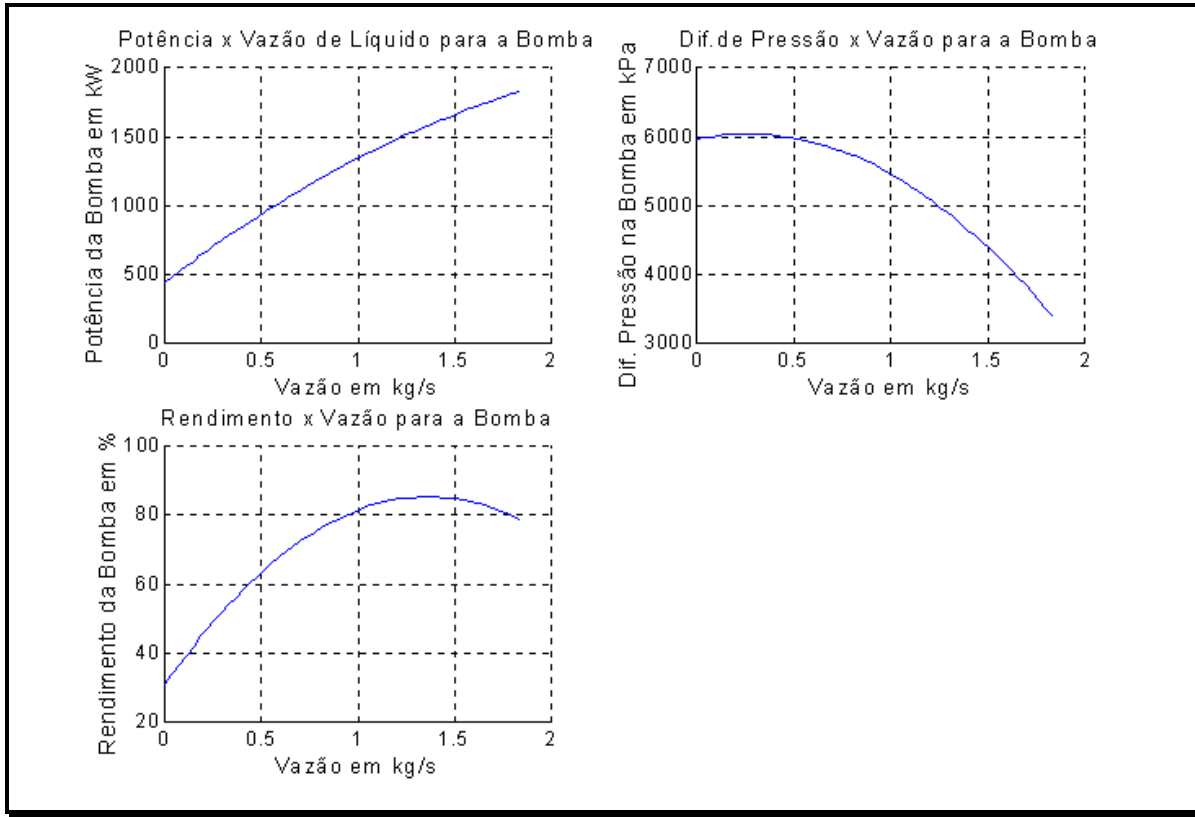


Fig. A2.1 – Curvas ajustadas de pressão, potência e rendimento de uma bomba centrífuga.

Neste estágio, 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:

$$\frac{H}{V_a^2 D^2} = f_1 \left( \frac{Q}{V_a D^3}, \frac{\rho V_a D^2}{\mu} \right) \quad (\text{A2.6})$$

$$\frac{P}{\rho V_a^3 D^5} = f_2 \left( \frac{Q}{V_a D^3}, \frac{\rho V_a D^2}{\mu} \right) \quad (\text{A2.7})$$

onde:

$H$  : diferença de pressão promovida pela bomba expressa em altura em m;

$P$  : potência em W;

$V_a$  : velocidade angular em rad/s;

$D$  : diâmetro do impelidor em m;

$Q$  : vazão em m<sup>3</sup>/s;

$\rho$  : densidade do líquido em kg/m<sup>3</sup>;

$\mu$  : viscosidade do líquido em N.s/m<sup>2</sup>.

Na prática verifica-se que os efeitos viscosos não são significativos, quando da variação de algum parâmetro componente de um conjunto adimensional. Assim podemos escrever que, para uma bomba operando em duas situações diferentes:

$$\frac{Q_1}{V_{a1}D^3} = \frac{Q_2}{V_{a2}D^3} \quad (\text{A2.8})$$

$$\frac{H_1}{V_{a1}^2D^2} = \frac{H_2}{V_{a2}^2D^2} \quad (\text{A2.9})$$

$$\frac{P_1}{\rho V_{a1}^3D^5} = \frac{P_2}{\rho V_{a2}^3D^5} \quad (\text{A2.10})$$

Observa-se que o diâmetro do impelidor é o mesmo, obviamente porque a bomba é a mesma, alterando apenas sua velocidade angular. Das equações anteriores surgem as seguintes relações:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{V_{a2}}{V_{a1}} \quad (\text{A2.11})$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left( \frac{V_{a2}}{V_{a1}} \right)^2 \quad (\text{A2.12})$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left( \frac{V_{a2}}{V_{a1}} \right)^3 \quad (\text{A2.13})$$

Sendo  $Q \propto \dot{m}$  e  $H \propto p$  para um fluido incompressível, as equações (A2.11) e (A2.12) podem ser rerepresentadas da seguinte forma:

$$\frac{m_2}{m_1} = \frac{V_{a2}}{V_{a1}} \quad (\text{A2.14})$$

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \left( \frac{V_{a2}}{V_{a1}} \right)^2 \quad (\text{A2.15})$$

Reescrevemos a equação (A2.2) para duas velocidades de operação da bomba:

$$\Delta p_1 = \Delta p_{01} + B_1 \dot{m}_1 + C_1 \dot{m}_1^2 \quad (\text{A2.16})$$

$$\Delta p_2 = \Delta p_{02} + B_2 \dot{m}_2 + C_2 \dot{m}_2^2 \quad (\text{A2.17})$$

Substituindo as equações (A2.14) e (A2.15) na equação (A2.17) obtém-se:

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

Pondo em evidência o termo  $\left( \frac{V_{a2}}{V_{a1}} \right)^2$  no lado direito da equação acima, nota-se que o mesmo pode ser eliminado, e a equação pode ser reescrita:

$$\Delta p_1 = \frac{\Delta p_{02}}{\left( \frac{V_{a2}}{V_{a1}} \right)^2} + \left[ \frac{B_2}{\left( \frac{V_{a2}}{V_{a1}} \right)} \right] \dot{m}_1 + C_2 \dot{m}_1^2 \quad (\text{A2.18})$$

Comparando-se as equações (A2.18) e (A2.16) conclui-se que:



$$\Delta p_{02} = \left( \frac{V_{a2}}{V_{a1}} \right)^2 \Delta p_{01}, \quad B_2 = \frac{V_{a2}}{V_{a1}} B_1 \quad \text{e} \quad C_2 = C_1.$$

Atribuindo o índice 0 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 de rotação torna-se:

$$\Delta p_1 = \left( \frac{V_{a1}}{V_{a0}} \right)^2 \Delta p_0 + \left( \frac{V_{a1}}{V_{a0}} \right) B \dot{m} + C \dot{m}^2 \quad (\text{A2.19})$$

### ANEXO A3

#### EQUAÇÕES DE ESCOAMENTO DE FLUÍDOS PARA AS TUBULAÇÕES

Aplicando-se a análise adimensional chega-se à seguinte correlação para queda de carga em tubulações, para escoamentos turbulentos ( $Re > 2500$ ):

$$\frac{\left(\frac{\Delta p}{\rho}\right)}{\left(\frac{\bar{V}^2}{2}\right)} = f\left(\frac{\mu}{\rho \bar{V} D}, \frac{L}{D}, \frac{e}{D}\right) \quad (\text{A3.1})$$

onde:

$\Delta p$  : queda de pressão na tubulação em kPa;

$\rho$  : densidade do fluido em  $\text{kg/m}^3$ ;

$\mu$  : viscosidade do fluido em  $\text{kg/m}^3$ ;

$\bar{V}$  : velocidade média do fluido em escoamento em m/s;

$D$  : diâmetro do tubo, em m;

$L$  : comprimento do tubo, em m;

$e$  : rugosidade da superfície das paredes internas da tubulação.

O primeiro termo do lado direito da correlação é o número de Reynolds invertido

A correlação acima mostra o número adimensional queda de carga por energia cinética como sendo uma função do número de Reynolds, das dimensões das tubulações e da rugosidade das paredes das tubulações. Dados experimentais demonstram que a perda de carga dimensional é diretamente proporcional ao termo  $\frac{L}{D}$  e a relação acima pode novamente ser reescrita:

$$\frac{\left(\frac{\Delta p}{\rho}\right)}{\left(\frac{\bar{V}^2}{2}\right)} = \frac{L}{D} f\left(\text{Re}, \frac{e}{D}\right) \quad (\text{A3.2})$$

O termo  $f\left(\text{Re}, \frac{e}{D}\right)$  é chamado de 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 programa de simulação desenvolvido para este trabalho.

$$f = 0,25 \left( \log \left( \frac{e}{3,7D} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right) \right)^{-2} \quad (\text{A3.3})$$

A equação acima vale para a região turbulenta do escoamento, ou seja, para  $\text{Re} > 2500$ . Para escoamento laminar,  $f = \frac{64}{\text{Re}}$ . Assim a equação para cálculo de queda de pressão nas tubulações dos circuitos térmicos de vapor é a seguinte:

$$\Delta p = f \rho \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (\text{A3.4})$$

O gráfico a seguir mostra os valores de  $f$  para escoamento laminar e turbulento obtidos da equação de Miller, em função do número de Reynolds e da rugosidade da tubulação.

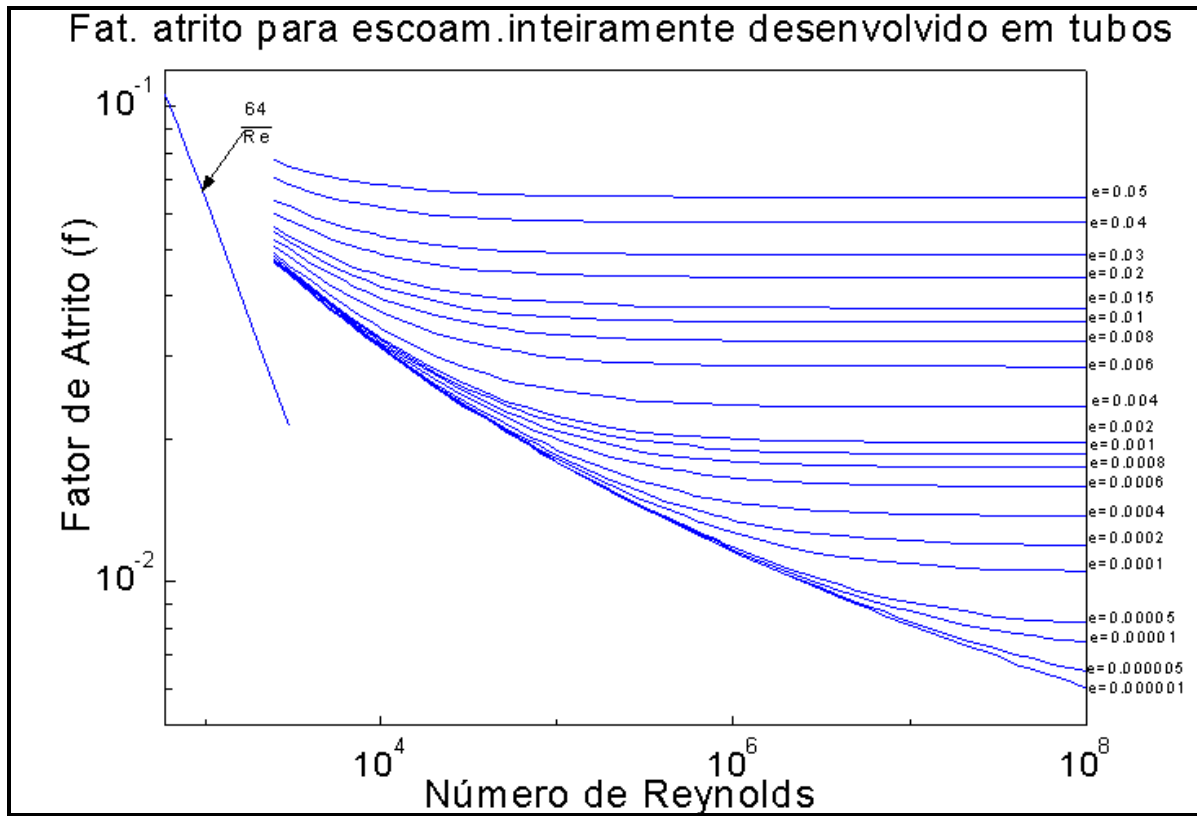


Fig. A3.1 – Curvas do fator de atrito para escoamento laminar e turbulento. (segundo Fox et al., 1995)

## ANEXO A4

### EQUAÇÕES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA CONDENSADORES

A equação da quantidade de calor necessária para elevar a temperatura do fluido de arrefecimento de uma temperatura  $T_1$  para uma temperatura  $T_0$ , considerando um trocador de calor em contracorrente, é a seguinte:

$$q = UA \frac{T_o - T_i}{\ln \left( \frac{T_c - T_i}{T_c - T_o} \right)} \quad (\text{A4.1})$$

onde:

$U$  : coeficiente global de transferência de calor, em  $\text{W}/(\text{m}^2.\text{K})$ ;

$A$  : área total de transferência de calor, em  $\text{m}^2$ ;

$T_o$  : temperatura de saída da água de refrigeração dos tubos, em  $^{\circ}\text{C}$ ;

$T_i$  : temperatura de entrada do líquido de refrigeração nos tubos, em  $^{\circ}\text{C}$ ;

$T_c$  : temperatura do vapor saturado na entrada do casco, em  $^{\circ}\text{C}$ .

A mudança de fase do vapor saturado com título próximo de 1 para água saturada com título igual a 0 ocorre com a transferência de calor para a água de refrigeração calculada pela seguinte relação:

$$q = \dot{m}_c h_{lv} x \quad (\text{A4.2})$$

onde:

$\dot{m}_c$  : vazão em massa do vapor que entra no casco do condensador;

$h_{lv}$  : entalpia líquido-vapor, ou seja, energia por kg de fluido, no caso a água, necessária para mudar de vapor saturado para líquido saturado, ou vice versa;

$x$  : título do vapor na entrada do casco do condensador.

Para a água de resfriamento, a equação de transferência de energia é a seguinte:

$$q = \dot{m}_r c_p (T_o - T_i) \quad (\text{A4.3})$$

onde:

$\dot{m}_r$ : vazão do líquido de refrigeração do condensador, usualmente água, em kg/s.

Igualando as equações (A4.2) e (A4.3) obtém-se:

$$\dot{m}_r c_p (T_o - T_i) = \dot{m}_c h_{lv} x$$

de onde se obtém a vazão de água do resfriador:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{m}_c h_{lv} x}{c_p (T_o - T_i)} \quad (\text{A4.4})$$

Sabendo-se o consumo nominal de vapor pela turbina  $\dot{m}_c$ , a entalpia de vaporização para uma temperatura  $T_c$  desejável na saída da turbina  $h_{lv}$ , o título  $x$  para a condição de trabalho nominal, e a diferença de temperatura  $(T_o - T_i)$  possível de se obter com sistema de resfriamento (torre seca ou úmida), é possível então determinar a vazão da água de resfriamento que deve passar pelos tubos necessária para atender a demanda máxima do ciclo. O que se quer é manter a temperatura  $T_c$  o mais próximo possível da temperatura de entrada da água de refrigeração, que em última análise, é a temperatura ambiente. Entretanto, quanto mais a temperatura do vapor saturado se aproxima da temperatura da água de arrefecimento, o custo do projeto começa a se tornar proibitivo. O valor desta temperatura deve estar num ponto ótimo em que os custos dos componentes do sistema de refrigeração, acrescidos dos custos operacionais, sejam compensados pela melhoria do rendimento do sistema, a conseqüente redução do gasto com combustível, e a disponibilização de maior quantidade de energia para a venda.

Igualando agora as equações (A4.1) e (A4.3), e efetuando-se as transformações necessárias obtém-se:

$$UA = \dot{m}_r c_p \ln \frac{(T_c - T_i)}{(T_c - T_o)} \quad (\text{A4.5})$$

Conhecendo os valores das temperaturas e da vazão nominal de vapor do sistema de resfriamento, obtém-se os parâmetros  $U$  e  $A$  de projeto do condensador.

## ANEXO A5

### EQUAÇÕES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA REGENERADORES DE SUPERFÍCIE

O calor transferido para a água do circuito principal pelo vapor extraído da turbina é expressa pela equação:

$$q = \alpha \dot{m} (h_{vs} - h_l) \quad (\text{A5.1})$$

onde:

$\alpha$  : parcela da vazão total de vapor extraída da turbina (0 a 1);

$\dot{m}$  : vazão total do circuito térmico;

$h_{vs}$  : entalpia do vapor extraído que entra no regenerador;

$h_l$  : entalpia da água condensada que é retirada pelo purgador.

A água de alimentação recebe calor do vapor extraído elevando sua temperatura. A equação seguinte relaciona a diferença de temperatura com o calor recebido:

$$q = \dot{m}_p c_p (T_o - T_i) = \dot{m}_p (h_o - h_i) \quad (\text{A5.2})$$

onde:

$\dot{m}_p$  : vazão de vapor que flui pelo circuito principal do regenerador;

$h_i$  : entalpia da água na entrada do regenerador que flui pelo circuito principal;

$h_o$  : entalpia da água na saída do regenerador que flui pelo circuito principal;

$T_i$  : temperatura da água na entrada do regenerador que flui pelo circuito principal;

$T_o$  : temperatura da água na saída do regenerador que flui pelo circuito principal.

Igualando as equações (A5.1) e (A5.2) obtém-se:



$$\alpha = \frac{h_o - h_i}{h_{vs} - h_l} \left( \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}} \right) \quad (\text{A5.3})$$

Os valores de  $\dot{m}_p$  e  $\dot{m}$  poderão ser iguais, dependendo da disposição dos regeneradores e da parte do circuito térmico para onde for conduzido o líquido condensado. Na figura abaixo os condensados dos regeneradores de superfície são conduzidos, por diferença de pressão (não necessita de bombeamento), para o condensador, e, nesta configuração,  $\dot{m}_p = \dot{m}$ .

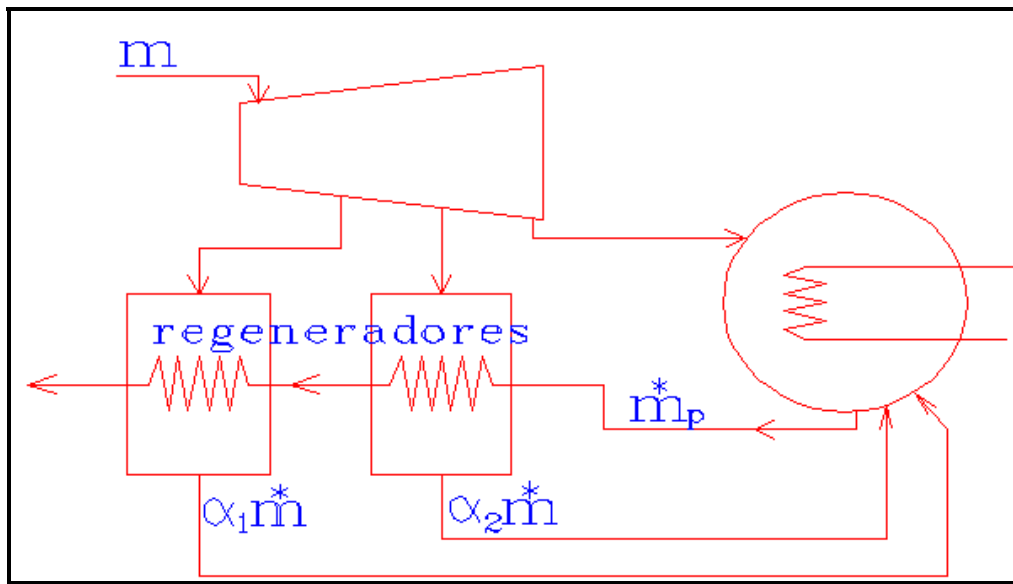


Fig. A5.1 – Configuração com 2 regeneradores de superfície após o condensador.

