

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

ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE UM CICLO RANKINE COM  
AQUECIMENTO DISTITAL: ESTUDO DE UMA PLANTA TERMELÉTRICA

por

João Gari da Silva Fonseca Júnior

Dissertação para obtenção do Título de Mestre em Engenharia

Porto Alegre, setembro, 2003

Análise Energética e Exergética de um Ciclo Rankine com Aquecimento Distrital: Estudo de  
uma Planta Termelétrica

por

João Gari da Silva Fonseca Júnior  
Engenheiro Mecânico

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

Comissão de Avaliação:

Prof Dr. Edson Bazzo (POSMEC / UFSC)

Prof Dr. Francis Henrique Ramos França (PROMEC / UFRGS)

Prof Dr. Horácio Antônio Vielmo (PROMEC / UFRGS)

Prof. Dr. Jun Ono Fonseca

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 19 de setembro de 2003.

### **Agradecimentos**

*Aos meus pais e à minha família por toda a ajuda e apoio.*

*Ao GESTE-UFRGS pela infra-estrutura disponibilizada para a execução deste trabalho.*

*Um agradecimento especial ao professor e amigo Paulo Schneider. Este trabalho só foi possível devido a sua inestimável ajuda.*

## RESUMO

Este trabalho tem por objetivo simular e analisar uma usina termelétrica a carvão em várias condições de funcionamento. A usina simulada neste trabalho é a AVV 1 localizada em Copenhague, Dinamarca. A AVV 1 é uma usina de geração de potência e aquecimento distrital que pode funcionar em várias condições de carga. A simulação da usina supracitada foi tema de um concurso de simuladores proposto no congresso ECOS 2003 realizado em Copenhague, Dinamarca. Para a realização deste trabalho foi construído um programa na linguagem FORTRAN 90. Cada componente da usina é modelado através de equações de balanço de massa e energia, e o sistema completo tem sua solução obtida pelo método de substituição sucessiva. Para viabilizar essa solução é necessário também implementar uma rotina de cálculo de propriedades do fluido de trabalho. No caso estudado, o fluido de trabalho da usina é a água e a formulação utilizada para o cálculo de suas propriedades nos diversos estados é a IAPWS IF-97. A usina é simulada em dois modos de operação: modo de condensação, onde ocorre apenas geração de eletricidade, e em modo de contrapressão, onde há geração de eletricidade e aquecimento distrital, conforme nomenclatura sugerida pela organização do concurso. No modo de condensação, são feitas quatro séries de simulações variando a carga de 100% a 40%. Cada série contém um conjunto de hipóteses quanto à variação das eficiências isoentrópicas e pressões das turbinas em função da vazão mássica. No modo de contrapressão, a usina é simulada funcionando com 100% da carga. O programa desenvolvido calcula as propriedades para qualquer ponto de trabalho ao longo da planta, assim como a eficiência da mesma, a potência gerada, e todas as vazões mássicas pertinentes. Além disso, é feita também uma análise exérgica da planta. A simulação demonstrou que a planta possui uma eficiência global de 42,02% com uma geração de 250,2 MW em 100% de carga no modo de condensação. Nessas mesmas condições, do ponto de vista exérgico, a eficiência encontrada é de 37,21%. No modo de contrapressão, a usina apresenta uma eficiência exérgica de 40,19% com um aproveitamento energético de 90,55%. Por fim, é possível também verificar o comportamento da eficiência da planta e a variação de água de resfriamento do condensador com a carga. Os resultados gerados são próximos àqueles encontrados pelos diversos pesquisadores que abordaram o problema.

## ABSTRACT

### Energetic and Exergetic Analysis of a Rankine Cycle with District Heating: A Thermoelectric Plant Study

The purpose of this work is to simulate and analyze a coal thermoelectric plant in several working conditions. The plant simulated in this work is the AVV1 located on Copenhagen, Denmark. AVV1 is a combined heat and power plant that can work in several load cases. The simulation of the above mentioned plant was subject of a simulator contest proposed at the ECOS 2003 conference, which took place on Copenhagen, Denmark. For the accomplishment of this work, a FORTRAN 90 program was built. Each plant component is modeled through equations of energy and mass balances and the complete system has its solutions provided by successive substitution method. In order to accomplish this solution, it is also needed to implement a work fluid property calculation. In the studied case, the plant work fluid is water and the formulation adopted for the properties calculation through the several states is the IAPWS IF97. The plant is simulated in two operational modes: condensation mode, where there is only electricity generation, and in back pressure mode, where there is district heating and electricity generation, according to the nomenclature suggested by the contest organization committee. In the condensation mode, four series of simulation are made changing the load from 100% to 40%. Each series contain a group of hypotheses concerning the variation of turbines isentropic efficiencies and pressures with the flow. In the back pressure mode, the plant is simulated as working with a load of 100%. The developed program calculates the properties in any work point through the plant, so as its efficiency, generated power, and all related flows. Moreover, an exergetic analysis is also presented. The simulation showed that the plant has a global energetic efficiency of 42,02% with a 250,2 MW of power generation at full load in condensation mode. In the same mode, from the exergetic point of view, the efficiency is 37,21%. In back pressure mode, the plant presents an exergetic efficiency of 40,19% with an energetic efficiency of 90,55%. Finally, it is also possible to verify the plant efficiency behaviour and the condenser cooling water variation with the load. The results generated are in agreement with those presented by several authors who solved the problem.

## SUMÁRIO

	Pág.
1. INTRODUÇÃO .....	1
1.1. Apresentação .....	1
1.2. Revisão Bibliográfica .....	2
1.3. Objetivos .....	7
1.4. A Dissertação por Capítulos .....	7
2. FUNDAMENTOS E CONSIDERAÇÕES PRELIMINARES .....	8
2.1. Introdução .....	8
2.2. Caracterização de Equipamentos .....	8
2.2.1. Gerador Elétrico .....	8
2.2.2. Gerador de Vapor .....	8
2.2.3. Turbina a Vapor .....	9
2.2.4. Bombas .....	12
2.2.5. Condensador .....	12
2.2.6. Regeneradores e Aquecedores Distritais .....	13
2.3. Propriedades Termodinâmicas da Água .....	16
2.3.1. Formulação IAPWS-IF97 .....	16
2.3.2. Precisão .....	18
2.3.3. Máxima Inconsistência entre as Fronteiras das Regiões .....	18
2.3.4. Conjunto de Equações .....	19
2.3.4.1. Região 1 .....	19
2.3.4.2. Região 2 .....	21
2.3.4.3. Região 3 .....	24
2.3.4.4. Região 4 .....	25
2.3.4.5. Equações de Recorrência .....	26
2.4. Exergia .....	30
2.4.1. Eficiência Exergética .....	31
2.4.1.1. Compressor, Bomba ou Ventilador .....	32
2.4.1.2. Turbina .....	32
2.4.1.3. Trocadores de Calor .....	32
2.4.1.4. Gerador de Vapor .....	32
2.4.1.5. Eficiência Exergética da Planta .....	34
3. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO .....	35

3.1.	Programa de Propriedades .....	35
3.1.1.	Implementação da Formulação .....	35
3.1.2.	Análise Comparativa do Programa Desenvolvido .....	40
3.1.2.1.	Ciclo Rankine Simples .....	40
3.1.2.2.	Ciclo Rankine com Reaquecimento e Regeneração .....	43
3.2.	Apresentação do Problema .....	45
3.3.	Simulador .....	49
3.4.	Solução do Problema Modelo .....	51
3.4.1.	Análise dos Dados Prescritos .....	51
3.4.2.	Solução do Caso Modelo .....	52
4.	Resultados e Discussões .....	55
4.1.	Análise Energética .....	55
4.1.1.	Variação de Carga da Usina no Modo de Condensação .....	55
4.1.1.1.	Caso A – Pressões e Eficiências Isoentrópicas Constantes .....	57
4.1.1.2.	Caso B – Pressões Constantes e Eficiências Isoentrópicas Variáveis Considerando que a Turbina Funciona na sua Capacidade Máxima .....	60
4.1.1.3.	Caso C – Pressões Constantes e Eficiências Isoentrópicas Variáveis Considerando que a Turbina Funciona em Condições Ótimas .....	63
4.1.1.4.	Caso D – Pressões Variáveis e Eficiências Isoentrópicas Variáveis Considerando que a Turbina Funciona em Condições Ótimas .....	66
4.1.2.	Simulação da Usina em Modo de Aquecimento Distrital .....	69
4.1.3.	Discussão dos Resultados .....	72
4.1.3.1	Modo de Condensação .....	72
4.1.3.2.	Modo de Contrapressão .....	77
4.2.	Análise Exergética .....	78
4.2.1.	Modo de Condensação com 100% de Carga .....	78
4.2.2.	Modo de Condensação com Carga Variável de 100% até 40% .....	80
4.2.3.	Modo de Contrapressão com Carga de 100% .....	81
4.3.	Comentários Finais .....	83
5.	Conclusões do Trabalho .....	85
5.1.	Sugestões para Trabalhos Futuros .....	87
	Referências Bibliográficas .....	88
	Apêndice I – Respostas Obtidas pelo Programa Desenvolvido vs. Respostas Esperadas de acordo com IAPWS-IF97 .....	91

Anexo I – Tabelas de Coeficientes das Equações da Formulação IAPWS-IF97	96
Anexo II – Proposta do Concurso .....	99



## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	: parâmetro .....	[adimensional]
$Ap$	: aproveitamento energético .....	[adimensional]
$B$	: parâmetro .....	[adimensional]
$C$	: parâmetro .....	[adimensional]
CH	: pré-aquecedor de condensado	
$Cons_{aux}$	: potência consumida pela planta .....	[W]
$c_p$	: calor específico a pressão constante .....	[J/kgK]
$c_v$	: calor específico a volume constante .....	[J/kgK]
$D$	: parâmetro .....	[adimensional]
DH	: aquecedor distrital	
$E$	: parâmetro .....	[adimensional]
$E$	: exergia .....	[J]
$E$	: exergia específica .....	[J/kg]
$Ef$	: eficiência .....	[adimensional]
$F$	: parâmetro .....	[adimensional]
FH	: aquecedor de água de alimentação	
FPT	: turbina auxiliar que aciona a bomba principal	
FWPT	: bomba de alimentação principal	
$g$	: energia livre de Gibbs na forma específica .....	[J/kg]
$G$	: parâmetro .....	[adimensional]
$h$	: entalpia específica .....	[J/kg]
HP	: alta pressão	
$I_i$	: coeficientes tabelados .....	[adimensional]
IP1	: pressão intermediária 1	
IP2	: pressão intermediária 2	
$J_i$	: coeficientes tabelados .....	[adimensional]
LP1	: pressão baixa 1	
LP2	: pressão baixa 2	
$m$	: vazão mássica .....	[kg/s]
ML	: variável matricial inteira	
$N1$	: número de moles .....	[mol]
$n_i$	: coeficientes tabelados .....	[adimensional]
$p$	: pressão .....	[Pa]

Par	: variável inteira	
PCI	: poder calorífico inferior .....	[J/kg]
<i>Pot</i>	: potência .....	[W]
<i>Q</i>	: quantidade de calor .....	[W]
R	: constante dos gases para a água .....	[J/kgK]
<i>s</i>	: entropia específica .....	[J/kgK]
<i>S</i>	: entropia .....	[J/K]
<i>T</i>	: temperatura .....	[K]
<i>U</i>	: energia interna .....	[J/kg]
<i>v</i>	: volume específico .....	[m <sup>3</sup> /kg]
<i>V</i>	: volume .....	[m <sup>3</sup> ]
Var	: variável de dupla precisão	
<i>w</i>	: velocidade do som .....	[m/s]

#### LETRAS GREGAS

$\vartheta$	: parâmetro .....	[adimensional]
$\beta$	: parâmetro .....	[adimensional]
$\delta$	: densidade adimensional .....	[adimensional]
$\phi$	: coeficiente de vazão .....	[adimensional]
$\gamma$	: energia livre de Gibbs adimensional .....	[adimensional]
$\eta$	: entalpia adimensional .....	[adimensional]
$\pi$	: derivada parcial com respeito a $\pi$	
$\pi$	: pressão adimensional .....	[adimensional]
$\theta$	: temperatura adimensional .....	[adimensional]
$\rho$	: massa específica .....	[m <sup>3</sup> /kg]
$\sigma$	: a entropia adimensional .....	[adimensional]
$\tau$	: temperatura adimensional .....	[adimensional]
$\tau$	: derivada parcial com respeito a $\tau$	

#### SUB-ÍNDICES

<i>o</i>	: indicador do estado de referência
<i>adm</i>	: porcentagem do valor máximo
<i>aq</i>	: aquecimento distrital
<i>AR</i>	: ar

<i>B</i>	: bomba
<i>BE</i>	: entrada da bomba
<i>BS</i>	: saída da bomba
<i>CNZ</i>	: cinzas
<i>Con</i>	: condensador
<i>ConE</i>	: entrada do condensador
<i>ConS</i>	: saída do condensador
<i>CRV</i>	: carvão
<i>D</i>	: destruído
<i>EAAq</i>	: entrada de água para aquecimento
<i>EF</i>	: entrada de fluido frio
<i>EFP</i>	: entrada principal de fluido
<i>EFR</i>	: entrada do reaquecedor
<i>Ei</i>	: cada entrada (quando há mais de uma)
<i>el</i>	: elétrico
<i>EQ</i>	: entrada de fluido quente
<i>F</i>	: combustível
<i>GE</i>	: entrada do gerador de vapor
<i>GRC</i>	: gases resultantes
<i>GS</i>	: saída do gerador de vapor
<i>GV</i>	: gerador de vapor
<i>i</i>	: indicador de número e posição do termo em uma série
<i>IS</i>	: isoentrópico
<i>L</i>	: perdido
<i>liq</i>	: líquido
<i>mec</i>	: mecânico
<i>P</i>	: produto
<i>res</i>	: fluido de resfriamento
<i>resE</i>	: fluido de resfriamento na entrada
<i>resS</i>	: fluido de resfriamento na saída
<i>s</i>	: saturação
<i>SA</i>	: saída do aquecedor
<i>SAAq</i>	: saída de água para aquecimento
<i>SF</i>	: saída de fluido frio

<i>SFP</i>	: saída principal de fluido
<i>SFR</i>	: saída do reaquecedor
<i>Si</i>	: cada saída (quando há mais de uma)
<i>SQ</i>	: saída de fluido quente
<i>T</i>	: turbina
<i>TE</i>	: entrada da turbina
<i>tot</i>	: total
<i>TS</i>	: saída da turbina
<i>vap</i>	: vapor
<i>x</i>	: n° que indica mais de um componente do mesmo tipo

### SUPER-ÍNDICES

*	: indicador de constante
<i>C</i>	: cinética
<i>F</i>	: física
<i>o</i>	: parte de gás ideal
<i>P</i>	: potencial
<i>Q</i>	: química
<i>r</i>	: parte residual

## ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 2.1 – Expansão não controlada em uma turbina com múltiplos estágios .....	10
Figura 2.2 – Curva da eficiência isoentrópica em função da vazão mássica para uma turbina [Paz, 2002] .....	11
Figura 2.3 – Diagrama esquemático de um aquecedor do tipo aberto .....	14
Figura 2.4 – Diagrama esquemático de aquecedores fechados com: (A) dreno forçado a montante e (B): dreno bombeado a jusante .....	14
Figura 2.5 – Critérios de diferenças de temperatura DTT e DTD .....	15
Figura 2.6 – Domínio de validade da formulação IAPWS-IF97 [Wagner et al., 2000] .....	17
Figura 2.7 – Divisão da região 2 em três sub-regiões 2a, 2b e 2c para as equações de recorrência $T(P,h)$ e $T(P,s)$ [Wagner et al., 2000] .....	27
Figura 3.1 – Diagrama esquemático do fluxo de informações do programa principal .....	36
Figura 3.2 – Diagrama esquemático do fluxo de informações da sub-rotina Diretor_pt .....	37
Figura 3.3 – Diagrama do fluxo de informações das sub-rotinas Diretor_ph e Diretor_ps ....	37
Figura 3.4 – Diagrama esquemático do fluxo de informações da sub-rotina de enquadramento da sub-região 2 para o par $(p,s)$ e $(p,h)$ .....	39
Figura 3.5 – Diagrama de um ciclo Rankine simples e seu gráfico $T \times s$ [Moran e Shapiro, 2002] .....	40
Figura 3.6 - Diagrama de um ciclo Rankine com reaquecimento e regeneração com seu gráfico $T \times s$ [Panosso, 2003].....	43
Figura 3.7 – Diagrama esquemático da Usina Termoelétrica AVV1 [Anexo II] .....	46
Figura 3.8- Fluxograma do simulador desenvolvido .....	50
Figura 3.9 – Solução obtida para a planta com 100% de carga em modo de condensação (caso modelo) .....	53
Figura 4.1 – Eficiência da bomba principal vs. porcentagem da vazão mássica máxima [Proposta do Concurso] .....	56
Figura 4.2 – a) Variação da eficiência da planta e b) da vazão de água utilizada para resfriamento no condensador em função da carga no caso A .....	60
Figura 4.3 – Localização do ponto equivalente a 100% de carga da usina na curva da eficiência isoentrópica vs. vazão da turbina (caso B) .....	61
Figura 4.4 – a) Variação da eficiência da planta e b) da vazão de água utilizada para resfriamento no condensador em função da carga no caso B .....	63

Figura 4.5 - Localização do ponto equivalente a 100% de carga da usina na curva da eficiência isoentrópica vs. vazão da turbina (caso C) .....	64
Figura 4.6 – a) Variação da eficiência da planta e b) da vazão de água utilizada para resfriamento no condensador em função da carga no caso C .....	65
Figura 4.7 – a) Variação da eficiência da planta e b) da vazão de água utilizada para resfriamento no condensador em função da carga no caso D .....	68
Figura 4.8 – Resultados da simulação da usina AVV1 em modo de aquecimento distrital ...	71
Figura 4.9 – Curva das eficiências da planta variando com a carga no modo de condensação.	73
Figura 4.10 – Curva das vazões de resfriamento da planta versus carga no modo de condensação .....	75
Figura 4.11 – Variação da eficiência da planta com a carga para diversos autores .....	76
Figura 4.12 – Variação da vazão de água de resfriamento do condensador com a carga .....	77
Figura 4.13 – Variação da eficiência exergética com a carga nos diversos casos abordados .	83

## ÍNDICE DE TABELAS

	Pág.
Tabela 1.1 – Principais resultados obtidos pelos autores que simularam a usina AVV 1 ....	5
Tabela 2.1-Relações de propriedades termodinâmicas para a energia livre de Gibbs e suas derivadas para a equação 2.14 [Wagner et al., 2000] .....	20
Tabela 2.2- Energia livre específica de Gibbs adimensional para a região 1 e suas derivadas [Wagner et al., 2000] .....	21
Tabela 2.3-Relações de propriedades Termodinâmicas para a energia livre de Gibbs e suas derivadas para a equação 2.15 [Wagner et al., 2000] .....	23
Tabela 2.4- Derivadas para a região 2 (parte gás ideal) [Wagner et al., 2000] .....	23
Tabela 2.5- Derivadas para a região 2 (parte residual) [Wagner et al., 2000] .....	23
Tabela 2.6-Relações de propriedades termodinâmicas para a energia livre de Helmholtz para a equação 2.19 .....	24
Tabela 2.7- Energia livre específica de Gibbs adimensional para a região 3 e suas derivadas .....	25
Tabela 2.8– Exergia de produto e combustível para diversos componentes [Bejan et al., 1996] .....	33
Tabela 3.1 – Dados prescritos para a solução de um ciclo Rankine simples .....	40
Tabela 3.2 – Resultados da simulação de um ciclo de Rankine usando 3 programas diferentes .....	41
Tabela 3.3 – Diferenças percentuais entre os valores encontrados pelas três formas de solução .....	41
Tabela 3.4 – Dados prescritos para a solução de um ciclo Rankine com reaquecimento e regeneração .....	43
Tabela 3.5 – Alguns resultados da simulação do ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração usando 2 programas diferentes .....	44
Tabela 3.6 – Eficiência isoentrópica dos grupos da turbina .....	48
Tabela 3.7 – Eficiência isoentrópica dos outros componentes da planta .....	48
Tabela 3.8 – Perdas de carga nas linhas de vapor da turbina até os pré-aquecedores .....	48
Tabela 3.9 – Solução para 100% de carga em modo de condensação .....	52
Tabela 4.1 – Dados de entrada para a simulação com carga variável no caso A .....	57
Tabela 4.2 – Dados iniciais e parâmetros que variam com a carga no caso A .....	58
Tabela 4.3 – Principais resultados no caso A .....	59

Tabela 4.4 – Dados iniciais e parâmetros que variam com carga no caso B .....	61
Tabela 4.5 – Principais resultados encontrados no caso B .....	62
Tabela 4.6 – Eficiências isoentrópicas das turbinas no caso C .....	64
Tabela 4.7 – Principais resultados encontrados no caso C .....	64
Tabela 4.8 – Dados de entrada para a simulação com carga variável no caso D .....	66
Tabela 4.9 – Dados iniciais e parâmetros que variam com carga no caso D .....	67
Tabela 4.10 – Principais resultados encontrados no caso D .....	67
Tabela 4.11 – Dados de entrada para a simulação em modo de aquecimento distrital .....	69
Tabela 4.12 – Principais dados da solução para 100% de carga em modo de contrapressão .....	72
Tabela 4.13 – Principais dados da solução para 100% de carga em modo de contrapressão .....	77
Tabela 4.14 – Análise exergética da usina modo de condensação com 100% de carga .....	78
Tabela 4.15 – Análise exergética da usina segundo Zigante e Stoppato., 2003 .....	80
Tabela 4.16 – Análise exergética da usina variando a carga de acordo com a caso D .....	80
Tabela 4.17 – Análise exergética da usina em modo de contrapressão .....	81



## 1. INTRODUÇÃO

### 1.1. Apresentação

Devido ao inevitável e iminente esgotamento das reservas de combustíveis fósseis do mundo, torna-se cada vez mais importante o correto aproveitamento dessas fontes energéticas. Dentro deste contexto, a análise de usinas termelétricas tem ganho grande interesse devido a importância que possuem como grandes geradoras de energia e consumidoras de combustíveis fósseis. Qualquer economia gerada em tais plantas representam importantes ganhos ambientais e financeiros.

Para a realização de análises de tais usinas, a simulação e modelagem computacionais dos processos térmicos inerentes a elas se insere como uma ferramenta tecnológica de grande valia, pois evita procedimentos experimentais dispendiosos e muitas vezes inviáveis de serem praticados por restrições de naturezas física e econômica.

Historicamente, os países industrializados têm sido os grandes desenvolvedores das ferramentas de análise, simulação e modelagem de plantas termelétricas.

Muito embora o Brasil produza boa parte de sua energia elétrica a partir de recursos hídricos renováveis, a dependência de combustíveis fósseis será cada vez maior.

A observação desta situação é uma das motivações do presente trabalho, pois espera-se com ele gerar uma contribuição ao desenvolvimento de tais tecnologias. Para atingir o objetivo supracitado, este trabalho se propõe a modelar e simular uma usina termelétrica a carvão realizando uma análise energética e exergetica da mesma. A usina analisada foi tema de um concurso de simuladores realizado no congresso chamado ECOS 2003 realizado em Copenhague, Dinamarca e todos os dados referentes a ela foram disponibilizados pela organização do mesmo. A motivação para a escolha desta usina como tema de estudo do trabalho deveu-se a alguns fatores, dentre os quais pode-se citar o fato de ser uma usina real com dados de funcionamento fornecidos por seus operadores e também pela possibilidade de se fazer análises comparativas dos resultados obtidos com aqueles encontrados pelos autores que resolveram o problema. É importante salientar que devido ao fato deste trabalho ter sido iniciado após o prazo final para entrega dos artigos que participariam do concurso, não foi possível efetivar sua inscrição no mesmo. Porém, isto possibilitou que se explorasse outros aspectos de análise da usina, tais como a influência das hipóteses sobre a variação da eficiência isoentrópica e pressões dos diversos estágios da turbina pertencente à planta com a variação da vazão mássica do fluido de trabalho e a análise exergetica de todos os componentes da usina e sua influência no aproveitamento da exergia global da mesma. Os estudos e análises foram realizados através da construção de um programa

computacional escrito em FORTRAN 90. Este programa realiza a solução do conjunto de equações do problema, além de agregar rotinas de cálculo de propriedades e de análise exergética. A usina foi modelada através de equacionamento matemático, que por sua vez expressava balanços energéticos e características dos componentes. As soluções foram atingidas através do uso do método das substituições sucessivas [Stoecker, 1989].

## 1.2. Revisão Bibliográfica

A revisão bibliográfica abordou 4 aspectos associados à: termodinâmica fundamental, modelagem e simulação de sistemas térmicos, cálculo de propriedades termodinâmicas e análise exergética.

Na parte de fundamentos de termodinâmica, foi consultada a bibliografia básica disponibilizada por Van Wilen e Sontag, 1995, Moran e Shapiro, 2002 e Calen, 1985. A seguir, foram consultados diversos trabalhos sobre simulação e modelagem de sistemas térmicos. Stoecker, 1989, apresenta de forma didática todos os passos necessários para realizar a simulação de sistemas térmicos como modelagem de componentes, métodos numéricos de solução, cálculo de propriedades termodinâmicas, construção de programas computacionais, otimização, etc. É apresentada ainda, uma discussão sobre métodos de solução, suas vantagens e limitações. Os métodos mostrados nesse livro foram o da substituição sucessiva, Newton-Raphson e suas variações.

Eborn, 1998, apresenta uma análise sobre modelagem orientada a objetos (que utiliza matemática simbólica e equações diferenciais) vs. modelagem por diagrama de blocos (que utiliza métodos procedimentais e equações diferenciais ordinárias). Segundo o autor, a grande vantagem do modelo orientado a objetos é a modularidade e facilidade de uso. Nesse mesmo trabalho, foi apresentada também uma contribuição sobre como construir e usar bibliotecas para modelos de sistemas térmicos de potência. Além disso, foi desenvolvido um banco de dados de modelos de componentes chamado K2. Este banco de dados utiliza a modelagem orientada a objetos e foi testado pelo autor na simulação de uma planta termelétrica teórica para que se pudesse verificar seu funcionamento. Todo o trabalho foi feito na linguagem de programação orientada a objetos OSMOLA.

O trabalho de da Silva et al., 2002, apresentou um estudo sobre vários simuladores para análise de projetos de cogeração disponíveis no mercado. Dentre eles, cita-se Ipse-Pro, GT-Pro e Steam-Pro. Foram avaliadas também as principais vertentes tecnológicas para a análise de sistemas térmicos. Dentre essas vertentes, cita-se a heurística e análise termodinâmica, a termoeconomia e a programação matemática. Ainda nesse trabalho, os autores mostraram e caracterizaram vários modelos de simulação onde os programas avaliados foram enquadrados. Os modelos

apresentados foram: modelos de composição, modelos de estrutura de fixa e modelos de estrutura variável. Os modelos de composição são quase sempre em linguagem de programação visual e permitem ao usuário a montagem e caracterização de seus próprios ciclos. Já os modelos de estrutura fixa apresentam um sistema predefinido correspondente a algum ciclo térmico. Por fim, os modelos de estrutura variável se prestam a trabalhos de otimização. Os autores fizeram questão de ressaltar a importância de desenvolvimento de novos códigos que apresentem alternativas de procedimentos de cálculo aos que se encontram no mercado. Segundo eles, assim é fomentada a discussão sobre as vertentes metodológicas para cada tipo de aplicação.

O'Brien, 2000, propôs um novo modelo simplificado para simulação de plantas de cogeração com carga variável. O modelo se insere num campo entre a modelagem estática de usinas em condições de projeto e a complexa modelagem em condições de carregamento parcial. Neste novo modelo proposto, está incluída também uma análise termoeconômica. Sua grande aplicabilidade é em propostas de cogeração em pequena escala com carga variável como hospitais, universidades, prédios públicos e etc. Segundo o autor, o modelo apresentou resultados com uma incerteza de  $\pm 10\%$ . Todo o trabalho foi feito em C++ e sua rotina de propriedades utilizou a formulação de Irvine and Lyle, 1984.