## ANEXO A6

### PROPRIEDADES TERMODINÂMICA E VISCOSIDADE DA ÁGUA – EQUAÇÕES AJUSTADAS

As correlações de propriedades termodinâmicas referentes às tabelas de parâmetros de polinômios de vapor superaquecido (tabelas A6.1 a A6.5), às tabelas de vapor saturado (tabelas A6.6 a A6.12), e às tabelas de viscosidade (tabelas A6.16 a A6.17), tem o seguinte formato:

$$Pr_{opr} = A_1 + A_2 T + \dots + A_{n+1} T^n$$

As correlações representadas pelos parâmetros das tabelas para água líquida comprimida têm o seguinte formato:

$$Pr_{opr} = (A_{(k+1)1} + A_{(k+1)2} p + \dots + A_{(k+1)(n+1)} p^n) T^k + (A_{k1} + A_{k2} p + \dots + A_{k(n+1)} p^n) T^{k-1} + \dots + \dots + (A_{11} + A_{12} p + \dots + A_{1(n+1)} p^n)$$

Tabela A6.1 - Parâmetros dos Polinômios de Ajuste de Curvas de Volume Específico x Temperatura para Vapor Superaquecido

Param.	10 kPa	50 kPa	100 kPa	200 kPa	300 kPa	400 kPa	Var
A11	3,1087605E-31	1,8596842E-31	2,4859307E-31	8,5306793E-32	8,3932814E-32	9,1199844E-32	T <sup>10</sup>
A10	-3,1250254E-27	-1,9820092E-27	-2,5893704E-27	-9,1688586E-28	-9,1344149E-28	-9,9035284E-28	T <sup>9</sup>
A9	1,3334817E-23	9,0609015E-24	1,1550444E-23	4,2436644E-24	4,2825908E-24	4,6316940E-24	T <sup>8</sup>
A8	-3,1383755E-20	-2,3173458E-20	-2,8796480E-20	-1,1054962E-20	-1,1301078E-20	-1,2188293E-20	T <sup>7</sup>
A7	4,4186154E-17	3,6220496E-17	4,3881477E-17	1,7765935E-17	1,8383435E-17	1,9764602E-17	T <sup>6</sup>
A6	-3,7468930E-14	-3,5407227E-14	-4,1895741E-14	-1,8115512E-14	-1,8938620E-14	-2,0289265E-14	T <sup>5</sup>
A5	1,7797819E-11	2,1136717E-11	2,4532121E-11	1,1536541E-11	1,2143815E-11	1,2956802E-11	T <sup>4</sup>
A4	-3,3245811E-09	-6,9961925E-09	-8,0483013E-09	-4,2351713E-09	-4,4680796E-09	-4,7450779E-09	T <sup>3</sup>
A3	-7,0014442E-07	8,6401865E-07	1,0384228E-06	6,5598566E-07	6,9242037E-07	7,3276392E-07	T <sup>2</sup>
A2	4,6585472E-02	9,3618983E-03	4,7349647E-03	2,3727279E-03	1,6044906E-03	1,2217163E-03	T
A1	1,2543581E+01	2,4795700E+00	1,2191696E+00	5,9934393E-01	3,8863306E-01	2,8269424E-01	1
Param.	500 kPa	600 kPa	800 kPa	1000 kPa	1200 kPa	1400 kPa	Var
A11	-1,4630498E-32	-1,6951341E-32	-2,1476416E-32	-1,0251737E-32	-1,0891343E-32	-6,7720781E-33	T <sup>10</sup>
A10	1,0526039E-28	1,2961414E-28	1,7342649E-28	6,0526908E-29	5,9517415E-29	1,3826024E-29	T <sup>9</sup>
A9	-2,1696445E-25	-3,2667795E-25	-5,0375348E-25	-1,9375261E-26	2,3571490E-26	2,4226180E-25	T <sup>8</sup>
A8	-2,2685737E-22	4,9356132E-23	4,3396768E-22	-7,2374684E-22	-9,3868360E-22	-1,5284932E-21	T <sup>7</sup>
A7	1,7970050E-18	1,3741856E-18	8,9570777E-19	2,5850024E-18	3,0976581E-18	4,0786496E-18	T <sup>6</sup>
A6	-3,4709205E-15	-3,0711780E-15	-2,7413844E-15	-4,2909510E-15	-4,9796331E-15	-6,0125028E-15	T <sup>5</sup>
A5	3,3708282E-12	3,1456917E-12	3,0433006E-12	3,9259878E-12	4,4618461E-12	5,1384796E-12	T <sup>4</sup>
A4	-1,7020822E-09	-1,6343919E-09	-1,6355829E-09	-1,9269671E-09	-2,1551156E-09	-2,4109583E-09	T <sup>3</sup>
A3	3,3695369E-07	3,2894609E-07	3,3315215E-07	3,7677631E-07	4,1860115E-07	4,6213589E-07	T <sup>2</sup>
A2	9,6907124E-04	8,1528248E-04	6,2491165E-04	5,1075469E-04	4,3500649E-04	3,8131880E-04	T
A1	2,2712554E-01	1,8502574E-01	1,3183039E-01	9,9449523E-02	7,7417359E-02	6,1402810E-02	1
Param.	1600 kPa	1800 kPa	2000 kPa	2500 kPa	3000 kPa	3500 kPa	Var
A11	-4,1106775E-32	-4,2536175E-32	-4,5572441E-32	-5,1671443E-32	-8,1638725E-32	-8,8309562E-32	T <sup>10</sup>
A10	3,8247983E-28	3,9414010E-28	4,2077205E-28	4,7401571E-28	8,0502125E-28	8,6782309E-28	T <sup>9</sup>
A9	-1,4581263E-24	-1,4930195E-24	-1,5863320E-24	-1,7699741E-24	-3,3414648E-24	-3,5858580E-24	T <sup>8</sup>
A8	2,8694067E-21	2,9051187E-21	3,0648972E-21	3,3639047E-21	7,5480349E-21	8,0490316E-21	T <sup>7</sup>
A7	-2,8983119E-18	-2,8578941E-18	-2,9736741E-18	-3,1411140E-18	-9,9711188E-18	-1,0531344E-17	T <sup>6</sup>
A6	9,5022503E-16	8,0075587E-16	7,7025298E-16	6,0057219E-16	7,6062921E-15	7,8992234E-15	T <sup>5</sup>
A5	8,5015528E-13	1,0179082E-12	1,1325605E-12	1,4642989E-12	-2,9634388E-12	-2,9562495E-12	T <sup>4</sup>
A4	-9,0411366E-10	-9,9242643E-10	-1,0683785E-09	-1,2700741E-09	3,2377483E-10	2,4647496E-10	T <sup>3</sup>
A3	2,2666419E-07	2,4473412E-07	2,6166474E-07	3,0397301E-07	4,8646840E-08	7,1954624E-08	T <sup>2</sup>
A2	3,3562790E-04	3,0477037E-04	2,8042261E-04	2,3860480E-04	2,0353545E-04	1,8447158E-04	T
A1	5,3986338E-02	4,4542804E-02	3,6816253E-02	2,2173236E-02	1,7897531E-02	1,0361432E-02	1

Tabela A6.1 - Parâmetros dos Polinômios de Ajuste de Curvas de Volume Específico x Temperatura para Vapor Superaquecido (continuação)

Param.	4000 kPa	4500 kPa	5000 kPa	6000 kPa	7000 kPa	8000 kPa	Var
A11	-8,4191478E-32	-9,2444657E-32	-9,9478325E-32	-9,1834057E-32	-1,0662351E-31	-6,2464167E-31	T <sup>10</sup>
A10	8,4497685E-28	9,2605431E-28	9,9474878E-28	9,3587060E-28	1,0848523E-27	5,8322113E-27	T <sup>9</sup>
A9	-3,5887289E-24	-3,9241014E-24	-4,2056559E-24	-4,0521290E-24	-4,6879686E-24	-2,2627855E-23	T <sup>8</sup>
A8	8,3651621E-21	9,1211594E-21	9,7461772E-21	9,6870716E-21	1,1179277E-20	4,6919404E-20	T <sup>7</sup>
A7	-1,1575238E-17	-1,2576002E-17	-1,3380701E-17	-1,3882360E-17	-1,5968719E-17	-5,5361094E-17	T <sup>6</sup>
A6	9,5431849E-15	1,0317779E-14	1,0905916E-14	1,2068025E-14	1,3820213E-14	3,5946593E-14	T <sup>5</sup>
A5	-4,3829989E-12	-4,7034960E-12	-4,9120976E-12	-6,0816200E-12	-6,9202082E-12	-1,0468336E-11	T <sup>4</sup>
A4	9,1010711E-10	9,6176314E-10	9,7329945E-10	1,5609640E-09	1,7581583E-09	-1,8706212E-10	T <sup>3</sup>
A3	-5,8792790E-08	-5,8971162E-08	-5,1973210E-08	-1,7341607E-07	-1,9183875E-07	6,1366726E-07	T <sup>2</sup>
A2	1,6372074E-04	1,5377018E-04	1,4627176E-04	1,2730463E-04	1,2165286E-04	4,1569093E-05	T
A1	9,3550929E-03	4,7345677E-03	6,9465796E-04	-3,0609174E-04	-5,1939224E-03	-8,7845836E-03	1
Param.	9.000 kPa	10.000 kPa	12.500 kPa	15.000 kPa	17.500 kPa	20.000 kPa	Var
A11	-9,0783361E-32	-1,0624775E-31	-7,6407519E-32	-1,1914610E-31	9,1519106E-32	-2,2662825E-32	T <sup>10</sup>
A10	9,3486269E-28	1,0920632E-27	8,0245674E-28	1,2418776E-27	-8,4163638E-28	2,6416106E-28	T <sup>9</sup>
A9	-4,0981820E-24	-4,7763717E-24	-3,5974834E-24	-5,5197310E-24	3,1763850E-24	-1,3152141E-24	T <sup>8</sup>
A8	9,9454812E-21	1,1558469E-20	8,9592282E-21	1,3611843E-20	-6,2560386E-21	3,6416759E-21	T <sup>7</sup>
A7	-1,4524086E-17	-1,6819224E-17	-1,3488918E-17	-2,0263712E-17	6,6573557E-18	-6,1056105E-18	T <sup>6</sup>
A6	1,2945780E-14	1,4922340E-14	1,2479229E-14	1,8505217E-14	-3,3611672E-15	6,3032613E-15	T <sup>5</sup>
A5	-6,7669403E-12	-7,7526034E-12	-6,8478542E-12	-1,0005628E-11	2,1499542E-13	-3,8702019E-12	T <sup>4</sup>
A4	1,8504206E-09	2,1023440E-09	2,0116982E-09	2,8921842E-09	4,0799514E-10	1,2774123E-09	T <sup>3</sup>
A3	-2,2849104E-07	-2,5671823E-07	-2,7499379E-07	-3,8800553E-07	-1,2386870E-07	-1,9782938E-07	T <sup>2</sup>
A2	1,0447520E-04	1,0532856E-04	9,0749159E-05	1,0183607E-04	6,4731636E-05	6,6110502E-05	T
A1	-7,6303527E-03	-1,0982932E-02	-1,1111445E-02	-1,7946340E-02	-9,5071579E-03	-1,2196333E-02	1
Param.	25.000 kPa	30.000 kPa	35.000 kPa	40.000 kPa	50.000 kPa	60.000 kPa	Var
A11	-3,3124644E-31	-3,2853104E-32	8,2591143E-32	1,1307297E-31	9,0893508E-32	6,0017786E-32	T <sup>10</sup>
A10	3,4426776E-27	3,9934563E-28	-7,9776500E-28	-1,1265003E-27	-9,2462145E-28	-6,2057443E-28	T <sup>9</sup>
A9	-1,5249622E-23	-2,0599753E-24	3,2278214E-24	4,7438089E-24	3,9918939E-24	2,7296600E-24	T <sup>8</sup>
A8	3,7456089E-20	5,8779869E-21	-7,0652907E-21	-1,0956696E-20	-9,5047998E-21	-6,6407753E-21	T <sup>7</sup>
A7	-5,5503352E-17	-1,0112918E-17	8,9892698E-18	1,5044084E-17	1,3559659E-17	9,7148391E-18	T <sup>6</sup>
A6	5,0433517E-14	1,0683776E-14	-6,5988282E-15	-1,2413292E-14	-1,1763917E-14	-8,6831700E-15	T <sup>5</sup>
A5	-2,7152724E-11	-6,7130781E-12	2,5620146E-12	5,9052334E-12	5,9996558E-12	4,5912565E-12	T <sup>4</sup>
A4	7,8520766E-09	2,2828925E-09	-4,0587539E-10	-1,4595640E-09	-1,6453747E-09	-1,3169665E-09	T <sup>3</sup>
A3	-1,0591469E-06	-3,6646653E-07	-6,8617919E-10	1,5767409E-07	2,1053862E-07	1,7852073E-07	T <sup>2</sup>
A2	1,8288936E-04	8,1524094E-05	3,2084213E-05	1,0514263E-05	-1,1131027E-06	-2,6911130E-06	T
A1	-4,7936764E-02	-2,1178124E-02	-9,1121524E-03	-4,1705942E-03	-1,4749050E-03	-6,5037278E-04	1

Tabela A6.2 - Parâmetros dos Polinômios de Ajuste de Curvas de Energia Interna x Temperatura para Vapor Superaquecido

Param.	10 kPa	50 kPa	100 kPa	200 kPa	300 kPa	400 kPa	Var
A14	-6.5324442E-037	-8.8766204E-037	-7.7153980E-037	-3.4801265E-037	+7.9818521E-038	+4.7509845E-037	T <sup>13</sup>
A13	+8.3216264E-033	+1.1483048E-032	+1.0032269E-032	+4.4478857E-033	-1.1011572E-033	-6.2154728E-033	T <sup>12</sup>
A12	-4.6558380E-029	-6.5536789E-029	-5.7595398E-029	-2.4944389E-029	+6.9298711E-030	+3.6195834E-029	T <sup>11</sup>
A11	+1.5036217E-025	+2.1720271E-025	+1.9226186E-025	+8.0815305E-026	-2.5911615E-026	-1.2335035E-025	T <sup>10</sup>
A10	-3.0990149E-022	-4.6312662E-022	-4.1381333E-022	-1.6784803E-022	+6.2802326E-023	+2.7162921E-022	T <sup>9</sup>
A9	+4.2551459E-019	+6.6525605E-019	+6.0221566E-019	+2.3505613E-019	-1.0123985E-019	-4.0201618E-019	T <sup>8</sup>
A8	-3.9434128E-016	-6.5536738E-016	-6.0464599E-016	-2.2816842E-016	+1.0735010E-016	+4.0204212E-016	T <sup>7</sup>
A7	+2.4420686E-013	+4.4201365E-013	+4.1966655E-013	+1.5609329E-013	-7.0941610E-014	-2.6487429E-013	T <sup>6</sup>
A6	-9.7333698E-011	-1.9981475E-010	-1.9826887E-010	-7.5805649E-011	+2.4852503E-011	+1.0693813E-010	T <sup>5</sup>
A5	+2.2734621E-008	+5.7514264E-008	+6.1123472E-008	+2.5577505E-008	-1.5468823E-009	-2.1736794E-008	T <sup>4</sup>
A4	-2.1824861E-006	-9.2104044E-006	-1.0943188E-005	-5.2135884E-006	-1.4132239E-006	+7.7632828E-007	T <sup>3</sup>
A3	+7.7258939E-005	+6.9983914E-004	+9.4898622E-004	+5.1580573E-004	+2.8156709E-004	+2.5223764E-004	T <sup>2</sup>
A2	+1.4340866E+000	+1.4632913E+000	+1.4867173E+000	+1.5293886E+000	+1.5775936E+000	+1.6159690E+000	T
A1	+2.3721005E+003	+2.3634217E+003	+2.3553652E+003	+2.3450117E+003	+2.3325587E+003	+2.3198332E+003	1
Param.	500 kPa	600 kPa	800 kPa	1000 kPa	1200 kPa	1400 kPa	Var
A14	+1.8015258E-037	+3.7843636E-037	+8.6268253E-037	+1.3438440E-036	+1.9286624E-036	+2.5984570E-036	T <sup>13</sup>
A13	-2.5594418E-033	-5.1765159E-033	-1.1662852E-032	-1.8067359E-032	-2.5838885E-032	-3.4820669E-032	T <sup>12</sup>
A12	+1.6354610E-029	+3.1708359E-029	+7.0298826E-029	+1.0816912E-028	+1.5405191E-028	+2.0756321E-028	T <sup>11</sup>
A11	-6.1607643E-026	-1.1435722E-025	-2.4864631E-025	-3.7966392E-025	-5.3817616E-025	-7.2470086E-025	T <sup>10</sup>
A10	+1.5068427E-022	+2.6833072E-022	+5.7116238E-022	+8.6504773E-022	+1.2201480E-021	+1.6416152E-021	T <sup>9</sup>
A9	-2.4863002E-019	-4.2695283E-019	-8.9002379E-019	-1.3373397E-018	-1.8772019E-018	-2.5231745E-018	T <sup>8</sup>
A8	+2.7881149E-016	+4.6551459E-016	+9.5334348E-016	+1.4228034E-015	+1.9887839E-015	+2.6710616E-015	T <sup>7</sup>
A7	-2.0894198E-013	-3.4318268E-013	-6.9520863E-013	-1.0330055E-012	-1.4398243E-012	-1.9335505E-012	T <sup>6</sup>
A6	+9.9904764E-011	+1.6425666E-010	+3.3340873E-010	+4.9533710E-010	+6.9014077E-010	+9.2807728E-010	T <sup>5</sup>
A5	-2.7683882E-008	-4.6949979E-008	-9.7867943E-008	-1.4643979E-007	-2.0482126E-007	-2.7667206E-007	T <sup>4</sup>
A4	+3.8046232E-006	+6.9573617E-006	+1.5475084E-005	+2.3516828E-005	+3.3190988E-005	+4.5266272E-005	T <sup>3</sup>
A3	-1.9976282E-004	-4.3376055E-004	-1.1061232E-003	-1.7228744E-003	-2.4678248E-003	-3.4278167E-003	T <sup>2</sup>
A2	+1.6137632E+000	+1.6471545E+000	+1.7242876E+000	+1.8014076E+000	+1.8885145E+000	+1.9914541E+000	T
A1	+2.3205183E+003	+2.3109082E+003	+2.2908390E+003	+2.2697615E+003	+2.2469916E+003	+2.2219524E+003	1
Param.	1600 kPa	1800 kPa	2000 kPa	2500 kPa	3000 kPa	3500 kPa	Var
A14	+1.2351827E-036	+1.5801549E-036	+1.7552026E-036	+3.2328930E-036	-6.1162429E-037	-6.5606972E-037	T <sup>13</sup>
A13	-1.7218130E-032	-2.1932367E-032	-2.5561941E-032	-4.4456445E-032	+5.2495013E-033	+4.8159161E-033	T <sup>12</sup>
A12	+1.0707040E-028	+1.3575939E-028	+1.6458472E-028	+2.7233416E-028	-1.1887793E-029	-2.6617816E-030	T <sup>11</sup>
A11	-3.9100617E-025	-4.9343015E-025	-6.1693075E-025	-9.7872862E-025	-3.3066304E-026	-9.0372037E-026	T <sup>10</sup>
A10	+9.2857517E-022	+1.1663577E-021	+1.4915417E-021	+2.2863042E-021	+2.6029546E-022	+4.5170305E-022	T <sup>9</sup>
A9	-1.4993977E-018	-1.8751795E-018	-2.4337401E-018	-3.6320888E-018	-7.1242572E-019	-1.1096550E-018	T <sup>8</sup>
A8	+1.6707858E-015	+2.0817042E-015	+2.7233293E-015	+3.9858119E-015	+1.1173084E-015	+1.6575659E-015	T <sup>7</sup>
A7	-1.2757310E-012	-1.5850016E-012	-2.0786089E-012	-3.0030330E-012	-1.0994288E-012	-1.5871712E-012	T <sup>6</sup>
A6	+6.4762464E-010	+8.0342266E-010	+1.0525043E-009	+1.5091110E-009	+6.8413946E-010	+9.7139986E-010	T <sup>5</sup>
A5	-2.0509929E-007	-2.5454395E-007	-3.3291234E-007	-4.7546583E-007	-2.5768247E-007	-3.6236218E-007	T <sup>4</sup>
A4	+3.6011458E-005	+4.4790447E-005	+5.8672184E-005	+8.3440817E-005	+5.2794459E-005	+7.3922461E-005	T <sup>3</sup>
A3	-2.9771856E-003	-3.7174768E-003	-4.9015722E-003	-6.9170077E-003	-5.0392147E-003	-7.0539132E-003	T <sup>2</sup>
A2	+1.9504557E+000	+2.0358962E+000	+2.1366697E+000	+2.3877782E+000	+2.2871468E+000	+2.5178589E+000	T
A1	+2.2250135E+003	+2.2025946E+003	+2.1795803E+003	+2.1130453E+003	+2.1124251E+003	+2.0507292E+003	1

Tabela A6.2 - Parâmetros dos Polinômios de Ajuste de Curvas de Energia Interna x Temperatura para Vapor Superaquecido (continuação)

<b>Param.</b>	<b>4000 kPa</b>	<b>4500 kPa</b>	<b>5000 kPa</b>	<b>6000 kPa</b>	<b>7000 kPa</b>	<b>8000 kPa</b>	<b>Var</b>
<b>A14</b>	-3.2887368E-036	-4.0108521E-036	-4.6692202E-036	-9.0727388E-036	-1.2521317E-035	-1.7156193E-035	<b>T<sup>13</sup></b>
<b>A13</b>	+3.9951518E-032	+4.8564371E-032	+5.6247398E-032	+1.1494592E-031	+1.5848832E-031	+2.1674395E-031	<b>T<sup>12</sup></b>
<b>A12</b>	-2.1083857E-028	-2.5521292E-028	-2.9351515E-028	-6.4086603E-028	-8.8265651E-028	-1.2044130E-027	<b>T<sup>11</sup></b>
<b>A11</b>	+6.3061301E-025	+7.5889232E-025	+8.6378380E-025	+2.0652220E-024	+2.8405355E-024	+3.8655452E-024	<b>T<sup>10</sup></b>
<b>A10</b>	-1.1651557E-021	-1.3896807E-021	-1.5553247E-021	-4.2460686E-021	-5.8297208E-021	-7.9063005E-021	<b>T<sup>9</sup></b>
<b>A9</b>	+1.3465198E-018	+1.5805029E-018	+1.7130979E-018	+5.7951340E-018	+7.9367767E-018	+1.0714879E-017	<b>T<sup>8</sup></b>
<b>A8</b>	-9.0974462E-016	-1.0283312E-015	-1.0256309E-015	-5.2867136E-015	-7.2133829E-015	-9.6748623E-015	<b>T<sup>7</sup></b>
<b>A7</b>	+2.4863966E-013	+2.3119938E-013	+1.1358116E-013	+3.1568565E-012	+4.2807733E-012	+5.6827831E-012	<b>T<sup>6</sup></b>
<b>A6</b>	+9.7656434E-011	+1.6146077E-010	+2.8077665E-010	-1.1664730E-009	-1.5635209E-009	-2.0371759E-009	<b>T<sup>5</sup></b>
<b>A5</b>	-1.0088391E-007	-1.3872973E-007	-1.9599928E-007	+2.3733760E-007	+3.0970610E-007	+3.8646316E-007	<b>T<sup>4</sup></b>
<b>A4</b>	+2.9621565E-005	+3.9389946E-005	+5.2979148E-005	-2.0793038E-005	-2.4804284E-005	-2.6270244E-005	<b>T<sup>3</sup></b>
<b>A3</b>	-3.4455687E-003	-4.5281422E-003	-5.9652256E-003	+1.0439072E-004	-2.6675704E-004	-1.1180904E-003	<b>T<sup>2</sup></b>
<b>A2</b>	+2.3371823E+000	+2.5219448E+000	+2.7402689E+000	+2.4924094E+000	+2.8210886E+000	+3.2667811E+000	<b>T</b>
<b>A1</b>	+2.0605500E+003	+2.0031817E+003	+1.9381578E+003	+1.9322413E+003	+1.8081056E+003	+1.6487353E+003	<b>1</b>
<b>Param.</b>	<b>9.000 kPa</b>	<b>10.000 kPa</b>	<b>12.500 kPa</b>	<b>15.000 kPa</b>	<b>17.500 kPa</b>	<b>20.000 kPa</b>	<b>Var</b>
<b>A14</b>	-1.6279980E-035	-2.1388194E-035	-2.2974198E-035	-4.3407160E-035	-8.6750726E-036	-1.3669364E-035	<b>T<sup>13</sup></b>
<b>A13</b>	+2.0891361E-031	+2.7408544E-031	+2.9961971E-031	+5.6469019E-031	+1.2004154E-031	+1.8813562E-031	<b>T<sup>12</sup></b>
<b>A12</b>	-1.1829042E-027	-1.5494438E-027	-1.7284874E-027	-3.2486987E-027	-7.3709033E-028	-1.1490640E-027	<b>T<sup>11</sup></b>
<b>A11</b>	+3.8850244E-024	+5.0792857E-024	+5.8024473E-024	+1.0872125E-023	+2.6430377E-024	+4.0984686E-024	<b>T<sup>10</sup></b>
<b>A10</b>	-8.1805606E-021	-1.0670868E-020	-1.2540342E-020	-2.3414805E-020	-6.1264939E-021	-9.4498317E-021	<b>T<sup>9</sup></b>
<b>A9</b>	+1.1516341E-017	+1.4979006E-017	+1.8221884E-017	+3.3885674E-017	+9.5935063E-018	+1.4718706E-017	<b>T<sup>8</sup></b>
<b>A8</b>	-1.0956694E-014	-1.4197320E-014	-1.8037391E-014	-3.3383072E-014	-1.0292328E-014	-1.5705917E-014	<b>T<sup>7</sup></b>
<b>A7</b>	+6.9519706E-012	+8.9608717E-012	+1.2051152E-011	+2.2176434E-011	+7.5053709E-012	+1.1390935E-011	<b>T<sup>6</sup></b>
<b>A6</b>	-2.8286478E-009	-3.6173715E-009	-5.2641061E-009	-9.6187819E-009	-3.6106066E-009	-5.4501847E-009	<b>T<sup>5</sup></b>
<b>A5</b>	+6.8620874E-007	+8.6614352E-007	+1.4167442E-006	+2.5655588E-006	+1.0830467E-006	+1.6261951E-006	<b>T<sup>4</sup></b>
<b>A4</b>	-8.8959469E-005	-1.0967805E-004	-2.1460602E-004	-3.8407548E-004	-1.8558758E-004	-2.7720866E-004	<b>T<sup>3</sup></b>
<b>A3</b>	+5.0935858E-003	+5.9787067E-003	+1.5720210E-002	+2.7687806E-002	+1.5668462E-002	+2.3278999E-002	<b>T<sup>2</sup></b>
<b>A2</b>	+2.8191652E+000	+3.1737156E+000	+2.8894317E+000	+3.7092827E+000	+2.7066968E+000	+3.0337403E+000	<b>T</b>
<b>A1</b>	+1.7051359E+003	+1.5540912E+003	+1.4731838E+003	+9.8085469E+002	+1.4140162E+003	+1.1276610E+003	<b>1</b>
<b>Param.</b>	<b>25.000 kPa</b>	<b>30.000 kPa</b>	<b>35.000 kPa</b>	<b>40.000 kPa</b>	<b>50.000 kPa</b>	<b>60.000 kPa</b>	<b>Var</b>
<b>A14</b>	-5.3837755E-035	-2.0002204E-034	-7.2513577E-035	+5.7100623E-036	+5.9328453E-035	+6.3877279E-035	<b>T<sup>13</sup></b>
<b>A13</b>	+7.2012799E-031	+2.6432037E-030	+1.0019998E-030	-1.5011566E-032	-7.2823846E-031	-8.0420491E-031	<b>T<sup>12</sup></b>
<b>A12</b>	-4.2709598E-027	-1.5473191E-026	-6.1441625E-027	-2.9684408E-028	+3.9073111E-027	+4.4519223E-027	<b>T<sup>11</sup></b>
<b>A11</b>	+1.4779811E-023	+5.2797690E-023	+2.2001210E-023	+2.4438375E-024	-1.2006530E-023	-1.4232314E-023	<b>T<sup>10</sup></b>
<b>A10</b>	-3.3032263E-020	-1.1621991E-019	-5.0924943E-020	-8.8226763E-021	+2.3233942E-020	+2.9006970E-020	<b>T<sup>9</sup></b>
<b>A9</b>	+4.9822965E-017	+1.7242852E-016	+7.9622119E-017	+1.8691891E-017	-2.9272304E-017	-3.9241295E-017	<b>T<sup>8</sup></b>
<b>A8</b>	-5.1432022E-014	-1.7483103E-013	-8.5288685E-014	-2.5203984E-014	+2.3895360E-014	+3.5553043E-014	<b>T<sup>7</sup></b>
<b>A7</b>	+3.6050910E-011	+1.2016960E-010	+6.2109032E-011	+2.2072193E-011	-1.2066158E-011	-2.1249800E-011	<b>T<sup>6</sup></b>
<b>A6</b>	-1.6656904E-008	-5.4347039E-008	-2.9860712E-008	-1.2365809E-008	+3.3076494E-009	+8.0532863E-009	<b>T<sup>5</sup></b>
<b>A5</b>	+4.7966555E-006	+1.5288521E-005	+8.9670792E-006	+4.2269826E-006	-2.7731628E-007	-1.8042656E-006	<b>T<sup>4</sup></b>
<b>A4</b>	-7.8862915E-004	-2.4500156E-003	-1.5411896E-003	-8.1254155E-004	-6.9380174E-005	+2.1154264E-004	<b>T<sup>3</sup></b>
<b>A3</b>	+6.3797682E-002	+1.9262715E-001	+1.3069245E-001	+7.6106067E-002	+1.5466846E-002	-1.0033888E-002	<b>T<sup>2</sup></b>
<b>A2</b>	+4.4046184E+000	+8.5295859E+000	+6.1508093E+000	+5.4074031E+000	+5.5068083E+000	+5.6599685E+000	<b>T</b>
<b>A1</b>	-5.7744856E+001	-3.4762930E+003	-2.0971917E+003	-1.3005732E+003	-7.1041328E+002	-4.8699850E+002	<b>1</b>

Tabela A6.3 - Parâmetros dos Polinômios de Ajuste de Curvas de Entalpia x Temperatura para Vapor Superaquecido

Param.	10 kPa	50 kPa	100 kPa	200 kPa	300 kPa	400 kPa	Var
A13	+1.1760120E-034	+2.7147785E-034	+2.7514452E-034	+5.1177657E-035	-2.0141590E-034	-3.8710597E-034	T <sup>12</sup>
A12	-1.0687363E-030	-2.9869217E-030	-3.1007863E-030	-4.1576071E-031	+2.5684878E-030	+4.7448586E-030	T <sup>11</sup>
A11	+3.7835457E-027	+1.4328398E-026	+1.5377091E-026	+1.3013209E-027	-1.4059600E-026	-2.5150441E-026	T <sup>10</sup>
A10	-5.8738836E-024	-3.9502041E-023	-4.4373370E-023	-2.0522472E-024	+4.3073201E-023	+7.5217481E-023	T <sup>9</sup>
A9	+6.7185382E-022	+6.9507594E-020	+8.3034597E-020	+2.6408198E-021	-8.0534585E-020	-1.3861764E-019	T <sup>8</sup>
A8	+1.2552808E-017	-8.1906838E-017	-1.0604810E-016	-5.9707560E-018	+9.3451190E-017	+1.6066497E-016	T <sup>7</sup>
A7	-2.2367001E-014	+6.5660825E-014	+9.4144607E-014	+1.2391635E-014	-6.4248569E-014	-1.1302661E-013	T <sup>6</sup>
A6	+1.9875418E-011	-3.5220537E-011	-5.7409011E-011	-1.4972560E-011	+2.1307412E-011	+4.1424449E-011	T <sup>5</sup>
A5	-1.0533982E-008	+1.1703986E-008	+2.2746862E-008	+9.8931397E-009	+7.1620565E-010	-2.3290130E-009	T <sup>4</sup>
A4	+3.5150160E-006	-1.7212092E-006	-4.9276301E-006	-3.1003907E-006	-2.3889176E-006	-3.1102738E-006	T <sup>3</sup>
A3	-4.4788032E-004	+6.3958608E-005	+4.6294952E-004	+3.9520871E-004	+4.4632206E-004	+6.7175535E-004	T <sup>2</sup>
A2	+1.9182024E+000	+1.9543929E+000	+1.9808015E+000	+2.0135522E+000	+2.0604101E+000	+2.1038162E+000	T
A1	+2.4974364E+003	+2.4872430E+003	+2.4769832E+003	+2.4646146E+003	+2.4492121E+003	+2.4327521E+003	1
Param.	500 kPa	600 kPa	800 kPa	1000 kPa	1200 kPa	1400 kPa	Var
A13	-4.1162898E-034	-5.8426892E-034	-1.0380593E-033	-1.5101939E-033	-2.0247511E-033	-2.6152743E-033	T <sup>12</sup>
A12	+5.2157003E-030	+7.3114149E-030	+1.2783543E-029	+1.8483799E-029	+2.4709747E-029	+3.1842905E-029	T <sup>11</sup>
A11	-2.8750937E-026	-3.9893939E-026	-6.8777921E-026	-9.8919462E-026	-1.3190337E-025	-1.6963024E-025	T <sup>10</sup>
A10	+9.0299698E-023	+1.2435012E-022	+2.1192133E-022	+3.0353785E-022	+4.0393168E-022	+5.1857709E-022	T <sup>9</sup>
A9	-1.7769804E-019	-2.4360818E-019	-4.1172846E-019	-5.8825248E-019	-7.8177285E-019	-1.0024471E-018	T <sup>8</sup>
A8	+2.2678362E-016	+3.1067677E-016	+5.2294055E-016	+7.4696983E-016	+9.9228126E-016	+1.2717064E-015	T <sup>7</sup>
A7	-1.8743985E-013	-2.5785799E-013	-4.3479303E-013	-6.2294660E-013	-8.2816154E-013	-1.0618036E-012	T <sup>6</sup>
A6	+9.6674111E-011	+1.3453294E-010	+2.2932559E-010	+3.3129260E-010	+4.4151116E-010	+5.6708902E-010	T <sup>5</sup>
A5	-2.8352106E-008	-4.0428855E-008	-7.0845153E-008	-1.0420552E-007	-1.3957628E-007	-1.8001619E-007	T <sup>4</sup>
A4	+3.9718623E-006	+5.8849113E-006	+1.0873736E-005	+1.6577688E-005	+2.2350833E-005	+2.9031958E-005	T <sup>3</sup>
A3	-1.9482664E-004	-3.1008925E-004	-6.4287104E-004	-1.0708764E-003	-1.4543495E-003	-1.9174147E-003	T <sup>2</sup>
A2	+2.1069774E+000	+2.1438809E+000	+2.2222570E+000	+2.3112429E+000	+2.4051620E+000	+2.5102758E+000	T
A1	+2.4341711E+003	+2.4216944E+003	+2.3961864E+003	+2.3690778E+003	+2.3395024E+003	+2.3076882E+003	1
Param.	1600 kPa	1800 kPa	2000 kPa	2500 kPa	3000 kPa	3500 kPa	Var
A13	-2.0558739E-033	-2.5250320E-033	-3.0582279E-033	-4.5822482E-033	-3.0113402E-033	-4.1454928E-033	T <sup>12</sup>
A12	+2.5398577E-029	+3.1125358E-029	+3.7620649E-029	+5.6192641E-029	+3.7994415E-029	+5.2127483E-029	T <sup>11</sup>
A11	-1.3750629E-025	-1.6816185E-025	-2.0285912E-025	-3.0209462E-025	-2.1068280E-025	-2.8812036E-025	T <sup>10</sup>
A10	+4.2812332E-022	+5.2259444E-022	+6.2930207E-022	+9.3451522E-022	+6.7427059E-022	+9.1932256E-022	T <sup>9</sup>
A9	-8.4527388E-019	-1.0301510E-018	-1.2385819E-018	-1.8346274E-018	-1.3747008E-018	-1.8691489E-018	T <sup>8</sup>
A8	+1.0997563E-015	+1.3385858E-015	+1.6074444E-015	+2.3757626E-015	+1.8579550E-015	+2.5200271E-015	T <sup>7</sup>
A7	-9.4775109E-013	-1.1525174E-012	-1.3828769E-012	-2.0401874E-012	-1.6766853E-012	-2.2693821E-012	T <sup>6</sup>
A6	+5.2811738E-010	+6.4189808E-010	+7.7002129E-010	+1.1345426E-009	+9.8986874E-010	+1.3375520E-009	T <sup>5</sup>
A5	-1.7865988E-007	-2.1713769E-007	-2.6065121E-007	-3.8376213E-007	-3.6158814E-007	-4.8809558E-007	T <sup>4</sup>
A4	+3.2321280E-005	+3.9253398E-005	+4.7182700E-005	+6.9375880E-005	+7.3005718E-005	+9.8500770E-005	T <sup>3</sup>
A3	-2.6431600E-003	-3.2075442E-003	-3.8589280E-003	-5.6611083E-003	-6.9435946E-003	-9.3682446E-003	T <sup>2</sup>
A2	+2.4968984E+000	+2.5953699E+000	+2.6960479E+000	+2.9894702E+000	+2.9829768E+000	+3.2746911E+000	T
A1	+2.3116272E+003	+2.2824642E+003	+2.2527934E+003	+2.1683277E+003	+2.1658187E+003	+2.0857664E+003	1

Tabela A6.3 - Parâmetros dos Polinômios de Ajuste de Curvas de Entalpia x Temperatura para Vapor Superaquecido (continuação)