Koda et al., 2002, tiveram por objetivo desenvolver um programa para análise de sistemas térmicos de potência que fosse genérico. Um conjunto de técnicas foram implementadas para fazer com que o programa tivesse flexibilidade e rapidez. Além disso, uma biblioteca com um grande número de modelos de componentes foi montada. Cada modelagem foi feita através balanços de massa, energia e equações características. O programa utilizou a formulação da IAPWS-IF97 para cálculo das propriedades do fluido de trabalho. Dessa forma, sua pretensa generalidade ficou restrita a sistemas térmicos que possuam água como fluido de trabalho. A solução do problema foi atingida por um método matricial. Nesse método foram implementadas técnicas de redução de matriz e checagem de consistência do equacionamento proposto. O artigo apresentou ainda um algoritmo genérico para o cálculo de um sistema térmico e sua aplicação em dois exemplos.

Ainda sobre simuladores, existem os trabalhos de Evans et al., 1988, e Badr et al., 1990. No primeiro trabalho foi desenvolvido um programa simplificado para cálculo de ciclos Rankine. Os ciclos podem ser simples, com reaquecimento, superaquecimento e regeneração. O programa foi desenvolvido em PASCAL. O cálculo de propriedades foi baseado em tabelas e interpolações. No segundo, os autores apresentaram uma modelagem completa de vários tipos de ciclos Rankine e um simulador desenvolvido a partir dela. O simulador foi construído em BASIC

utilizando o método de Newton-Raphson para convergência. O programa de propriedades foi baseado na formulação da ASME, 1958 e em correlações auxiliares.

Entre os diversos trabalhos desenvolvidos no grupo de pesquisas GESTE, onde foi realizado o presente trabalho, salientam-se as dissertações de Paz, 2002 e Panosso, 2003. O primeiro autor fez uma análise de um ciclo Rankine inserindo no mesmo curvas de performance para a turbina e perdas de carga na tubulação para verificação de suas influências nos resultados. O segundo realizou um estudo comparativo dos métodos de solução de Newton-Raphson e Substituição Sucessiva para um ciclo Rankine com reaquecimento e regeneração.

Como a usina abordada neste trabalho foi tema de um concurso, cabe também uma revisão sobre os diversos artigos gerados a partir dele. A apresentação e caracterização detalhada do problema proposto será mostrada nos capítulos seguintes. Primeiramente, será feita uma breve descrição sobre a maneira que cada participante resolveu o problema e a seguir será mostrada uma tabela auxiliar com os principais resultados encontrados por eles.

Demidov et al., 2003, simularam a usina AVV 1 gerando apenas energia e, num segundo momento, gerando energia e aquecimento distrital. Os autores utilizaram o programa chamado United Cycle, desenvolvido por seu grupo de pesquisa. Para a resolução os autores fizeram uma série de hipóteses complementares sobre a condição de funcionamento da usina. Essas hipóteses incluem quedas de pressão e temperatura em certos pontos da usina, prescrição sobre a influência da umidade do vapor na eficiência da turbina, diâmetro do rotor dos estágios de baixa pressão, pressão mínima do condensador e várias outras. Este programa utiliza a formulação da IAPWS-IF97 para o cálculo das propriedades da água. Ijzenbrandt et al., 2003, utilizaram o programa comercial da General Electric chamado GateCycle para resolver o problema. Ao longo de seu artigo, os autores descreveram o funcionamento do programa e declaram ter encontrado certas discordâncias sobre os dados da usina. Para resolver o problema eles alteram dados da potência consumida. Já Elmegaard et al., 2003, abordaram o mesmo problema com um simulador desenvolvido em FORTRAN 77 chamado DNA. No seu trabalho, eles apresentaram um estudo mostrando que o uso da eficiência politrópica descreve melhor o comportamento da turbina nos vários estágios do que os dados fornecidos de eficiência isoentrópica. A partir desta constatação, todos os valores iniciais de eficiências isoentrópicas foram trocados por valores de eficiências politrópicas e as turbinas foram modeladas com elas. Além disso, também foram feitas hipóteses adicionais para a solução do problema. Por fim, Zigante et al., 2003, apresentaram sua solução obtida através do programa DIMAP. Estes autores também realizaram uma série de hipóteses adicionais para alcançar a solução do problema. Dentre elas destaca-se o uso do coeficiente de Stodola constante para modelagem da turbina quando a mesma sofre variação de carga. Essa

hipótese é validada por Cooke, 1985. Além disso, na mesma situação de variação de carga o autor modifica as eficiências isoentrópicas de acordo com as curvas obtidas por Spencer e Cotton, 1963. Ainda nesse trabalho, foi apresentada uma análise de exergia da planta. A tabela 1.1 apresenta resumidamente os resultados encontrados nos trabalhos citados.

Tabela 1.1 – Principais resultados obtidos pelos autores que simularam a usina AVV 1.

	Potência Líq* (Geração Energia 100% da carga)	Potência Líq* (Aquec. Distrital 100% da carga)	Efíc. da Planta (Geração Energia 100% da carga)	Efíc. da Planta (Geração Energia 100% da carga)
Demidov et al. (United Cycle)	250 MW	Não Informado	41,5%	Não Informado
Ijzenbrandt et al. (GateCycle)	250,04 MW	209,21 MW	41,62%	34,85%
Elmegaard et al. (DNA)	249,29 MW	216 MW	41,4%	35,9%
Zigante et al. (DIMAP)	250,4 MW	208,8 MW	41,39%	34,51%

\* Potência líquida gerada pela planta.

O próximo item abordado pela revisão foi o cálculo das propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho utilizado na planta (água).

Segundo Van Wilen e Sontag, 1995, um programa de propriedades termodinâmicas de um fluido qualquer é construído a partir de uma formulação. Essa formulação é obtida a partir de equações fundamentais que são geradas por interpolação de dados medidos experimentalmente. Uma vez que se obtém uma equação fundamental, todas as outras propriedades podem ser calculadas.

Por ordem cronológica, uma das formulações mais utilizadas é a fornecida pela ASME, 1958. Esta formulação baseia-se nas tabelas de Keenan et al., 1938, revisadas em 1955. Em 1967, durante a 6<sup>o</sup> Conferência Internacional sobre Propriedades do Vapor realizada pelo International Formulation Committee, surge uma formulação para uso em projeto de turbinas e equipamentos industriais. Essa formulação foi chamada de IFC-67 e serviu como uma referência para todos os fabricantes de componentes da indústria de energia até a década de 90. Em 1969, e depois em 1978, ocorreram mais 2 revisões das tabelas de Keenan et al. Em 1984, Irvine e Liley, apresentaram um programa de propriedades baseado na revisão de 1978 do trabalho de Keenan. Também baseado nessa última revisão das tabelas de Keenan, Van Wilen et. al., 1995, construíram um programa de propriedades de precisão simples. Este programa chama-se CATT2.

De um modo geral, as formulações desenvolvidas podem apresentar problemas de performance quando são implementadas computacionalmente. Dependendo do intervalo de dados em que se deseja obter as propriedades, o desempenho pode ficar afetado tanto no quesito velo-

cidade de resposta quanto no de precisão dos resultados. A exceção fica por conta do programa CATT2 que, no entanto, tem a desvantagem de usar precisão simples. Para tentar resolver estes problemas, em 2000 foi lançada a IAPWS-IF97 [Wagner et al., 2000]. Essa formulação foi desenvolvida para atingir ótima performance computacional em termos de precisão e velocidade. Além disso, ela foi criada para substituir a IFC-67 como referência para construtores de equipamentos utilizados na área de engenharia térmica. Essa foi a formulação adotada para este trabalho. Nesta dissertação, é apresentada a IAPWS –IF97 assim como se mostra uma breve análise do seu desempenho quando comparada com as equações de Irvine e Liley, 1984. Uma análise comparativa detalhada da IAPWS-IF97 com a antiga referência padrão, IFC-67, pode ser encontrada em Wagner et al., 2000.

Sobre análise exergética de plantas similares àquelas abordadas no presente trabalho, a principal referência consultada foi Bejan, 1996, que apresenta a parte conceitual de exergia aplicada a componentes de uma planta de geração de energia. No seu livro também é encontrada uma metodologia para o cálculo de exergia química de combustíveis fósseis. Outra referência consultada foi Wark, 1995, onde são discutidas as várias razões para a existência de irreversibilidades nos processos que ocorrem numa usina termelétrica. Como a análise exergética vem ganhando força nos últimos tempos, o número de artigos na área também vem crescendo. Dentre esses artigos, estão os de Li, 1993, e Natarajan et al., 1987. Os dois autores, em época diferentes, discutem de forma didática a aplicação dos conceitos de exergia para ciclos Rankine simples e teóricos. Os primeiros, desenvolvem um coeficiente que relaciona a eficiência gerada pela 1ª Lei da termodinâmica com a eficiência pela 2ª Lei. Já o segundo trabalho faz uma análise da influência de vários parâmetros sobre as eficiências energética e exergética para um ciclo Rankine simples. Verkhivker et al., 2001, apresenta uma análise exergética de uma planta geradora de 232.6 MW e de seus componentes. Também é mostrado nesse artigo um método de análise exergética para usina nucleares. Ainda nessa linha, Habib et al., 1992, realiza uma análise baseada na 2ª lei da termodinâmica de ciclos Rankine com reaquecimento e regeneração. Nesse artigo, o autor apresenta estudos comparativos sobre a influência de regeneradores abertos vs. fechados e faz uma análise de sensibilidade de parâmetros e componentes que influem na performance da planta. Esse trabalho mostra ainda que a adição de reaquecimento melhora sensivelmente o aproveitamento da usina. O último trabalho apresentado aqui sobre exergia é o de Srinophakun et al., 2001. Nele é implementada uma rotina em FORTRAN no simulador ASPEN PLUS que executa uma análise exergética pelo método dos diagramas de utilização de energia. Esse diagrama é um gráfico que mostra a qualidade de energia vs. quantidade de energia para cada componente de um sistema térmico. Os autores mostram resultados para um ciclo Rankine simples e para um

ciclo Kalina. Por fim, é ressaltada a vantagem visual do diagrama pois permite uma rápida visualização dos pontos críticos de um ciclo de potência quanto à destruição de exergia.

### 1.3. Objetivos

Simular uma usina termelétrica existente em Copenhague, Dinamarca, desenvolvendo algoritmo computacional específico que avalie o sistema funcionando com e sem co-geração e em várias condições de carga. Deseja-se fazer uma avaliação do ponto de vista energético e exergetico. Além disso, objetiva-se fazer um estudo comparativo da influência das hipóteses sobre o comportamento da eficiência isoentrópica e pressões da turbina, quando a carga é variada, na operação da planta.

### 1.4. A Dissertação por Capítulos

No primeiro capítulo apresenta-se a introdução, a revisão bibliográfica e os objetivos do trabalho. O capítulo 2 apresenta toda a parte conceitual utilizada. Primeiramente, mostra-se como foi feita a caracterização de cada equipamento da planta simulada seguida da teoria sobre a formulação adotada e terminando com a exposição dos fundamentos sobre análise exergetica. O trabalho segue com o capítulo 3 onde é apresentada a montagem do programa computacional desenvolvido para a simulação da usina, o desenvolvimento do programa de propriedades, a montagem do simulador e a resolução do problema modelo. No capítulo 4 são apresentados resultados de todos os outros casos simulados. O trabalho apresenta suas conclusões no capítulo 5.

## 2. FUNDAMENTOS E CONSIDERAÇÕES PRELIMINARES

### 2.1. Introdução

Neste capítulo é apresentada toda a parte conceitual utilizada neste trabalho. Primeiramente, será vista a caracterização de cada equipamento utilizado na planta simulada. A seguir, é mostrado como esses equipamentos se conectam em um sistema de modo a descrever a usina. É apresentado na seqüência, a formulação utilizada no cálculo das propriedades do fluido de trabalho. Por fim, serão apresentados os fundamentos de análise exergética.

### 2.2. Caracterização de Equipamentos

Neste item é mostrada a descrição de cada componente que compõe a usina AVV1. São eles: gerador elétrico, gerador de vapor, turbinas, bombas, condensadores, regeneradores e aquecedores distritais.

#### 2.2.1. Gerador Elétrico

Neste trabalho, o gerador elétrico é caracterizado como um simples transformador de energia mecânica em energia elétrica. Essa transformação se dá com uma perda proporcional à quantidade de energia mecânica. Assim, o gerador elétrico será representado por uma eficiência  $ef_{el}$ , como mostra a equação 2.1, considerada constante em qualquer condição de funcionamento da usina.

$$ef_{el} = \frac{Pot_{el}}{Pot_{mec}} \quad (2.1)$$

Na equação acima:

$Pot_{el}$  é a potência elétrica [W];

$Pot_{mec}$  é a potência mecânica [W].

#### 2.2.2. Gerador de Vapor

O gerador também é representado por uma eficiência que caracteriza as perdas envolvidas no processo de transferência de calor para o fluido do trabalho.

A eficiência do gerador de vapor,  $ef_{GV}$ , é calculada através da equação 2.2:



$$ef_{GV} = \frac{\sum m_{GS} h_{GS} - \sum m_{GE} h_{GE}}{Q_{GV}} \quad (2.2)$$

onde:

$m_{GS}$  e  $m_{GE}$  são as vazões mássicas na entrada e saída do gerador de vapor [kg/s];

$h_{GS}$  e  $h_{GE}$  são as entalpias específicas do fluido na entrada e saída do gerador de vapor [J/kg];

$Q_{GV}$  é a quantidade de calor fornecida ao gerador de vapor [W].

O calor  $Q_{GV}$  não leva em conta os processos de combustão do carvão. O somatório se justifica quando houver mais de uma entrada ou saída.

O gerador de vapor de uma usina real também possui uma perda de carga, que foi prescrita no presente trabalho.

### 2.2.3. Turbina a Vapor

Os modelos mais simples de turbinas a vapor consideram que esse equipamento seja constituído por apenas um estágio de expansão, e que a mesma se processe de forma adiabática e em regime permanente, com conservação de massa e energia. Considerando as hipóteses acima, a literatura introdutória sobre o tema [Van Wylen et al., 1995; Moran e Shapiro, 2002], utilizando a 1ª Lei, propõe a seguinte expressão para a potência  $Pot_T$  gerada na turbina, em W:

$$Pot_T = m_T (h_{TE} - h_{TS}) \quad (2.3)$$

onde:

$m_T$  é a vazão mássica que passa pela turbina [kg/s];

$h_{TE}$  é a entalpia específica do fluido que entra na turbina [J/kg];

$h_{TS}$  é a entalpia específica do fluido que sai da turbina [J/kg];

A determinação do estado do vapor na saída da expansão é obtida com a equação auxiliar da eficiência isoentrópica  $ef_{IS}$ , dada por:

$$ef_{IS} = \frac{h_{TE} - h_{TS}}{h_{TE} - h_{TSIS}} \quad (2.4)$$

onde  $h_{TSS}$  é a entalpia que o fluido teria ao sair da turbina se ocorresse um processo isoentrópico, em J/kg. Os demais termos são os mesmos declarados na equação 2.3.

As turbinas empregadas em usinas são normalmente constituídas por vários estágios de expansão do vapor, como mostra a figura 2.1:

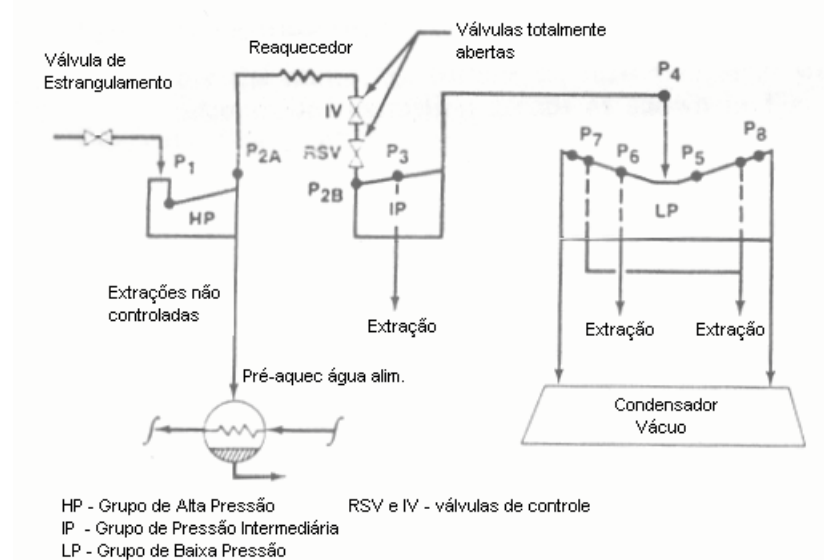


Figura 2.1 – Expansão não controlada em uma turbina com múltiplos estágios [Cooke, 1985].

A figura 2.1 apresenta um esquema de uma instalação de potência, onde a turbina é composta por segmentos de alta pressão, pressão intermediária e um último de baixa pressão, o que se assemelha à configuração da usina AVV1, estudada no presente trabalho. Lo et al., 1990, definem o termo grupo de uma turbina para o conjunto formado por um ou mais estágios (multi-estágios), que se comportam como se fosse um único bocal de expansão. Assim, o grupo passa a definir um conjunto de estágios limitados por uma admissão e uma expansão consecutivas, para o qual pode-se associar uma eficiência isentrópica do grupo.

Para o caso de turbinas de ciclos de potência, a variação das pressões em função da vazão mássica nos grupos de multi-estágios é expressa pela Lei da Elipse proposta por Stodola, 1927, apud Cooke, 1985, generalizada e revalidada por Cooke, 1985. Essa lei, quando particularizada para casos de expansão não controlada, emprega a definição de um coeficiente de vazão constante  $\phi$ , em  $m^2$ , descrito pela seguinte equação na forma de volume:

$$\phi = \frac{m_T}{\sqrt{\frac{P_T}{v_T}}} \quad (2.5)$$

onde:

$p_T$  é a pressão na entrada da turbina [Pa];

$v_T$  é o volume específico do fluido na entrada da turbina [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ].

Cooke, 1985, provou que esse coeficiente pode ser considerado constante quando ocorrem expansões não controladas na turbina. Nesse caso, as válvulas de controle das turbinas são mantidas totalmente abertas, e o controle da pressão na entrada da turbina é feito ou no gerador de vapor ou na bomba principal da planta. É importante dizer também que esse coeficiente depende diretamente da razão entre a pressão de entrada e saída da turbina; portanto, na hipótese de não variação, a razão entre as pressões também não mudaria. Isso é importante no caso de uma turbina com várias extrações. Nesse caso, utilizando a definição de grupo, somente é necessário encontrar a pressão de entrada de cada grupo da turbina para se descobrir as outras por proporcionalidade.

Além das pressões, a eficiência isoentrópica também varia com a pressão, cujo comportamento, no entanto, normalmente é fornecido pelo fabricante do equipamento. Como esse dado não foi disponibilizado pela comissão organizadora do concurso, adotou-se uma curva genérica para variação da eficiência isoentrópica mostrada por Paz, 2002. Essa curva serviu como uma linha de comportamento da eficiência isoentrópica de todas as turbinas da planta analisada em função da vazão mássica de cada uma, e pode ser vista na sua forma adimensional na figura 2.2.

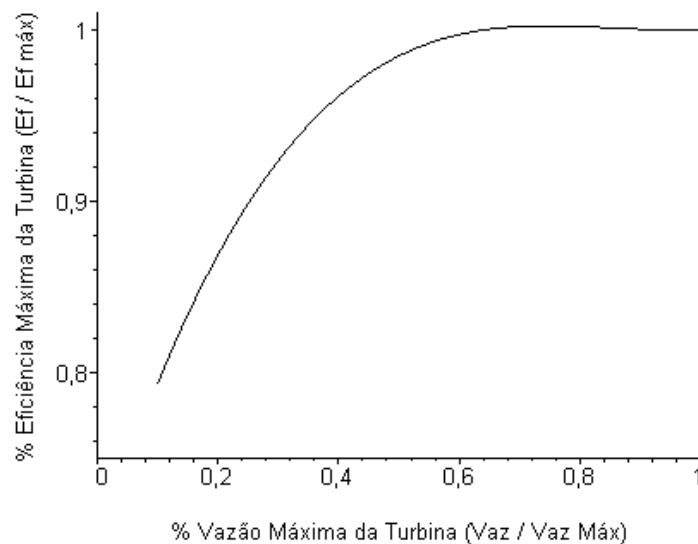


Figura 2.2 – Curva da eficiência isoentrópica em função da vazão mássica para uma turbina [Paz, 2002].

#### 2.2.4. Bombas

Para a representação da bomba empregam-se as mesmas hipóteses adotadas para a turbina: regime permanente, processo adiabático. Da mesma forma, utilizando-se balanços de conservação de massa e energia (1° Lei da Termodinâmica), pode-se calcular a potência consumida por uma bomba  $Pot_B$ , em W, como [Van Wylen et al., 1995]:

$$Pot_B = m_B(h_{BS} - h_{BE}) \quad (2.6)$$

onde o índice  $B$  é relativo à bomba. Os mesmos autores ainda apresentam uma outra formulação para a potência consumida se o processo fosse isentrópico,  $Pot_{B.IS}$ , considerando o fluido incompressível, como segue:

$$Pot_{B.IS} = m_B v_B (p_{BE} - p_{BS}) \quad (2.7)$$

onde:

$p_{BE}$  e  $p_{BS}$  são as pressões do fluido na entrada e na saída da bomba, respectivamente [Pa];  
 $v_B$  é o volume específico do fluido no estado de líquido saturado [ $m^3/kg$ ].

A potência calculada pela equação 2.7 pode ser relacionada com a potência da equação 2.6 através de uma eficiência isentrópica  $ef_{IS}$ , expressa na seguinte forma:

$$ef_{IS} = \frac{h_{BS.IS} - h_{BE}}{h_{BS} - h_{BE}} \quad (2.8)$$

onde  $h_{BS.IS}$  é a entalpia do fluido ao sair da bomba se ocorrer um processo isentrópico [J/kg].

Ainda sobre bombas, deve-se fazer um comentário sobre a variação da pressão com a vazão. Assim como para as turbinas, essa variação é dada através de curvas e equações fornecidas pelos fabricantes das bombas, mas que também podem ser obtidas por adaptações da literatura [Paz, 2002]. No caso específico deste trabalho, como será visto nos próximos capítulos, a curva da bomba principal é fornecida pela organização do concurso, e todas as outras bombas auxiliares têm suas eficiências isentrópicas consideradas constantes e prescritas.

#### 2.2.5. Condensador

A caracterização do condensador foi feita adotando-se balanços de conservação de massa e energia, como encontrado em Van Wylen et al., 1995.

Para o lado do fluido de trabalho, o calor retirado do condensador,  $Q_{Con}$ , em W, é dado por:

$$Q_{Con} = m_{Con} (h_{ConE} - h_{ConS}) \quad (2.9)$$

onde:

$m_{Con}$  é a vazão mássica de fluido de trabalho que escoo no condensador [kg/s];

$h_{ConS}$  e  $h_{ConE}$  são as entalpias do fluido de trabalho na descarga e na admissão [J/kg];

Realizando a mesma análise pelo lado do fluido de resfriamento, e considerando o mesmo na fase líquida, tem-se também a seguinte equação para  $Q_{Con}$ :

$$Q_{Con} = m_{res} c_{pres} (T_{resE} - T_{resS}) \quad (2.10)$$

onde:

$m_{res}$  é a vazão mássica de fluido de resfriamento que escoo no condensador [kg/s];

$c_{pres}$  é o calor específico do fluido de resfriamento [J/kgK];

$T_{resS}$  e  $T_{resE}$  são as temperaturas do fluido de resfriamento na descarga e na admissão [K].

No modelo utilizado neste trabalho foram desprezadas as perdas de carga e considerou-se que o fluido que sai da turbina atinge o estado de líquido saturado ao deixar o condensador.

## 2.2.6. Regeneradores e Aquecedores Distritais

Regeneradores, também usualmente chamados de pré-aquecedores do fluido de alimentação (*feedwater heaters* na literatura inglesa) têm por função elevar ao máximo possível a temperatura do fluido de trabalho, antes de sua admissão no gerador de vapor. O calor para esse processo é cedido por uma corrente de vapor, extraído de estágios da turbina. Esses componentes são trocadores de calor com características específicas. Segundo Badr et al., 1990, são três os tipos de pré-aquecedores mais utilizados em plantas termelétricas: aquecedores do tipo aberto (ou de contato direto), aquecedores do tipo fechado com dreno canalizado a montante e aquecedores do tipo fechado com dreno bombeado a jusante.

Os aquecedores de tipo aberto tem a função de tanque de alimentação do circuito, sendo colocado sempre a montante da bomba principal. Nesse aquecedor, esquematicamente mostrado na figura 2.3, o vapor extraído da turbina (entrada superior, em vermelho) é misturado direta-

mente com uma corrente de fluido sub-resfriado proveniente do condensador ou de outro regenerador (entradas laterais, em azul).

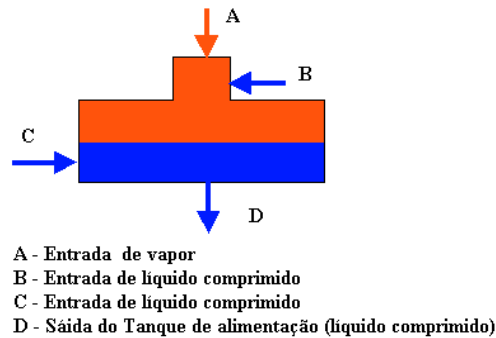


Figura 2.3 – Diagrama esquemático de um aquecedor do tipo aberto.

A mistura deve produzir, idealmente, líquido saturado, na mesma pressão do vapor extraído da turbina. No entanto, para prevenir problemas de cavitação nas bombas, limita-se a quantidade de vapor extraído para que saia líquido sub-resfriado deste aquecedor ou aumenta-se a pressão da corrente de extração, o que resulta em um aumento da pressão de admissão da bomba.

Aquecedores do tipo fechado (figura 2.4) normalmente são trocadores de calor de casco e tubos, onde a corrente de vapor extraído de algum grupo da turbina flui pelo casco, condensando após a troca de calor com outra corrente de água, sub-resfriada que flui pelos tubos, proveniente do circuito de baixa pressão da usina.

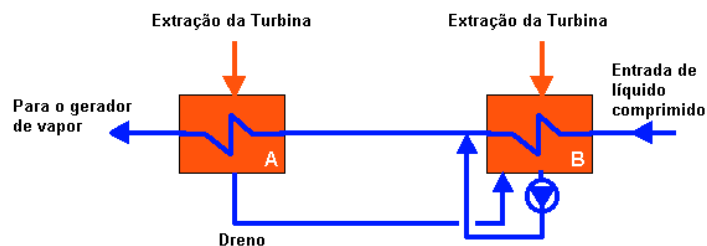


Figura 2.4 – Diagrama esquemático de aquecedores fechados com: (A) dreno forçado a montante e (B): dreno bombeado a jusante.

Esse vapor que é condensado pode ser direcionado a montante onde é expandido para a pressão do próximo aquecedor ou bombeado a jusante na linha principal do fluido de trabalho.

A temperatura de saída do fluido sub-resfriado não pode atingir a mesma temperatura da extração do vapor, que é admitido no trocador, em função da natureza de tais aquecedores. O aquecedor é dimensionado de forma a fazer com que o fluido de trabalho saia com uma diferença de temperatura terminal (DTT) fixa, definida como a diferença entre a temperatura de saturação

do vapor extraído da turbina e a temperatura de saída do fluido de alimentação. Além disso, existe outro critério de projeto chamado de diferença de temperatura de dreno (DTD), que expressa a diferença entre a temperatura do fluido que sai no dreno e a do fluido sub-resfriado que entra no aquecedor, como mostra a figura que segue:

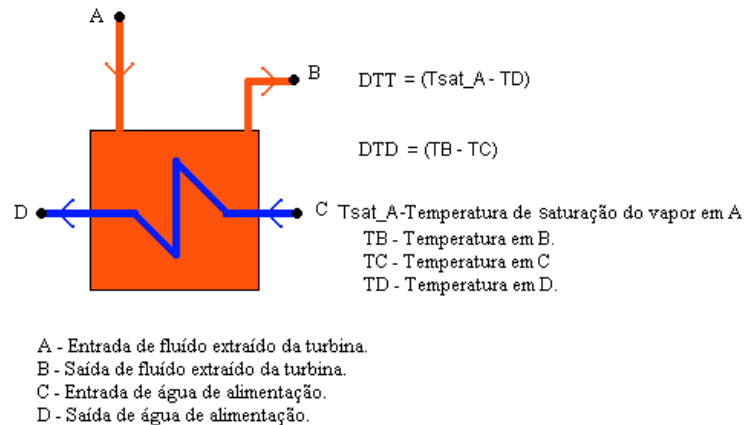


Figura 2.5 – Critérios de diferenças de temperatura DTT e DTD.

O estado do fluido que sai no dreno destes aquecedores quando direcionados a montante pode ser saturado ou levemente sub-resfriado, mas se o mesmo for bombeado a jusante, um certo grau de sub-resfriamento tem que ser garantido.

A literatura apresenta diferentes tipos de modelagem para trocadores de calor, como pode ser visto em Kakaç, 1991 . No presente trabalho a modelagem adotada segue balanços de energia e massa, empregada tanto para pré-aquecedores como também para aquecedores distritais, quando for o caso. No caso de aquecedores do tipo aberto esse balanço expressa-se como:

$$m_{tot} h_{SA} = \sum m_{Ei} h_{Ei} \quad (2.11)$$

onde:

$h_{SA}$  é a entalpia do fluido que sai do aquecedor [J/kg];

$m_{tot}$  é a vazão mássica de fluido que sai do aquecedor (soma de todas as massas que entram nele) [kg/s];

$m_{Ei}$  é a vazão mássica em cada entrada do aquecedor [kg/s];

$h_{Ei}$  é a entalpia do fluido em cada entrada do aquecedor [J/kg];

No caso de aquecedores fechados o equacionamento usado foi o seguinte:

$$\sum m_{Si} h_{Si} = \sum m_{Ei} h_{Ei} \quad (2.12)$$

onde:

$h_{Si}$  é a entalpia do fluido que em cada saída do aquecedor [J/kg];

$m_{Si}$  é a vazão mássica de fluido em cada saída do aquecedor [kg/s];

os demais termos são os mesmos declarados na equação 2.11.

## 2.3. Propriedades Termodinâmicas da Água

### 2.3.1. Formulação IAPWS-IF97

Para o cálculo de propriedades termodinâmicas da água, foi utilizada a formulação para uso industrial recomendada pela “International Association for the Properties of Water and Steam - IAPWS ” denominada IAPWS-IF97. A IAPWS adotou essa formulação em 1997 em substituição à formulação industrial prévia de 1967 denominada IFC-67. Essa antiga formulação formava a base para cálculos em plantas de potência e outras aplicações em engenharia de energia desde a década de 60 e deverá ser gradualmente substituída pela IAPWS-IF97.

A IAPWS-IF97 foi escolhida por apresentar alto desempenho computacional e ser a indicada para cálculos de projeto de plantas de potência.

Aqui será apresentado um breve resumo das informações disponíveis sobre a formulação. Todo o desenvolvimento do conjunto de equações, bem como todos os outros dados a respeito da formulação, podem ser encontrados em Wagner et al., 2000.

Esta formulação apresenta um campo de validade para a temperatura de 0°C a 800°C para a pressão até 100 MPa e de 800°C a 2000°C para pressão até 10 MPa. Esse domínio foi dividido em 5 regiões conforme mostra a figura 2.6. As propriedades calculadas são volume específico  $v$  em [m<sup>3</sup>/kg], entalpia  $h$  em [kJ/kg], entropia  $s$  em [kJ/kgK], calor específico a pressão constante  $c_p$  em [kJ/kgK], calor específico a volume constante  $c_v$  em [kJ/kgK], pressão de saturação  $p_s$  em [MPa] e velocidade do som  $w$  em [m/s]. Neste trabalho foi implementado o equacionamento até 800°C e não foi implementado o cálculo de  $w$ . As unidades declaradas nesse item são aquelas que constam na formulação.

Na formulação utilizada, são desenvolvidas equações para cada uma das regiões acima. As regiões 1 e 2 trabalham com equações fundamentais para a energia livre específica de Gibbs  $g(p,T)$  onde  $p$  é a pressão em MPa e  $T$  a temperatura em K. A região 3 trabalha com uma equação fundamental para energia livre específica de Helmholtz  $f(\rho,T)$  onde  $\rho$  é a massa específica em m<sup>3</sup>/kg.



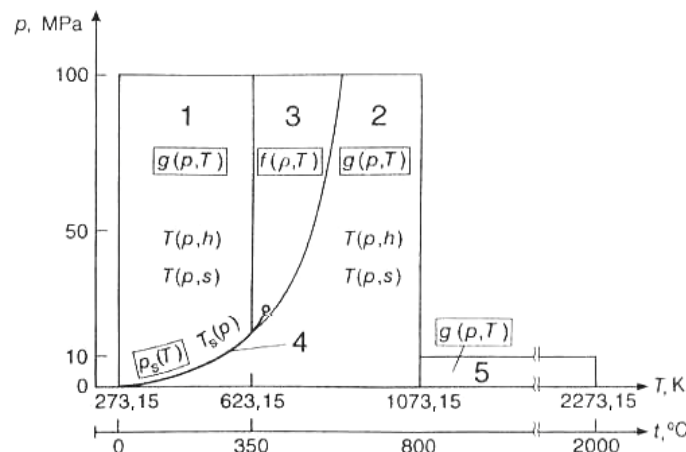


Figura 2.6 – Domínio de validade da formulação IAPWS-IF97 [Wagner et al., 2000].

Segundo Callen, 1985, a energia livre de Gibbs e de Helmholtz são transformadas parciais de Legendre sobre uma certa variável aplicadas a uma equação fundamental do tipo  $U(S, V, NI, \dots)$  por exemplo. Um dos objetivos dessas transformadas é possibilitar a representação de parâmetros intensivos como variáveis independentes nas equações de estado e ou fundamentais. Nessa forma, é possível calcular parâmetros não mensuráveis a partir de parâmetros mensuráveis como pressão e temperatura. A energia livre de Gibbs, é a transformada de Legendre que substitui simultaneamente a entropia pela temperatura e o volume pela pressão como variáveis independentes. Já a energia livre de Helmholtz é a transformada parcial de Legendre aplicada em uma  $U(S, V, NI, \dots)$  que substitui a entropia pela temperatura como variável independente.

A região 4 corresponde a curva de saturação e portanto é expressa em uma função de  $p_s(T)$ . Esse equacionamento é denominado de conjunto de equações básicas. A conveniência de se trabalhar com equações fundamentais está no fato de que todas as propriedades podem ser obtidas através de suas derivadas, dispensando o demorado processo de iteração. Além disso, a formulação apresenta equações de recorrência para se trabalhar com outros pares, diferentes do par  $(p, T)$ . Essas equações permitem ao usuário trabalhar com as funções  $T(p, s)$ ,  $T(p, h)$  além da temperatura de saturação  $T_s(p)$  para a curva de saturação. O objetivo dessas equações de recorrência é evitar o processo de iteração quando trabalhando com outros pares e, com isso, obter ganho computacional. Por exemplo, para calcular  $h(p, s)$ , primeiro calcula-se  $T(p, s)$  e, a seguir,  $h(p, T)$ .

No entanto, o uso desse conceito requer que a consistência numérica entre as equações seja extremamente boa. Para isso, a formulação apresenta os seguintes valores de consistência:

a) A temperatura determinada pela equação de recorrência  $T(p, h)$  tem que concordar com a temperatura calculada para os mesmos  $p$  e  $h$  da equação básica correspondente  $g(p, T)$  com uma

tolerância ( $\Delta T_{\text{tol}}$ ). Esta tolerância varia em  $\pm 25\text{mK}$  para toda a região 1 e para a região 2 com valores de entropia menores que  $5,85 \text{ kJ/kgK}$ . Para a região 2 com valores de entropia maiores que  $5,85 \text{ kJ/kgK}$  a tolerância é de  $\pm 10\text{mK}$ . Essa menor tolerância é particularmente importante para a indústria de energia.

b) A temperatura determinada pela equação de recorrência  $T(p,s)$  possui as mesmas tolerâncias descritas no item a.

c) A pressão de saturação calculada pela equação  $T_s(p)$  possui um desvio em  $\Delta p_s$  menor que  $\pm 0,003\%$  da  $p_s$  determinada da equação  $p_s(T)$ .

Essas inconsistências foram determinadas pelo grupo que desenvolveu a formulação após testes em cálculos de ciclos de potências característicos, de modo a não causar problemas numéricos quando o uso de equações básicas e de recorrência fosse feito de maneira alternada.

Ainda, cabe dizer que essas inconsistências numéricas permissíveis entre equações básicas e de recorrências são extremamente pequenas, atingindo cerca de  $1/10$  da incerteza dos valores que constam na norma científica IAPWS-95 na qual se baseia a formulação.

### 2.3.2. Precisão

Quanto à precisão, os valores das propriedades  $v$ ,  $h$  e  $p_s$ , em geral, correspondem aos valores da norma “*IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam Substance for General and Scientific Use - IAPWS-95*”, apud Wagner et al., 2000, com as tolerâncias das tabelas “*International Skeleton Tables-IST-85*”, apud Wagner et al., 2000, na sua versão de 1994. A saber: entre  $\pm 0,01\%$  e  $\pm 0,3\%$  em  $v$ , entre  $\pm 0,1\%$  e  $\pm 0,3\%$  para  $h$  e de  $\pm 0,025\%$  para  $p_s$ . Para valores de  $p$  menores que  $1 \text{ MPa}$  e para a região de saturação com a  $T$  menor que  $100^\circ\text{C}$ , as tolerâncias da formulação divergem, para  $h$  e  $v$ , daquelas propostas pela IST-85 em vista de exigências técnicas. Os valores nessa região são  $\pm 0,01\%$  em  $v$ ,  $\pm 0,1\%$  em  $h$ . Para  $c_p$ , os valores apresentam uma variação de  $\pm 1\%$  em relação a IAPWS-95 com exceção da região próxima ao ponto crítico, onde maiores desvios são permitidos. Com a precisão descrita acima, a concordância entre a formulação industrial, segundo Wagner et al. (op. cit.), está assegurada.

### 2.3.3 Máxima Inconsistência entre as Fronteiras das Regiões

Com respeito à continuidade nas fronteiras entre as regiões, a formulação adota os valores definidos, segundo Wagner et al. (op. cit.), no “Minutes of the Meeting of the International Formulation Committee of ICPS” realizado em Praga, 1965. Esses valores, estabelecidos para a IFC -67, dão diferenças permissíveis nas respostas das propriedades ao longo das fronteiras entre

as regiões quando estas são calculadas para todas as equações válidas na fronteira correspondente. Os requisitos de continuidade adotados pela IAPWS-IF97 são:

a) Fase Única:

Volume específico :	$\Delta v = \pm 0,05\%$ ;
Entalpia específica :	$\Delta h = \pm 0,2 \text{ kJ/kg}$ ;
Calor específico a p constante :	$\Delta c_p = \pm 1\%$ ;
Energia livre de Gibbs específica :	$\Delta g = \pm 0,2 \text{ kJ/kg}$ .

b) Saturação

Pressão de saturação :	$\Delta p_s = \pm 0,05\%$ ;
Temperatura de saturação :	$\Delta T_s = \pm 0,02\%$ ;
Energia livre de Gibbs específica:	$\Delta g = \pm 0,2 \text{ kJ/kg}$ .

#### 2.3.4. Conjunto de Equações

A seguir, serão apresentadas as equações que descrevem as regiões. Todas as equações foram desenvolvidas na forma de somatórios de modo a aumentar a velocidade de cálculo no computador. As equações estão na seguinte forma funcional:

$$z(x, y) = \sum_i n_i \left( \frac{x}{a} + b \right)^{I_i} \left( \frac{y}{c} + d \right)^{J_i} \quad (2.13)$$

onde, por exemplo,  $z = f$ ,  $x = \rho$  (massa específica),  $y = T$  (temperatura),  $a, b, c, d$  constantes,  $n_i, I_i$  e  $J_i$  coeficientes tabelados.

A forma final de todas as equações (exceto a para a curva de saturação) foi obtida através do uso do método de otimização de Setzmann and Wagner ou um método de otimização de Wagner modificado. Estes procedimentos requerem um banco de termos do qual a melhor combinação de um número ótimo de termos é determinada.

##### 2.3.4.1. Região 1

A equação básica para essa região é uma equação fundamental para a energia livre de Gibbs  $g(p, T)$  em [kJ/kg]. Essa equação é apresentada na forma adimensional  $\gamma$ .

$$\frac{g(p, T)}{RT} = \gamma(\pi, \tau) = \sum_{i=1}^{34} n_i (7,1 - \pi)^{I_i} (\tau - 1,222)^{J_i} \quad (2.14)$$

onde:

$\pi$  é a pressão adimensional  $p/p^*$  com  $p^* = 16,53$  MPa;

$\tau$  é a temperatura adimensional  $T^*/T$  com  $T^* = 1386$  K;

R é a constante dos gases para a água e vale 0,461 526 kJ / kg K.

Os coeficientes  $n_i$  e expoentes  $I_i$  e  $J_i$  da equação 2.14 são listados na tabela AN1 do anexo I. Todas as propriedades termodinâmicas podem ser derivadas da equação 2.14 através do uso de combinações apropriadas da energia livre específica de Gibbs adimensional  $\gamma(\pi, \tau)$  e suas derivadas. As relações das propriedades termodinâmicas relevantes para  $\gamma$  e suas derivadas estão sumariadas na tabela 2.1. As derivadas são listadas de maneira explícita na tabela 2.2. A equação 2.14 é válida no seguinte domínio de temperatura e pressão:

$$273,15 \text{ K} \leq T \leq 623,15 \text{ K} \quad p_s(T) \leq p \leq 100 \text{ MPa.}$$

Tabela 2.1-Relações de propriedades termodinâmicas para a energia livre de Gibbs e suas derivadas para a equação 2.14 [Wagner et al., 2000].

Propriedade	Relação
Volume Específico $v = (\partial g / \partial p)_T$	$v(\pi, \tau) \frac{p}{RT} = \pi \gamma_\pi$
Energia Interna Específica $u = g - T(\partial g / \partial T)_p - p(\partial g / \partial p)_T$	$\frac{u(\pi, \tau)}{RT} = \tau \gamma_\tau - \pi \gamma_\pi$
Entropia Específica $s = -(\partial g / \partial T)_p$	$\frac{s(\pi, \tau)}{R} = \tau \gamma_\tau - \gamma$
Entalpia Específica $h = g - T(\partial g / \partial p)_T$	$\frac{h(\pi, \tau)}{RT} = \tau \gamma_\tau$
Calor Específico Isobárico $c_p = (\partial h / \partial T)_p$	$\frac{c_p(\pi, \tau)}{R} = -\tau^2 \gamma_{\tau\tau}$
Calor Específico Isocórico $c_v = (\partial u / \partial T)_v$	$\frac{c_v(\pi, \tau)}{R} = -\tau^2 \gamma_{\tau\tau} + \frac{(\gamma_\pi - \tau \gamma_{\pi\tau})^2}{\gamma_{\pi\pi}}$
$\gamma_\pi = \left( \frac{\partial \gamma}{\partial \pi} \right)_\tau, \gamma_{\pi\pi} = \left( \frac{\partial^2 \gamma}{\partial \pi^2} \right)_\tau, \gamma_\tau = \left( \frac{\partial \gamma}{\partial \tau} \right)_\pi, \gamma_{\tau\tau} = \left( \frac{\partial^2 \gamma}{\partial \tau^2} \right)_\pi, \gamma_{\pi\tau} = \left( \frac{\partial^2 \gamma}{\partial \pi \partial \tau} \right)$	

Tabela 2.2- Energia livre específica de Gibbs adimensional para a região 1 e suas derivadas [Wagner et al., 2000].

$$\begin{array}{ll}
 \gamma = \sum_{i=1}^{34} n_i (7.1 - \pi)^{J_i} (\tau - 1.222)^{J_i} & \gamma_\tau = \sum_{i=1}^{34} n_i (7.1 - \pi)^{J_i} J_i (\tau - 1.222)^{J_i - 1} \\
 \gamma_\pi = \sum_{i=1}^{34} -n_i J_i (7.1 - \pi)^{J_i - 1} (\tau - 1.222)^{J_i} & \gamma_{\tau\tau} = \sum_{i=1}^{34} n_i (7.1 - \pi)^{J_i} J_i (J_i - 1) (\tau - 1.222)^{J_i - 2} \\
 \gamma_{\pi\pi} = \sum_{i=1}^{34} n_i J_i (J_i - 1) (7.1 - \pi)^{J_i - 2} (\tau - 1.222)^{J_i} & \gamma_{\pi\tau} = \sum_{i=1}^{34} -n_i J_i (7.1 - \pi)^{J_i - 1} J_i (\tau - 1.222)^{J_i - 1}
 \end{array}$$

#### 2.3.4.2. Região 2

A equação básica que descreve na região 2 é uma das mais importantes de toda a formulação, pois em uma planta de geração de energia, importantes processos ocorrem nessa região. Aqui, a equação fundamental também é adimensional e é expressa em duas partes, uma parte de gás ideal  $\gamma^o$  e uma parte residual  $\gamma^r$ . A equação tem a seguinte forma:

$$\frac{g(p, T)}{RT} = \gamma(\pi, \tau) = \gamma^o(\pi, \tau) + \gamma^r(\pi, \tau). \quad (2.15)$$

onde:

$\pi$  é a pressão adimensional  $p/p^*$ ;

$\tau$  é a temperatura adimensional  $T^*/T$ ;

R é a constante dos gases para a água e vale 0,461 526 kJ / kg K.

A parte de gás ideal da equação é dada por:

$$\gamma^o = \ln \pi + \sum_{i=1}^9 n_i^o \tau^{J_i} \quad (2.16)$$

onde:

$\pi$  é a pressão adimensional  $p/p^*$  com  $p^* = 1$  MPa;

$\tau$  é a temperatura adimensional  $T^*/T$  com  $T^* = 540$  K.

Os coeficientes  $n_i^o$  e expoentes  $J_i$  da equação 2.16 são dadas na tabela AN2 do anexo I.

A forma da parte residual da equação 2.15 é dada por:

$$\gamma^r = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{J_i} (\tau - 0,5)^{J_i} \quad (2.17)$$

onde:

$\pi$  é a pressão adimensional  $p/p^*$  com  $p^* = 1$  MPa;

$\tau$  é a temperatura adimensional  $T^*/T$  com  $T^* = 540$  K.

Os coeficientes  $n_i$  e expoentes  $J_i^0$  e  $J_i^1$  da equação 2.17 são dados na tabela AN3 do anexo I. As propriedades termodinâmicas e as derivadas da equação 2.15 são mostradas nas tabelas 2.3, 2.4 e 2.5 respectivamente. O equacionamento abrange a região 2, e essa é caracterizada pelos seguintes valores de temperatura e pressão:

$$273,15 \text{ K} \leq T \leq 623,15 \text{ K} \quad 0 < p \leq \text{equação 2.20};$$

$$623,15 \text{ K} < T \leq 863,15 \text{ K} \quad 0 < p \leq \text{equação 2.18};$$

$$863,15 \text{ K} < T \leq 1073,15 \text{ K} \quad 0 < p \leq 100 \text{ MPa}.$$

onde a equação 2.20 é a que caracteriza a linha de saturação e a região 4 na figura 2.4. A equação 2.18 define a fronteira entre a região 2 e 3 e é dada por:

$$\pi = n_1 + n_2 \theta + n_3 \theta^2 \quad (2.18)$$

Os coeficientes de  $n_1$  a  $n_3$  da equação 2.18 estão na tabela AN4 do anexo I e:

$\pi$  é a pressão adimensional  $p/p^*$  com  $p^* = 1$  MPa;

$\theta$  é a temperatura adimensional  $T/T^*$  e  $T^* = 1$  K.

Tabela 2.3-Relações de propriedades termodinâmicas para a energia livre de Gibbs e suas derivadas para a equação 2.15 [Wagner et al., 2000].

Propriedade	Relação
Volume Específico $v = (\partial g / \partial p)_T$	$v(\pi, \tau) \frac{P}{RT} = \pi(\gamma^0_\pi + \gamma^r_\pi)$
Energia Interna Específica $u = g - T(\partial g / \partial T)_p - p(\partial g / \partial p)_T$	$\frac{u(\pi, \tau)}{RT} = \tau(\gamma^0_\tau + \gamma^r_\tau) - \pi(\gamma^0_\pi + \gamma^r_\pi)$
Entropia Específica $s = -(\partial g / \partial T)_p$	$\frac{s(\pi, \tau)}{R} = \tau(\gamma^0_\tau + \gamma^r_\tau) - (\gamma^0 + \gamma^r)$
Entalpia Específica $h = g - T(\partial g / \partial p)_T$	$\frac{h(\pi, \tau)}{RT} = \tau(\gamma^0_\tau + \gamma^r_\tau)$
Calor Específico Isobárico $c_p = (\partial h / \partial T)_p$	$\frac{c_p(\pi, \tau)}{R} = -\tau^2(\gamma^0_{\tau\tau} + \gamma^r_{\tau\tau})$
Calor Específico Isocórico $c_v = (\partial u / \partial T)_v$	$\frac{c_v(\pi, \tau)}{R} = -\tau^2(\gamma^0_{\tau\tau} + \gamma^r_{\tau\tau}) - \frac{(1 + \pi\gamma^r_\pi - \tau\pi\gamma^r_{\pi\tau})^2}{1 - \pi^2\gamma^r_{\pi\pi}}$

Tabela 2.4- Derivadas para a região 2 (parte gás ideal) [Wagner et al., 2000].

$\gamma^0 = \ln \pi + \sum_{i=1}^9 n_i^0 \tau^{J_i^0}$	$\gamma^0_\tau = \sum_{i=1}^9 n_i^0 J_i^0 \tau^{J_i^0-1}$
$\gamma^0_\pi = \pi^{-1}$	$\gamma^0_{\tau\tau} = \sum_{i=1}^9 n_i^0 J_i^0 (J_i^0 - 1) \tau^{J_i^0-2}$
$\gamma_{\pi\pi} = -\pi^{-2}$	$\gamma_{\tau\tau} = 0$
$\gamma^0_\pi = \left( \frac{\partial \gamma^0}{\partial \pi} \right)_\tau, \gamma^0_{\pi\pi} = \left( \frac{\partial^2 \gamma^0}{\partial \pi^2} \right)_\tau, \gamma^0_\tau = \left( \frac{\partial \gamma^0}{\partial \tau} \right)_\pi, \gamma^0_{\tau\tau} = \left( \frac{\partial^2 \gamma^0}{\partial \tau^2} \right)_\pi, \gamma^0_{\pi\tau} = \left( \frac{\partial^2 \gamma^0}{\partial \pi \partial \tau} \right)_\pi$	

Tabela 2.5- Derivadas para a região 2 (parte residual) [Wagner et al., 2000].

$\gamma^r = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{I_i} (\tau - 0.5)^{J_i}$	$\gamma^r_\tau = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{I_i} J_i (\tau - 0.5)^{J_i-1}$
$\gamma^r_\pi = \sum_{i=1}^{43} n_i I_i \pi^{I_i-1} (\tau - 0.5)^{J_i}$	$\gamma^r_{\tau\tau} = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{I_i} J_i (J_i - 1) (\tau - 0.5)^{J_i-2}$
$\gamma^r_{\pi\pi} = \sum_{i=1}^{43} n_i I_i (I_i - 1) \pi^{I_i-2} (\tau - 0.5)^{J_i}$	$\gamma^r_{\pi\tau} = \sum_{i=1}^{43} n_i I_i \pi^{I_i-1} J_i (\tau - 0.5)^{J_i-1}$
$\gamma^r_\pi = \left( \frac{\partial \gamma^r}{\partial \pi} \right)_\tau, \gamma^r_{\pi\pi} = \left( \frac{\partial^2 \gamma^r}{\partial \pi^2} \right)_\tau, \gamma^r_\tau = \left( \frac{\partial \gamma^r}{\partial \tau} \right)_\pi, \gamma^r_{\tau\tau} = \left( \frac{\partial^2 \gamma^r}{\partial \tau^2} \right)_\pi, \gamma^r_{\pi\tau} = \left( \frac{\partial^2 \gamma^r}{\partial \pi \partial \tau} \right)_\pi$	

### 2.3.4.3. Região 3

Para essa região, a equação básica é uma equação fundamental para a energia livre específica de Helmholtz  $f$  em [kJ/kg]. Essa equação é expressa na seguinte forma adimensional:

$$\frac{f(\rho, T)}{RT} = \phi(\delta, \tau) = n_1 \ln \delta + \sum_{i=2}^{40} n_i \delta^{I_i} \tau^{J_i} \quad (2.19)$$

onde:

$\delta$  é a densidade adimensional  $\rho/\rho^*$  com  $\rho^* = 322 \text{ kg/m}^3$ ;

$\tau$  é a temperatura adimensional  $T^*/T$  com  $T^* = 647,096 \text{ K}$ ;

$R$  é a constante dos gases para a água e vale  $0,461 \text{ 526 kJ / kg K}$ .

Os coeficientes  $n_i$ ,  $I_i$ ,  $J_i$  da equação 2.19 são listados na tabela AN5 do anexo I. Da mesma forma que anteriormente, as propriedades são obtidas através de relações entre as derivadas da equação 2.19. A tabela 2.6 apresenta as equações para cada propriedade. Na tabela 2.7 encontram-se as derivadas da equação 2.19.

Tabela 2.6-Relações de propriedades termodinâmicas para a energia livre de Helmholtz para a equação 2.19.

Propriedade	Relação
Pressão $p = \rho^2 (\partial f / \partial \rho)_T$	$\frac{p(\delta, \tau)}{\rho RT} = \delta \phi_\delta$
Energia Interna Específica $u = f - T(\partial f / \partial T)_\rho$	$\frac{u(\delta, \tau)}{RT} = \tau \phi_\tau$
Entropia Específica $s = -(\partial f / \partial T)_\rho$	$\frac{s(\delta, \tau)}{R} = \tau \phi_\tau - \phi$
Entalpia Específica $h = f - T(\partial f / \partial T)_\rho + \rho(\partial f / \partial \rho)_T$	$\frac{h(\delta, \tau)}{RT} = \tau \phi_\tau + \delta \phi_\delta$
Calor Específico Isobárico $c_p = (\partial h / \partial T)_p$	$\frac{c_p(\delta, \tau)}{R} = -\tau^2 \phi_{\tau\tau} + \frac{(\delta \phi_\delta - \delta \tau \phi_{\delta\tau})^2}{2\delta \phi_\delta + \delta^2 \phi_{\delta\delta}}$
Calor Específico Isocórico $c_v = (\partial u / \partial T)_\rho$	$\frac{c_v(\delta, \tau)}{R} = -\tau^2 \phi_{\tau\tau}$

---


$$\phi_\delta = \left( \frac{\partial \phi}{\partial \delta} \right)_\tau, \phi_{\delta\delta} = \left( \frac{\partial^2 \phi}{\partial \delta^2} \right)_\tau, \phi_\tau = \left( \frac{\partial \phi}{\partial \tau} \right)_\delta, \phi_{\tau\tau} = \left( \frac{\partial^2 \phi}{\partial \tau^2} \right)_\delta, \phi_{\delta\tau} = \left( \frac{\partial^2 \phi}{\partial \delta \partial \tau} \right)$$


---



Tabela 2.7- Energia livre específica de Gibbs adimensional para a região 3 e suas derivadas.

$$\begin{array}{ll}
\phi = n_1 \ln \delta + \sum_{i=2}^{40} n_i \delta^{I_i} \tau^{J_i} & \phi_\tau = \sum_{i=2}^{40} n_i \delta^{I_i} J_i \tau^{J_i-1} \\
\phi_\delta = n_1 \delta^{-1} + \sum_{i=2}^{40} n_i I_i \delta^{I_i-1} \tau^{J_i} & \phi_{\tau\tau} = \sum_{i=2}^{40} n_i \delta^{I_i} J_i (J_i - 1) \tau^{J_i-2} \\
\phi_{\delta\delta} = -n_1 \delta^{-2} + \sum_{i=2}^{40} n_i I_i (I_i - 1) \delta^{I_i-2} \tau^{J_i} & \phi_{\delta\tau} = \sum_{i=2}^{40} n_i I_i \delta^{I_i-1} J_i \tau^{J_i-1}
\end{array}$$

#### 2.3.4.4. Região 4

Essa é a região de saturação da água. Para ela foi desenvolvida uma equação para a pressão de saturação em função da temperatura. O desenvolvimento desta equação foi feito de maneira implícita de modo a permitir tanto o cálculo da pressão de saturação em função da temperatura quanto da temperatura de saturação em função da pressão. Neste item será apresentada a equação para a pressão de saturação que é descrita por:

$$\frac{p_s}{p^*} = \left[ \frac{2C}{-B + (B^2 - 4AC)^{0,5}} \right]^4 \quad (2.20)$$

onde:

$p_s$  = pressão de saturação em MPa;

$p^*$  = 1 MPa;

Os parâmetros A, B e C valem respectivamente:

$$A = \mathcal{G}^2 + n_1 \mathcal{G} + n_2 \quad (2.21)$$

$$B = n_3 \mathcal{G}^2 + n_4 \mathcal{G} + n_5 \quad (2.22)$$

$$C = n_6 \mathcal{G}^2 + n_7 \mathcal{G} + n_8 \quad (2.23)$$

e onde :

$$\mathcal{G} = \frac{T_s}{T^*} + \frac{n_9}{(T_s / T^*) - n_{10}} \quad (2.24)$$

Os coeficientes de  $n_1$  a  $n_{10}$  que aparecem nas equações 2.21, 2.22, 2.23 e 2.24 são dados de acordo com a tabela AN6 do anexo I. Além disso,  $T_s$  é a temperatura de saturação em [K] e  $T^*$  vale 1 K.