<b>Param.</b>	<b>4000 kPa</b>	<b>4500 kPa</b>	<b>5000 kPa</b>	<b>6000 kPa</b>	<b>7000 kPa</b>	<b>8000 kPa</b>	<b>Var</b>
<b>A13</b>	-1.8080246E-033	-2.4212809E-033	-3.1791070E-033	+8.7896062E-034	+9.3356275E-034	+7.5729730E-034	<b>T<sup>12</sup></b>
<b>A12</b>	+2.4076395E-029	+3.1968931E-029	+4.1684975E-029	-7.0362467E-030	-6.3535083E-030	-2.3509335E-030	<b>T<sup>11</sup></b>
<b>A11</b>	-1.4091568E-025	-1.8566917E-025	-2.4054281E-025	+1.5266831E-026	+3.3233267E-027	-2.9450985E-026	<b>T<sup>10</sup></b>
<b>A10</b>	+4.7617562E-022	+6.2306265E-022	+8.0241114E-022	+3.1818790E-023	+9.8195138E-023	+2.3959222E-022	<b>T<sup>9</sup></b>
<b>A9</b>	-1.0257343E-018	-1.3338602E-018	-1.7084223E-018	-2.4050560E-019	-4.3809483E-019	-8.0706638E-019	<b>T<sup>8</sup></b>
<b>A8</b>	+1.4663280E-015	+1.8963750E-015	+2.4167034E-015	+5.8031995E-016	+9.3921751E-016	+1.5568050E-015	<b>T<sup>7</sup></b>
<b>A7</b>	-1.4018919E-012	-1.8043069E-012	-2.2887585E-012	-7.7332176E-013	-1.1882430E-012	-1.8632638E-012	<b>T<sup>6</sup></b>
<b>A6</b>	+8.7875959E-010	+1.1262915E-009	+1.4226385E-009	+6.1733039E-010	+9.2173199E-010	+1.3970068E-009	<b>T<sup>5</sup></b>
<b>A5</b>	-3.4186530E-007	-4.3666141E-007	-5.4943494E-007	-2.8986923E-007	-4.2532276E-007	-6.3032033E-007	<b>T<sup>4</sup></b>
<b>A4</b>	+7.3835937E-005	+9.4043008E-005	+1.1790050E-004	+7.2762783E-005	+1.0563251E-004	+1.5423676E-004	<b>T<sup>3</sup></b>
<b>A3</b>	-7.5686804E-003	-9.6136131E-003	-1.2006138E-002	-8.4666745E-003	-1.2209228E-002	-1.7640003E-002	<b>T<sup>2</sup></b>
<b>A2</b>	+3.1403506E+000	+3.3958064E+000	+3.6913067E+000	+3.5173057E+000	+4.0422707E+000	+4.7487340E+000	<b>T</b>
<b>A1</b>	+2.0968277E+003	+2.0232618E+003	+1.9400373E+003	+1.9288617E+003	+1.7691555E+003	+1.5658351E+003	<b>1</b>
<b>Param.</b>	<b>9.000 kPa</b>	<b>10.000 kPa</b>	<b>12.500 kPa</b>	<b>15.000 kPa</b>	<b>17.500 kPa</b>	<b>20.000 kPa</b>	<b>Var</b>
<b>A13</b>	+4.7795811E-033	+5.7440956E-033	+1.2708331E-032	+2.1879249E-032	+1.3557640E-032	+1.9917569E-032	<b>T<sup>12</sup></b>
<b>A12</b>	-5.2421621E-029	-6.2357700E-029	-1.4753038E-028	-2.5277091E-028	-1.6300546E-028	-2.3912847E-028	<b>T<sup>11</sup></b>
<b>A11</b>	+2.4443006E-025	+2.8633057E-025	+7.4296065E-025	+1.2650286E-024	+8.5640356E-025	+1.2541562E-024	<b>T<sup>10</sup></b>
<b>A10</b>	-6.2491470E-022	-7.1379466E-022	-2.1224742E-021	-3.5839415E-021	-2.5780981E-021	-3.7674616E-021	<b>T<sup>9</sup></b>
<b>A9</b>	+9.3104476E-019	+1.0129988E-018	+3.7713288E-018	+6.2947734E-018	+4.8975241E-018	+7.1382223E-018	<b>T<sup>8</sup></b>
<b>A8</b>	-7.5940450E-016	-7.2491468E-016	-4.2895768E-015	-7.0380787E-015	-6.0897217E-015	-8.8472182E-015	<b>T<sup>7</sup></b>
<b>A7</b>	+1.9785356E-013	+2.4046760E-014	+3.0844471E-012	+4.9215027E-012	+4.9701119E-012	+7.1916740E-012	<b>T<sup>6</sup></b>
<b>A6</b>	+1.9561230E-010	+3.9027530E-010	-1.3207537E-009	-1.9974150E-009	-2.5954705E-009	-3.7367021E-009	<b>T<sup>5</sup></b>
<b>A5</b>	-1.9461143E-007	-3.0254574E-007	+2.8964571E-007	+3.7921146E-007	+8.1982730E-007	+1.1726735E-006	<b>T<sup>4</sup></b>
<b>A4</b>	+6.5398184E-005	+9.5294466E-005	-2.0118663E-005	-6.0074399E-006	-1.4359698E-004	-2.0363532E-004	<b>T<sup>3</sup></b>
<b>A3</b>	-8.9438042E-003	-1.2669406E-002	-1.8251808E-003	-6.4259482E-003	+1.2024077E-002	+1.6845146E-002	<b>T<sup>2</sup></b>
<b>A2</b>	+4.1616030E+000	+4.7664159E+000	+4.4659427E+000	+6.1463777E+000	+3.7863279E+000	+4.3596562E+000	<b>T</b>
<b>A1</b>	+1.6334764E+003	+1.4413404E+003	+1.3318682E+003	+7.0530651E+002	+1.2502198E+003	+8.8436344E+002	<b>1</b>
<b>Param.</b>	<b>25.000 kPa</b>	<b>30.000 kPa</b>	<b>35.000 kPa</b>	<b>40.000 kPa</b>	<b>50.000 kPa</b>	<b>60.000 kPa</b>	<b>Var</b>
<b>A13</b>	+5.0785712E-032	+1.2830379E-031	+9.0782660E-032	+5.3460413E-032	+1.0305628E-032	-9.6360838E-033	<b>T<sup>12</sup></b>
<b>A12</b>	-6.0349429E-028	-1.5172006E-027	-1.0950319E-027	-6.6274597E-028	-1.5050280E-028	+9.2927831E-029	<b>T<sup>11</sup></b>
<b>A11</b>	+3.1270672E-024	+7.8157554E-024	+5.7738423E-024	+3.6021990E-024	+9.5073970E-025	-3.5012092E-025	<b>T<sup>10</sup></b>
<b>A10</b>	-9.2587967E-021	-2.2978195E-020	-1.7452855E-020	-1.1264059E-020	-3.4195559E-021	+5.7301783E-022	<b>T<sup>9</sup></b>
<b>A9</b>	+1.7236847E-017	+4.2405264E-017	+3.3316618E-017	+2.2340951E-017	+7.7382217E-018	-1.9736690E-020	<b>T<sup>8</sup></b>
<b>A8</b>	-2.0901032E-014	-5.0851455E-014	-4.1683312E-014	-2.9200475E-014	-1.1467182E-014	-1.5522478E-015	<b>T<sup>7</sup></b>
<b>A7</b>	+1.6518929E-011	+3.9605646E-011	+3.4309213E-011	+2.5288418E-011	+1.1204842E-011	+2.8232251E-012	<b>T<sup>6</sup></b>
<b>A6</b>	-8.2653089E-009	-1.9417613E-008	-1.8144857E-008	-1.4207852E-008	-7.0763841E-009	-2.4840434E-009	<b>T<sup>5</sup></b>
<b>A5</b>	+2.4585062E-006	+5.6021773E-006	+5.8459504E-006	+4.9265740E-006	+2.7495126E-006	+1.1953353E-006	<b>T<sup>4</sup></b>
<b>A4</b>	-3.9442170E-004	-8.5521420E-004	-1.0533040E-003	-9.6942466E-004	-6.0373541E-004	-3.0468664E-004	<b>T<sup>3</sup></b>
<b>A3</b>	+2.8796693E-002	+5.6888234E-002	+9.1592266E-002	+9.3634482E-002	+6.4834366E-002	+3.6549586E-002	<b>T<sup>2</sup></b>
<b>A2</b>	+7.2913068E+000	+1.4110434E+001	+8.3425555E+000	+5.3086004E+000	+4.1645166E+000	+4.3934648E+000	<b>T</b>
<b>A1</b>	-5.8564170E+002	-3.8662247E+003	-2.4207592E+003	-1.4614233E+003	-7.7480861E+002	-5.2014067E+002	<b>1</b>



Tabela A6.4 - Parâmetros dos Polinômios de Ajuste de Curvas de Entropia x Temperatura para Vapor Superaquecido

<b>Param.</b>	<b>10 kPa</b>	<b>50 kPa</b>	<b>100 kPa</b>	<b>200 kPa</b>	<b>300 kPa</b>	<b>400 kPa</b>	<b>Var</b>
A13	+3.5428498E-036	-1.4825773E-036	-1.3662989E-036	-4.5192948E-036	-4.9776893E-036	-5.4905120E-036	T <sup>12</sup>
A12	-4.4453142E-032	+1.6021079E-032	+1.4428488E-032	+5.3514338E-032	+5.8896450E-032	+6.4893602E-032	T <sup>11</sup>
A11	+2.4556220E-028	-7.3239629E-029	-6.3594338E-029	-2.7689505E-028	-3.0436975E-028	-3.3485201E-028	T <sup>10</sup>
A10	-7.8524438E-025	+1.8143727E-025	+1.4745083E-025	+8.2116727E-025	+9.0094126E-025	+9.8904295E-025	T <sup>9</sup>
A9	+1.6077078E-021	-2.5284098E-022	-1.7573026E-022	-1.5374433E-021	-1.6819250E-021	-1.8407428E-021	T <sup>8</sup>
A8	-2.2010606E-018	+1.6371648E-019	+4.6023513E-020	+1.8837143E-018	+2.0515665E-018	+2.2352515E-018	T <sup>7</sup>
A7	+2.0429310E-015	+4.4084750E-017	+1.6656141E-016	-1.5089733E-015	-1.6318660E-015	-1.7658824E-015	T <sup>6</sup>
A6	-1.2746201E-012	-1.7441130E-013	-2.6044248E-013	+7.5915735E-013	+8.1119137E-013	+8.6792129E-013	T <sup>5</sup>
A5	+5.1638654E-010	+1.4517118E-010	+1.8443625E-010	-2.1324356E-010	-2.2235597E-010	-2.3246848E-010	T <sup>4</sup>
A4	-1.2399264E-007	-5.8359156E-008	-6.8978735E-008	+2.1741603E-008	+2.0618078E-008	+1.9533458E-008	T <sup>3</sup>
A3	+1.1333138E-005	+8.6467464E-006	+9.9235513E-006	+4.8643443E-007	+9.2726859E-007	+1.3742394E-006	T <sup>2</sup>
A2	+5.0366690E-003	+4.3214187E-003	+4.3763286E-003	+4.3310163E-003	+4.4227335E-003	+4.5211075E-003	T
A1	+7.9110579E+000	+7.2305711E+000	+6.8875642E+000	+6.6173595E+000	+6.3985080E+000	+6.2325472E+000	1
<b>Param.</b>	<b>500 kPa</b>	<b>600 kPa</b>	<b>800 kPa</b>	<b>1000 kPa</b>	<b>1200 kPa</b>	<b>1400 kPa</b>	<b>Var</b>
A13	-5.4273268E-036	-5.8317892E-036	-6.7894155E-036	-7.7956384E-036	-8.9539117E-036	-1.0186928E-035	T <sup>12</sup>
A12	+6.5898753E-032	+7.0802939E-032	+8.2358199E-032	+9.4495340E-032	+1.0847398E-031	+1.2335284E-031	T <sup>11</sup>
A11	-3.5130205E-028	-3.7735025E-028	-4.3839095E-028	-5.0247583E-028	-5.7632436E-028	-6.5491379E-028	T <sup>10</sup>
A10	+1.0801104E-024	+1.1596408E-024	+1.3448791E-024	+1.5392307E-024	+1.7633179E-024	+2.0017182E-024	T <sup>9</sup>
A9	-2.1145777E-021	-2.2684606E-021	-2.6244837E-021	-2.9976552E-021	-3.4281670E-021	-3.8859483E-021	T <sup>8</sup>
A8	+2.7432181E-018	+2.9391830E-018	+3.3892935E-018	+3.8603236E-018	+4.4040537E-018	+4.9817455E-018	T <sup>7</sup>
A7	-2.3741448E-015	-2.5390190E-015	-2.9148204E-015	-3.3069908E-015	-3.7599966E-015	-4.2406193E-015	T <sup>6</sup>
A6	+1.3402901E-012	+1.4295061E-012	+1.6312436E-012	+1.8406944E-012	+2.0828691E-012	+2.3391651E-012	T <sup>5</sup>
A5	-4.6316791E-010	-4.9211399E-010	-5.5703771E-010	-6.2375483E-010	-7.0104674E-010	-7.8244840E-010	T <sup>4</sup>
A4	+8.4550306E-008	+8.9372361E-008	+1.0010406E-007	+1.1086418E-007	+1.2339858E-007	+1.3645165E-007	T <sup>3</sup>
A3	-6.8380121E-006	-7.1717610E-006	-7.9150271E-006	-8.6172940E-006	-9.4412884E-006	-1.0278133E-005	T <sup>2</sup>
A2	+4.4105446E-003	+4.4843545E-003	+4.6480996E-003	+4.8214696E-003	+5.0114939E-003	+5.2152172E-003	T
A1	+6.2116931E+000	+6.1054064E+000	+5.9247720E+000	+5.7705416E+000	+5.6308527E+000	+5.5002128E+000	1
<b>Param.</b>	<b>1600 kPa</b>	<b>1800 kPa</b>	<b>2000 kPa</b>	<b>2500 kPa</b>	<b>3000 kPa</b>	<b>3500 kPa</b>	<b>Var</b>
A13	-7.5915117E-036	-8.5356103E-036	-9.6380167E-036	-1.2116032E-035	-6.9551655E-036	-9.1396177E-036	T <sup>12</sup>
A12	+9.3100460E-032	+1.0461335E-031	+1.1802381E-031	+1.4841916E-031	+8.7958600E-032	+1.1516949E-031	T <sup>11</sup>
A11	-5.0178637E-028	-5.6335308E-028	-6.3486652E-028	-7.9846668E-028	-4.9040026E-028	-6.3942978E-028	T <sup>10</sup>
A10	+1.5615226E-024	+1.7510606E-024	+1.9705157E-024	+2.4777915E-024	+1.5841164E-024	+2.0554830E-024	T <sup>9</sup>
A9	-3.0980757E-021	-3.4686318E-021	-3.8961072E-021	-4.8956496E-021	-3.2748992E-021	-4.2253804E-021	T <sup>8</sup>
A8	+4.0792753E-018	+4.5575412E-018	+5.1069619E-018	+6.4078642E-018	+4.5124082E-018	+5.7840172E-018	T <sup>7</sup>
A7	-3.5909024E-015	-4.0006579E-015	-4.4691164E-015	-5.5931253E-015	-4.1772064E-015	-5.3141652E-015	T <sup>6</sup>
A6	+2.0692776E-012	+2.2968726E-012	+2.5556292E-012	+3.1846010E-012	+2.5471703E-012	+3.2128886E-012	T <sup>5</sup>
A5	-7.3575867E-010	-8.1274939E-010	-8.9970281E-010	-1.1132130E-009	-9.6764110E-010	-1.2091747E-009	T <sup>4</sup>
A4	+1.4160016E-007	+1.5549860E-007	+1.7105810E-007	+2.0927585E-007	+2.0315768E-007	+2.5162191E-007	T <sup>3</sup>
A3	-1.2507687E-005	-1.3636622E-005	-1.4878239E-005	-1.7900185E-005	-2.0052546E-005	-2.4634156E-005	T <sup>2</sup>
A2	+5.0367816E-003	+5.2186217E-003	+5.4150037E-003	+5.9665323E-003	+5.7210890E-003	+6.2592086E-003	T
A1	+5.5024876E+000	+5.3974729E+000	+5.2943590E+000	+5.0370145E+000	+5.0239880E+000	+4.8138041E+000	1

Tabela A6.4 - Parâmetros dos Polinômios de Ajuste de Curvas de Entropia x Temperatura para Vapor Superaquecido (continuação)

Param.	4000 kPa	4500 kPa	5000 kPa	6000 kPa	7000 kPa	8000 kPa	Var
A13	-2.7395920E-036	-3.9513576E-036	-5.4405568E-036	+4.0700916E-036	+4.0805361E-036	+3.6248201E-036	T <sup>12</sup>
A12	+3.8041847E-032	+5.3568164E-032	+7.2594941E-032	-4.2315940E-032	-4.0065594E-032	-3.1292294E-032	T <sup>11</sup>
A11	-2.3264269E-028	-3.2027682E-028	-4.2734220E-028	+1.8046249E-028	+1.5382505E-028	+8.7184507E-029	T <sup>10</sup>
A10	+8.2337248E-025	+1.1096216E-024	+1.4582007E-024	-3.8872418E-025	-2.5464426E-025	+2.0746749E-026	T <sup>9</sup>
A9	-1.8625716E-021	-2.4600511E-021	-3.1850655E-021	+3.7000804E-022	-1.1250283E-023	-7.1009840E-022	T <sup>8</sup>
A8	+2.8037640E-018	+3.6333486E-018	+4.6361494E-018	+1.3179455E-019	+8.0607211E-019	+1.9531913E-018	T <sup>7</sup>
A7	-2.8300174E-015	-3.6021156E-015	-4.5315067E-015	-7.5472164E-016	-1.5205793E-015	-2.7564873E-015	T <sup>6</sup>
A6	+1.8771242E-012	+2.3493594E-012	+2.9151826E-012	+8.6639351E-013	+1.4211006E-012	+2.2818389E-012	T <sup>5</sup>
A5	-7.7342289E-010	-9.5317958E-010	-1.1674878E-009	-4.8850509E-010	-7.3291194E-010	-1.1010832E-009	T <sup>4</sup>
A4	+1.7551709E-007	+2.1359386E-007	+2.5875728E-007	+1.3596557E-007	+1.9481354E-007	+2.8159534E-007	T <sup>3</sup>
A3	-1.8721444E-005	-2.2550411E-005	-2.7067692E-005	-1.6843181E-005	-2.3494524E-005	-3.3154446E-005	T <sup>2</sup>
A2	+5.7194247E-003	+6.1795861E-003	+6.7110764E-003	+6.0307144E-003	+6.9259374E-003	+8.1369206E-003	T
A1	+4.8450524E+000	+4.6669017E+000	+4.4782223E+000	+4.4651446E+000	+4.1363400E+000	+3.7433111E+000	1
Param.	9.000 kPa	10.000 kPa	12.500 kPa	15.000 kPa	17.500 kPa	20.000 kPa	Var
A13	+1.1239519E-035	+1.2689436E-035	+2.4462440E-035	+3.9064975E-035	+2.3467468E-035	+5.3064673E-036	T <sup>12</sup>
A12	-1.2693938E-031	-1.4144819E-031	-2.8640190E-031	-4.5388605E-031	-2.8434377E-031	-1.3919460E-032	T <sup>11</sup>
A11	+6.1546734E-028	+6.7355608E-028	+1.4566392E-027	+2.2869225E-027	+1.5063468E-027	-2.5535987E-028	T <sup>10</sup>
A10	-1.6643628E-024	-1.7736377E-024	-4.2106511E-024	-6.5328264E-024	-4.5753291E-024	+2.0437868E-024	T <sup>9</sup>
A9	+2.7165027E-021	+2.7710992E-021	+7.5916843E-021	+1.1596091E-020	+8.7759063E-021	-7.1203530E-021	T <sup>8</sup>
A8	-2.6694719E-018	-2.4971739E-018	-8.8015341E-018	-1.3154354E-017	-1.1028092E-017	+1.4494331E-017	T <sup>7</sup>
A7	+1.4118944E-015	+1.0147831E-015	+6.5043086E-015	+9.4033767E-015	+9.1071300E-015	-1.8693880E-014	T <sup>6</sup>
A6	-1.8251339E-013	+2.0771354E-013	-2.9137049E-012	-3.9729504E-012	-4.8199463E-012	+1.5568190E-011	T <sup>5</sup>
A5	-1.9406935E-010	-3.9890710E-010	+7.0325598E-010	+8.3820638E-010	+1.5459442E-009	-8.2153439E-009	T <sup>4</sup>
A4	+9.4062186E-008	+1.4913875E-007	-7.0408800E-008	-4.6141704E-008	-2.7572192E-007	+2.5912654E-006	T <sup>3</sup>
A3	-1.4566288E-005	-2.1290918E-005	-1.7625790E-005	-7.7097771E-006	+2.3620490E-005	-4.3862511E-004	T <sup>2</sup>
A2	+6.7386212E-003	+7.7702912E-003	+6.8627519E-003	+9.4999228E-003	+5.2332830E-003	+4.0639936E-002	T
A1	+3.9081374E+000	+3.5485552E+000	+3.3985598E+000	+2.3608916E+000	+3.3479397E+000	+1.4733715E+000	1
Param.	25.000 kPa	30.000 kPa	35.000 kPa	40.000 kPa	50.000 kPa	60.000 kPa	Var
A13	+7.9213849E-035	+2.0521426E-034	+1.4231164E-034	+8.8860892E-035	+2.8831472E-035	+1.5371878E-036	T <sup>12</sup>
A12	-9.4353385E-031	-2.4236935E-030	-1.7142770E-030	-1.0950315E-030	-3.8275502E-031	-5.0133310E-032	T <sup>11</sup>
A11	+4.9018930E-027	+1.2466131E-026	+9.0242365E-027	+5.9124672E-027	+2.2272483E-027	+4.5309639E-028	T <sup>10</sup>
A10	-1.4556814E-023	-3.6576711E-023	-2.7223079E-023	-1.8351891E-023	-7.4548642E-024	-2.0210727E-024	T <sup>9</sup>
A9	+2.7191746E-020	+6.7320454E-020	+5.1836058E-020	+3.6095986E-020	+1.5824598E-020	+5.2910100E-021	T <sup>8</sup>
A8	-3.3102552E-017	-8.0431253E-017	-6.4642725E-017	-4.6730185E-017	-2.2134290E-017	-8.7077078E-018	T <sup>7</sup>
A7	+2.6287342E-014	+6.2307991E-014	+5.2978314E-014	+4.0022229E-014	+2.0511138E-014	+9.1952315E-015	T <sup>6</sup>
A6	-1.3232322E-011	-3.0293062E-011	-2.7853090E-011	-2.2190515E-011	-1.2327081E-011	-6.1486484E-012	T <sup>5</sup>
A5	+3.9674409E-009	+8.6160679E-009	+8.8985838E-009	+7.5724770E-009	+4.5690382E-009	+2.4866323E-009	T <sup>4</sup>
A4	-6.4385147E-007	-1.2820244E-006	-1.5849796E-006	-1.4628009E-006	-9.6028556E-007	-5.6148404E-007	T <sup>3</sup>
A3	+4.7906102E-005	+8.0833281E-005	+1.3573081E-004	+1.3843494E-004	+9.9108546E-005	+6.1589529E-005	T <sup>2</sup>
A2	+1.0381497E-002	+2.2316796E-002	+1.2501003E-002	+8.0526347E-003	+6.2681861E-003	+6.4421335E-003	T
A1	+5.5606071E-001	-4.9005446E+000	-2.3450296E+000	-9.4436871E-001	+4.3350225E-002	+3.9997449E-001	1

Tabela A6.5 - Parâmetros dos Polinômios de Ajuste de Curvas de Entalpia x Entropia para Vapor Superaquecido

Param.	10 kPa	50 kPa	100 kPa	200 kPa	300 kPa	400 kPa	Var
A13	+2.0611886E-002	+2.9429053E-002	+2.3145032E-002	+3.6432359E-003	+4.7914801E-005	-5.6089679E-003	T <sup>12</sup>
A12	-2.6307199E+000	-3.4985785E+000	-2.6771071E+000	-4.6521449E-001	-7.0686819E-002	+5.1893970E-001	T <sup>11</sup>
A11	+1.5328551E+002	+1.8987764E+002	+1.4125375E+002	+2.6401694E+001	+6.4830690E+000	-2.1689881E+001	T <sup>10</sup>
A10	-5.3920847E+003	-6.2212314E+003	-4.4961019E+003	-8.8700121E+002	-2.7577159E+002	+5.4010959E+002	T <sup>9</sup>
A9	+1.2754186E+005	+1.3705831E+005	+9.6161229E+004	+1.9741510E+004	+7.0568814E+003	-8.8902836E+003	T <sup>8</sup>
A8	-2.1372009E+006	-2.1390094E+006	-1.4559983E+006	-3.0764909E+005	-1.2027755E+005	+1.0131727E+005	T <sup>7</sup>
A7	+2.6016289E+007	+2.4249641E+007	+1.6004474E+007	+3.4503534E+006	+1.4320307E+006	-8.1216456E+005	T <sup>6</sup>
A6	-2.3182107E+008	-2.0122420E+008	-1.2869230E+008	-2.8109180E+007	-1.2147571E+007	+4.5393992E+006	T <sup>5</sup>
A5	+1.5007493E+009	+1.2130386E+009	+7.5135327E+008	+1.6531666E+008	+7.3402098E+007	-1.6992015E+007	T <sup>4</sup>
A4	-6.8839983E+009	-5.1810245E+009	-3.1063795E+009	-6.8523681E+008	-3.0959726E+008	+3.8234735E+007	T <sup>3</sup>
A3	+2.1239060E+010	+1.4882829E+010	+8.6332797E+009	+1.9017601E+009	+8.6806200E+008	-3.4225429E+007	T <sup>2</sup>
A2	-3.9575068E+010	-2.5817356E+010	-1.4482536E+010	-3.1752200E+009	-1.4561534E+009	-3.9721818E+007	T
A1	+3.3680796E+010	+2.0453830E+010	+1.1090446E+010	+2.4132753E+009	+1.1071137E+009	+8.9673404E+007	1
Param.	500 kPa	600 kPa	800 kPa	1000 kPa	1200 kPa	1400 kPa	Var
A13	-7.4172851E-003	-7.5956050E-003	-8.4845587E-003	-7.5577715E-003	-7.3300149E-003	-5.6075518E-003	T <sup>12</sup>
A12	+7.3992615E-001	+7.5195783E-001	+8.2594188E-001	+7.2187805E-001	+6.8930045E-001	+5.1511058E-001	T <sup>11</sup>
A11	-3.3836282E+001	-3.4125802E+001	-3.6835736E+001	-3.1588664E+001	-2.9687511E+001	-2.1673935E+001	T <sup>10</sup>
A10	+9.3813216E+002	+9.3897369E+002	+9.9542076E+002	+8.3762556E+002	+7.7459884E+002	+5.5267973E+002	T <sup>9</sup>
A9	-1.7566488E+004	-1.7447872E+004	-1.8155160E+004	-1.4993124E+004	-1.3640032E+004	-9.5174136E+003	T <sup>8</sup>
A8	+2.3404634E+005	+2.3066961E+005	+2.3544945E+005	+1.9086889E+005	+1.7080216E+005	+1.1664995E+005	T <sup>7</sup>
A7	-2.2750060E+006	-2.2245846E+006	-2.2262042E+006	-1.7720128E+006	-1.5596421E+006	-1.0437002E+006	T <sup>6</sup>
A6	+1.6253285E+007	+1.5765841E+007	+1.5460376E+007	+1.2087027E+007	+1.0463244E+007	+6.8693723E+006	T <sup>5</sup>
A5	-8.4682165E+007	-8.1469680E+007	-7.8250401E+007	-6.0106591E+007	-5.1176055E+007	-3.3006344E+007	T <sup>4</sup>
A4	+3.1369282E+008	+2.9925710E+008	+2.8141584E+008	+2.1244925E+008	+1.7791885E+008	+1.1288114E+008	T <sup>3</sup>
A3	-7.8392974E+008	-7.4140033E+008	-6.8237328E+008	-5.0643480E+008	-4.1720176E+008	-2.6072479E+008	T <sup>2</sup>
A2	+1.1861388E+009	+1.1118396E+009	+1.0012750E+009	+7.3072827E+008	+5.9220505E+008	+3.6497790E+008	T
A1	-8.2138922E+008	-7.6292195E+008	-6.7209934E+008	-4.8241521E+008	-3.8465149E+008	-2.3403187E+008	1
Param.	1600 kPa	1800 kPa	2000 kPa	2500 kPa	3000 kPa	3500 kPa	Var
A13	-7.7364917E-004	+5.0767053E-004	+5.1599899E-004	+3.0552639E-003	+1.0482453E-002	+6.2173567E-003	T <sup>12</sup>
A12	+5.1981230E-002	-7.2088207E-002	-7.4434028E-002	-3.1517297E-001	-9.9363442E-001	-5.9647556E-001	T <sup>11</sup>
A11	-1.4577628E+000	+4.0139552E+000	+4.1738690E+000	+1.4550147E+001	+4.2773128E+001	+2.5886064E+001	T <sup>10</sup>
A10	+2.1028206E+001	-1.2438930E+002	-1.2992584E+002	-3.9890900E+002	-1.1058407E+003	-6.7246440E+002	T <sup>9</sup>
A9	-1.3573748E+002	+2.4594705E+003	+2.5788638E+003	+7.2516275E+003	+1.9126404E+004	+1.1652958E+004	T <sup>8</sup>
A8	-3.8081996E+002	-3.3164356E+004	-3.4918803E+004	-9.2251937E+004	-2.3317213E+005	-1.4197142E+005	T <sup>7</sup>
A7	+1.4539373E+004	+3.1526946E+005	+3.3362630E+005	+8.4329742E+005	+2.0547509E+006	+1.2474429E+006	T <sup>6</sup>
A6	-1.1974213E+005	-2.1391252E+006	-2.2783613E+006	-5.5872493E+006	-1.3188869E+007	-7.9674522E+006	T <sup>5</sup>
A5	+4.5526758E+005	+1.0310887E+007	+1.1075097E+007	+2.6651674E+007	+6.1205535E+007	+3.6723684E+007	T <sup>4</sup>
A4	-3.8043687E+005	-3.4487053E+007	-3.7455384E+007	-8.9327309E+007	-2.0029532E+008	-1.1915983E+008	T <sup>3</sup>
A3	-3.4414140E+006	+7.6023078E+007	+8.3775119E+007	+1.9980781E+008	+4.3880319E+008	+2.5843350E+008	T <sup>2</sup>
A2	+1.2797773E+007	-9.9143016E+007	-1.1136177E+008	-2.6795224E+008	-5.7790959E+008	-3.3645246E+008	T
A1	-1.4332812E+007	+5.7778200E+007	+6.6560884E+007	+1.6300440E+008	+3.4607673E+008	+1.9889727E+008	1

Tabela A6.5 - Parâmetros dos Polinômios de Ajuste de Curvas de Entalpia x Entropia para Vapor Superaquecido (continuação)

Param.	4000 kPa	4500 kPa	5000 kPa	6000 kPa	7000 kPa	8000 kPa	Var
A13	+1.1678113E-002	+5.5906209E-003	+4.7539151E-004	+7.2437536E-004	-5.9739209E-003	-7.2426644E-003	T <sup>12</sup>
A12	-1.0887128E+000	-5.3674558E-001	-8.2203084E-002	-1.1315012E-001	+4.6300782E-001	+5.6629581E-001	T <sup>11</sup>
A11	+4.6092282E+001	+2.3251343E+001	+4.8207999E+000	+6.3842677E+000	-1.6232284E+001	-2.0083351E+001	T <sup>10</sup>
A10	-1.1719365E+003	-6.0168214E+002	-1.5087660E+002	-1.9552283E+002	+3.4010641E+002	+4.2708179E+002	T <sup>9</sup>
A9	+1.9933052E+004	+1.0368650E+004	+2.9621911E+003	+3.7832138E+003	-4.7388442E+003	-6.0640814E+003	T <sup>8</sup>
A8	-2.3895269E+005	-1.2544911E+005	-3.9363772E+004	-4.9732492E+004	+4.6206396E+004	+6.0555480E+004	T <sup>7</sup>
A7	+2.0703625E+006	+1.0933275E+006	+3.6767629E+005	+4.6056233E+005	-3.2285398E+005	-4.3601640E+005	T <sup>6</sup>
A6	-1.3064572E+007	-6.9193026E+006	-2.4505937E+006	-3.0481156E+006	+1.6260382E+006	+2.2805962E+006	T <sup>5</sup>
A5	+5.9596192E+007	+3.1572186E+007	+1.1623609E+007	+1.4371816E+007	-5.8458318E+006	-8.5997716E+006	T <sup>4</sup>
A4	-1.9167694E+008	-1.0133190E+008	-3.8390829E+007	-4.7224507E+007	+1.4587456E+007	+2.2799602E+007	T <sup>3</sup>
A3	+4.1263158E+008	+2.1721835E+008	+8.4010816E+007	+1.0287902E+008	-2.3882125E+007	-4.0341850E+007	T <sup>2</sup>
A2	-5.3390000E+008	-2.7931899E+008	-1.0956056E+008	-1.3363679E+008	+2.2887703E+007	+4.2779105E+007	T
A1	+3.1404006E+008	+1.6298653E+008	+6.4485428E+007	+7.8379134E+007	-9.6111038E+006	-2.0562511E+007	1
Param.	9.000 kPa	10.000 kPa	12.500 kPa	15.000 kPa	17.500 kPa	20.000 kPa	Var
A13	-8.6890472E-003	-7.0424214E-003	-7.1698062E-003	-1.1704233E-003	-8.7312194E-003	+2.7383738E-003	T <sup>12</sup>
A12	+6.8015257E-001	+5.4270698E-001	+5.4417776E-001	+8.2817784E-002	+6.5307744E-001	-1.8356743E-001	T <sup>11</sup>
A11	-2.4160360E+001	-1.8964605E+001	-1.8722686E+001	-2.6402494E+000	-2.2149494E+001	+5.5203966E+000	T <sup>10</sup>
A10	+5.1487722E+002	+3.9726460E+002	+3.8600893E+002	+5.0106968E+001	+4.5027912E+002	-9.8281898E+001	T <sup>9</sup>
A9	-7.3300756E+003	-5.5546608E+003	-5.3100172E+003	-6.2995815E+002	-6.1092178E+003	+1.1510486E+003	T <sup>8</sup>
A8	+7.3430266E+004	+5.4603133E+004	+5.1331827E+004	+5.5226583E+003	+5.8263309E+004	-9.3181840E+003	T <sup>7</sup>
A7	-5.3067611E+005	-3.8687486E+005	-3.5748795E+005	-3.4587903E+004	-4.0040229E+005	+5.3309356E+004	T <sup>6</sup>
A6	+2.7874275E+006	+1.9903751E+006	+1.8068375E+006	+1.5579839E+005	+1.9974729E+006	-2.1646618E+005	T <sup>5</sup>
A5	-1.0560575E+007	-7.3788836E+006	-6.5768865E+006	-5.0056950E+005	-7.1779149E+006	+6.1707160E+005	T <sup>4</sup>
A4	+2.8143689E+007	+1.9223388E+007	+1.6812761E+007	+1.1180827E+006	+1.8117999E+007	-1.2003802E+006	T <sup>3</sup>
A3	-5.0079284E+007	-3.3405903E+007	-2.8650274E+007	-1.6472633E+006	-3.0489928E+007	+1.5084840E+006	T <sup>2</sup>
A2	+5.3427190E+007	+3.4770964E+007	+2.9222868E+007	+1.4375566E+006	+3.0715340E+007	-1.0975492E+006	T
A1	-2.5846415E+007	-1.6395304E+007	-1.3493354E+007	-5.6201083E+005	-1.4008619E+007	+3.5025349E+005	1
Param.	25.000 kPa	30.000 kPa	35.000 kPa	40.000 kPa	50.000 kPa	60.000 kPa	Var
A13	+1.1955558E-005	+7.9132391E-007	+5.0662433E-006	+6.6446994E-006	-4.9247275E-005	-1.3285412E-004	T <sup>12</sup>
A12	-5.7093515E-004	-1.7399671E-005	-1.7784081E-004	-2.3036843E-004	+2.7584901E-003	+7.3399944E-003	T <sup>11</sup>
A11	+1.1803381E-002	+5.9934701E-005	+2.3982333E-003	+2.9747495E-003	-6.6755922E-002	-1.7736047E-001	T <sup>10</sup>
A10	-1.3720514E-001	+9.8416240E-004	-1.4578279E-002	-1.5008807E-002	+9.1677824E-001	+2.4654202E+000	T <sup>9</sup>
A9	+9.6254987E-001	-6.1091028E-003	+2.5805171E-002	-1.8382716E-002	-7.8894443E+000	-2.1823348E+001	T <sup>8</sup>
A8	-3.9357581E+000	-1.7523428E-002	+1.2942981E-001	+5.5044778E-001	+4.4316740E+001	+1.2866985E+002	T <sup>7</sup>
A7	+6.9326559E+000	+1.6242588E-001	-5.7710680E-001	-2.3704879E+000	-1.6411983E+002	-5.1385656E+002	T <sup>6</sup>
A6	+1.2588024E+001	+9.1301597E-002	-3.8977415E-002	+3.6365854E+000	+3.9561429E+002	+1.3873927E+003	T <sup>5</sup>
A5	-9.7876129E+001	-1.7112931E+000	+2.7899042E+000	+7.3801187E-001	-5.9858918E+002	-2.4866008E+003	T <sup>4</sup>
A4	+2.2851545E+002	+1.5777136E-001	-1.4521361E+000	-5.9488746E+000	+5.3050913E+002	+2.8499501E+003	T <sup>3</sup>
A3	-2.6461952E+002	+6.1792355E+000	-4.5651277E+000	+1.4816178E+000	-2.4248444E+002	-1.9558964E+003	T <sup>2</sup>
A2	+8.3982369E+002	+6.4208796E+002	+6.7478993E+002	+6.7350140E+002	+7.1386340E+002	+1.3818208E+003	T
A1	-1.0010979E+003	-7.1971515E+002	-8.4266332E+002	-8.2880378E+002	-8.0631039E+002	-8.9130683E+002	1

Tabela A6.6 - Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Pressão x Temperatura para Vapor Saturado

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Variável</b>
<b>A14</b>	-1,4894418E-27	<b>T<sup>13</sup></b>
<b>A13</b>	3,4439878E-24	<b>T<sup>12</sup></b>
<b>A12</b>	-3,5130460E-21	<b>T<sup>11</sup></b>
<b>A11</b>	2,0835962E-18	<b>T<sup>10</sup></b>
<b>A10</b>	-7,9691037E-16	<b>T<sup>9</sup></b>
<b>A9</b>	2,0597678E-13	<b>T<sup>8</sup></b>
<b>A8</b>	-3,6639043E-11	<b>T<sup>7</sup></b>
<b>A7</b>	4,4720525E-09	<b>T<sup>6</sup></b>
<b>A6</b>	-3,6405466E-07	<b>T<sup>5</sup></b>
<b>A5</b>	1,9675766E-05	<b>T<sup>4</sup></b>
<b>A4</b>	-5,8828897E-04	<b>T<sup>3</sup></b>
<b>A3</b>	1,1666361E-02	<b>T<sup>2</sup></b>
<b>A2</b>	-2,2669280E-02	<b>T</b>
<b>A1</b>	6,6677290E-01	<b>1</b>

Tabela A6.7 - Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Volume Específico de Líquido x Temperatura para Vapor Saturado

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Variável</b>
<b>A13</b>	3,2988851E-29	<b>T<sup>12</sup></b>
<b>A12</b>	-7,0227366E-26	<b>T<sup>11</sup></b>
<b>A11</b>	6,5368162E-23	<b>T<sup>10</sup></b>
<b>A10</b>	-3,4939592E-20	<b>T<sup>9</sup></b>
<b>A9</b>	1,1842353E-17	<b>T<sup>8</sup></b>
<b>A8</b>	-2,6521979E-15	<b>T<sup>7</sup></b>
<b>A7</b>	3,9668102E-13	<b>T<sup>6</sup></b>
<b>A6</b>	-3,9142075E-11	<b>T<sup>5</sup></b>
<b>A5</b>	2,4580338E-09	<b>T<sup>4</sup></b>
<b>A4</b>	-9,1684459E-08	<b>T<sup>3</sup></b>
<b>A3</b>	1,7899846E-06	<b>T<sup>2</sup></b>
<b>A2</b>	-1,3740993E-05	<b>T</b>
<b>A1</b>	1,0149348E-03	<b>1</b>

Tabela A6.8 - Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Volume Específico de Vapor x Temperatura para Vapor Saturado

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Variável</b>
<b>A14</b>	-1,9286227E-27	<b>T<sup>13</sup></b>
<b>A13</b>	5,0252702E-24	<b>T<sup>12</sup></b>
<b>A12</b>	-5,8636659E-21	<b>T<sup>11</sup></b>
<b>A11</b>	4,0466533E-18	<b>T<sup>10</sup></b>
<b>A10</b>	-1,8380684E-15	<b>T<sup>9</sup></b>
<b>A9</b>	5,7883387E-13	<b>T<sup>8</sup></b>
<b>A8</b>	-1,2976441E-10	<b>T<sup>7</sup></b>
<b>A7</b>	2,0954974E-08	<b>T<sup>6</sup></b>
<b>A6</b>	-2,4430523E-06	<b>T<sup>5</sup></b>
<b>A5</b>	2,0473951E-04	<b>T<sup>4</sup></b>
<b>A4</b>	-1,2214561E-02	<b>T<sup>3</sup></b>
<b>A3</b>	5,0896154E-01	<b>T<sup>2</sup></b>
<b>A2</b>	-1,4025719E+01	<b>T</b>
<b>A1</b>	2,0616683E+02	<b>1</b>

Tabela A6.9 - Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Entalpia de Líquido x Temperatura para Vapor Saturado