Esta equação é válida ao longo de toda a curva de saturação desde o ponto triplo da água até seu ponto crítico:

$$273,16 \text{ K} \leq T \leq 647,096 \text{ K}$$

#### 2.3.4.5. Equações de Recorrência

Essas equações cobrem as regiões 1, 2 e 4 da formulação proposta.

##### *Região 1*

A equação de recorrência para a região 1 que utiliza a entalpia é a seguinte:

$$\frac{T(p, h)}{T^*} = \theta(\pi, \eta) = \sum_{i=1}^{20} n_i \pi^{I_i} (\eta + 1)^{J_i} \quad (2.25)$$

onde:

$\theta$  é a temperatura adimensional  $T/T^*$  e  $T^* = 1 \text{ K}$ ;

$\pi$  é a pressão adimensional  $p/p^*$  com  $p^* = 1 \text{ MPa}$ ;

$\eta$  é a entalpia adimensional  $h/h^*$  e  $h^* = 2500 \text{ kJ/kg}$ .

Os coeficientes  $n_i$ ,  $I_i$  e  $J_i$  da equação 2.25 estão na tabela AN7 do anexo I.

Já a equação de recorrência da região 1 que usa a entropia é dada por:

$$\frac{T(p, s)}{T^*} = \theta(\pi, \sigma) = \sum_{i=1}^{20} n_i \pi^{I_i} (\sigma + 2)^{J_i} \quad (2.26)$$

onde:

$\theta$  é a temperatura adimensional  $T/T^*$  e  $T^* = 1 \text{ K}$ ;

$\pi$  é a pressão adimensional  $p/p^*$  com  $p^* = 1 \text{ MPa}$ ;

$\sigma$  é a entropia adimensional  $s/s^*$  e  $s^* = 1 \text{ kJ/kg K}$ .

Os coeficientes  $n_i$ ,  $I_i$  e  $J_i$  da equação 2.26 estão na tabela AN8 do anexo I.

##### *Região 2*

Devido às exigências de alta consistência entre as equações, a região 2 foi dividida em 3 sub-regiões conforme figura 2.7. Para cada região foram desenvolvidas equações para  $(p, s)$  e  $(p, h)$ .

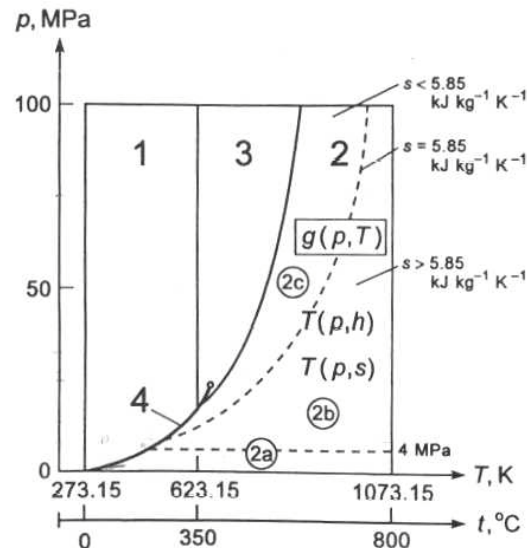


Figura 2.7 – Divisão da região 2 em três sub-regiões 2a, 2b e 2c para as equações de recorrência  $T(p, h)$  e  $T(p, s)$  [Wagner et al., 2000].

A fronteira entre as sub-regiões 2a e 2b é a linha isobárica com  $p = 4$  MPa. Entre as sub-regiões 2b e 2c a divisão é realizada pela linha isoentrópica com  $s = 5,85$  kJ/kg K. Para se caracterizar essa linha quando a equação de recorrência  $T(p, h)$  for usada, é preciso usar uma correlação especial para valores de  $p$  e  $h$  que aproxime o valor de  $s = 5,85$  kJ/kg K. Essa correlação é dada pela seguinte relação entalpia- pressão:

$$\eta = n_4 + \left[ \frac{(\pi - n_5)}{n_3} \right]^{0,5} \quad (2.27)$$

onde:

$\pi$  é a pressão adimensional  $p/p^*$  com  $p^* = 1$  MPa;

$\eta$  é a entalpia adimensional  $h/h^*$  e  $h^* = 1$  kJ/kg.

Os coeficientes de  $n_3$  a  $n_5$  da equação 2.27 estão na tabela AN9 do anexo.

Seguem abaixo as equações que utilizam a entalpia na região 2.

Na sub-região 2a temos:

$$\frac{T_{2a}(p, h)}{T^*} = \theta_{2a}(\pi, \eta) = \sum_{i=1}^{34} n_i \pi^{l_i} (\eta + 2,1)^{j_i} \quad (2.28)$$

onde:

$\theta_{2a}$  é a temperatura adimensional  $T/T^*$  e  $T^* = 1$  K;

$\pi$  é a pressão adimensional  $p/p^*$  com  $p^* = 1$  MPa;

$\eta$  é a entalpia adimensional  $h/h^*$  e  $h^* = 2000$  kJ/kg.

Os coeficientes  $n_i$ ,  $I_i$  e  $J_i$  da equação 2.28 estão na tabela AN10 do anexo I.

Para a sub-região 2b:

$$\frac{T_{2b}(p, h)}{T^*} = \theta_{2b}(\pi, \eta) = \sum_{i=1}^{38} n_i (\pi - 2)^{I_i} (\eta - 2,6)^{J_i} \quad (2.29)$$

onde:

$\theta_{2b}$  é a temperatura adimensional  $T/T^*$  e  $T^* = 1$  K;

$\pi$  é a pressão adimensional  $p/p^*$  com  $p^* = 1$  MPa;

$\eta$  é a entalpia adimensional  $h/h^*$  e  $h^* = 2000$  kJ/kg.

Os coeficientes  $n_i$ ,  $I_i$  e  $J_i$  da equação 2.29 estão na tabela AN11 do anexo I.

Para a sub-região 2c:

$$\frac{T_{2c}(p, h)}{T^*} = \theta_{2c}(\pi, \eta) = \sum_{i=1}^{23} n_i (\pi + 25)^{I_i} (\eta - 1,8)^{J_i} \quad (2.30)$$

onde:

$\theta_{2c}$  é a temperatura adimensional  $T/T^*$  e  $T^* = 1$  K;

$\pi$  é a pressão adimensional  $p/p^*$  com  $p^* = 1$  MPa;

$\eta$  é a entalpia adimensional  $h/h^*$  e  $h^* = 2000$  kJ/kg;

Os coeficientes  $n_i$ ,  $I_i$  e  $J_i$  da equação 2.30 estão na tabela AN12 do anexo I.

Equações que utilizam a entropia na região 2 :

Para a sub-região 2a:

$$\frac{T_{2a}(p, s)}{T^*} = \theta_{2a}(\pi, \sigma) = \sum_{i=1}^{46} n_i \pi^{I_i} (\sigma - 2)^{J_i} \quad (2.31)$$

onde:

$\theta_{2a}$  é a temperatura adimensional  $T/T^*$  e  $T^* = 1$  K;

$\pi$  é a pressão adimensional  $p/p^*$  com  $p^* = 1$  MPa;

$\sigma$  é a entalpia adimensional  $s/s^*$  e  $s^* = 2$  kJ/kg K.

Os coeficientes  $n_i$ ,  $I_i$  e  $J_i$  da equação 2.31 estão na tabela AN13 do anexo I.

Para a sub-região 2b:

$$\frac{T_{2b}(p, s)}{T^*} = \theta_{2b}(\pi, \sigma) = \sum_{i=1}^{44} n_i \pi^{I_i} (10 - \sigma)^{J_i} \quad (2.32)$$

onde:

$\theta_{2b}$  é a temperatura adimensional  $T/T^*$  e  $T^* = 1$  K;

$\pi$  é a pressão adimensional  $p/p^*$  com  $p^* = 1$  MPa;

$\sigma$  é a entalpia adimensional  $s/s^*$  e  $s^* = 0,7853$  kJ/kg K.

Os coeficientes  $n_i$ ,  $I_i$  e  $J_i$  da equação 2.32 estão na tabela AN14 do anexo I.

Para a sub-região 2c:

$$\frac{T_{2c}(p, s)}{T^*} = \theta_{2c}(\pi, \sigma) = \sum_{i=1}^{30} n_i \pi^{I_i} (2 - \sigma)^{J_i} \quad (2.33)$$

onde:

$\theta_{2c}$  é a temperatura adimensional  $T/T^*$  e  $T^* = 1$  K;

$\pi$  é a pressão adimensional  $p/p^*$  com  $p^* = 1$  MPa;

$\sigma$  é a entalpia adimensional  $s/s^*$  e  $s^* = 2,9251$  kJ/kg K.

Os coeficientes  $n_i$ ,  $I_i$  e  $J_i$  da equação 2.33 estão na tabela AN15 do anexo I.

#### Região 4

A região 4 também possui uma equação de recorrência e esta é dada na forma da temperatura adimensional:

$$\frac{T_s}{T^*} = \frac{n_{10} + D - \left[ (n_{10} + D)^2 - 4(n_9 + n_{10}D) \right]^{0,5}}{2} \quad (2.34)$$

onde  $T_s$  é a temperatura de saturação da água em [K],  $T^* = 1$  K e :

$$D = \frac{2G}{-F - (F^2 - 4EG)^{0,5}} \quad (2.35)$$

com:

$$E = \beta^2 + n_3\beta + n_6 \quad (2.36)$$

$$F = n_1\beta^2 + n_4\beta + n_7 \quad (2.37)$$

$$G = n_2\beta^2 + n_5\beta + n_8 \quad (2.38)$$

e:

$$\beta = (p_s/p^*)^{0,25} \quad (2.39)$$

Lembrando ainda que  $p_s$  é a pressão de saturação em [MPa],  $p^* = 1$  MPa e que os coeficientes  $n_i$  das equações 2.35, 2.36, 2.37, 2.38 e 2.39 são listados na tabela AN6 do anexo I.

#### 2.4. Exergia

Segundo Bejan et al., 1996, a exergia de um sistema qualquer pode ser dividida em 4 componentes: exergia física  $E^F$ , exergia potencial  $E^P$ , exergia cinética  $E^C$  e exergia química  $E^Q$ . Considerando que o sistema não esteja em movimento e na mesma altura que o ambiente os termos de exergia potencial e cinética se anulam. A exergia física é definida como o máximo trabalho possível que um sistema pode realizar ao sair de seu estado e atingir equilíbrio restrito com o ambiente. Equilíbrio restrito é aquele onde as condições de equilíbrio mecânico e térmico são satisfeitos. Já a exergia química é definida como o máximo trabalho que um sistema pode realizar ao sair do equilíbrio restrito e entrar em equilíbrio total com o meio ambiente.

Para um volume de controle, a exergia física associada a um fluxo de massa pode ser definida na sua forma específica como:

$$e^F = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (2.40)$$

onde:

$e^F$  é a exergia física [J/kg];

$h$  é a entalpia associada ao fluxo de matéria [J/kg];

$h_0$  é a entalpia associada ao estado de equilíbrio com o ambiente (estado de referência) [J/kg];

$T_0$  é a temperatura no estado de referência [K];

$s$  é a entropia associada ao fluxo de matéria [J/kg];

$s_0$  é a entropia associada estado de referência [J/kg].

Conforme mostra a equação 2.40 a exergia física está fortemente associada com a pressão e temperatura do fluxo de massa.

A exergia química é aquela que existe devido a diferença de composição química do sistema em relação ao ambiente. Neste trabalho a única exergia química considerada será a do carvão queimado no gerador de vapor. O carvão considerado na combustão que ocorre no gerador de vapor será o do tipo Illinois N° 6 betuminoso e sua exergia tem um valor prescrito de 27,68

MJ/kg. A proposta do concurso de simulação não especificou o tipo de carvão empregado na usina AVV1, e por comodidade foi utilizado este carvão pelo fato de que todo o cálculo de sua exergia química ser encontrado em Bejan (op. cit.).

De maneira bem resumida, pode-se dizer que a exergia química de uma substância não presente no ambiente pode ser avaliada através da consideração de uma reação idealizada dessa substância com outras que possuem suas exergias conhecidas.

#### 2.4.1. Eficiência Exergética

A eficiência exergética serve como um parâmetro indicativo de desperdício de recursos energéticos. Para cada sistema ou volume de controle, a eficiência exergética pode assumir uma forma específica, mas de maneira genérica ela é obtida através da aplicação de um balanço de exergia. Segundo Bejan (op. cit.), para definir a eficiência exergética de um sistema termodinâmico, primeiro é preciso identificar um produto e um combustível para o sistema em questão. Produto é considerado o resultado desejado produzido pelo sistema. O combustível, por sua vez, representa os recursos gastos para se obter o produto e não precisa ser necessariamente um combustível como carvão, gás e etc. Assim, para um sistema em regime permanente, as taxas de exergia em [W] do combustível fornecido e produto gerado são dadas respectivamente por  $E_F$  e  $E_P$ . Um balanço exergético para tal sistema seria:

$$E_F = E_P + E_D + E_L \quad (2.41)$$

onde  $E_D$  e  $E_L$  representam as taxas de exergia destruída e exergia perdida.

A eficiência exergética  $\varepsilon$  é a razão entre o produto e o combustível:

$$\varepsilon = \frac{E_P}{E_F} = 1 - \frac{E_D + E_L}{E_F} \quad (2.42)$$

Essa eficiência mostra a porcentagem de exergia combustível provida a um sistema que é transformada em exergia produto.

A seguir será apresentada a eficiência exergética para cada componente de uma planta de geração de energia.

#### 2.4.1.1. Compressor, Bomba ou Ventilador

Para esse tipo de componente, o produto é a exergia ganha pelo fluido entre a saída e a entrada. O combustível é a potência consumida. Assim a eficiência exergética  $\varepsilon$  fica:

$$\varepsilon = \frac{E_S - E_E}{W_b} \quad (2.43)$$

onde:

$E_E$  e  $E_S$  são as exergias que entram e saem do componente [W];

$W_b$  é a potência demandada (valor em módulo) [W].

#### 2.4.1.2. Turbina

Na turbina, o produto desejado é a potência gerada através da expansão do fluido. Dessa forma, o produto é a potência gerada e o combustível é o decréscimo de exergia que ocorre com o fluido. Para uma turbina sem extrações a eficiência exergética fica:

$$\varepsilon = \frac{W_t}{E_E - E_S} \quad (2.44)$$

onde:

$E_E$  e  $E_S$  são as exergias que entram e saem do componente em W;

$W_t$  é a potência demandada (valor em módulo) em W.

#### 2.4.1.3. Trocadores de Calor

A eficiência exergética para trocadores de calor muda de acordo com a função deles (resfriar ou aquecer). Considerando que o objetivo seja aquecer um fluido, tem-se:

$$\varepsilon = \frac{E_{SF} - E_{EF}}{E_{EQ} - E_{SQ}} \quad (2.45)$$

onde:

$E_{EF}$  e  $E_{SF}$  são as exergias do fluido frio que entra e sai do componente em W;

$E_{EQ}$  e  $E_{SQ}$  são as exergias do fluido quente entra e sai do componente em W;

#### 2.4.1.4. Gerador de Vapor

Como o objetivo do gerador de vapor é aumentar a exergia do fluido da corrente principal e da corrente de reaquecimento então o produto é a soma:



$$(E_{SFP} - E_{EFP}) + (E_{SFR} - E_{EFR}) \tag{2.46}$$

onde:

$E_{EFP}$  e  $E_{SFP}$  são as exergias do fluido da corrente principal que sai do componente em W;  
 $E_{SFR}$  é exergia do fluido da corrente de aquecimento que sai do componente em W;  
 $E_{EFR}$  é exergia do fluido da corrente de aquecimento que sai do componente em W;

Para um gerador de vapor simplificado, as exergias dos gases residuais da combustão e das cinzas podem ser tratadas como perdas. Usualmente não é assim que ocorre, visto que os gases podem ser reaproveitados e as cinzas também. No caso de serem considerados perdas, a eficiência exergética fica:

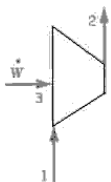
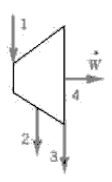
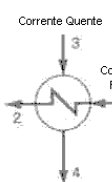

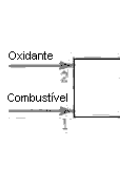
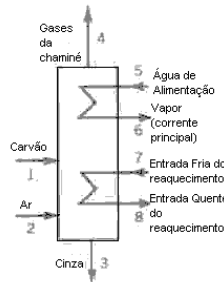
$$\varepsilon = \frac{(E_{SFP} - E_{EFP}) + (E_{SFR} - E_{EFR})}{(E_{CRV} + E_{AR}) - (E_{GRC} + E_{CNZ})} \tag{2.47}$$

onde:

$E_{CRV}$  é exergia do carvão que entra no gerador de vapor em W;  
 $E_{AR}$  é exergia do ar que entra no gerador de vapor em W;  
 $E_{GRC}$  é exergia dos gases resultantes da combustão em W;  
 $E_{CNZ}$  é exergia das cinzas resultantes da combustão em W;

Abaixo, a tabela 2.8 mostra as taxas de exergia associadas com combustível e produto para os componentes mais comuns de uma planta.

Tabela 2.8– Exergia de produto e combustível para diversos componentes [Bejan et al., 1996].

Componente	Compressor, Bomba ou Ventilador	Turbina ou Expansor	Trocador de Calor <sup>a</sup>	Unidade de Mistura	Gaseificador ou Câmara de Combustão	Gerador de Vapor
Diagrama						
Taxa de Exergia de Produto Ep	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$	$\dot{W}$	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$	$\dot{E}_3$	$\dot{E}_3$	$(\dot{E}_6 - \dot{E}_5) + (\dot{E}_8 - \dot{E}_7)$
Taxa de Exergia de Combustível	$\dot{W}$	$\dot{E}_1 - \dot{E}_2 - \dot{E}_3$	$\dot{E}_3 - \dot{E}_4$	$\dot{E}_1 + \dot{E}_2$	$\dot{E}_1 + \dot{E}_2$	$(\dot{E}_1 + \dot{E}_2) - (\dot{E}_3 + \dot{E}_4)$

<sup>a</sup> Essas definições presumem que o objetivo do trocador de calor é aquecer a corrente fria ( $T_1 \geq T_0$ ). Se o objetivo do trocador de calor for prover resfriamento ( $T_1 \leq T_0$ ) então as seguintes relações devem ser usadas  $\dot{E}_p = \dot{E}_4 - \dot{E}_3$  e  $\dot{E}_f = \dot{E}_1 - \dot{E}_2$

#### 2.4.1.5. Eficiência Exergética da Planta

A eficiência exergética para uma planta é definida como a porcentagem de exergia suprida ao sistema que é recuperada no produto do sistema. Para uma planta sem co-geração, o produto é a potência líquida produzida. Quando existe co-geração, o produto é a soma da potência líquida com o aumento líquido de exergia da água de aquecimento distrital. Essas 2 formas de eficiência  $\varepsilon$  podem ser vistas nas equações 2.48 e 2.49 respectivamente.

$$\varepsilon = \frac{W_{liq}}{\sum E_E} \quad (2.48)$$

$$\varepsilon = \frac{W_{liq} + (E_{SAAq} - E_{EAAq})}{\sum E_E} \quad (2.49)$$

onde:

$W_{liq}$  é a potência líquida produzida em W;

$E_E$  é a exergia que entra na planta em W;

$E_{SAAq}$  é a exergia que a água que serve para aquecimento tem ao sair da planta em W;

$E_{EAAq}$  é a exergia que a água que serve para aquecimento tem ao entrar na planta em W.

### 3. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

Neste capítulo, é apresentada a montagem do programa computacional desenvolvido para a simulação da usina AVV1 assim como todos os dados referentes ao problema. Como o programa de propriedades é uma das rotinas fundamentais para o simulador, primeiro é visto seu desenvolvimento. A seguir, é mostrado seu funcionamento em dois testes comparativos com o programa de Panosso, 2003, que utiliza as equações de Irvine e Liley , 1984.

Na seqüência, o problema estudado é apresentado com seus dados e parâmetros de operação. Logo após, o desenvolvimento do simulador é visto, assim como o método de solução empregado, as hipóteses assumidas para a solução de cada caso e os critérios de convergência adotados.

#### 3.1. Programa de Propriedades

##### 3.1.1. Implementação da Formulação

Para viabilizar o uso da formulação IAPWS-IF97, foi desenvolvido um conjunto de rotinas na linguagem de programação FORTRAN 90. Nesse conjunto de rotinas foram implementadas todas as equações pertinentes ao trabalho. Além disso, o programa estabelece automaticamente quais equações devem ser usadas de acordo com os valores dos dados de entrada, e permite também que se escolha quais propriedades devem ser calculadas. No programa foi usada a dupla precisão nas operações com as variáveis sempre que necessário. Cabe ainda ressaltar que a formulação é capaz de calcular a região de saturação de líquido e de vapor, não fornecendo diretamente dados na região bifásica. Para essa última região, foi criada uma rotina específica para o cálculo do título, a partir dos dados de líquido e de vapor saturados. Segue abaixo um conjunto de fluxogramas que permite um entendimento maior do funcionamento do programa. A primeira figura abaixo mostra o funcionamento do corpo principal. Nesse programa, assim como no restante do simulador, todas as unidades foram colocadas no Sistema Internacional – SI – sem uso de múltiplos. Para isso as unidades derivadas do SI apresentadas na formulação foram convertidas.

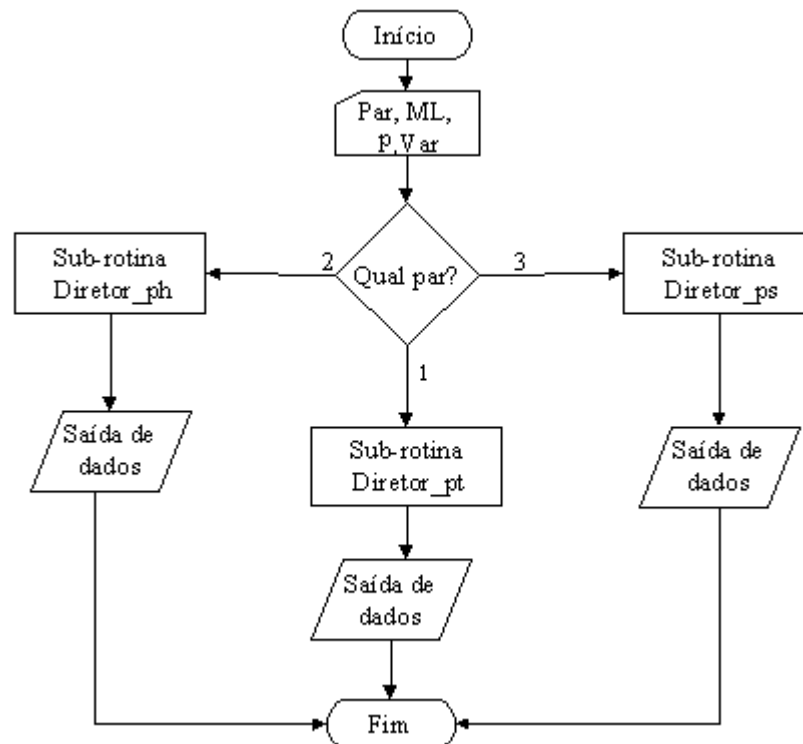


Figura 3.1 – Diagrama esquemático do fluxo de informações do programa principal.

Na figura 3.1, Par é a variável que define qual par de dados de entrada será usado no cálculo, podendo assumir valores de 1 a 3. O valor 1 indica que o par de dados usado será  $(p, T)$ , o valor 2 indica o par  $(p, h)$  e o valor 3 indica o par  $(p, s)$ .

A variável ML indica quantas propriedades serão calculadas, sendo um vetor de 6 posições. Cada componente desse vetor pode assumir o valor lógico 0 ou 1. Quando assumem o valor 1, a propriedade correspondente será calculada. As propriedades correspondem às seguintes posições na variável ML:  $a_1 = v$ ,  $a_2 = u$ ,  $a_3 = s$ ,  $a_4 = h$ ,  $a_5 = c_p$ ,  $a_6 = c_v$ .

A variável  $p$  corresponde à pressão e Var é a variável que será a temperatura, entalpia ou entropia de acordo com o valor da variável Par.

Como se pode ver pela figura 3.1, para rodar o programa, basta entrar com o de par escolhido, com o número de variáveis que se deseja calcular e com os valores do par. A partir daí o programa escolhe qual sub-rotina chamar para calcular as propriedades. A sub-rotina Diretor\_pt funciona como mostra a figura 3.2. As sub-rotinas Diretor\_ps e Diretor\_ph possuem o mesmo tipo de fluxograma e são descritas pela figura 3.3.

O programa de propriedades foi licenciado pela GPL e encontra-se em um cd anexo a este trabalho e também está disponível na internet no endereço: [www.geste.mecanica.ufrgs.br](http://www.geste.mecanica.ufrgs.br).

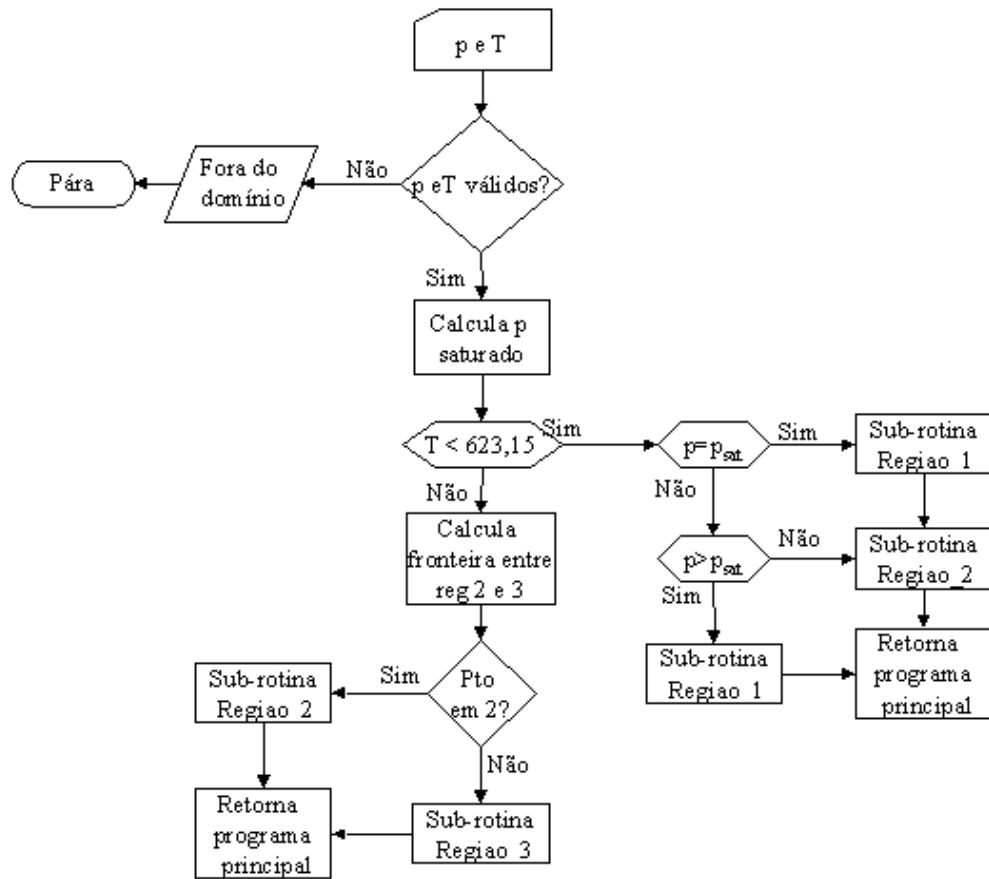


Figura 3.2 – Diagrama esquemático do fluxo de informações da sub-rotina Diretor\_pt.