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Variável</b>
<b>A14</b>	5,9071851E-26	<b>T<sup>13</sup></b>
<b>A13</b>	-1,3677085E-22	<b>T<sup>12</sup></b>
<b>A12</b>	1,3999272E-19	<b>T<sup>11</sup></b>
<b>A11</b>	-8,3397883E-17	<b>T<sup>10</sup></b>
<b>A10</b>	3,2037177E-14	<b>T<sup>9</sup></b>
<b>A9</b>	-8,3074817E-12	<b>T<sup>8</sup></b>
<b>A8</b>	1,4793628E-09	<b>T<sup>7</sup></b>
<b>A7</b>	-1,8049493E-07	<b>T<sup>6</sup></b>
<b>A6</b>	1,4787285E-05	<b>T<sup>5</sup></b>
<b>A5</b>	-7,8045729E-04	<b>T<sup>4</sup></b>
<b>A4</b>	2,4661509E-02	<b>T<sup>3</sup></b>
<b>A3</b>	-4,0854808E-01	<b>T<sup>2</sup></b>
<b>A2</b>	6,8598015E+00	<b>T</b>
<b>A1</b>	-2,2044481E+00	<b>1</b>

Tabela A6.10 - Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Entalpia de Líquido/ Vapor x Temperatura para Vapor Saturado

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Variável</b>
<b>A14</b>	-1,2096500E-25	<b>T<sup>13</sup></b>
<b>A13</b>	2,7997270E-22	<b>T<sup>12</sup></b>
<b>A12</b>	-2,8647342E-19	<b>T<sup>11</sup></b>
<b>A11</b>	1,7060996E-16	<b>T<sup>10</sup></b>
<b>A10</b>	-6,5522187E-14	<b>T<sup>9</sup></b>
<b>A9</b>	1,6986478E-11	<b>T<sup>8</sup></b>
<b>A8</b>	-3,0242942E-09	<b>T<sup>7</sup></b>
<b>A7</b>	3,6893122E-07	<b>T<sup>6</sup></b>
<b>A6</b>	-3,0221419E-05	<b>T<sup>5</sup></b>
<b>A5</b>	1,5948843E-03	<b>T<sup>4</sup></b>
<b>A4</b>	-5,0391939E-02	<b>T<sup>3</sup></b>
<b>A3</b>	8,3360714E-01	<b>T<sup>2</sup></b>
<b>A2</b>	-7,7742034E+00	<b>T</b>
<b>A1</b>	2,5057653E+03	<b>1</b>

Tabela A6.11 - Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Entropia de Líquido x Temperatura para Vapor Saturado

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Variável</b>
<b>A14</b>	9,1090392E-29	<b>T<sup>13</sup></b>
<b>A13</b>	-2,1089439E-25	<b>T<sup>12</sup></b>
<b>A12</b>	2,1584814E-22	<b>T<sup>11</sup></b>
<b>A11</b>	-1,2857582E-19	<b>T<sup>10</sup></b>
<b>A10</b>	4,9386453E-17	<b>T<sup>9</sup></b>
<b>A9</b>	-1,2804356E-14	<b>T<sup>8</sup></b>
<b>A8</b>	2,2797165E-12	<b>T<sup>7</sup></b>
<b>A7</b>	-2,7808094E-10	<b>T<sup>6</sup></b>
<b>A6</b>	2,2776405E-08	<b>T<sup>5</sup></b>
<b>A5</b>	-1,2019829E-06	<b>T<sup>4</sup></b>
<b>A4</b>	3,8049930E-05	<b>T<sup>3</sup></b>
<b>A3</b>	-6,5862675E-04	<b>T<sup>2</sup></b>
<b>A2</b>	1,9495659E-02	<b>T</b>
<b>A1</b>	-3,5122313E-03	<b>1</b>

Tabela A6.12 - Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Entropia de Líquido/Vapor x Temperatura para Vapor Saturado

Parâmetro	Valor	Variável
<b>A14</b>	-1,8621020E-28	<b>T<sup>13</sup></b>
<b>A13</b>	4,3096286E-25	<b>T<sup>12</sup></b>
<b>A12</b>	-4,4094468E-22	<b>T<sup>11</sup></b>
<b>A11</b>	2,6258765E-19	<b>T<sup>10</sup></b>
<b>A10</b>	-1,0083748E-16	<b>T<sup>9</sup></b>
<b>A9</b>	2,6139237E-14	<b>T<sup>8</sup></b>
<b>A8</b>	-4,6532938E-12	<b>T<sup>7</sup></b>
<b>A7</b>	5,6757249E-10	<b>T<sup>6</sup></b>
<b>A6</b>	-4,6488659E-08	<b>T<sup>5</sup></b>
<b>A5</b>	2,4544090E-06	<b>T<sup>4</sup></b>
<b>A4</b>	-7,8041330E-05	<b>T<sup>3</sup></b>
<b>A3</b>	1,4358946E-03	<b>T<sup>2</sup></b>
<b>A2</b>	-5,0497169E-02	<b>T</b>
<b>A1</b>	9,1634426E+00	<b>1</b>

Tabela A6.13 - Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Volume Específico x Temperatura para Água Líquida Comprimida

param/temp	T <sup>6</sup>	T <sup>5</sup>	T <sup>4</sup>	T <sup>3</sup>	T <sup>2</sup>	T	Var
<b>Ai6</b>	-1,4472655E-037	+9,0224203E-035	-3,3533154E-032	+6,4819698E-030	-4,3784888E-028	+4,7962231E-027	<b>P<sup>5</sup></b>
<b>Ai5</b>	-3,3050445E-033	+8,3474551E-030	-2,0964666E-027	+9,6833780E-027	+1,7307010E-023	-3,3209678E-022	<b>P<sup>4</sup></b>
<b>Ai4</b>	+1,3392402E-027	-1,4698271E-024	+4,4432825E-022	-4,5892281E-020	+1,2847620E-018	+3,2497389E-019	<b>P<sup>3</sup></b>
<b>Ai3</b>	-5,4044023E-023	+5,4525243E-020	-1,6903013E-017	+1,9529157E-015	-7,2303372E-014	+3,1994534E-013	<b>P<sup>2</sup></b>
<b>Ai2</b>	+7,3454942E-019	-7,2533855E-016	+2,2811025E-013	-2,7505099E-011	+1,1020343E-009	-6,5288859E-009	<b>P</b>
<b>Ai1</b>	-3,1370927E-015	+3,3658141E-012	-1,1326912E-009	+1,5004495E-007	-6,3120149E-006	+1,0406509E-003	<b>1</b>

Obs.: i=1 a 6 (temperaturas)

Tabela A6.14 - Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Entalpia x Temperatura para Água Líquida Comprimida

param/temp	T <sup>5</sup>	T <sup>4</sup>	T <sup>3</sup>	T <sup>2</sup>	T	Var
<b>Ai4</b>	-5,6556619E-021	+4,1040609E-018	-9,1118611E-016	+6,4329570E-014	-7,6439752E-013	<b>P<sup>3</sup></b>
<b>Ai3</b>	+4,2284797E-016	-3,1040991E-013	+6,9685479E-011	-4,9626834E-009	+5,9118477E-008	<b>P<sup>2</sup></b>
<b>Ai2</b>	-7,4135536E-012	+5,3819113E-009	-1,2150145E-006	+8,5011789E-005	-6,5553902E-005	<b>P</b>
<b>Ai1</b>	+4,3220709E-008	-1,6933973E-005	+2,6898680E-003	+4,0439156E+000	+1,1773326E+000	<b>1</b>

Tabela A2,15 - Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Entropia x Temperatura para Água Líquida Comprimida

param/temp	T <sup>5</sup>	T <sup>4</sup>	T <sup>3</sup>	T <sup>2</sup>	T	Var
<b>Ai4</b>	-2,7773207E-24	2,2047065E-21	-5,2493713E-19	3,9071279E-17	-4,8602820E-16	<b>P<sup>3</sup></b>
<b>Ai3</b>	2,3616219E-19	-1,9330906E-16	4,7367575E-14	-3,5990842E-12	4,5166354E-11	<b>P<sup>2</sup></b>
<b>Ai2</b>	-5,2474241E-15	4,1958650E-12	-1,0434646E-09	7,4292540E-08	-1,1086404E-06	<b>P</b>
<b>Ai1</b>	2,7472225E-11	1,6066496E-08	-2,0489831E-05	1,4888683E-02	4,6792390E-03	<b>1</b>



Tabela A6.16 - Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Viscosidade x Temperatura para Água Líquida Saturada

Parâmetro	Valor	Variável
A11	+2,1308380E-026	T <sup>10</sup>
A10	-4,4274658E-023	T <sup>9</sup>
A9	+3,9813360E-020	T <sup>8</sup>
A8	-2,0336809E-017	T <sup>7</sup>
A7	+6,5185638E-015	T <sup>6</sup>
A6	-1,3702371E-012	T <sup>5</sup>
A5	+1,9268565E-010	T <sup>4</sup>
A4	-1,8335892E-008	T <sup>3</sup>
A3	+1,2010851E-006	T <sup>2</sup>
A2	-5,5534340E-005	T
A1	+1,7495740E-003	1

Tabela A6.17 - Parâmetros do Polinômio de Ajuste de Viscosidade x Temperatura para Vapor Saturado

Parâmetro	Valor	Variável
A2	3,6077797E-008	T
A1	8,8613962E-006	1

Os gráficos a seguir mostram a aderência dos valores ajustados, representados em traço contínuo, aos dados reais tabelados, representados em tracejado e asterisco. Para o vapor superaquecido foram escolhidas 3 pressões para o traçado das curvas: 1 Mpa, 10 Mpa e 20 Mpa.

Para água líquida comprimida foi feito o traçado das curvas para a pressão de 10 MPa.