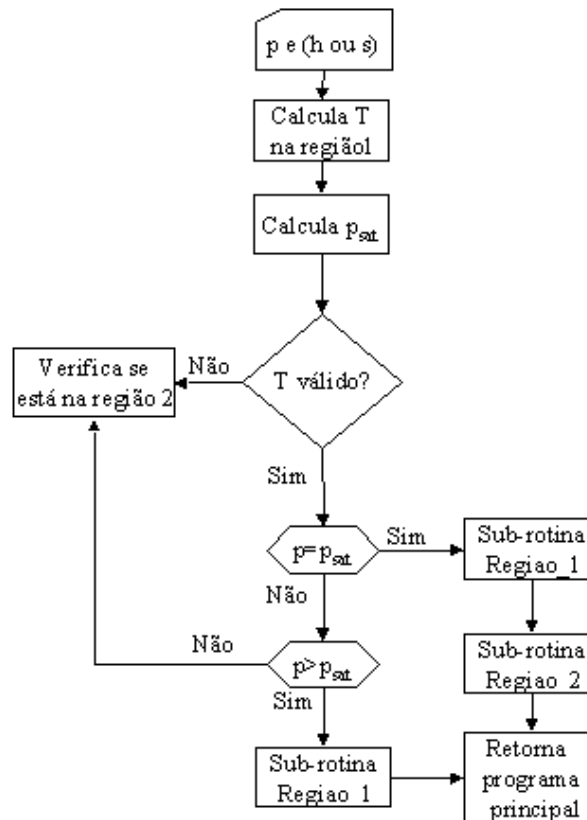


Figura 3.3 – Diagrama do fluxo de informações das sub-rotinas Diretor\_ph e Diretor\_ps.

Como se pode ver pela figura 3.2, essa sub-rotina é usada para calcular as propriedades quando o par de entrada for  $p$  e  $T$  (pressão e temperatura). Com esses dados, são executados testes de validade dos valores e também testes de procura que enquadram o ponto em uma das regiões cobertas pela formulação. A partir daí, são chamadas as sub-rotinas região\_1, região\_2 ou região\_3 para o cálculo das propriedades. Nessas sub-rotinas estão contidas as equações que descrevem as propriedades nas respectivas regiões. Cabe aqui uma observação sobre o cálculo das propriedades na região 3. Como foi visto anteriormente, a região 3 é calculada com o par  $(\rho, T)$  onde  $\rho$  é a massa específica. Para permitir que todas as equações básicas fossem calculadas em todas as regiões a partir do par  $(p, T)$ , foi feito um laço iterativo no cálculo da região 3 a partir de  $p$  e  $T$  para achar o respectivo  $\rho$ . Com esse  $\rho$  então, foram calculadas as propriedades.

As sub-rotinas Diretor\_ps e Diretor\_ph, funcionam de maneira diferente, visto que utilizam as equações recorrência. Quando o par está na região 2, é necessário a utilização de uma outra sub-rotina que permita classificá-lo quanto a sub-região, visto que a região 2 é dividida em 3 sub-regiões quando se usa outro par que não  $(p, T)$ , como mostra a figura 2.7.

Por fim, o fluxo de informações na sub-rotina de classificação do ponto nas sub-regiões 2a, 2b ou 2c é dada pela figura 3.4. Nesta figura, observa-se que o mesmo raciocínio para o enquadramento do par de propriedades é utilizado. Um conjunto de bloco de decisões vai eliminando regiões de maneira a enquadrar o par em uma delas ou retornar um erro de valor fora do domínio de validade das equações.

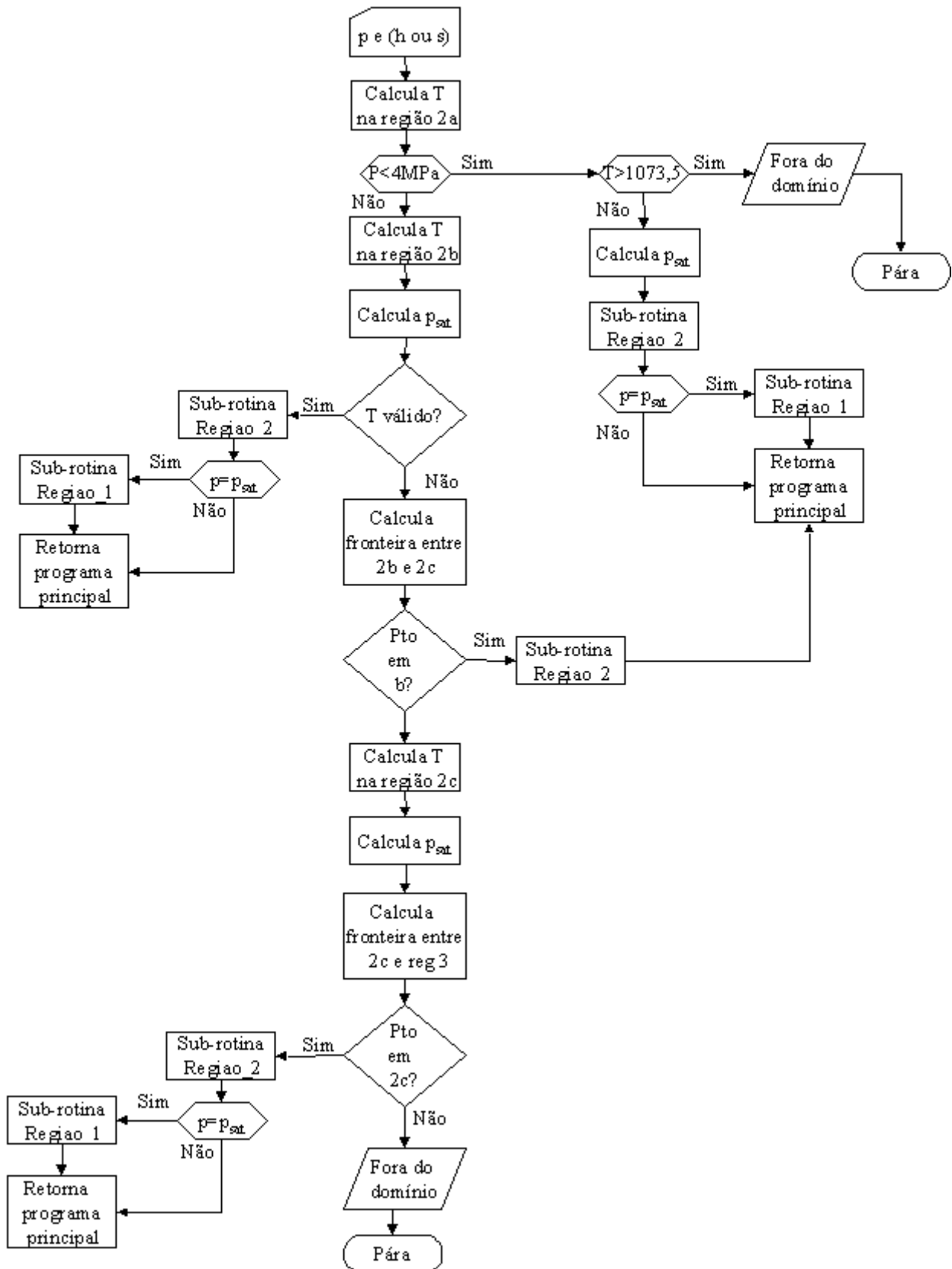


Figura 3.4 – Diagrama esquemático do fluxo de informações da sub-rotina de enquadramento da sub-região 2 para o par  $(p,s)$  e  $(p,h)$ .

Para avaliar o nível de precisão das rotinas desenvolvidas, foram realizados testes prescritos pela própria formulação que também fornece os resultados esperados. Esse fato permitiu a verificação da validade do programa. No apêndice I são mostradas tabelas extraídas da IAPWS-IF97 com os resultados esperados dos testes, junto com as respostas fornecidas pelo programa desenvolvido neste trabalho. As tabelas da formulação são apresentadas com precisão de 9 algarismos significativos, enquanto os resultados obtidos através do uso do programa estão com 16 algarismos significativos.

### 3.1.2. Análise Comparativa do Programa Desenvolvido

Para verificar a funcionalidade do programa desenvolvido para este trabalho, foram feitas simulações de dois tipos de ciclo Rankine, um simples e um com reaquecimento e três regeneradores. Os ciclos simulados são aqueles que constam no trabalho de Panosso, 2003 e as respostas obtidas foram comparadas àquelas encontradas pelo autor supracitado.

#### 3.1.2.1. Ciclo Rankine Simples

O ciclo em questão é composto por 4 componentes: bomba, gerador de vapor, turbina e condensador. Os dados prescritos para a solução do problema são aqueles fornecidos por Panosso, 2003, e seguem na tabela 3.1. A figura 3.5 mostra um diagrama desse tipo de ciclo com seu respectivo gráfico de temperatura  $T$  vs. entropia  $s$ .

Tabela 3.1 – Dados prescritos para a solução de um ciclo Rankine simples.

Dado	Valor	Dado	Valor
Potência total gerada na turbina [MW]	63	Eficiência isoentrópica da turbina	0,8
Pressão no estado 1 [MPa]	11,3	Eficiência isoentrópica da bomba	0,7
Temperatura no estado 1 [°C]	530	Eficiência do gerador de vapor	0,8
Pressão no estado 2 [MPa]	0,007	Grau de sub-resfriamento na saída do condensador [°C]	5
Pressão no estado 3 [MPa]	0,007		
Pressão no estado 4 [MPa]	11,3	Volume de água [m <sup>3</sup> /kg]	0,001001

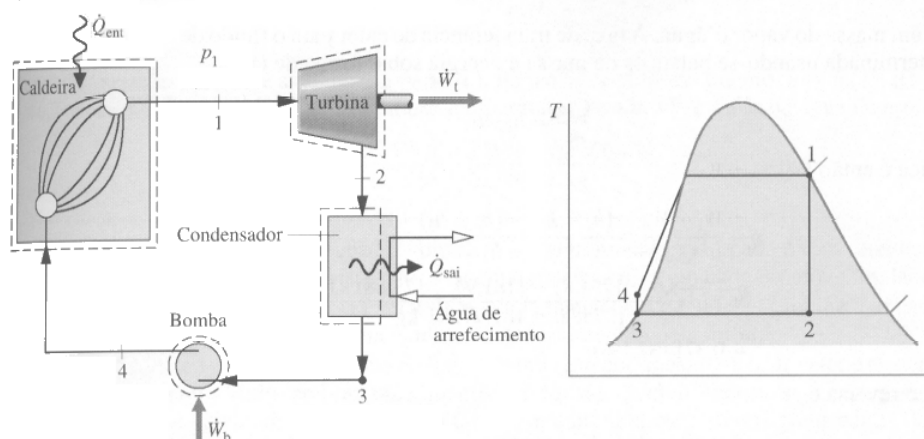


Figura 3.5 – Diagrama de um ciclo Rankine simples e seu gráfico  $T \times s$  [Moran e Shapiro, 2002].



Este ciclo pode ser resolvido manualmente com o auxílio de tabelas de propriedades termodinâmicas da água, de forma sequencial, pois há um acoplamento fraco entre os componentes. O teste compara os resultados: calculados manualmente (via CATT2), calculados por Panosso e pelo programa desenvolvido neste trabalho. As respostas são mostradas na tabela 3.2 e as diferenças percentuais entre as três soluções estão na tabela 3.3.

Tabela 3.2 – Resultados da simulação de um ciclo de Rankine usando 3 programas diferentes.

	Manual (via CATT2)	Programa desenvolvi- do por Panosso	Programa desenvolvi- do para o trabalho
Temperatura no estado 2 [°C]	39,003	38,949	39,001
Entalpia no estado 2 [kJ/kg]	2332,6	2345,6	2333,3
Entropia no estado 2 [kJ/kg.K]	7,5074	7,5495	7,5108
Título no estado 2	0,9004	0,9058	0,9010
Temperatura no estado 3 [°C]	34,003	33,949	34,001
Entalpia no estado 3 [kJ/kg]	142,5	141,739	142,470
Entropia no estado 3 [kJ/kg.K]	0,49168	0,48877	0,49159
Temperatura no estado 4 [°C]	35,45	39,99	35,455
Entalpia no estado 4 [kJ/kg]	158,64	154,77	158,64
Entropia no estado 4 [kJ/kg.K]	0,5073	0,57102	0,5073
Calor trocado no Gerador de Vapor [MW]	233,991	236,547	233,862
Calor trocado no Condensador [MW]	-125,114	-126,988	-125,012
Potência na Bomba <sup>a</sup> [MW]	-0,92238	-0,93052	-0,92146
Potência na Bomba <sup>b</sup> [MW]	-0,92187	-0,75086	-0,92251
Vazão Mássica [kg/s]	57,117	57,621	57,060
Eficiência do Ciclo <sup>c</sup>	0,2653	0,2624	0,2654
Tempo de Execução <sup>d</sup> [s]	----	46	<10 <sup>-2</sup>

<sup>a</sup> Esta potência é calculada a partir da vazão mássica e volume multiplicado pela variação de pressão. Como o volume e as pressões são dadas, neste caso, o único valor diferente entre os três programas é o da vazão mássica.

<sup>b</sup> Esta potência é calculada a partir da vazão mássica multiplicada pela variação de entalpia. Esta entalpia é também é calculada pelos programas.

<sup>c</sup> Eficiência calculada utilizando a potência da bomba obtida pela variação de pressão multiplicada pelo volume.

<sup>d</sup> Tempo de execução medido em um computador Pentium 166 MHz com 32 MB de RAM.

Tabela 3.3 – Diferenças percentuais entre os valores encontrados pelas três formas de solução.

	Solução Manual e Pro- grama de Panosso ( $\Delta\%$ )	Solução Manual e o Pro- grama desenvolvido ( $\Delta\%$ )	Programa de Panosso e Programa desenvolvido ( $\Delta\%$ )
Temperatura no estado 2	0,138	0,005	0,134
Entalpia no estado 2	0,557	0,030	0,524
Entropia no estado 2	0,561	0,045	0,513
Título no estado 2	0,560	0,067	0,530
Temperatura no estado 3	0,159	0,006	0,153
Entalpia no estado 3	0,534	0,021	0,516
Entropia no estado 3	0,592	0,018	0,577
Temperatura no estado 4	12,8	0,014	11,34
Entalpia no estado 4	2,44	<10 <sup>-4</sup>	2,5
Entropia no estado 4	12,6	<10 <sup>-4</sup>	11,16
Calor trocado no Ger. de Vapor	1,09	0,055	1,14
Calor trocado no Condensador	1,5	0,081	1,56
Potência na Bomba	0,882	0,100	0,974
Potência na Bomba	18,5	0,069	22,7
Vazão Mássica	0,882	0,100	0,974
Eficiência do Ciclo	1,09	0,038	1,14

Na tabela 3.3, nas duas primeiras colunas, as diferenças percentuais são dadas em função dos valores da solução manual. Na terceira coluna as diferenças são dadas em função dos valores do programa de Panosso.

Antes de se avaliar os resultados, cabe um comentário sobre o programa CATT2. Este é um programa disponibilizado junto com o livro Fundamentos da Termodinâmica Clássica 5ª edição de autoria de Van Wylen et al., 1995. Este programa não calcula ciclos, apenas propriedades. Assim, todos os cálculos pertinentes ao ciclo, com exceção das propriedades, tiveram que ser feitos manualmente. Ainda, o número de dígitos significativos em cada resposta foi definido de acordo com a saída do programa CATT2. Tanto o programa desenvolvido para este trabalho quanto o de Panosso possuem dupla precisão e trabalham com muito mais casas. Para possibilitar a análise entre os três programas, foi feito um arredondamento nas respostas fornecidas pelos 2 últimos. Todos os dados foram tratados seguindo o SI.

Como se pode observar pela tabela 3.2, de um modo geral, os três programas apresentaram resultados aproximados, confirmando a validade do programa desenvolvido para este trabalho. Pode-se notar também que a grande diferença ocorrida foi no cálculo das propriedades na saída da bomba. Esta diferença está justamente nas equações utilizadas em cada programa. Segundo Van Wylen et al., 1995, o programa CATT2 é baseado nas tabelas de Reynolds de 1978. O programa de Panosso (op. cit.) utiliza as equações de Irvine e Liley, 1984, e o programa desenvolvido neste trabalho emprega a formulação IAPWS IF97. Além disso, percebe-se que nenhum dos três programas fornece a mesma resposta para a potência da bomba quando calculada pela variação de entalpia e pela variação de pressão. Este fato deve-se a dois fatores:

- 1) a aproximação utilizada para o cálculo via diferença de pressão traz consigo um erro por considerar o fluido incompressível.
- 2) há um erro intrínseco ao cálculo da entalpia devido ao uso de uma formulação. Dependendo da formulação este erro pode ser maior ou menor. O melhor valor nesse caso é o da IAPWS-IF97.

Outro fato interessante é que o uso da formulação IAPWS-IF97, no programa desenvolvido, reduziu significativamente o tempo de simulação quando comparado com o programa de propriedades de Panosso (op. cit.). Para a medição deste tempo, foi utilizada uma rotina de domínio público desenvolvida pelo governo americano na linguagem FORTRAN 90, denominada *Stopwatch* versão 1.0 (encontrado na internet no seguinte endereço eletrônico: <http://math.nist.gov/~WMitchell/StopWatch.html>). A medição não considerou o tempo de impressão de resultados e ou geração de arquivos de saída.

### 3.1.2.2. Ciclo Rankine com Reaquecimento e Regeneração

Este ciclo é composto por três regeneradores e um estágio de reaquecimento. Além disso, possui 3 bombas. Devido ao aumento de componentes e da complexidade dos acoplamentos, este ciclo não pode ser resolvido manualmente. É necessário então a utilização de um método de cálculo iterativo para poder se encontrar a solução. O teste com este tipo de método foi realizado para verificar a validade do programa desenvolvido quando há necessidade de processos iterativos para se atingir a solução, e os dados prescritos disponíveis para a solução do problema estão na tabela 3.4. A figura 3.6 mostra o diagrama correspondente.

Tabela 3.4 – Dados prescritos para a solução do ciclo Rankine com reaquecimento e regeneração.

Dado	Valor	Dado	Valor
Potência total gerada na turbina [MW]	63	Eficiência isoentrópica da turbina	0,8
Pressão no estado 1 [MPa]	11,3	Eficiência isoentrópica da bomba	0,7
Temperatura no estado 1 [°C]	530	Eficiência do gerador de vapor	0,8
Pressão no estado 2 [MPa]	2,3	Grau de sub-resfriamento na saída do condensador [°C]	5
Pressão no estado 3 [MPa]	2,2	Grau de sub-resfriamento na saída quente do regenerador [°C]	0
Pressão no estado 4 [MPa]	2,2	Diferença de temperatura final* [°C]	4
Temperatura no estado 4 [°C]	530	Volume de água [m <sup>3</sup> /kg]	0,001001
Pressão no estado 5 [MPa]	0,9	Título na saída fria dos regeneradores	0
Pressão no estado 6 [MPa]	0,09		
Pressão no estado 7 [MPa]	0,007		
Título no estado 18	0,2		

\* Diferença de temperatura, em um regenerador, entre a temperatura de saturação do fluido que é extraído da turbina e entra no regenerador e a temperatura do fluido da corrente principal que sai do regenerador.

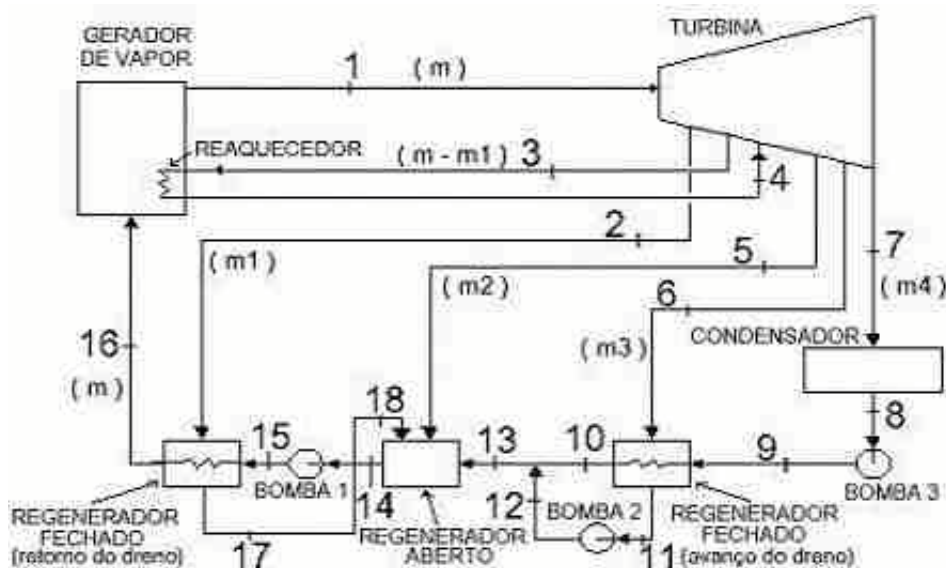


Figura 3.6 - Diagrama de um ciclo Rankine com reaquecimento e regeneração com seu gráfico T x s [Panosso, 2003].

O método iterativo utilizado para se resolver o problema nos dois programas foi o de substituição sucessiva [Stoecker, 1989]. Para possibilitar a comparação, o critério de convergência, o coeficiente de sub-relaxação e as estimativas iniciais foram iguais para os dois programas. Como o critério de convergência que Panosso utilizou foi o de erro relativo menor que  $10^{-4}$  esse foi o critério adotado. Já o coeficiente de sub-relaxação utilizado para os dois programas foi igual a 0,5. Os resultados obtidos são mostrados na tabela 3.5. Devido a grande quantidade de dados, só serão mostrados aqueles considerados os mais importantes.

Tabela 3.5 – Alguns resultados da simulação do ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração usando 2 programas diferentes.

	Programa desenvolvido por Panosso	Programa desenvolvido para o presente trabalho	Diferença percentual nos resultados <sup>c</sup> (%)
Entalpia no estado 13 [kJ/kg]	391,273	390,488	0,2
Potência total requerida nas bombas [MW] <sup>a</sup>	-0,848077	-0,827637	2,41
Calor necessário no gerador de vapor [MW]	194,884	191,540	1,71
Vazão mássica [kg]	53,3022	52,0149	2,41
Eficiência do ciclo	0,318918	0,324592	1,78
Nº de iterações para a convergência	11	19	---
Tempo de execução do programa <sup>b</sup> [s]	65	<10 <sup>-2</sup>	---

<sup>a</sup> Esta potência é calculada a partir da vazão mássica e volume multiplicado pela variação de pressão. Como o volume e as pressões são dadas, neste caso, o único valor diferente entre os três programas é o da vazão mássica.

<sup>b</sup> Tempo de execução medido em um computador Pentium 166 MHz com 32 MB de RAM.

<sup>c</sup> Diferença percentual sobre os valores encontrados pelo programa de Panosso..

Analisando os resultados mostrados na tabela 3.5 percebe-se que as diferenças percentuais aumentaram para algumas variáveis de resposta importantes para a análise de ciclos, como a eficiência global, potência do gerador de vapor, vazão mássica, entre outras. Um dos fatores que geraram este aumento foi o maior número de componentes do ciclo. Como cada estado antes e depois de cada componente apresenta uma diferença percentual, um maior número de estados, e portanto de componentes, acarretará em desvios em cascata. Outro fator com forte influência foi o erro significativo de cálculo da entalpia na saída da bomba no equacionamento de Irvine e Liley. (op. cit.). Como este ciclo possui três bombas, é esperado que o erro acumulado aumente quando comparado com um ciclo que possui apenas uma.

O resultado da entalpia no estado 13 foi incluído na tabela 3.5 porque o mesmo foi obtido a partir de iterações e não de cálculo de propriedades. Apesar de todos os fatos mencionados acima, verificou-se que esta entalpia não apresentou uma diferença percentual significativa.

Já a potência nas bombas apresentou uma diferença percentual maior do que o primeiro teste. Isso ocorre exclusivamente devido a diferença encontrada nas vazões mássicas visto que o

cálculo é baseado em diferenças de pressões. Como todas as variáveis apresentadas na tabela 3.5 estão acopladas, a maior diferença entre os resultados dos dois programas nos valores da vazão mássica resultou em um aumento da diferença percentual em todos os outros valores que dependem dela, inclusive o da eficiência do ciclo.

Quanto ao número de iterações, observa-se que ele foi maior no programa desenvolvido aqui. Uma das possíveis razões para este aumento está no fato de que os programas partem de valores de propriedades diferentes e portanto o comportamento da convergência de cada solução também deverá ser diferente. Apesar disso, o tempo de execução do programa desenvolvido aqui continuou menor do que o do programa de Panosso.

Por fim, cabe ressaltar que a inserção de um laço iterativo no programa desenvolvido, neste caso, não foi suficiente para fazer com que a sub-rotina de medição de tempo de execução gerasse resultado não nulo. Isto significa que o tempo de execução continuou menor do que 0,01s quando testado no mesmo microcomputador usado na simulação do ciclo Rankine simples.

### 3.2. Apresentação do Problema

Neste trabalho é analisada a usina termoeétrica a carvão AVV1 localizada em Copenhague, Dinamarca. A proposta completa do concurso no qual foi apresentada a usina, junto com todos os dados iniciais, pode ser encontrada no anexo II. As características da usina serão apresentadas a seguir, juntamente com um diagrama esquemático representado pela figura 3.7.

A usina em questão pode funcionar com geração de energia elétrica e aquecimento distrital ou só com geração de energia elétrica. Quando o aproveitamento do vapor é feito apenas para gerar energia, a usina é dita estar em modo de condensação. Quando funcionando em modo de aproveitamento combinado do vapor (geração de energia e de aquecimento) a usina é dita estar em modo de contrapressão. Essa foi a nomenclatura adotada pela organização do concurso.

Em modo de condensação com 100% de carga (condição de projeto), a eficiência líquida esperada da planta é de 42% e a potência elétrica líquida é de 250 MWel. Em modo de contrapressão é dito que a planta pode produzir 212 MWel e 330 MJ/s de calor para aquecimento distrital onde a água entra a 50°C e sai a 100°C. Nesse modo a utilização total da energia chega a 92%. No texto, o termo carga se refere sempre à vazão mássica de fluido de trabalho que entra na bomba principal.

A planta opera em condições supercríticas quando em plena carga. Nessa condição, o vapor na entrada da turbina tem pressão de 24 MPa e temperatura de 540°C.