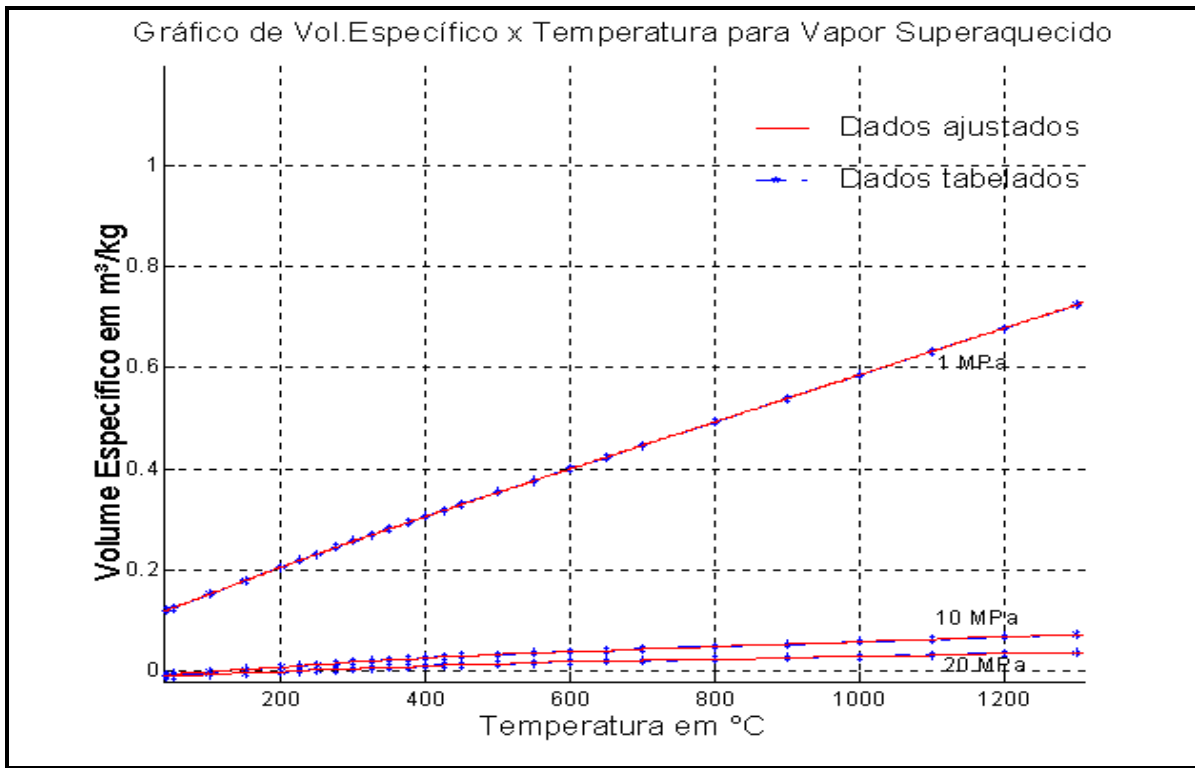


Fig. A6.1 – Volume específico x temperatura para vapor superaquecido

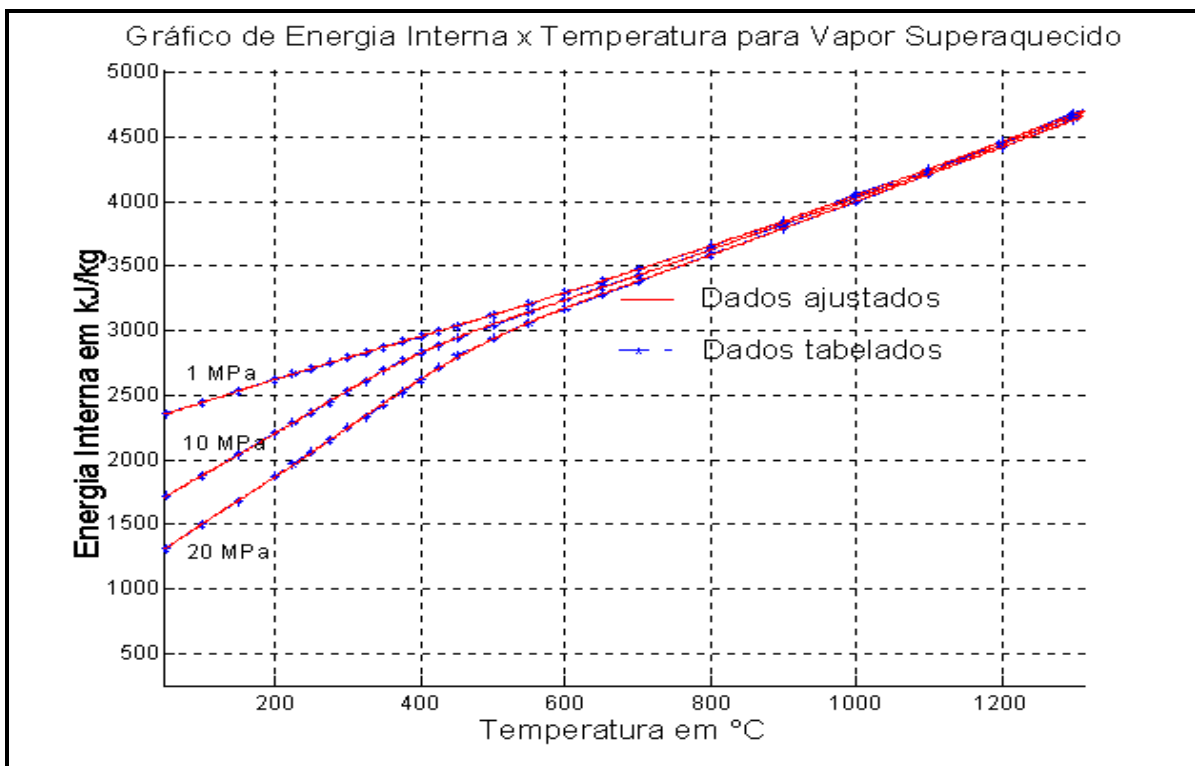


Fig. A6.2 – Energia interna x temperatura para vapor superaquecido

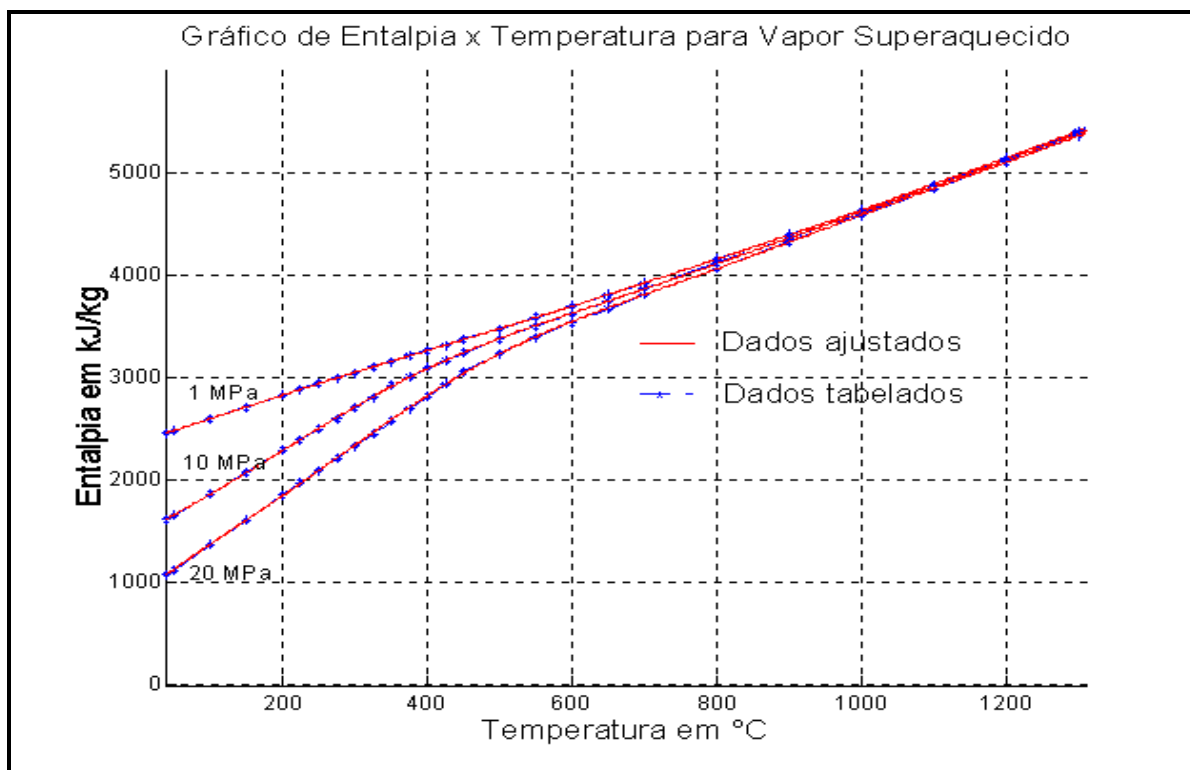


Fig. A6.3 – Entalpia x temperatura para vapor superaquecido

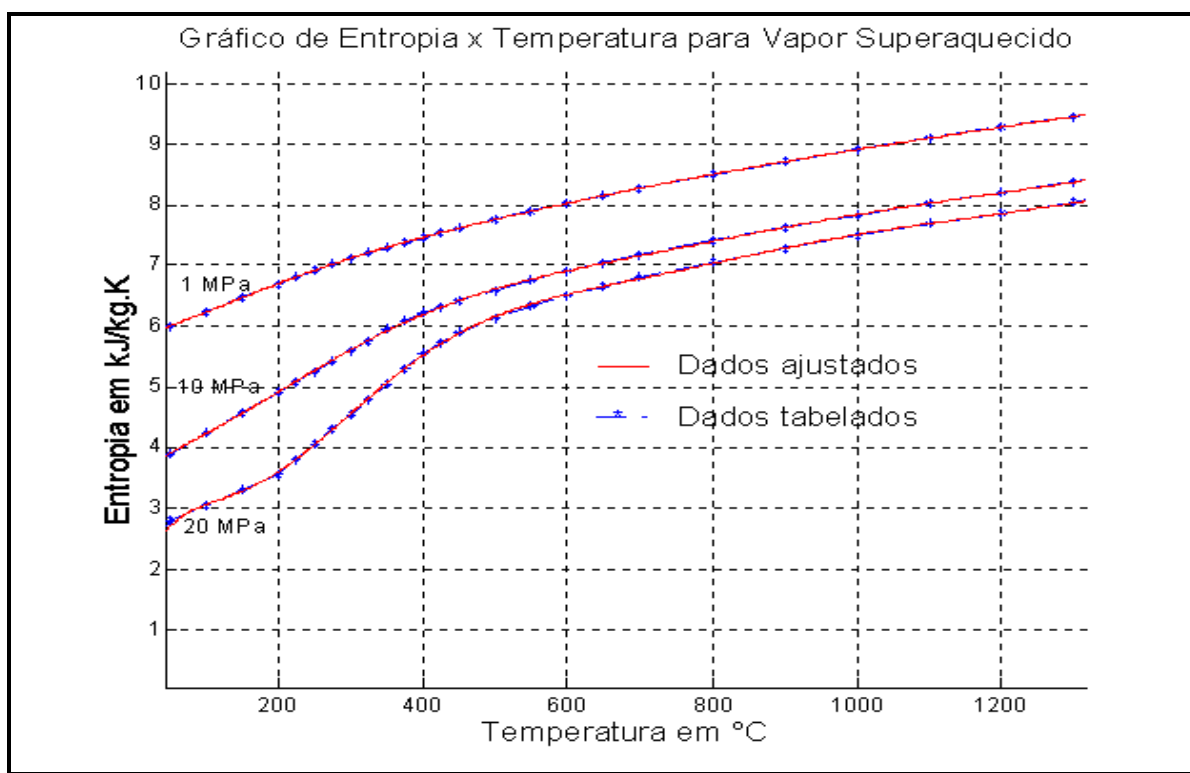


Fig. A6.4 – Entropia x temperatura para vapor superaquecido

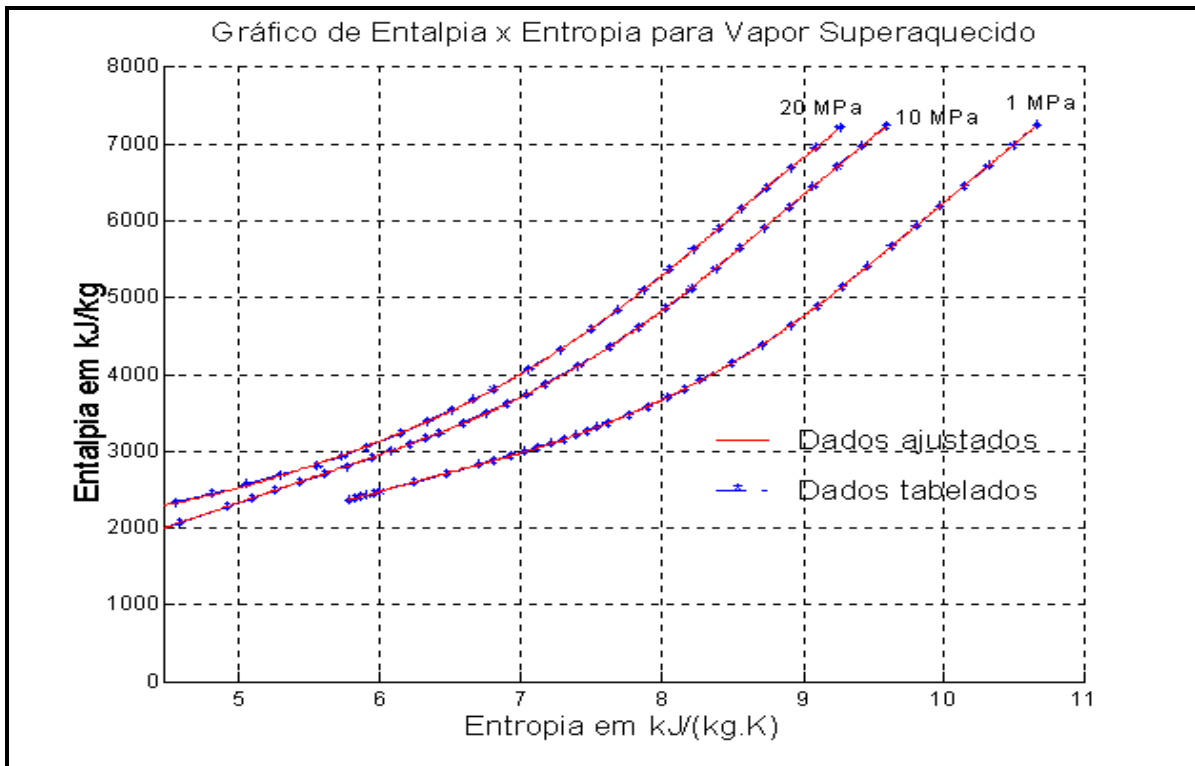


Fig. A6.5 – Entalpia x Entropia para vapor superaquecido

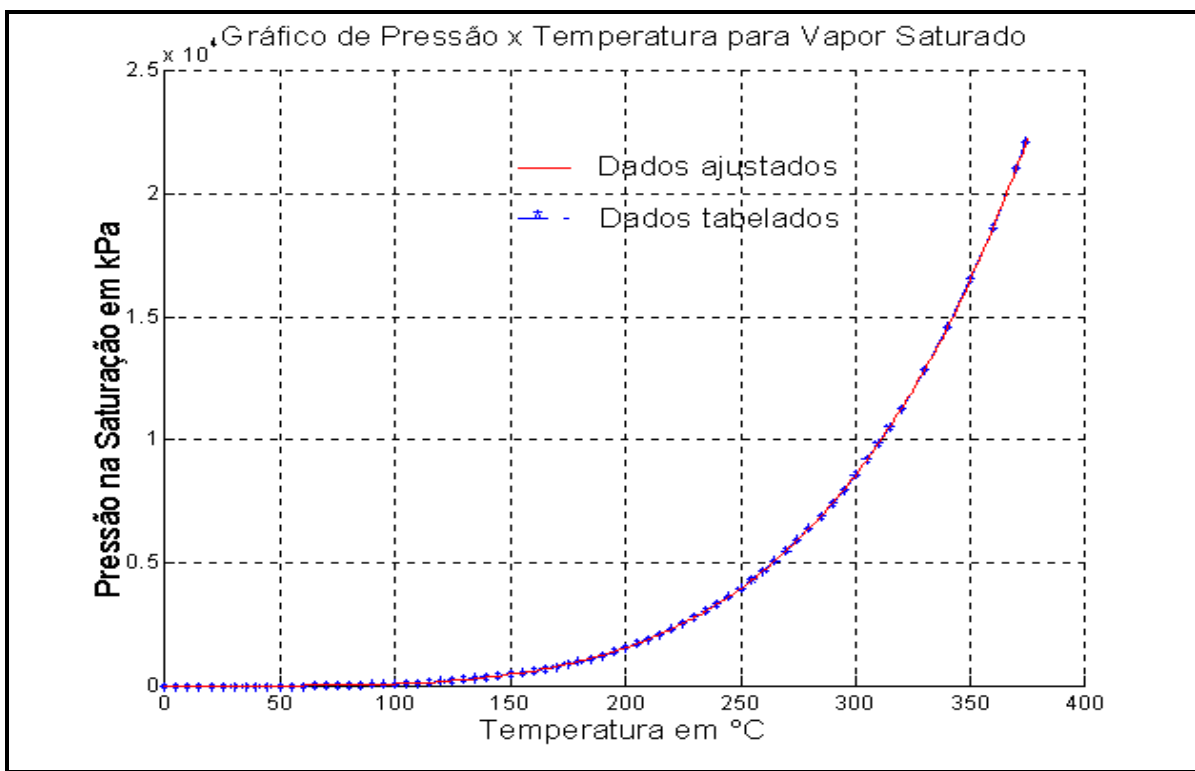


Fig. A6.6 – Pressão x temperatura para vapor saturado

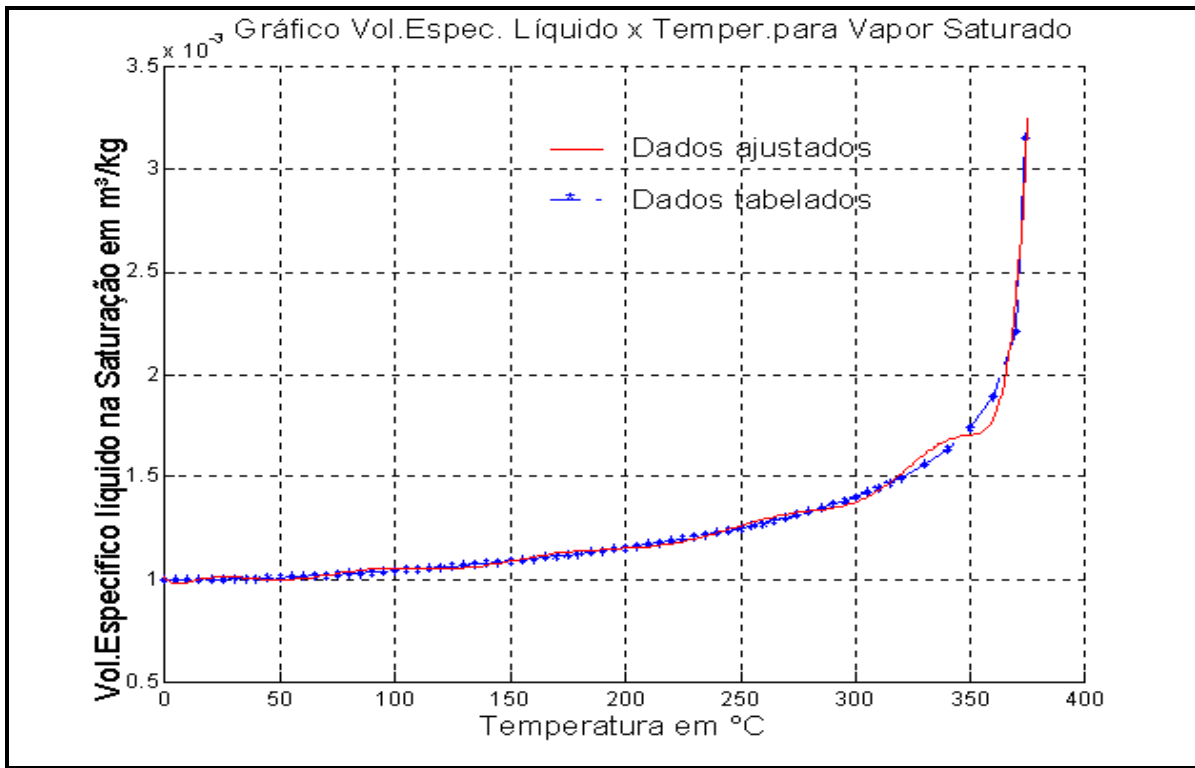


Fig. A6.7 – Volume específico de líquido x temperatura para vapor saturado

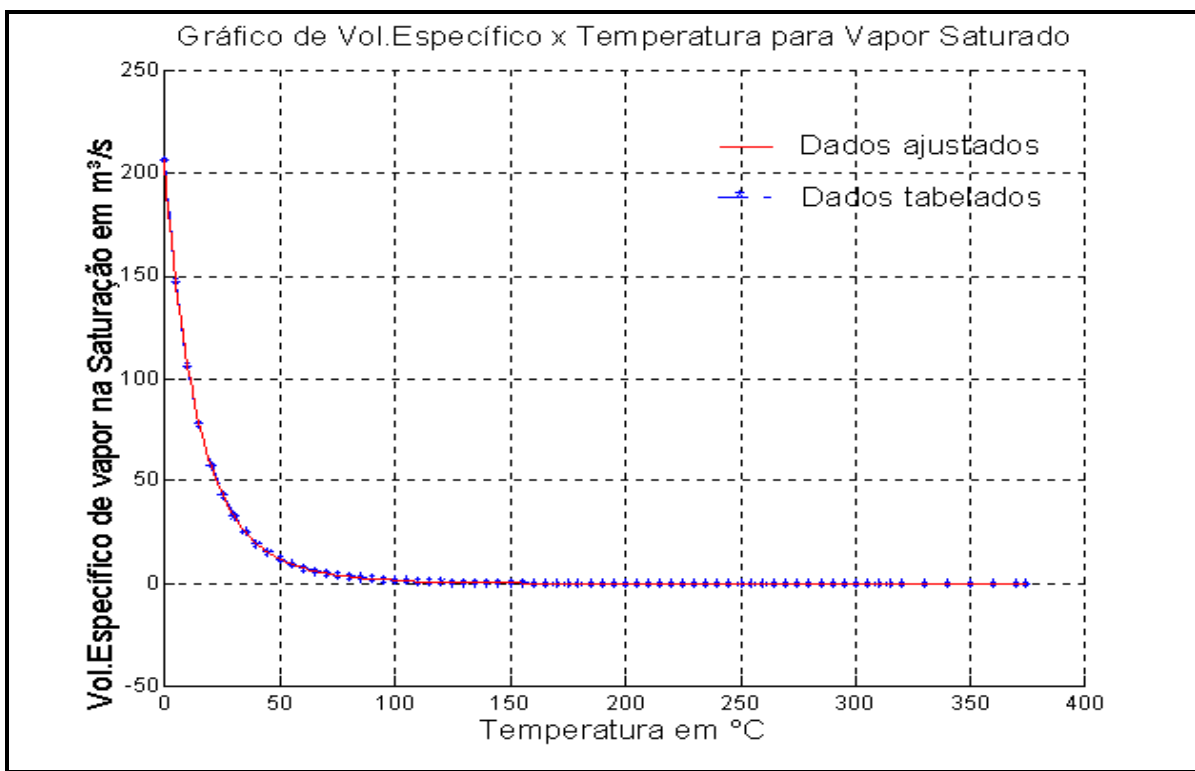


Fig. A6.8 – Volume específico de vapor x temperatura para vapor saturado

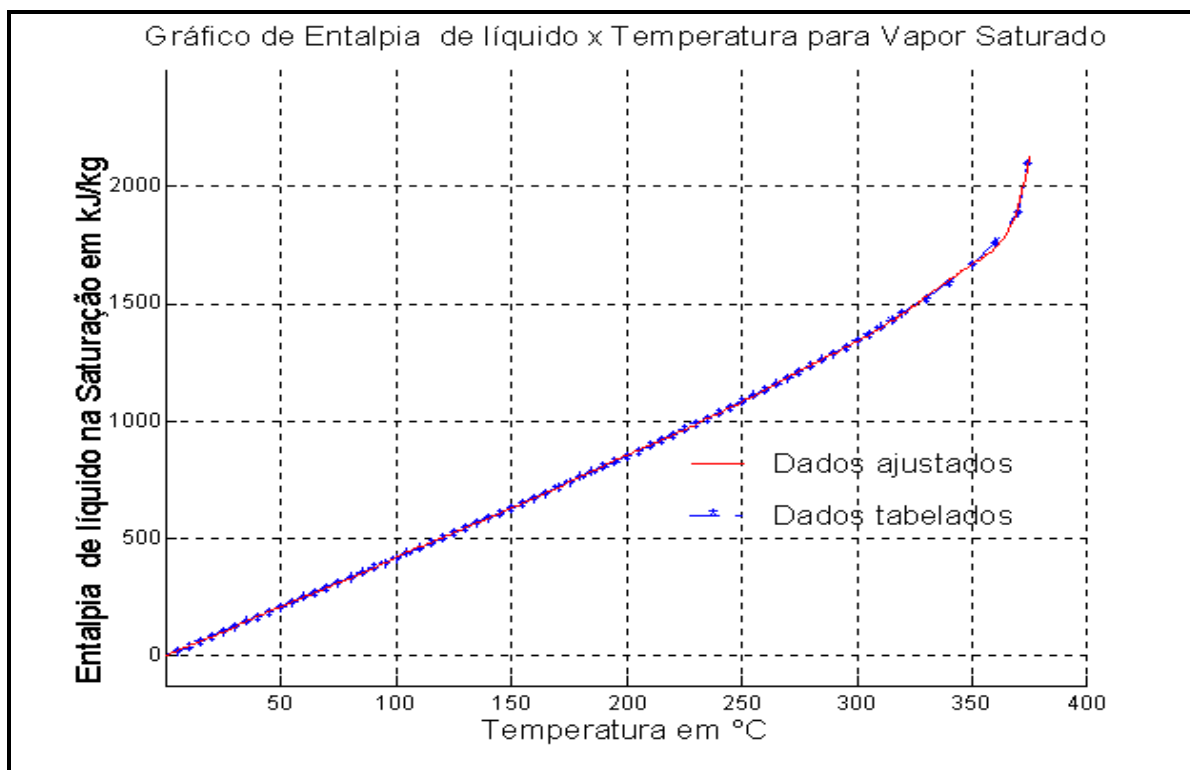