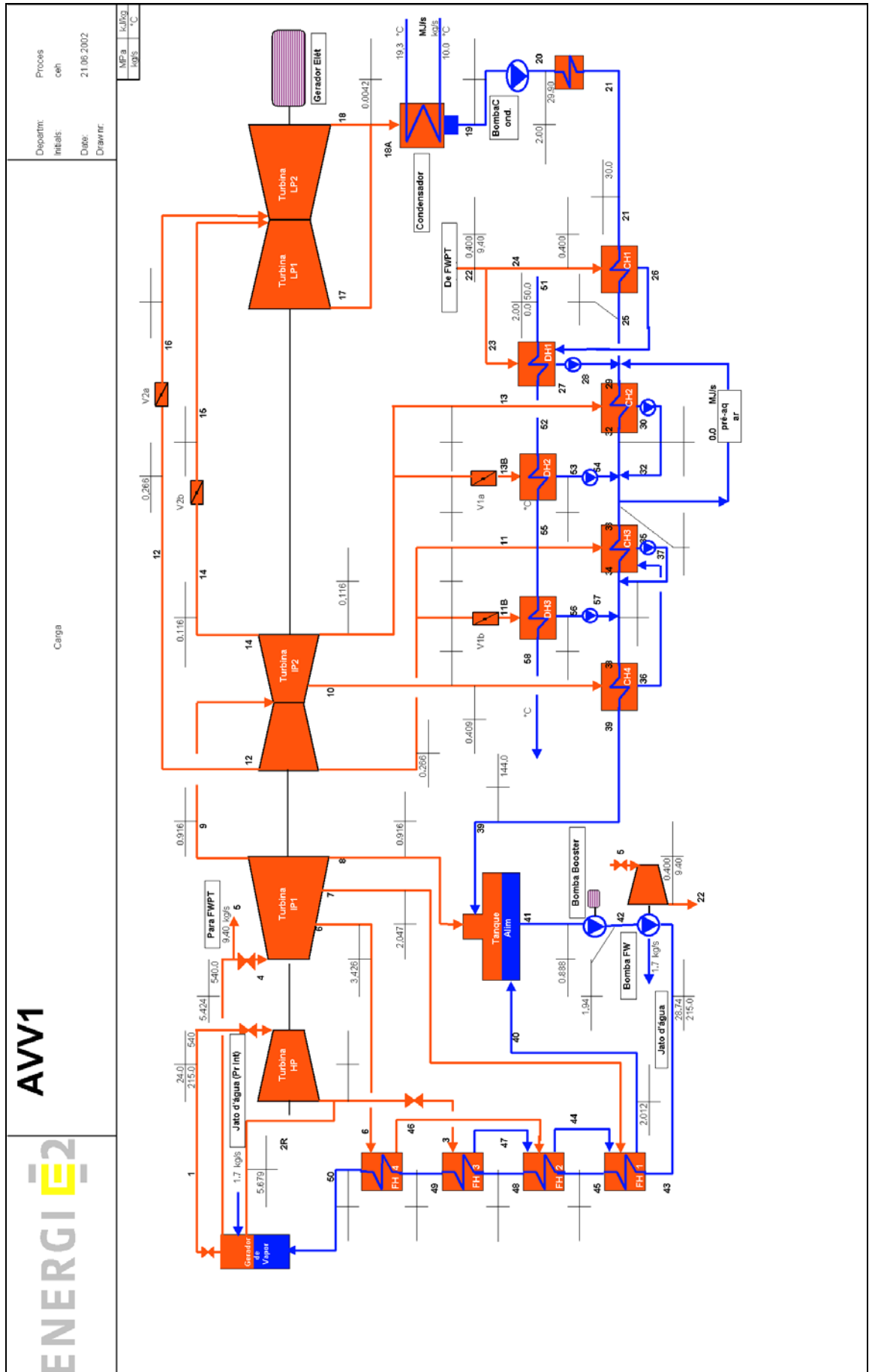


Figura 3.7 – Diagrama esquemático da Usina Termoelétrica AVV1 [Anexo II].

A usina funciona seguindo o ciclo de Rankine com reaquecimento e regeneração. Os trocadores de calor da planta somam treze, sendo que doze deles são trocadores de calor do tipo fechado e um do tipo aberto. O trocador do tipo aberto é chamado de tanque de alimentação (FW tank). Os do tipo fechado que estão na zona de alta pressão são chamados de pré-aquecedores de água de alimentação (FHx). Aqueles localizados na zona de baixa pressão são chamados de pré-aquecedores de condensado (CHx) e aqueles utilizados para aquecimento distrital são chamados de aquecedores distritais (DHx). Existe ainda mais um trocador de calor que não foi nomeado, localizado na saída da bomba que está após o condensador.

A temperatura de saída do vapor reaquecido é de 540°C. Essa temperatura de reaquecimento é controlada inserindo no reaquecedor uma pequena vazão de água líquida comprimida extraída da bomba de alimentação principal (FWPT). Em plena carga esta vazão é de 1,7 kg/s. O gerador de vapor pode funcionar com uma carga mínima de até 40%. Quando a carga da usina varia de 100 % a 80% a temperatura de reaquecimento é mantida constante e a vazão de água usada no controle da temperatura do reaquecedor é reduzida linearmente até cessar completamente em 80% da carga. Quando a usina funciona abaixo de 80% a temperatura de reaquecedor cai linearmente também. Essa queda se dá até a carga mínima de funcionamento da usina, que é 40%. Nessa carga a temperatura de reaquecimento atinge 500°C.

A turbina da usina possui 5 grupos, um de alta pressão (HP), dois de pressão intermediária (IP1 e IP2) e dois de baixa pressão (LP1 e LP2). O condensador usa água do mar entrando na temperatura de 10°C.

A bomba de alimentação principal é acionada diretamente por uma turbina auxiliar (FPT). O vapor que alimenta esta turbina vem de um desvio na saída do vapor reaquecido.

Por fim, quando a turbina funciona em modo de contrapressão, os estágios de baixa pressão funcionam cada um com uma vazão mássica de aproximadamente 0,8 kg/s. Todo o resto da vazão é desviada para os aquecedores distritais (DHx). Todos os componentes descritos aqui, assim como os dados iniciais fornecidos para a simulação da usina funcionando a plena carga em modo de condensação podem ser visualizados no diagrama esquemático que se encontra na figura 3.7. Nessa figura, estão designados números para os estados do fluido nos vários pontos da usina, e todos os cálculos realizados no simulador foram referenciados aos estados designados no diagrama. Além disso, a figura 3.7 mostra alguns dados iniciais disponibilizados para se resolver o problema.

Quando a planta está em 100% de carga em modo de condensação é esperada uma potência bruta gerada pela turbina de 261,5 MW e um consumo auxiliar de potência da planta de 11,5 MW. As turbinas possuem as eficiências isoentrópicas mostradas na tabela 3.6.

Tabela 3.6 – Eficiência isoentrópica dos grupos da turbina.

Grupo da Turbina	Eficiência Isoentrópica (%)
Alta Pressão (HP)	0,88
1º de Pressão Intermediária (IP1)	0,92
2º de Pressão Intermediária (IP2)	0,93
1º de Pressão Baixa (LP1)	0,91*
2º de Pressão Baixa (LP2)	0,91*

\* Esta eficiência não considera a perda por exaustão que é prescrita e igual a 44 kJ/kg para cada turbina de baixa pressão.

As eficiências isoentrópicas dos outros componentes são dadas na tabela 3.7

Tabela 3.7 – Eficiência isoentrópica dos outros componentes da planta.

Componente	Eficiência Isoentrópica (%)
Turbina Auxiliar de Acionamento da Bomba Principal (FPT)	0,82
Gerador Elétrico	0,987
Gerador de Vapor	0,94
Bombas Complementares	0,80

Para a caracterização dos pré-aquecedores e aquecedores distritais é fornecida a diferença de temperatura terminal DTT. O valor desta diferença é dito ser de 2°C para todos os pré-aquecedores e aquecedores distritais da planta. Para os pré-aquecedores de água de alimentação FHx é dada também a diferença de temperatura de dreno DTD, com valor fixo 15°C. Ainda, para o último pré-aquecedor antes do gerador de vapor (FH4), é fornecida a diferença de temperatura entre a entrada e a saída de água de alimentação, no valor de 5°C.

Para as linhas de extração de vapor da turbinas foram especificadas perdas de carga, mostradas na tabela 3.8.

Tabela 3.8 – Perdas de carga nas linhas de vapor da turbina até os pré-aquecedores.

Linha de Vapor	Perda de Carga (%) <sup>*</sup>
Linha que vai até CH1	3,0
Linha que vai até CH2	3,0
Linha que vai até CH3	1,6
Linha que vai até CH4	0,3
Linha que vai até FW Tank	3,0
Linha que vai até FH1	1,7
Linha que vai até FH2	0,0
Linha que vai até FH3	0,3
Linha que vai até FH4	1,0

\* Porcentagem em relação a pressão do vapor na saída da linha de extração da turbina.

Apesar do vapor que chega até o pré-aquecedor CH1 não ser fruto de uma extração da turbina, a perda de carga nessa linha também foi fornecida.



O último dado fornecido para o funcionamento da usina em 100% do modo de condensação foi a porcentagem da vazão mássica para o grupo de baixa pressão LP1 em comparação com a vazão para o grupo de baixa pressão LP2. Foi definido que a vazão mássica para LP1 é 50,2% da vazão total que vai para LP1 e LP2.

A partir dos dados fornecidos foi montado um modelo de simulação da usina, testado e validado para 100% no modo de condensação. Essa validação foi feita com o auxílio de um conjunto de hipóteses adicionais e da discussão dos dados prescritos, apresentados no item 3.4.1. As hipóteses adicionais foram:

- a) todo o fluido quente que sai dos regeneradores fechados canalizados com bombeamento a jusante foram considerados estando com 2 graus de sub-resfriamento;
- b) já o fluido quente dos regeneradores fechados com canalização a montante foram considerados líquidos saturados.
- c) a corrente principal de fluido que sai do condensador é considerada líquido levemente sub-resfriado (menos de 1 °C de sub-resfriamento);
- d) todas as perdas de carga não prescritas foram desprezadas;
- e) em modo de condensação todo o fluido que sai do ponto 22 vai para o ponto 24 (vide figura 3.7);
- f) a perda por exaustão da turbina de baixa pressão foi acrescentada após o cálculo das entalpias e a seguir a entropia foi recalculada.
- g) como não são feitos comentários sobre o carvão utilizado, foi definido que a usina queima carvão betuminoso Illinois nº6. A massa de carvão queimado encontrada está baseada em um PCI de 23,5 MJ/kg [Zevenhoven et al., 1997]

De posse dos dados iniciais e desse conjunto de hipóteses, foi montado o simulador.

### 3.3. Simulador

O ponto de partida da montagem do simulador foi a transformação do programa de propriedades em uma sub-rotina. Novas sub-rotinas foram desenvolvidas e anexadas em módulos, representando a modelagem dos equipamentos vistos no capítulo anterior. O fluxograma do corpo principal do programa pode ser visto na figura a seguir.

Como se pode ver, a primeira sub-rotina é chamada de Entrada\_Dados. Nela, todos os parâmetros e dados de entrada como eficiências, pressões, temperaturas e vazões nos diversos estados são declarados.

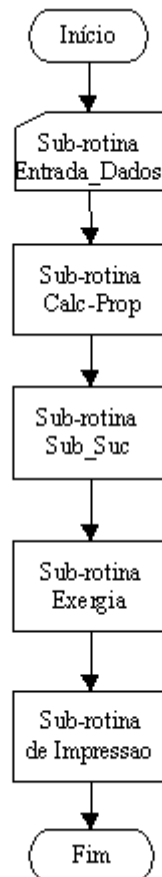


Figura 3.8- Fluxograma do simulador desenvolvido.

A seguir, vem a sub-rotina Calc\_Prop, cujo objetivo é calcular as propriedades e variáveis nos diversos estados que podem ser encontradas sem a necessidade de métodos iterativos, via programa de propriedades e equações de balanço.

Depois vem a sub-rotina Sub\_Suc, onde todas as variáveis fortemente acopladas são colocadas na forma de equações e calculadas via método de Gauss-Seidel. O critério de convergência adotado é o de erro relativo menor que  $10^{-12}$ . Esse critério foi aplicado a todas as variáveis que entram no ciclo iterativo e seu valor baixo foi definido assim para garantir convergência. O coeficiente de sub-relaxação foi de 0,2. Foram feitos testes com outros valores, mas como o objetivo no trabalho foi garantir a convergência, decidiu-se utilizar um valor baixo. Esses parâmetros foram constante para todos os casos simulados. Ainda nessa sub-rotina, após a convergência da solução, são calculadas todas as variáveis que ainda não foram resolvidas.

Depois que todas as propriedades nos diversos estados que o fluido atinge ao longo do ciclo foram encontradas, é chamada a sub-rotina Exergia. Essa rotina calcula a exergia em cada ponto da usina e a seguir faz um balanço exerético em cada componente da planta caracterizando-o através de uma eficiência exerética. Quase todas as exergias consideradas são exergias

físicas. A única exceção fica por conta do gerador de vapor onde é considerada a exergia química do carvão. Por fim, é levantada também a eficiência exergetica global da usina que leva em conta a eficiência do gerador elétrico.

Após todos os cálculos, o programa é encerrado pela chamada da rotina de impressão, onde todos os dados pertinentes são impressos em um arquivo texto. Panosso, 2003, apresenta um estudo comparativo dos métodos de solução para este tipo de problema, que foi empregado para a escolha do método adotado para o presente trabalho.

### 3.4. Solução do Problema Modelo

Neste item será apresentada a simulação da usina AVV1 em modo de condensação, com 100% de carga, chamado aqui de caso “modelo”. Essa solução serviu para verificar o funcionamento do simulador desenvolvido. Os dados prescritos da usina nesse modo estão na figura 3.7 e no item 3.2 deste capítulo. Primeiramente, será feita uma análise e discussão dos dados prescritos e dos parâmetros dos equipamentos, seguido das respostas obtidas. É importante salientar que os dados iniciais disponibilizados não contém informação alguma sobre suas incertezas.

#### 3.4.1. Análise dos Dados Prescritos

Numa primeira análise surge uma dúvida sobre a válvula que se encontra na linha de extração de vapor que vai até o pré-aquecedor FH3 (vide figura 3.7). Essa válvula não é citada na apresentação dos dados que constam na proposta do concurso, e não se sabe se ela impõe uma perda de carga ao sistema, e em que condições. Foi considerado que não há perda de carga nessa válvula para fins de simplificação.

Sobre os trocadores de calor, três inconsistências foram encontradas. A primeira diz respeito ao trocador FH4. Como a pressão no estado 3 é maior que a pressão no estado 6, não se pode aplicar a DTT para FH4 sob pena do trocador funcionar ao contrário. O trocador, em vez de esquentar o fluido, o esfriaria. A segunda inconsistência localiza-se no trocador CH4. Como se pode ver pela figura 3.7, o valor da água de alimentação que sai deste trocador (estado 39) possui valor prescrito de 144 °C que é diferente da DTT. Este valor foi ignorado e foi aplicada a DTT. A terceira e última refere-se ao trocador CH1. A saída de água de alimentação deste trocador (estado 25) não pode ter uma DTT de 2 °C considerando a pressão dada no estado 24. Essa conclusão foi obtida após uma série de simulações onde a aplicação deste valor causou um aumento excessivo das vazões nas extrações representadas pelos estados 10, 11 e 13 do grupo IP2. Esse aumento levava a uma solução fisicamente impossível.

Outro erro diz respeito a saída da turbina FWT. Conforme o desenho indica, entra na turbina 9,4 kg/s e saem 9,99 kg/s de água (vide Anexo II), o que fere o balanço de massa. Como o texto refere-se explicitamente ao valor de 9,4 kg/s, este foi o valor adotado.

A última inconsistência observada foi aquela referente ao valor da potência bruta da turbina. Mais uma vez, foram realizadas séries de simulações que levaram a conclusão de ou a potência prescrita está subestimada ou os valores de eficiência isoentrópicas estão muito altos. Desta forma, foi alterada a eficiência isoentrópica da turbina de alta pressão de modo que potência gerada atingisse um valor onde a solução fosse fisicamente possível e que garantisse uma eficiência da planta de aproximadamente 42%. O novo valor encontrado foi de 0,7769. A inserção dessas modificações foi considerada parte da validação do simulador.

Este resultado inesperado foi corroborado pelas alegações de 2 autores que resolveram o mesmo problema. Segundo Elmegaard e Houbak, 2003, para uma turbina com várias extrações e grupos, não se pode utilizar uma eficiência isoentrópica constante entre extrações e nem entre grupos. Os mesmos autores citam que o mais correto seria utilizar a eficiência politrópica e essa foi a forma que eles utilizaram para resolver o problema. Já Ijzenbrandt e Goudappel, 2003, alegam em seu artigo que, com os dados fornecidos para a solução do problema, um valor mais alto do que 261,5 MW é atingido. Eles não entram em detalhes do porque isso pode estar acontecendo e preferem inserir o excesso encontrado na potência consumida de maneira que a potência elétrica líquida gerada seja igual a 250 MW.

#### 3.4.2. Solução do Caso Modelo

Com esse conjunto de constatações, parâmetros e hipóteses complementares apresentados nos itens anteriores, foi possível encontrar a solução que será apresentada a seguir. Na tabela 3.9 encontram-se os principais resultados encontrados e na figura 3.9 estão as todas propriedades nos obtidas nos diversos estados.

Tabela 3.9 – Solução para 100% de carga em modo de condensação.

Resultados	Valor
Potência gerada no grupo de alta pressão HP	64,55 MW
Potência gerada no grupo de pressão intermediária IP 1	88,31 MW
Potência gerada no grupo de pressão intermediária IP 2	50,75 MW
Potência gerada no grupo de pressão baixa LP 1	26,31 MW
Potência gerada no grupo de pressão baixa LP 2	35,22 MW
Potência Bruta Total gerada	265,14 MW
Potência elétrica Total gerada	261,69 MW
Potência líquida gerada pela planta	250,19 MW
Calor gerado no gerador de vapor	595,34 MW
Calor dissipado no condensador	295,17 MW
Vazão de água do mar no condensador (resfriamento)	8067,64 kg/s
Eficiência global da planta	0,4202

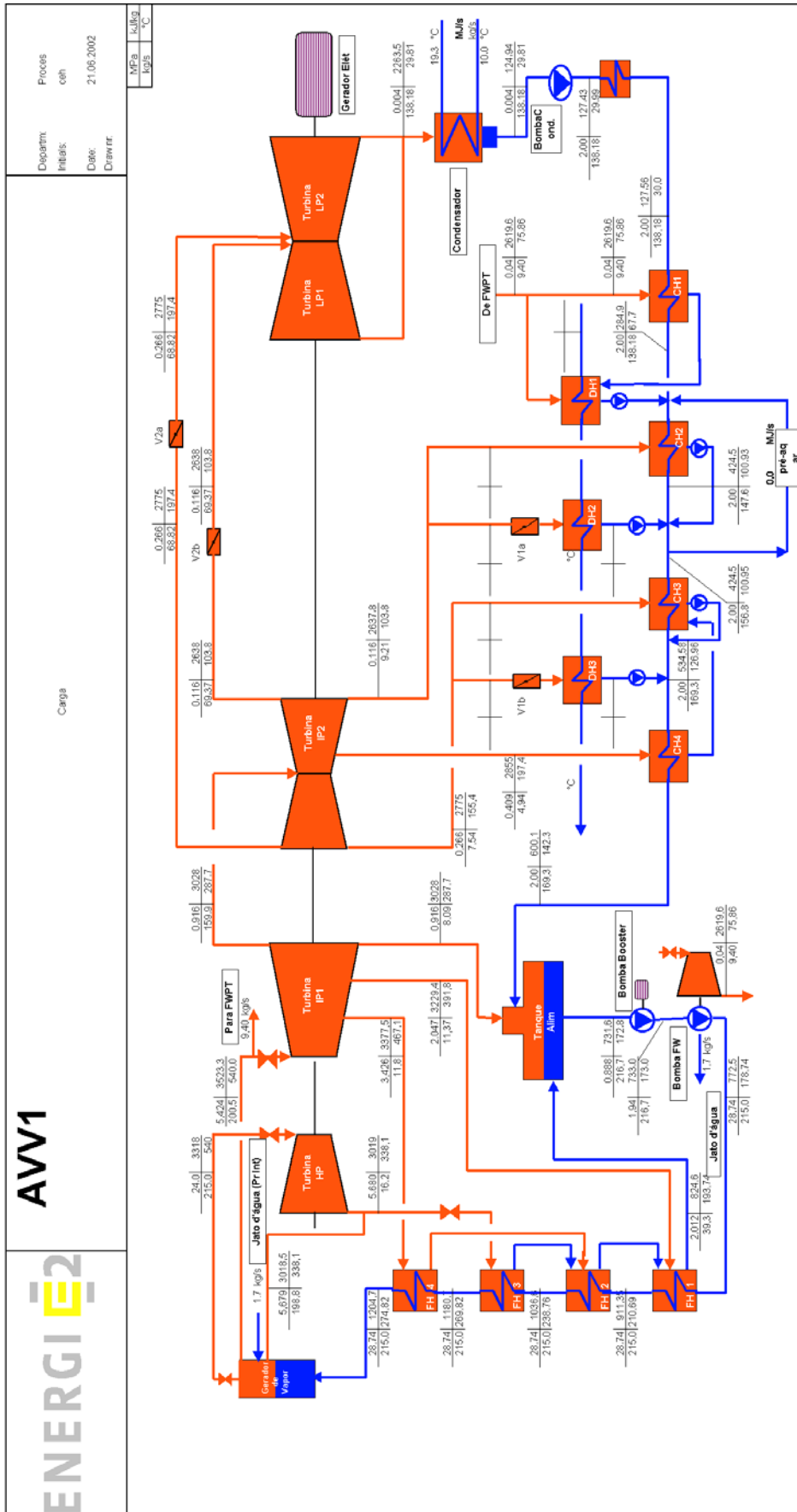


Figura 3.9 – Solução obtida para a planta com 100% de carga em modo de condensação (caso modelo).

Como se pode perceber, a alteração na eficiência isoentrópica no grupo de alta pressão possibilitou a obtenção de uma eficiência global de 0,4202 com uma potência líquida gerada de 250,19 MW. Esse resultado está dentro do esperado, considerando a série de hipóteses complementares realizada. Além disso, verifica-se que a vazão mássica de água do mar para fins de resfriamento foi de 8067,64 kg/s. Essa vazão foi obtida para um  $c_p$  da água do mar de 3,934 kJ/kg°C, valor este encontrado em Baumeister et al.,1979. Ainda, pode-se perceber que o grupo da turbina que mais produz trabalho é o grupo intermediário IP1. Isso ocorre mesmo com uma vazão mássica menor e se deve às eficiências isoentrópicas utilizadas e também à faixa de temperatura e pressão onde ocorre a expansão. Pode-se ver claramente na figura 3.9 que a entalpia no estado 4 é maior que a entalpia no estado 1.

Outro fato interessante é a diferença de potências geradas entre as duas turbinas de baixa pressão, apesar do fato das duas possuírem quase a mesma vazão e a mesma eficiência isoentrópica. Isso pode ser explicado pela diferença de pressão na entrada de cada turbina. A pressão na entrada de LP2 é mais de duas vezes maior que a pressão em LP1.

Pelos dados apresentados acima, verificou-se que o programa funcionou corretamente e está pronto para servir como base em simulações com carga variável e também em modo de aquecimento distrital. Além disso, concluiu-se que, intencionalmente ou não, vários parâmetros foram dados de maneira incorreta, e que isso não foi constatação única deste trabalho, mas também de outros pesquisadores que abordaram esse problema com outros programas de simulação existentes.

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os resultados das simulações realizadas com a usina operando em modo de condensação nas condições de carga parcial, e em modo de aquecimento distrital a plena carga. Os resultados são mostrados em dois itens ao longo do capítulo. No primeiro item estão os dados voltados a uma análise energética e no segundo uma análise exérgica.

### 4.1. Análise Energética

Neste item, estão todos os dados que possibilitam uma análise energética das simulações realizadas. Os resultados referem-se a simulações da planta funcionando em modo de aquecimento distrital com 100% de carga, e no modo de condensação em condições de carga parcial, com uma carga que pode variar de 95% até 40%. Foram feitas simulações em regime permanente para cada nível de carga. Para simular essas variações na carga foi necessário estabelecer algumas hipóteses sobre o comportamento das eficiências isoentrópicas das turbinas e pressões na entrada e saída de cada grupo. No intuito de verificar a influência dessas hipóteses sobre o resultado final, quatro séries de simulações foram feitas, onde cada uma contém um conjunto diferente de hipóteses sobre o funcionamento da turbina em condições de carregamento parcial.

Primeiramente, são apresentados os resultados do funcionamento em carga parcial e, a seguir, em modo de aquecimento distrital. No modo de carga parcial, são mostrados os resultados de cada caso em ordem crescente de complexidade com relação às hipóteses de funcionamento da turbina. Após a apresentação dos resultados é feita uma discussão dos mesmos.

#### 4.1.1. Variação de Carga da Usina no Modo de Condensação

A variação de carga diz respeito à vazão mássica de fluido na planta. Os dados iniciais de operação da planta com carga variável em modo de condensação já foram vistos na apresentação do problema (item 3.2). Adicionalmente, tem-se:

- a) variação da eficiência isoentrópica da bomba principal com a vazão mássica conforme mostra a figura 4.1;

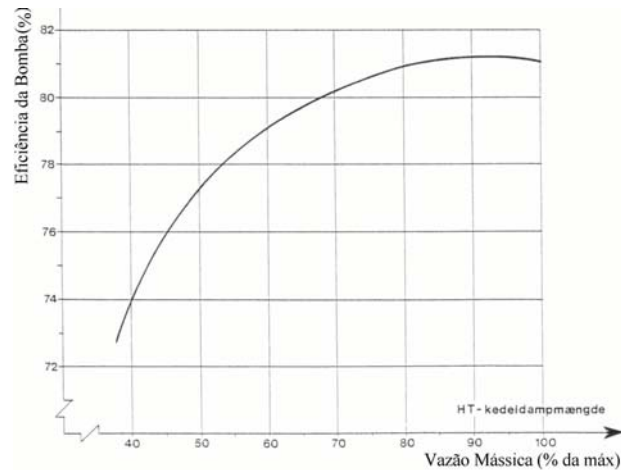


Figura 4.1 – Eficiência da bomba principal vs. porcentagem da vazão mássica máxima [Proposta do Concurso]

- b) temperatura constante e igual a 540 °C para a saída principal de vapor do gerador de vapor em qualquer nível de carga;
- c) temperatura de saída do vapor no reaquecedor constante e igual a 540°C para uma carga variável de 100% até 80%. Para uma carga menor que 80% a temperatura cai linearmente até 500°C, para a carga mínima de 40%;
- d) a vazão mássica de água fria para controle de temperatura do reaquecedor é linearmente decrescente, de 1,7 kg/s até 0 kg/s, quando a carga da planta varia de 100% até 80%;
- e) a planta é operada em modo de pressão variável com as válvulas de controle da turbina mantidas totalmente abertas em qualquer condição de carga;
- f) o consumo auxiliar de potência durante a operação com carga parcial pode ser considerado como uma função linear da vazão mássica de vapor e é expressa por:

$$Cons_{aux} = 50m_{vap} + 750 \quad (4.1)$$

onde  $Cons_{aux}$  é a potência consumida em kW e  $m_{vap}$  é a vazão mássica de vapor que entra no gerador de vapor através da corrente principal em kg/s.

Essa equação difere daquela constante na proposta do concurso (anexo II) de forma a fazer com que o consumo em 100% de carga seja igual a 11,5 MW. Além disso, a equação 4.1 foi convertida para SI sem unidades derivadas ao ser inserida no programa.



As outras prescrições foram mantidas, com exceção daquelas relativas ao funcionamento da turbina.

Para cada caso apresentado a seguir, a carga da usina foi variada de 95% até 40% em intervalos regulares de 5%. Os resultados com 100% de carga em modo de condensação já foram apresentados no capítulo 3.

#### 4.1.1.1. Caso A – Pressões e Eficiências Isoentrópicas Constantes

Nesse caso, a variação de carga da usina significou apenas mudança na vazão mássica do fluido de trabalho. Tanto as pressões nos diversos estágios da turbina quanto as eficiências isoentrópicas foram mantidas constantes. Na tabela 4.1 são mostrados os dados de entrada usados em toda a faixa de cargas simulada, sendo que a numeração apresentada nessa tabela coincide com os pontos da planta indicados na figura 3.7. Já a tabela 4.2 apresenta os valores dos dados que foram alterados para cada nível de carga. A tabela 4.3 mostra os principais resultados obtidos no caso A. Os números contidos nas tabelas 4.2 e 4.3 tiveram que ser arredondados para quatro dígitos para fins de visualização.

Tabela 4.1 – Dados de entrada para a simulação com carga variável no caso A.

Parâmetro	Valor	Unidade
Pressão no estado 1	24	MPa
Temperatura no estado 1	540	°C
Pressão no estado 2	5,679	MPa
Pressão no estado 3	5,679	MPa
Pressão no estado 4	5,424	MPa
Pressão no estado 5	5,424	MPa
Pressão no estado 6	3,426	MPa
Pressão no estado 7	2,047	MPa
Pressão no estado 8	0,916	MPa
Pressão no estado 9	0,916	MPa
Pressão no estado 10	0,409	MPa
Pressão no estado 11	0,266	MPa
Pressão no estado 12	0,266	MPa
Pressão no estado 13	0,116	MPa
Pressão no estado 14	0,116	MPa
Pressão no estado 15	0,116	MPa
Pressão no estado 16	0,266	MPa
Pressão no estado 17	0,0042	MPa
Pressão no estado 18	0,0042	MPa
Pressão no estado 18A	0,0042	MPa
Pressão no estado 19	0,0042	MPa
Pressão no estado 20	2	MPa
Temperatura no estado 20	29,9	°C
Pressão no estado 21	2	MPa
Temperatura no estado 21	30	°C
Pressão no estado 22	0,04	MPa
Pressão no estado 23	0,04	MPa
Pressão no estado 24	0,04	MPa
Pressão no estado 25	2	MPa



Tabela 4.3 – Principais resultados no caso A.

Resultados	Carga											
	95%	90%	85%	80%	75%	70%	65%	60%	55%	50%	45%	40%
Potência no grupo HP da turbina [MW]	61,43	58,30	55,18	52,05	48,80	45,58	42,29	39,04	35,79	32,53	29,28	26,03
Potência no grupo IP1 da turbina [MW]	83,87	79,43	74,98	70,52	65,56	60,68	55,84	51,08	46,40	41,78	37,23	32,75
Potência no grupo IP2 da turbina [MW]	48,20	45,64	43,07	40,51	37,67	34,86	32,10	29,39	26,71	24,07	21,46	18,90
Potência no grupo LP1 da turbina [MW]	24,99	23,67	22,34	21,02	19,63	18,26	16,89	15,53	14,19	12,85	11,52	10,21
Potência no grupo LP2 da turbina [MW]	33,44	31,68	29,90	28,13	26,26	24,41	22,57	20,75	18,94	17,15	15,38	13,63
Potência Bruta Total gerada [MW]	251,9	238,7	225,5	212,2	197,9	183,7	169,7	155,8	142,0	128,4	114,9	101,5
Potência elétrica Total gerada [MW]	248,6	235,6	222,5	209,4	195,3	181,3	167,5	153,8	140,1	126,7	113,4	100,2
Potência líquida total [MW]	237,6	225,1	212,6	200,0	186,4	173	159,7	146,5	133,4	120,6	107,8	95,10
Calor fornecido no gerador vapor [MW]	565,5	535,7	505,8	476,0	444,4	413	381,9	351,0	320,4	290,0	259,9	230,0
Calor dissipado no condensador [MW]	280,3	265,4	250,6	235,8	220,3	205	189,7	174,6	159,5	144,6	129,7	115,0
Vazão de água do mar no condensador (resfriamento) [kg/s]	7661	7255	6849	6443	6021	5602	5185	4771	4360	3951	3545	3142
Eficiência da planta	0,4203	0,4203	0,4203	0,4203	0,4196	0,4189	0,4182	0,4174	0,4166	0,4157	0,4147	0,4135

Na tabela 4.3, a potência bruta gerada é a soma das potências de cada turbina. A potência elétrica é a potência bruta com o desconto que a eficiência do gerador elétrico impõe. A potência líquida é a potência elétrica menos o consumo auxiliar de potência.

Como se pode perceber, a variação da potência gerada foi quase diretamente proporcional à carga. Além disso, percebe-se que a eficiência da planta varia muito pouco (a partir da 5ª casa decimal) na faixa de 95% a 80%. Abaixo de 80%, a eficiência do ciclo começa a sofrer uma influência da queda de temperatura do reaquecedor e portanto varia mais e de forma linear. Esse comportamento pode ser melhor verificado pela figura 4.2a. Ainda assim, por causa do conjunto de hipóteses apresentadas para o funcionamento da turbina, na carga mínima de 40%, a eficiência da planta atingiu um valor de 0,4135, que é um valor alto para tais condições de carga. A figura 4.2b mostra a variação da vazão de água de resfriamento do condensador com o carga da planta. Como se pode perceber, este comportamento foi linear.

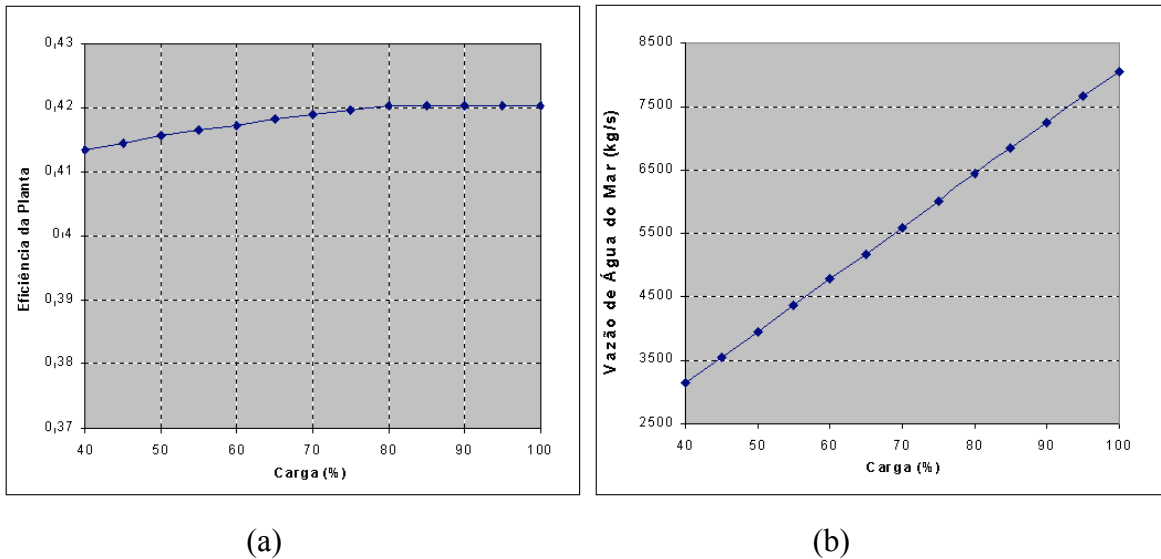


Figura 4.2 – a) Variação da eficiência da planta e b) da vazão de água utilizada para resfriamento no condensador em função da carga no caso A.

#### 4.1.1.2. Caso B – Pressões Constantes e Eficiências Isoentrópicas Variáveis Considerando que a Turbina Funciona na sua Capacidade Máxima.

Nessa condição de funcionamento, as eficiências isoentrópicas dos grupos da turbina variam com a carga, mas as pressões são mantidas constantes e iguais aos valores do caso modelo, apresentado no capítulo anterior. O comportamento da variação das eficiências com a carga foi mostrada no capítulo 2 através da figura 2.2. Todos os grupos da turbina principal e a turbina auxiliar foram caracterizados por essa curva, que pode ser ajustada por uma função cúbica, representada na equação 4.3. Essa curva foi apresentada por Paz, 2002 e é mostrada na forma adimensional, como segue:

$$e_{adm} = A(v_{adm})^3 - B(v_{adm})^2 + C(v_{adm}) + D \quad (4.2)$$

onde  $e_{adm}$  é a porcentagem da eficiência máxima e  $v_{adm}$  é a porcentagem de vazão mássica da turbina. Os coeficientes A, B, C e D são constantes e valem respectivamente: 0,52336, -1,3329, 1,1148 e 0,6948.

As turbinas a vapor podem funcionar com uma vazão máxima ou ótima, onde a eficiência isoentrópica é máxima. Nesse caso específico, imaginou-se a turbina trabalhando na sua máxima vazão admissível. Essa forma corresponde no caso B a 100% de carga da usina. O ponto assinalado na figura 4.3 indica esse modo de funcionamento.

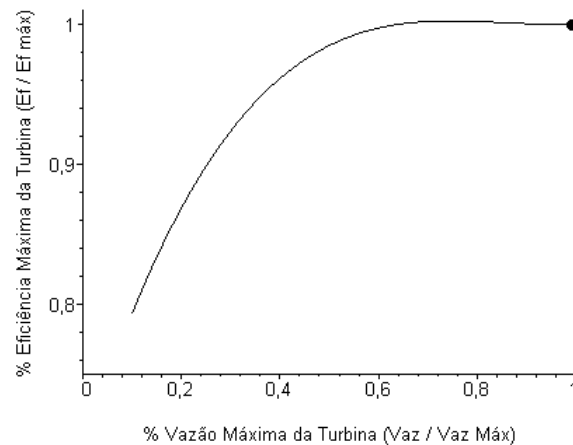


Figura 4.3 – Localização do ponto equivalente a 100% de carga da usina na curva da eficiência isoentrópica vs. vazão da turbina (caso B).

A maior parte dos parâmetros de entrada seguiu os mesmos da tabela 4.1 com exceção das eficiências isoentrópicas dos grupos da turbina e da turbina auxiliar que aciona a bomba principal. A tabela 4.4 contém todos os valores que variaram de acordo com a carga no caso B. Já a tabela 4.5 mostra os principais resultados encontrados nesse caso.

Tabela 4.4 – Dados iniciais e parâmetros que variam com carga no caso B.

Parâmetro	Carga											
	95%	90%	85%	80%	75%	70%	65%	60%	55%	50%	45%	40%
Vazão Total [kg/s]	205,8	195,0	184,2	173,4	162,5	151,7	140,9	130,0	119,2	108,4	97,52	86,68
Temperatura do reaquecedor [°C]	540,0	540,0	540,0	540,0	535,0	530,0	525,0	520,0	515,0	510,0	505,0	500,0
Eficiência da bomba principal FWPT	0,812	0,811	0,8102	0,808	0,806	0,802	0,797	0,791	0,783	0,773	0,758	0,740
Consumo auxiliar de Potência [MW]	10,98	10,46	9,939	9,418	8,876	8,334	7,793	7,251	6,709	6,167	5,626	5,084
Vazão de água de resfriamento do reaquecedor [kg/s]	1,275	0,850	0,425	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Eficiência isoent. no grupo HP [MW]	0,7766	0,7769	0,7775	0,7781	0,7784	0,7781	0,7769	0,7745	0,7705	0,7648	0,7569	0,7466
Eficiência isoent. no grupo IP1 [MW]	0,9196	0,92	0,9207	0,9214	0,9217	0,9214	0,92	0,9171	0,9124	0,9056	0,8963	0,8841
Eficiência isoent. no grupo IP2 [MW]	0,9296	0,93	0,9307	0,9314	0,9318	0,9314	0,93	0,9271	0,9224	0,9155	0,9060	0,8937
Eficiência isoent. nos grupos LP [MW]	0,9096	0,91	0,9107	0,9114	0,9117	0,9114	0,91	0,9071	0,9025	0,8958	0,8865	0,8745
Eficiência isoent. da FPT (turbina que aciona a bomba principal)	0,8196	0,8199	0,8205	0,8212	0,8215	0,8212	0,8199	0,8174	0,8132	0,8071	0,7989	0,7879

Tabela 4.5 – Principais resultados encontrados no caso B.

Resultados	Carga											
	95%	90%	85%	80%	75%	70%	65%	60%	55%	50%	45%	40%
Potência no grupo HP da turbina [MW]	61,40	58,30	55,22	52,13	48,89	45,62	42,29	38,92	35,49	32,02	28,52	25,01
Potência no grupo IP1 da turbina [MW]	83,84	79,42	75,03	70,62	65,68	60,75	55,84	50,94	46,05	41,18	36,34	31,57
Potência no grupo IP2 da turbina [MW]	48,19	45,64	43,09	40,54	37,71	34,90	32,10	29,33	26,56	23,82	21,09	18,40
Potência no grupo LP1 da turbina [MW]	24,98	23,67	22,35	21,04	19,65	18,27	16,89	15,50	14,10	12,70	11,31	9,916
Potência no grupo LP2 da turbina [MW]	33,44	31,67	29,92	28,16	26,29	24,43	22,57	20,70	18,83	16,96	15,09	13,23
Potência Bruta Total gerada [MW]	251,9	238,7	225,6	212,5	198,2	184,0	169,7	155,4	141,0	126,7	112,4	98,12
Potência elétrica Total gerada [MW]	248,6	235,6	222,7	209,7	195,6	181,6	167,5	153,4	139,2	125,0	110,9	96,84
Potência líquida total [MW]	237,4	225,1	212,7	200,3	186,7	173,3	159,7	146,1	132,5	118,9	105,3	91,76
Calor fornecido no gerador vapor [MW]	565,5	535,7	505,9	476,1	444,4	413,1	381,9	350,9	320,1	289,5	259,1	229,0
Calor dissipado no condensador [MW]	280,4	265,5	250,5	235,6	220,1	204,8	189,7	174,9	160,2	145,8	131,5	117,4
Vazão de água do mar no condensador (resfriamento) [kg/s]	7663	7255	6846	6438	6015	5598	5186	4780	4380	3985	3596	3210
Eficiência da planta	0,4202	0,4203	0,4205	0,4208	0,4203	0,4194	0,4182	0,4164	0,4139	0,4106	0,4062	0,4007

Como se pode observar, no caso B, a eficiência da planta sofreu uma variação maior do que no caso A. Isso se deveu ao fato das eficiências isoentrópicas estarem variando agora. Além disso, percebe-se também na tabela 4.5 que a eficiência da planta cresce com a diminuição da carga até 80%. Este fato pode ser explicado pela hipótese feita nesse caso. Quando se considera que a planta funciona em 100% de carga, isso implica estar trabalhando com a turbina na sua máxima vazão. Nesse ponto, conforme a figura 4.3, a turbina não possui sua máxima eficiência isoentrópica. A máxima eficiência ocorre para uma carga um pouco menor. Assim, é de se esperar que quando a carga cai até certo ponto haja uma eficiência maior da planta no caso B.

A variação da eficiência da planta com a carga pode ser vista na figura 4.4a e na figura 4.4b está a variação de água de resfriamento com a carga.

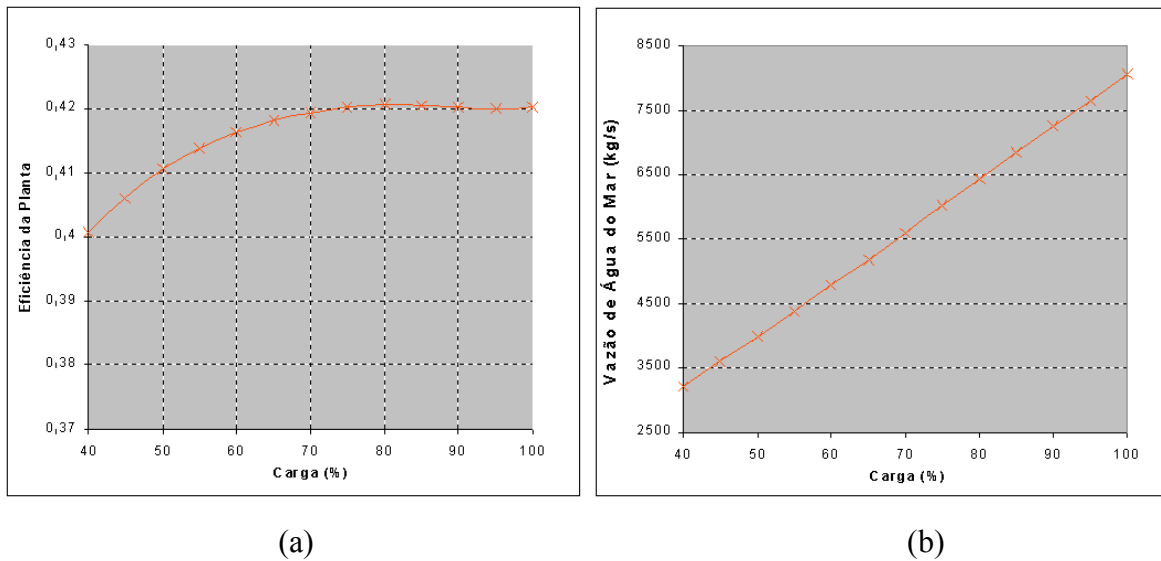


Figura 4.4 – a) Variação da eficiência da planta e b) da vazão de água utilizada para resfriamento no condensador em função da carga no caso B.

A figura 4.4a mostra que no caso B a eficiência da planta assumiu um comportamento diferente daquele correspondente ao caso A. Pode-se ver claramente o leve aumento de eficiência causado quando a carga é gradativamente diminuída até chegar a 80% quando então o comportamento muda.

Já o comportamento da vazão mássica de resfriamento visto na figura 4.4b continuou linear, com quase a mesma inclinação do caso A.

#### 4.1.1.3. Caso C – Pressões Constantes e Eficiências Isoentrópicas Variáveis Considerando que a Turbina Funciona em Condições Ótimas.

Considerando que a turbina operando na máxima carga possível não atinge a sua melhor condição, optou-se por fazer mais uma série de simulações com outro conjunto de hipóteses que representassem melhor a situação real.

Dessa vez, considerou-se que a máxima carga da usina corresponde ao ponto de melhor desempenho da turbina. Assim, na curva de eficiência vs. vazão da turbina, o ponto de 100% de carga corresponde ao ponto de máxima eficiência isoentrópica. Nesse caso, o ponto de máxima carga da planta não corresponde a máxima vazão da turbina como mostra a figura 4.5.

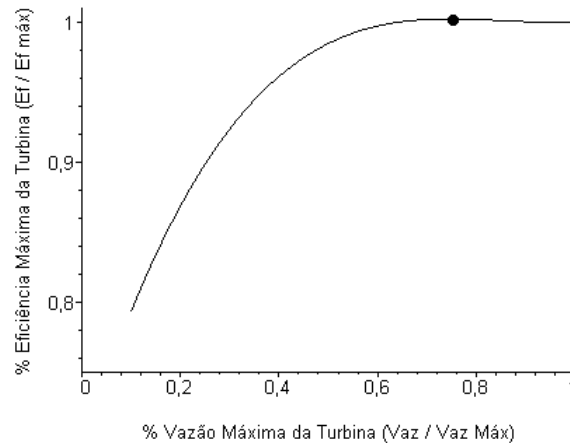


Figura 4.5 - Localização do ponto equivalente a 100% de carga da usina na curva da eficiência isoentrópica vs. vazão da turbina (caso C).

Nesse caso, os dados iniciais continuam os mesmos da tabela 4.1 com as exceções inseridas na tabela 4.4. O que mudou do caso B para o caso C em relação aos parâmetros de entrada foram os valores das eficiências isoentrópicas dos grupos da turbina e da turbina auxiliar. Os novos valores encontram-se na tabela 4.6.

Tabela 4.6 – Eficiências isoentrópicas das turbinas no caso C.

Parâmetro	Carga											
	95%	90%	85%	80%	75%	70%	65%	60%	55%	50%	45%	40%
Eficiência isoent. no grupo HP [MW]	0,7767	0,7760	0,7748	0,7728	0,7699	0,7661	0,7611	0,7549	0,7474	0,7384	0,7277	0,7154
Eficiência isoent. no grupo IP1 [MW]	0,9198	0,9190	0,9175	0,9151	0,9117	0,9072	0,9013	0,8940	0,8851	0,8744	0,8618	0,8471
Eficiência isoent. no grupo IP2 [MW]	0,9298	0,9290	0,9274	0,9250	0,9216	0,9170	0,9111	0,9037	0,8947	0,8839	0,8712	0,8564
Eficiência isoent. nos grupos LP [MW]	0,9098	0,9090	0,9075	0,9051	0,9018	0,8973	0,8915	0,8843	0,8754	0,8649	0,8524	0,8379
Eficiência isoent. da FPT (turbina auxiliar que aciona a bomba principal)	0,8197	0,8190	0,8177	0,8156	0,8126	0,8085	0,8033	0,7968	0,7889	0,7793	0,7681	0,7550

Tabela 4.7 – Principais resultados encontrados no caso C.

Resultados	Carga											
	95%	90%	85%	80%	75%	70%	65%	60%	55%	50%	45%	40%
Potência no grupo HP da turbina [MW]	61,41	58,24	55,03	51,78	48,36	44,91	41,43	37,94	34,43	30,92	27,43	23,97
Potência no grupo IP1 da turbina [MW]	83,85	79,34	74,79	70,18	65,02	59,89	54,79	49,75	44,77	39,86	35,04	30,33
Potência no grupo IP2 da turbina [MW]	48,19	45,60	43,00	40,37	37,45	34,56	31,68	28,85	26,04	23,27	20,56	17,87
Potência no grupo LP1 da turbina [MW]	24,98	23,64	22,30	20,94	19,50	18,07	16,64	15,21	13,79	12,38	10,98	9,605



Resultados	Carga											
	95%	90%	85%	80%	75%	70%	65%	60%	55%	50%	45%	40%
Potência no grupo LP2 da turbina [MW]	33,44	31,65	29,85	28,03	26,10	24,17	22,24	20,33	18,42	16,53	14,66	12,82
Potência Bruta Total gerada [MW]	251,9	238,5	225,0	211,3	196,4	181,6	166,8	152,1	137,5	123,0	108,7	94,60
Potência elétrica Total gerada [MW]	248,6	235,4	222,1	208,6	193,8	179,2	164,3	150,1	135,7	121,4	107,3	93,37
Potência líquida total [MW]	237,64	224,9	212,1	199,1	185,0	170,9	156,8	142,9	129,0	115,2	101,7	88,29
Calor fornecido no gerador vapor [MW]	565,5	535,6	505,7	475,7	443,9	412,4	381,0	349,9	319,1	288,4	258,1	228,0
Calor dissipado no condensador [MW]	280,3	265,6	251,0	236,4	221,4	206,5	191,8	177,3	162,8	148,5	134,2	120,0
Vazão de água do mar no condensador (resfriamento) [kg/s]	7662	7260	6860	6463	6051	5645	5243	4846	4451	4059	3670	3280
Eficiência da planta	0,4202	0,4200	0,4194	0,4186	0,4167	0,4144	0,4116	0,4082	0,4042	0,3994	0,3938	0,3872

A análise da tabela 4.7 mostra que, nesse caso, a eficiência da planta varia mais ainda do que no caso B. Isso ocorre porque a máxima carga da planta ocorre no ponto de máxima eficiência das turbinas. Desse modo, a eficiência isoentrópica diminui monotonicamente com a queda de carga da usina como se pode ver pela figura 4.5. Esse comportamento é melhor percebido na figura 4.6a. A figura 4.6b mostra a variação da vazão de água de resfriamento com a carga da usina.

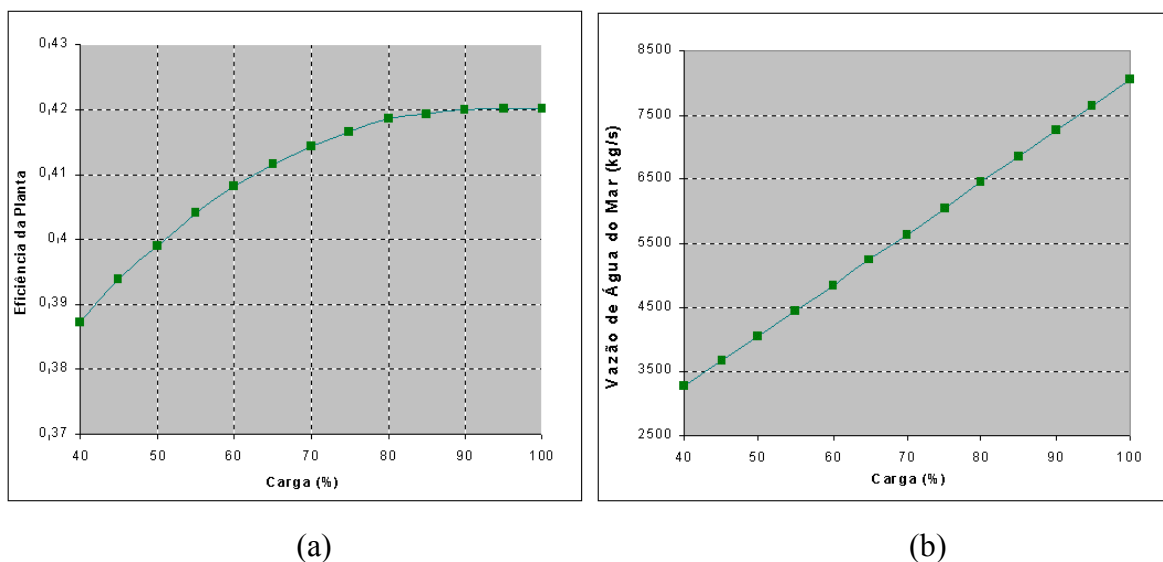


Figura 4.6 – a) Variação da eficiência da planta e b) da vazão de água utilizada para resfriamento no condensador em função da carga no caso C.

Como se verifica na figura 4.6b, o comportamento da vazão de água do mar usada para resfriamento no caso C não difere muito daqueles pertencentes aos casos A e B. A principal causa desse comportamento é a manutenção da pressão constante na saída da turbina para esses ca-

Assim, o calor trocado no condensador depende da vazão mássica e da eficiência isoentrópica dos grupos de baixa pressão. Como a vazão mássica varia de forma similar para todos os casos, a mudança do comportamento dessa curva, de um caso para o outro, vai depender exclusivamente da eficiência isoentrópica. Como essa variação é pequena de um caso para o outro na mesma condição de carga (a maior diferença não chega a 7%), a curva não muda muito.

#### 4.1.1.4. Caso D – Pressões Variáveis e Eficiências Isoentrópicas Variáveis Considerando que a Turbina Funciona em Condições Ótimas.

Este constitui o caso o mais complexo e o mais próximo da realidade, quando comparado com os outros vistos até agora. Nessa situação, considera-se que não só a eficiência isoentrópica das turbinas varia com a carga, mas as pressões na entrada de cada grupo também. Nesse conjunto de hipóteses, a usina continua funcionando nas condições ótimas da turbina conforme foi visto no caso C.

Para aplicar a variação de pressão, foi utilizada a modelagem proposta por Stodola, 1927, que foi revisada por Cooke, 1985, conforme foi visto no capítulo 2. O coeficiente de vazão mássica (ou coeficiente de Stodola) foi calculado a partir do caso padrão (100% de carga em modo de condensação) e a partir daí foi mantido constante para todas as variações de carga. Nesse caso a pressão no estado 1 virou variável dependente da vazão mássica. Assim, foi necessário encontrar seu valor antes de resolver o conjunto de equações do problema. Todas as pressões do ciclo que dependem diretamente da pressão no estado 1, também deixaram de ser parâmetros fixos para tornarem-se variáveis.

Tabela 4.8 – Dados de entrada para a simulação com carga variável no caso D.

Parâmetro	Valor	Unidade
Temperatura no estado 1	540	°C
Pressão no estado 20	2	MPa
Temperatura no estado 20	29,9	°C
Pressão no estado 21	2	MPa
Temperatura no estado 21	30	°C
Pressão no estado 25	2	MPa
Pressão no estado 28	2	MPa
Pressão no estado 29	2	MPa
Pressão no estado 31	2	MPa
Pressão no estado 32	2	MPa
Pressão no estado 33	2	MPa
Pressão no estado 34	2	MPa
Pressão no estado 37	2	MPa
Pressão no estado 38	2	MPa
Pressão no estado 39	2	MPa
Pressão no estado 42	1,94	MPa
Eficiência das bombas auxiliares	0,80	---
Eficiência do gerador de vapor	0,94	---

Parâmetro	Valor	Unidade
Eficiência do gerador elétrico	0,987	---
Diferença de temperatura terminal	2	°C
Diferença de temperatura de dreno	15	°C
Elevação de temperatura em FH4	5	°C
Diferença de temperatura na água de resfriamento do condensador	9,3	°C
Calor específico a pressão constante da água do mar	3,934	kJ/kg
Coefficiente de Stodola	0,0050	---

A tabela 4.9 mostra aqueles valores que foram alterados conforme a carga aplicada e a tabela 4.10 mostra os principais resultados obtidos no caso D.

Tabela 4.9 – Dados iniciais e parâmetros que variam com carga no caso D.

Parâmetro	Carga											
	95%	90%	85%	80%	75%	70%	65%	60%	55%	50%	45%	40%
Vazão Total [kg/s]	205,8	195,0	184,2	173,4	162,5	151,7	140,9	130,0	119,2	108,4	97,52	86,68
Temperatura do reaquecedor [°C]	540,0	540,0	540,0	540,0	535,0	530,0	525,0	520,0	515,0	510,0	505,0	500,0
Eficiência da bomba principal FWPT	0,812	0,811	0,8102	0,808	0,806	0,802	0,797	0,791	0,783	0,773	0,758	0,740
Consumo auxiliar de Potência [MW]	10,98	10,46	9,939	9,418	8,876	8,334	7,793	7,251	6,709	6,167	5,626	5,084
Vazão de água de resfriamento do reaquecedor [kg/s]	1,275	0,850	0,425	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Eficiência isoent. no grupo HP [MW]	0,7767	0,7760	0,7748	0,7728	0,7699	0,7661	0,7611	0,7549	0,7474	0,7384	0,7277	0,7154
Eficiência isoent. no grupo IP1 [MW]	0,9198	0,9190	0,9175	0,9151	0,9117	0,9072	0,9013	0,8940	0,8851	0,8744	0,8618	0,8471
Eficiência isoent. no grupo IP2 [MW]	0,9298	0,9290	0,9274	0,9250	0,9216	0,9170	0,9111	0,9037	0,8947	0,8839	0,8712	0,8564
Eficiência isoent. Grupos LP [MW]	0,9098	0,9090	0,9075	0,9051	0,9018	0,8973	0,8915	0,8843	0,8754	0,8649	0,8524	0,8379
Eficiência isoent. da FPT (turbina acion. Bomba principal)	0,8197	0,8190	0,8177	0,8156	0,8126	0,8085	0,8033	0,7968	0,7889	0,7793	0,7681	0,7550

Tabela 4.10 – Principais resultados encontrados no caso D.