Fig. A6.9 – Entalpia de líquido x temperatura para vapor saturado

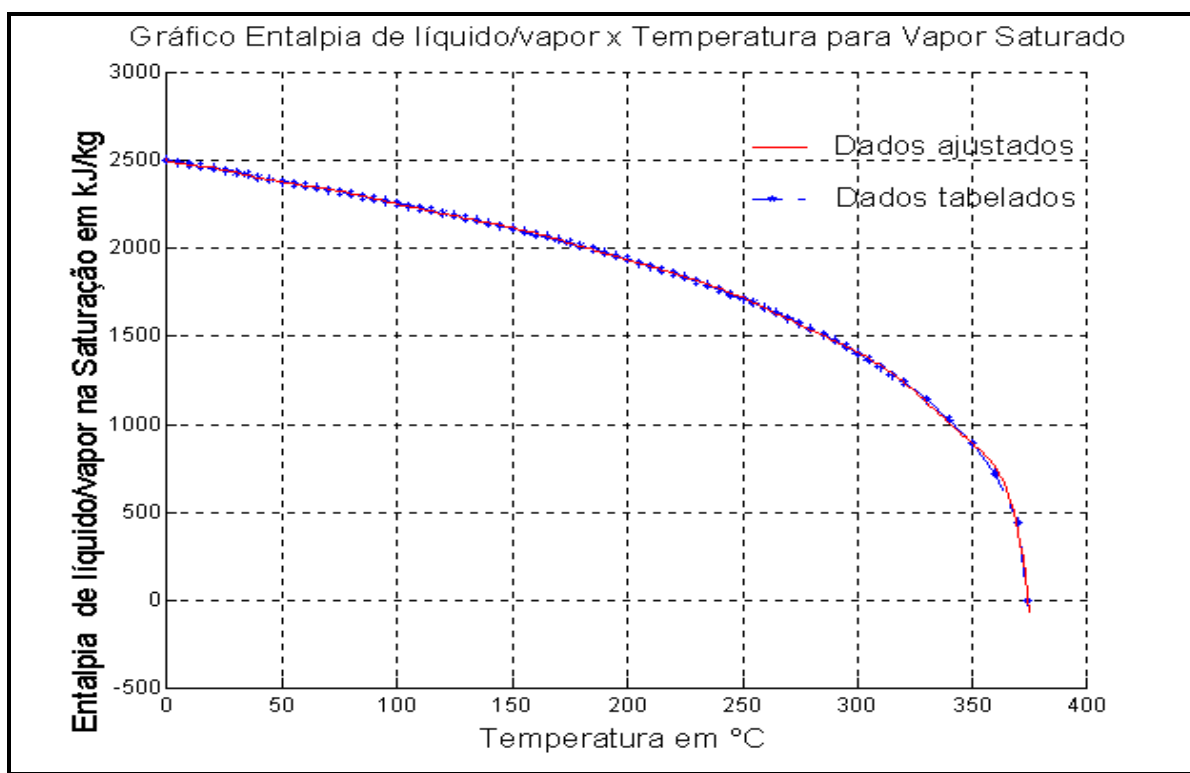


Fig. A6.10 – Entalpia de líquido/vapor x temperatura para vapor saturado

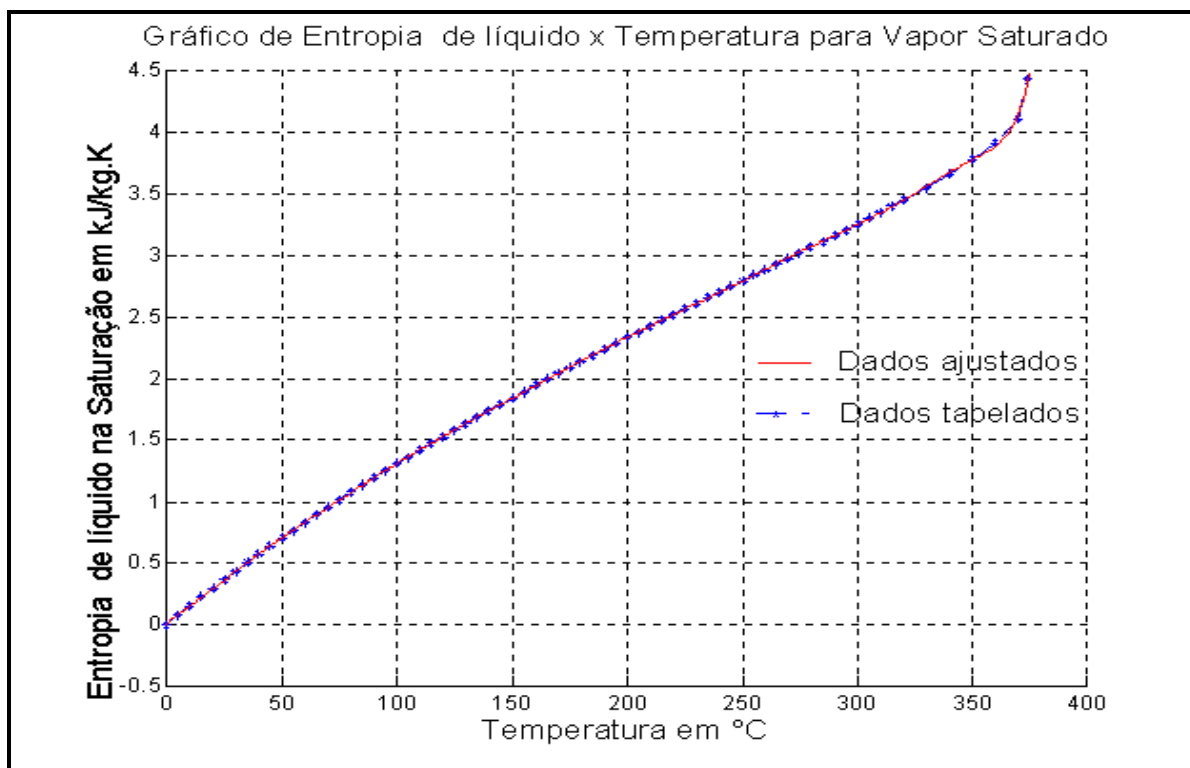


Fig. A6.11 – Entropia de líquido x temperatura para vapor saturado

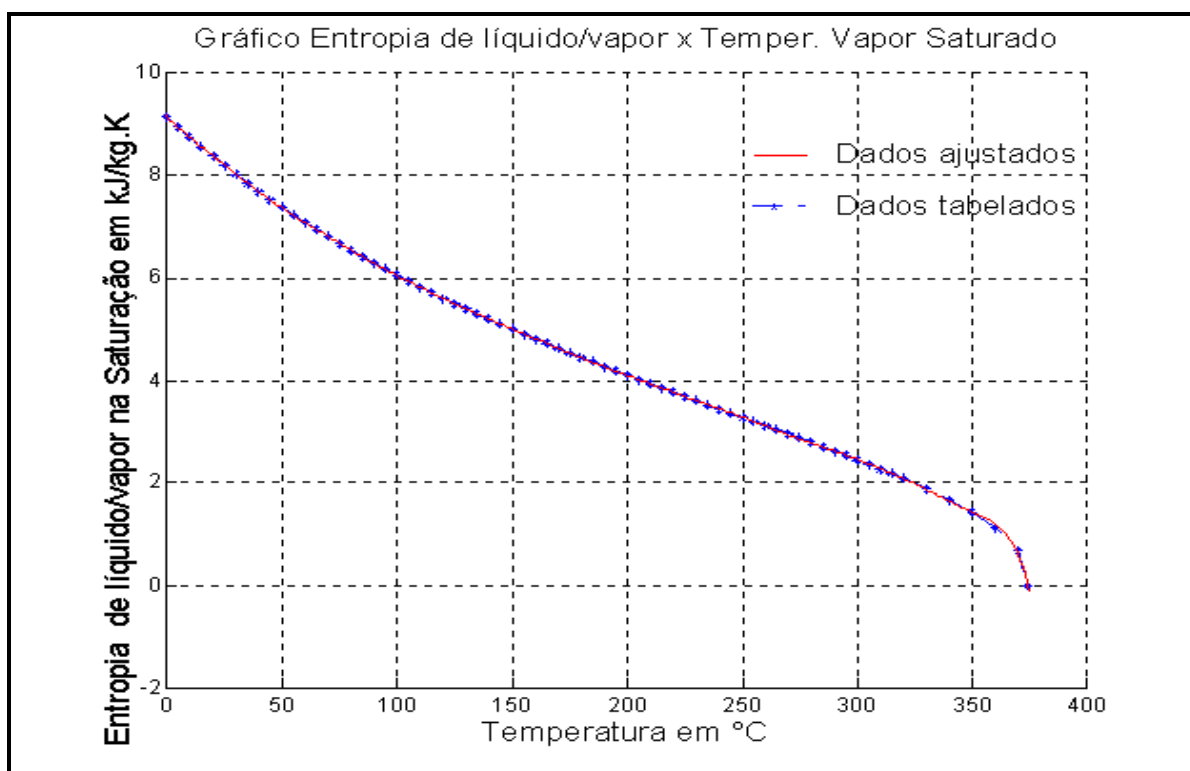


Fig. A6.12 – Entropia de líquido/vapor x temperatura para vapor saturado

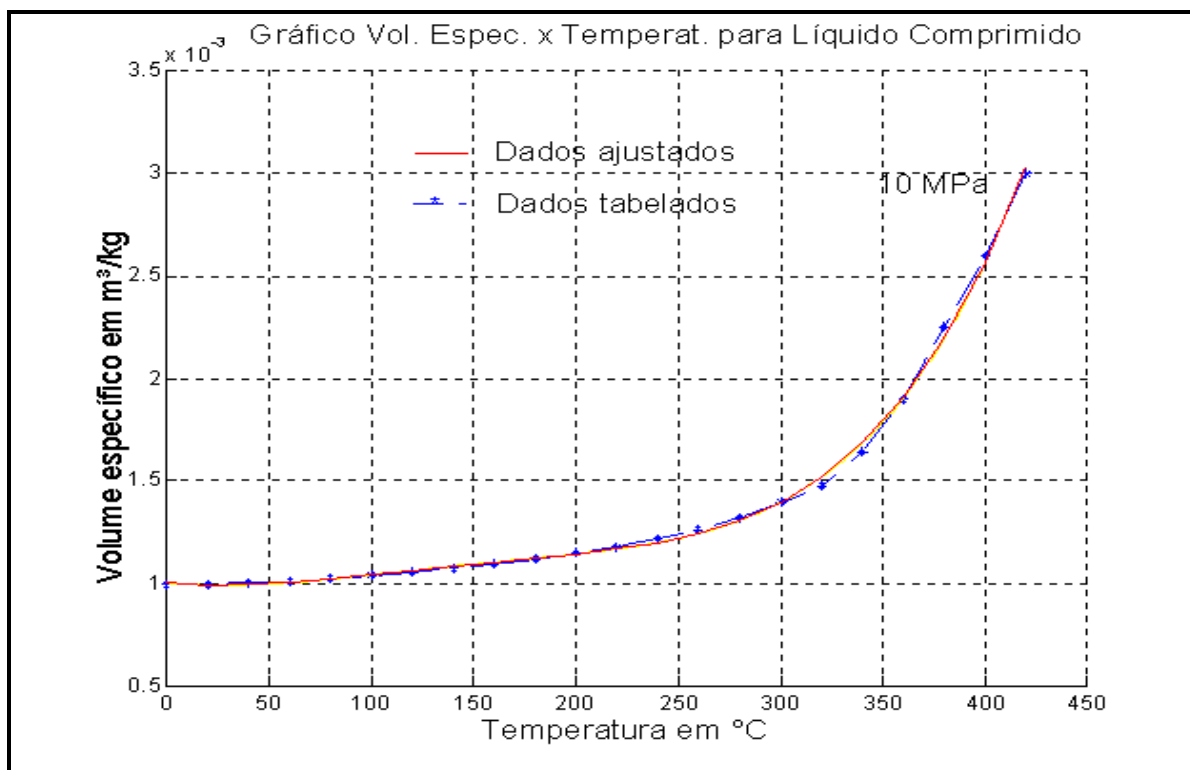


Fig. A6.13 – Volume específico x temperatura para água líquida comprimida

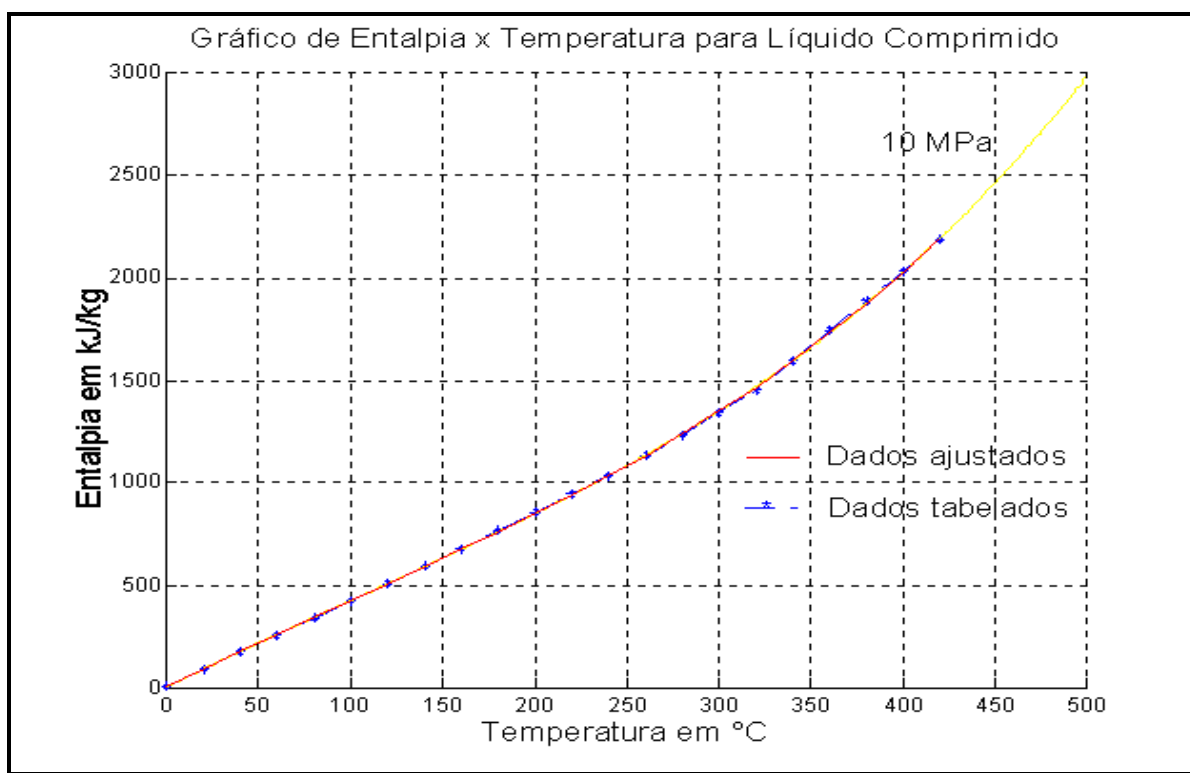


Fig. A6.14 – Entalpia x temperatura para água líquida comprimida



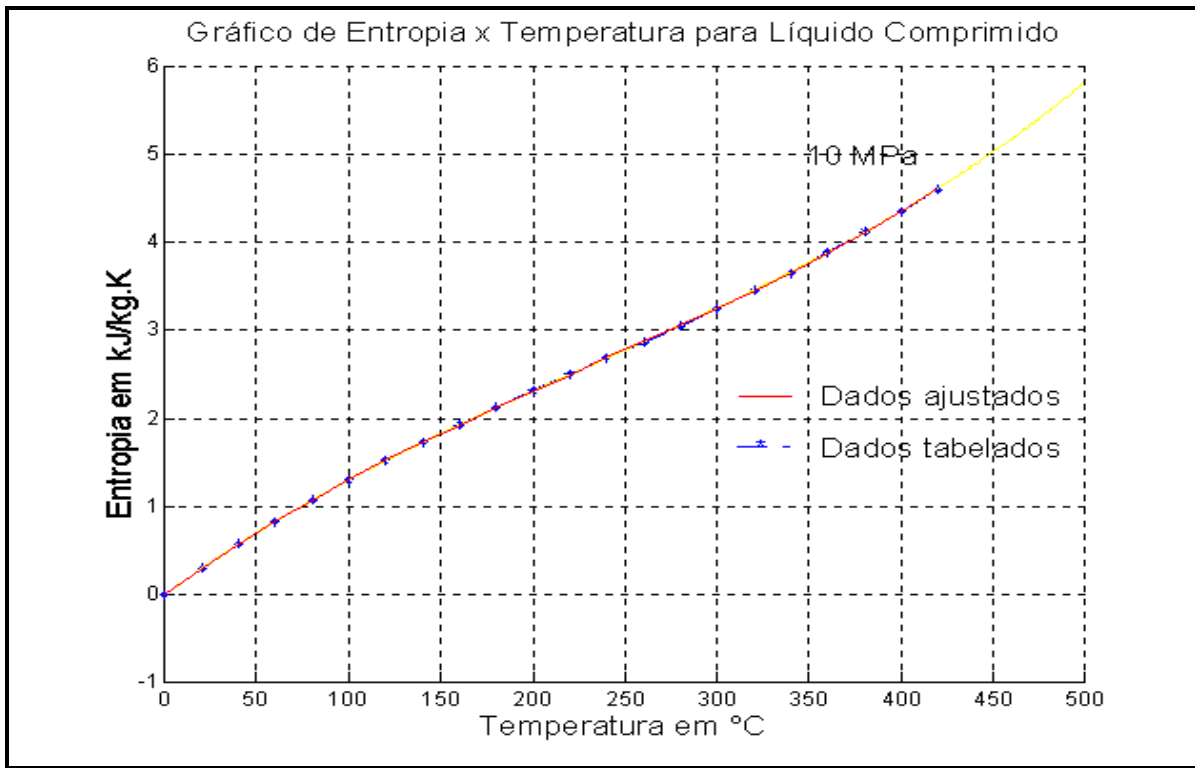


Fig. A6.15 – Entropia x temperatura para água líquida comprimida

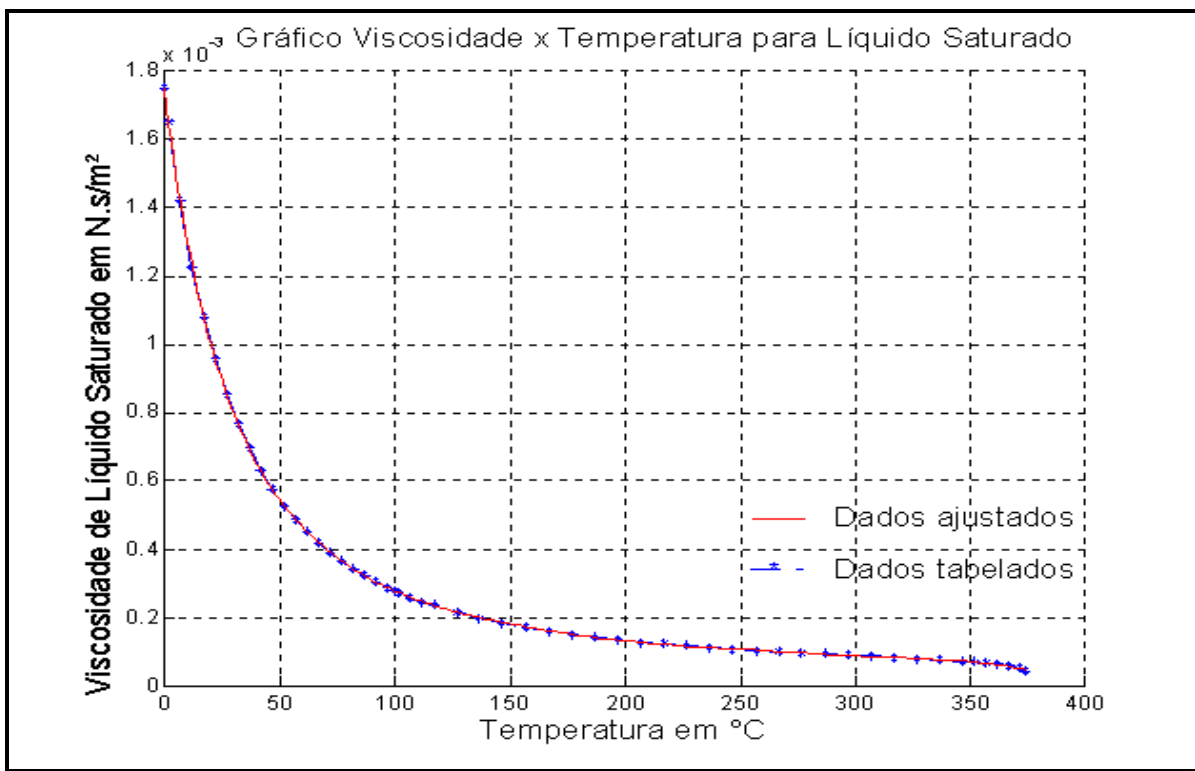


Fig. A6.16 – Viscosidade da água líquida saturada

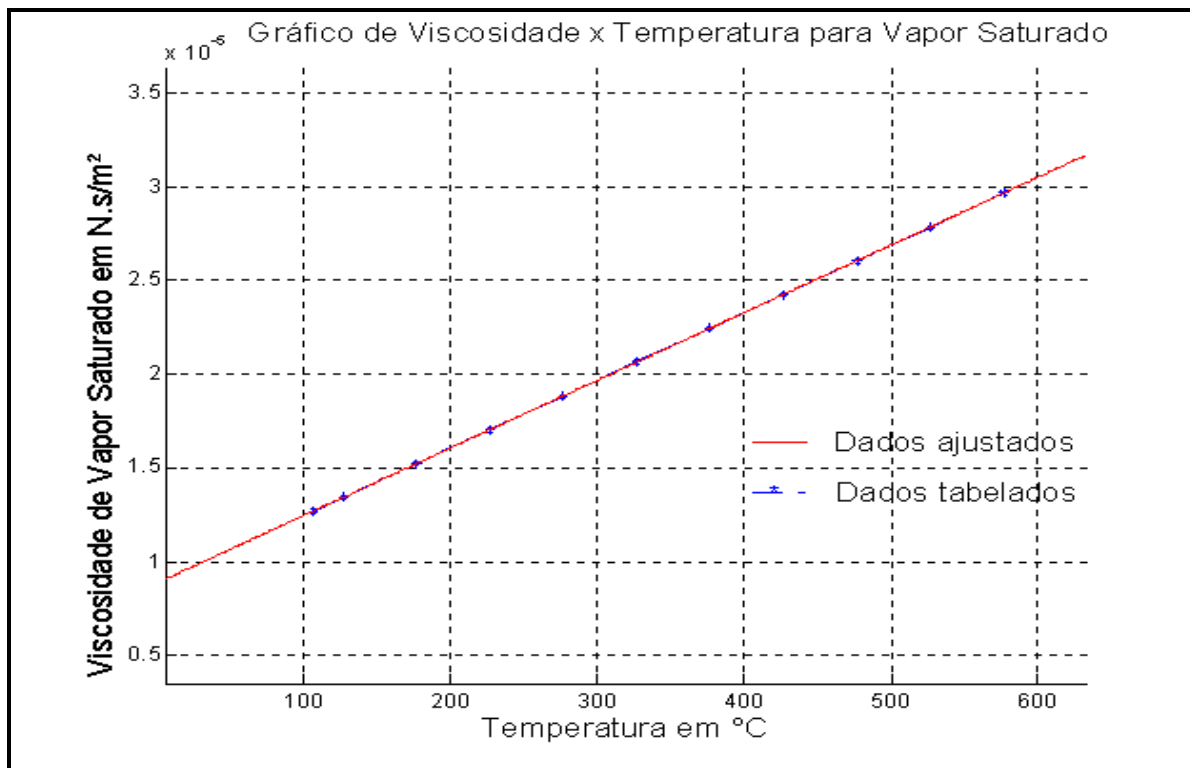


Fig. A6.17 – Viscosidade do vapor saturado