Resultados	Carga											
	95%	90%	85%	80%	75%	70%	65%	60%	55%	50%	45%	40%
Pressão em l [MPa]	22,94	21,88	20,80	19,71	18,56	17,411	16,24	15,06	13,87	12,67	11,45	10,23
Potência no grupo HP da turbina [MW]	62,01	59,37	56,63	53,79	50,74	47,58	44,31	40,96	37,52	34,01	30,45	26,85
Potência no grupo IP1 da turbina [MW]	84,45	80,47	76,40	72,22	67,45	62,66	57,85	53,01	48,18	43,35	38,54	33,78
Potência no grupo IP2 da turbina [MW]	48,60	46,39	44,13	41,81	39,17	36,52	33,85	31,16	28,47	25,77	23,07	20,38
Potência no grupo LP1 da turbina [MW]	25,13	23,93	22,71	21,46	20,14	18,79	17,44	16,07	14,69	13,29	11,90	10,50
Potência no grupo LP2 da turbina [MW]	33,65	32,06	30,43	28,78	27,00	25,20	23,39	21,55	19,71	17,86	16,00	14,14
Potência Bruta Total gerada [MW]	253,85	242,2	230,3	218,1	204,5	190,7	176,8	162,8	148,6	134,3	120,0	105,6
Potência elétrica Total gerada [MW]	250,5	239,0	227,3	215,3	201,8	188,2	174,5	160,6	146,7	132,5	118,4	104,2

Resultados	Carga											
	95%	90%	85%	80%	75%	70%	65%	60%	55%	50%	45%	40%
Potência líquida total [MW]	239,6	228,6	217,4	205,8	193,0	179,9	166,7	153,4	139,9	126,4	112,8	99,14
Calor fornecido no gerador vapor [MW]	570,0	544,2	518,1	491,6	463,02	434,3	405,4	376,2	346,8	317,2	287,4	257,2
Calor dissipado no condensador [MW]	283,0	270,8	258,6	246,2	233,3	220,3	207,4	194,3	181,1	167,70	154,1	140,1
Vazão de água do mar no condensador (resfriamento) [kg/s]	7736	7403	7067	6730	6377	6023	5668	5310	4949	4584	4211	3831
Eficiência da planta	0,4203	0,4201	0,4196	0,4187	0,4168	0,4043	0,4113	0,4077	0,4034	0,3984	0,3924	0,3856

Os dados da tabela 4.9 são os mesmos utilizados no caso C, visto que a diferença agora está na variação das pressões na entrada da turbina. Note que na tabela 4.10 foi mostrada a pressão no estado 1 calculada para cada condição de carga.

As figuras 4.7a e 4.7b mostram respectivamente a variação da eficiência da usina e a variação da vazão mássica de água no condensador com a carga.

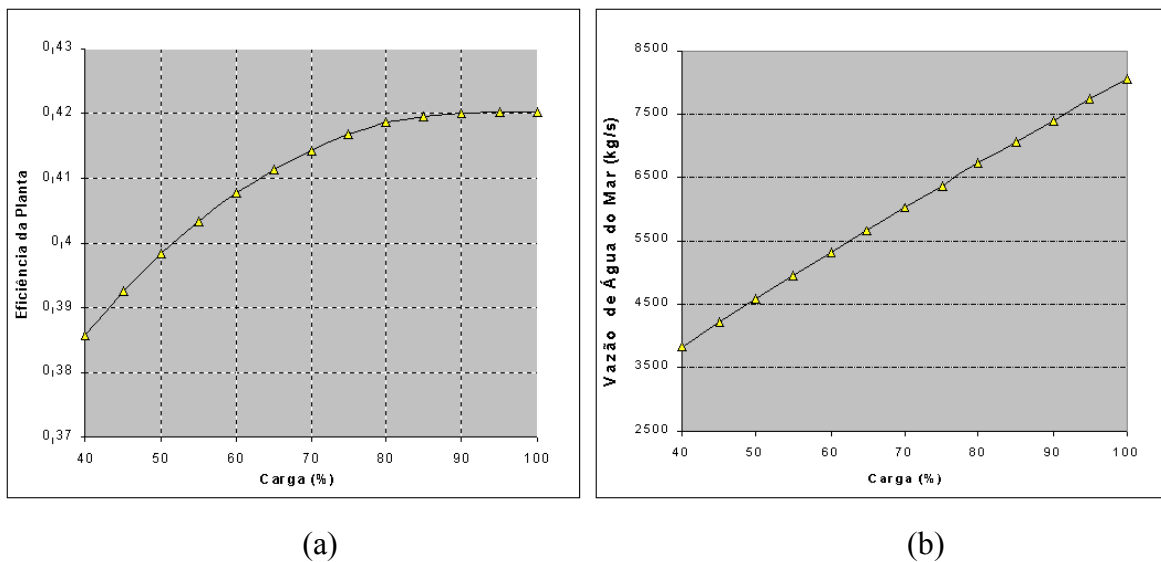


Figura 4.7 – a) Variação da eficiência da planta e b) da vazão de água utilizada para resfriamento no condensador em função da carga no caso D.

Pela figura 4.7a observa-se que o comportamento da eficiência da planta com a carga é praticamente quadrático. Além disso, a menor eficiência encontrada foi de 0,3856. Este valor foi levemente menor do que aquele encontrado no caso C. Além disso, esse valor representou a maior diferença percentual entre os valores do caso C e D.

Já a curva da vazão de água no condensador mudou sua inclinação, apesar de ainda manter seu comportamento linear.

#### 4.1.2. Simulação da Usina em Modo de Aquecimento Distrital

Quando a usina funciona com aquecimento distrital (modo de contrapressão), toda a água que inicialmente ia para o condensador é desviada para os aquecedores distritais com o objetivo de elevar a temperatura da água de 50°C para 100°C. Os grupos de baixa pressão ficam com uma vazão mínima de aproximadamente 0,8 kg/s cada, para fins de resfriamento. A maneira pela qual ocorre a mudança de funcionamento da usina do modo de condensação para o modo de contrapressão é explicada na proposta do concurso (anexo II).

Como foi visto no capítulo 3, com 100% de carga nesse modo, espera-se que a usina produza 212 MW de energia e 330 MJ/s de calor.

Para realizar a simulação nesse modo, foi preciso lançar mão de uma série de considerações. A primeira diz respeito aos grupos de baixa pressão. Como a vazão mássica para esses grupos é ínfima, considerou-se que não há produção de potência neles. A pressão do condensador foi mantida igual àquela prescrita no modo de condensação em 100% de carga. A vazão calculada no estado 9, a partir da simulação em modo de condensação, foi mantida como parâmetro (a localização dos estados já foi mostrada na figura 3.7). Além disso, foi necessário prescrever também a pressão no estado 10 visto que o simulador não calcula essa variável. Esse valor foi arbitrado como sendo igual a 0,36 MPa e foi baseado em valores utilizados por outros autores na resolução deste problema. Na saída do fluido quente dos aquecedores distritais, prescreveu-se o grau de sub-resfriamento igual a 1°C. Nesses mesmos componentes, não foi considerada perda de carga. A diferença de temperatura terminal também foi aplicada para esses trocadores de calor. A lista completa de parâmetros está na tabela 4.11.

Tabela 4.11 – Dados de entrada para a simulação em modo de aquecimento distrital.

Parâmetro	Valor	Unidade
Pressão no estado 1	24	MPa
Temperatura no estado 1	540	°C
Pressão no estado 2	5,679	MPa
Pressão no estado 3	5,679	MPa
Pressão no estado 4	5,424	MPa
Pressão no estado 5	5,424	MPa
Pressão no estado 6	3,426	MPa
Pressão no estado 7	2,047	MPa
Pressão no estado 8	0,916	MPa
Pressão no estado 9	0,916	MPa
Pressão no estado 10	0,360	MPa
Pressão no estado 14	0,0042	MPa
Pressão no estado 15	0,0042	MPa
Pressão no estado 16	0,0042	MPa
Pressão no estado 17	0,0042	MPa
Pressão no estado 18	0,0042	MPa
Pressão no estado 18A	0,0042	MPa
Pressão no estado 19	0,0042	MPa
Pressão no estado 20	2	MPa

Parâmetro	Valor	Unidade
Temperatura no estado 20	29,9	°C
Pressão no estado 21	2,	MPa
Temperatura no estado 21	30	°C
Pressão no estado 25	2	MPa
Pressão no estado 28	2	MPa
Pressão no estado 29	2	MPa
Pressão no estado 31	2	MPa
Pressão no estado 32	2	MPa
Pressão no estado 33	2	MPa
Pressão no estado 34	2	MPa
Pressão no estado 37	2	MPa
Pressão no estado 38	2	MPa
Pressão no estado 39	2	MPa
Pressão no estado 40	2,012	MPa
Pressão no estado 41	0,888	MPa
Pressão no estado 42	1,94	MPa
Pressão no estado 43	28,74	MPa
Pressão no estado 44	3,397	MPa
Pressão no estado 45	28,74	MPa
Pressão no estado 46	3,391	MPa
Pressão no estado 47	5,6619	MPa
Pressão no estado 48	28,74	MPa
Pressão no estado 49	28,74	MPa
Pressão no estado 50	28,74	MPa
Pressão no estado 51	2	MPa
Temperatura no estado 51	50	°C
Pressão no estado 52	2	MPa
Pressão no estado 58	2	MPa
Temperatura no estado 58	100	°C
Eficiência isoentrópica grupo HP	0,7769	---
Eficiência isoentrópica grupo IP1	0,92	---
Eficiência isoentrópica grupo IP2	0,93	---
Eficiência da turbina auxiliar FPT que aciona a bomba principal	0,82	---
Eficiência das bombas auxiliares	0,80	---
Eficiência do gerador de vapor	0,94	---
Eficiência do gerador elétrico	0,987	---
Diferença de temperatura Terminal	2	°C
Diferença de temperatura de dreno	15	°C
Elevação de temperatura em FH4	5	°C
Diferença de temperatura na água de resfriamento do condensador	9,3	°C
Calor específico a pressão constante da água do mar	3,934	kJ/kg
Vazão mássica total	216,7	kg/s
Temperatura do reaquecedor	540	°C
Eficiência da bomba principal FWPT	0,81	---
Consumo auxiliar de Potência	11,5	MW
Vazão de água de resfriamento do reaquecedor	1,7	kg/s
Vazão mássica no estado 9	159,87	kg/s

A resposta obtida pelo simulador pode ser verificada no diagrama da figura 4.8. A função desse diagrama é possibilitar uma comparação do funcionamento no modo de condensação com 100% de carga (figura 3.9) e o modo de aquecimento distrital.



A tabela 4.12 mostra outros resultados da simulação em aquecimento distrital com 100% de carga.

Tabela 4.12 – Principais dados da solução para 100% de carga em modo de contrapressão.

Resultados	Valor
Potência gerada no grupo de alta pressão HP	64,55 MW
Potência gerada no grupo de pressão intermediária IP 1	88,77 MW
Potência gerada no grupo de pressão intermediária IP 2	70,44 MW
Potência gerada no grupo de pressão baixa LP 1	---
Potência gerada no grupo de pressão baixa LP 2	---
Potência Bruta Total gerada	223,76 MW
Potência elétrica Total gerada	220,85 MW
Potência líquida gerada pela planta	209,35 MW
Calor gerado no gerador de vapor	595,35 MW
Calor dissipado no condensador	3,902 MW
Vazão de água do mar no condensador (resfriamento)	106,67 kg/s
Vazão de água aquecida	1575,4 kg/s
Eficiência global da planta	0,3516
Aproveitamento energético	0,9059

Nesse caso, pode-se observar que a eficiência da planta atinge 35,16% e o aproveitamento energético 90,59%. O índice de aproveitamento energético  $A_p$  nada mais é do que o trabalho útil gerado  $W_{liq}$  [W] mais a energia entregue para a água do aquecimento distrital  $Q_{aq}$  [W] divididos pela energia que entra na planta  $Q_{GV}$  [W] conforme mostra a equação 4.3. Ainda, verifica-se que a planta gera 209,35 MW nesse modo. No próximo item é feita uma discussão aprofundada dos resultados apresentados até aqui.

$$A_p = \frac{W_{liq} + Q_{aq}}{Q_{GV}} \quad (4.3)$$

#### 4.1.3. Discussão dos Resultados

##### 4.1.3.1. Modo de Condensação

Para facilitar a discussão, as variações de eficiência da planta e vazão de água do mar foram aglutinadas nas figuras 4.9 e 4.10 mostradas a seguir.



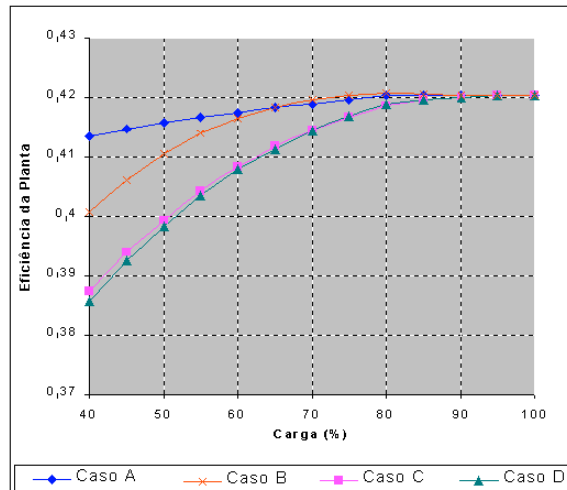


Figura 4.9 – Curva das eficiências da planta variando com a carga no modo de condensação.

Como se pode ver pela figura 4.9, o caso A apresentou a variação de eficiência mais otimista com a carga. Isso pode ser explicado pelo fato desse caso ter somente 4 parâmetros variando com a carga. São eles: a vazão mássica de vapor, a vazão de água fria para o reaquecedor, a temperatura de saída no reaquecedor e a eficiência da bomba principal. No caso de variação de 100% até 80% percebe-se que a eficiência da planta aumenta de maneira pouco significativa. Esse pequeno aumento pode ser explicado pela gradual diminuição de água fria no reaquecedor e pelo leve aumento de eficiência da bomba principal. Como essa vazão é menor, menos energia se gasta para aquecer a água. Além disso, escoar menos água no reaquecedor, o que também significa menor energia gasta para aquecê-la. O aumento de eficiência da bomba nessa faixa também significa menor consumo, e portanto melhor rendimento. Como essa melhor eficiência que alguns componentes apresentam são muito baixas, o aumento também foi pequeno, quase nulo. Quando a carga é menor que 80% a eficiência começa a cair, influenciada pelo efeito que a queda de temperatura da água na saída do reaquecedor tem na geração de potência. Além disso, não há mais diminuição na vazão de água no reaquecedor e a eficiência da bomba principal nessa faixa cai também. Observando as figuras 4.2a e 4.9 nota-se que o comportamento da queda de eficiência é praticamente linear, mostrando que nessa faixa a vazão e a queda de temperatura exercem maior influência, visto que esses dois parâmetros variam linearmente.

No caso B a eficiência sobe ainda mais acentuadamente do que no caso A na faixa de 100% até 80%. Dessa vez, esse aumento pode ser explicado pela forte influência da variação de eficiência isoentrópica das turbinas. A localização do ponto de máxima carga coincide com o ponto de máxima vazão da turbina, mas que não corresponde ao de máxima eficiência. Em outras palavras, nessa hipótese a turbina não funciona na sua melhor condição de carga. Na faixa de 80% até 40% o comportamento da eficiência da usina não foi linear como no caso A. Esse fato

demonstra a forte influência que a eficiência isoentrópica da turbina exerce na planta, visto que esse parâmetro não varia linearmente no caso B.

A simulação do caso C foi feita para aproximar uma condição de funcionamento mais próxima da realidade. Essa proximidade maior da realidade em relação aos 2 casos anteriores pode ser explicada pelo fato de ser mais razoável uma planta funcionar a plena carga nas melhores condições da turbina do que na máxima carga que ela admite. Funcionamentos em máxima condição de carga da turbina poderiam acarretar em problemas de manutenção e vida útil, além de apresentar uma menor eficiência. Essa análise é feita considerando a curva de eficiência isoentrópica implementada. Dito isso, verifica-se que no caso C a queda de eficiência é mais acentuada do que nos dois casos anteriores. Mais uma vez a influência da eficiência isoentrópica dita o comportamento, pois considerando que a planta funciona em máxima carga na melhor eficiência, percebe-se que um intervalo com maior variação da eficiência com a vazão é atingido (vide figura 4.9). Como há uma queda maior da eficiência isoentrópica nesse intervalo, é de se esperar uma maior queda da eficiência da planta com a diminuição da carga.

O caso D é considerado o caso mais próximo da realidade dos quatro simulados. Isso ocorre porque esse caso leva em consideração a queda de pressão da turbina com a vazão. Pela figura 4.9 observa-se que na faixa de 100% até 75% a eficiência da planta no caso D é levemente maior que no caso C. Abaixo dessa faixa o comportamento inverte e a distância entre as eficiências aumenta gradativamente. Uma explicação para esse comportamento encontra-se nas entalpias calculadas para cada faixa de pressão. A entalpia aumenta com a queda de pressão para uma temperatura constante, e esse aumento pode ser maior ou menor de acordo com a faixa utilizada. Assim, em certos momentos, a variação de entalpia pode ser maior em um caso do que em outro. A surpresa dos resultados ficou no fato das duas curvas de eficiência ficarem muito próximas uma da outra. Isso pode sugerir um indício de que a forma de variação de pressão utilizada não é a mais indicada, visto que sua implementação não causou diferenças significativas nos resultados. Supondo que a variação de pressão usada fosse a mais indicada, poderia se concluir que em modo de expansão não controlada a mudança de pressão com a carga não exerce efeitos significativos sobre a eficiência global da planta.

A figura a seguir mostra a influência das hipóteses de cada caso sobre a variação da vazão mássica de resfriamento do condensador que utiliza água do mar.

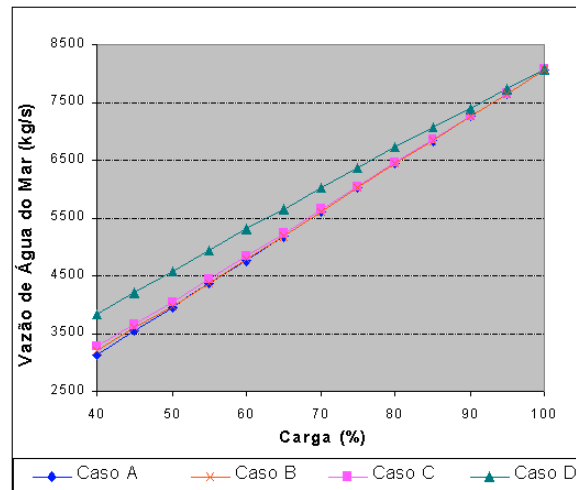


Figura 4.10 – Curva das vazões de resfriamento da planta versus carga no modo de condensação.

Quando se trata da vazão mássica de água de resfriamento do condensador, o comportamento foi quase igual para todos os casos, com exceção do caso D onde a vazão variou de maneira menos acentuada. Nesse caso, o fluido que sai dos grupos de baixa pressão, apesar de apresentar uma temperatura menor por estar a uma pressão menor que nos outros casos, possui uma entalpia maior. Isso se deve a dois motivos: a eficiência isoentrópica é menor no caso D e a variação de pressão é sempre maior que a variação de sua correspondente temperatura de saturação. Portanto, quando há uma queda de eficiência isoentrópica e de pressão na saída da turbina, o fluido naquele ponto possui uma entalpia maior do que teria se não existissem as quedas.

Nas figuras 4.11 e 4.12, são mostrados os resultados obtidos por diversos autores que resolveram este problema com seus respectivos programas, e os resultados deste trabalho (caso D). Ijzenbrandt e Goudappel, Zigante e Stoppato, e Demidov et al. usaram como definição de carga a quantidade de calor que entra na planta. O quarto autor (Elmegaard e Houbak) não citou que definição utilizou. Nesta dissertação, a carga da planta foi diretamente relacionada com a quantidade de vazão mássica na entrada principal do gerador de vapor. Dito isso, a figura 4.11 pode indicar apenas um comportamento e tendência. Na figura 4.11 a legenda indica o programa que cada autor usou na solução do problema. O programa Gatecycle foi utilizado por Ijzenbrandt e Goudappel, o DIMAP foi usado por Zigante e Stoppato e United Cycle por Demidov et al. Note que Elmegaard e Houbak (que utilizaram o programa DNA) simularam a planta, mas não apresentaram um gráfico de eficiência da planta pela carga nos seus resultados.

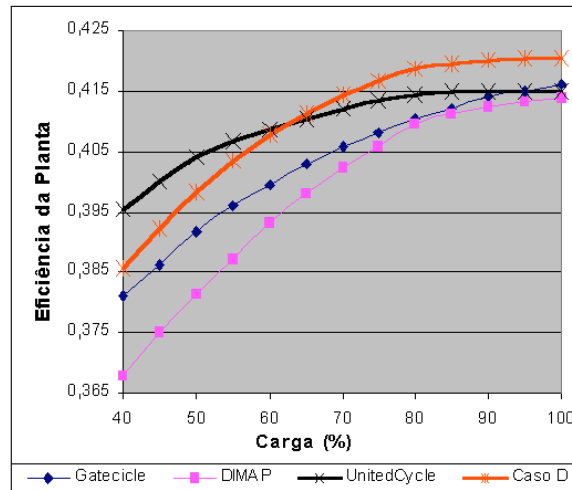


Figura 4.11 – Variação da eficiência da planta com a carga para diversos autores.

Como se pode notar, os diversos autores que abordaram o problema, apresentaram alguma concordância de valores de eficiência da planta nas diversas condições de carregamento. Houve uma tendência semelhante quanto ao comportamento das curvas, que obedecem um polinômio quadrático, embora elas apresentem uma dispersão. Os valores variaram numa faixa de aproximadamente 35,5% até 41,6%. Na carga máxima, ocorre a maior concordância entre os autores com valores de eficiência variando de 41,6% até 41,3%. A eficiência encontrada nesse trabalho foi de 42,02%, e esse valor difere significativamente daqueles encontrados pelos outros autores que resolveram o problema, porque aqui ele foi definido como parâmetro. A curva de cada autor reflete o conjunto de hipótese que cada um utilizou e isso vale também para esse trabalho. Apesar disso, nota-se que a curva do caso D foi próxima à curva apresentada por Zigante e Stoppato com um deslocamento uniforme de valores.

Na figura 4.12, percebe-se uma maior concordância entre os resultados no comportamento da vazão de água de resfriamento do que no caso da eficiência da planta. O comportamento da curva foi linear e igual para todos os autores e inclusive para esse trabalho. Já em termos de valores, o trabalho de Elmegaard e Houbak diferiu significativamente dos outros. No caso deste trabalho, o resultado aproximou-se bastante daquele mostrado por Elmegaard e Houbak. Visto que o comportamento da curva foi igual para todos, a diferença de valores encontrados pode ser explicada pelo valor do calor específico da água do mar utilizado por cada autor nos cálculos. Nenhum autor declara que valor utilizou.

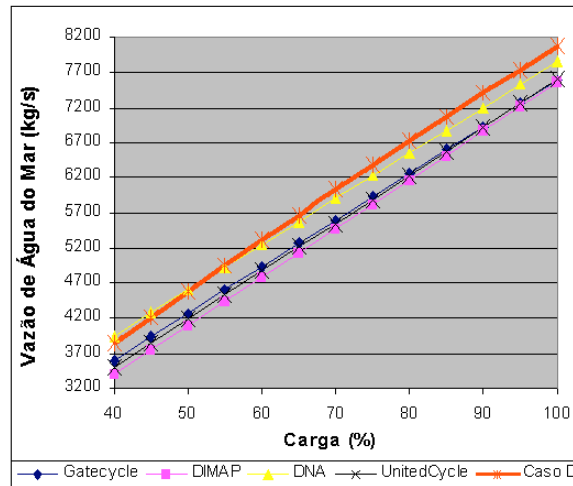


Figura 4.12 – Variação da vazão de água de resfriamento do condensador com a carga.

#### 4.1.3.2. Modo de Contrapressão

No modo de contrapressão, a usina foi simulada com 100% de carga. Pelos resultados mostrados na figura 4.8 e tabela 4.12, verificou-se que tanto o aproveitamento energético quanto a potência gerada ficaram abaixo do esperado. Muitas razões poderiam explicar tal comportamento. Dentre elas certamente está o conjunto de hipóteses e prescrições utilizadas. Outro fato interessante diz respeito à eficiência da planta, que cai significativamente nesse modo. Essa queda pode ser facilmente explicada pelo fato de não haver geração de potência nos grupos de baixa pressão, visto que o fluido é quase totalmente desviado para os aquecedores distritais antes da entrada de tais grupos.

Por fim, um ponto que deve ser salientado é a mudança da pressão nas extrações do grupo de pressão intermediária IP2. Essa mudança foi causada pela alteração do modo de funcionamento da usina. A obtenção dessas pressões, quando não se utiliza a DTT dos trocadores ou prescrição prévia, pode se tornar um problema complexo de ser resolvido.

A tabela 4.13 mostra alguns resultados obtidos pelos autores que resolveram este problema.

Tabela 4.13 – Principais dados da solução para 100% de carga em modo de contrapressão.

Resultados	DIMAP	Gatecycle	DNA	United Cycle	Caso D
Potência elétrica Total gerada	220,1 MW	223,4 MW	225,0 MW	221,8 MW	220,8 MW
Potência líquida gerada pela planta	208,8 MW	209,2 MW	216,0 MW	Não Informa	209,3 MW
Calor gerado no gerador de vapor	605,0 MW	Não Informa	602,7 MW	Não Informa	595,3 MW
Vazão de água aquecida	1570 kg/s	1577 kg/s	1589 kg/s	1601 kg/s	1575 kg/s
Eficiência global da planta	34,50 %	34,85 %	35,90 %	Não Informa	35,20 %
Aproveitamento energético	90,00 %	Não Informa	91,10 %	Não Informa	90,60 %

Como os autores apresentaram os resultados de suas simulações sem uniformidade, vários dados não foram mostrados. De modo geral, observa-se que no modo de aquecimento distrital, os resultados deste trabalho foram próximos daqueles obtidos pelos outros autores. A surpresa fica com a potência elétrica líquida gerada pela planta, que ficou abaixo dos 212 MW esperados de acordo com a proposta inicial. De qualquer modo, esse desvio não foi encontrado só nesse trabalho, mas também em todos os outros. Por consequência, o aproveitamento energético também não atingiu o esperado de 92%, mas ficou entre 90 % e 91 %.

## 4.2. Análise Exergética

Foram realizadas análises exergéticas para o modo de condensação com 100% de carga e com carga variável de acordo com as hipóteses do caso D, escolhido por ser considerado aqui o mais próximo da realidade. Por fim, foi feita a análise exergética da planta em modo de contra-pressão, quando então há aquecimento distrital.

### 4.2.1. Modo de Condensação com 100% de Carga

Todas as análises efetivadas aqui foram referenciadas de acordo com a exergia química do carvão queimado. Na proposta do concurso não havia dados sobre o carvão, por isso foi necessário prescrever um tipo de carvão queimado na usina para assim viabilizar a análise exergética. Como já dito anteriormente, o carvão escolhido foi o do tipo Illinois N° 6 betuminoso. A hipótese do tipo de carvão serviu única e exclusivamente para a análise exergética. Na tabela 4.14 estão os resultados obtidos. Nessa tabela, a irreversibilidade de cada componente é calculada a partir da eficiência exergética como visto no capítulo 2.

Tabela 4.14 – Análise exergética da usina modo de condensação com 100% de carga.

Componentes	Irreversibilidade (MW)	Eficiência Exergética (%)	% Exergia Total Destruída	% Exergia Total que Entra no Sistema
Gerador Vapor	381,209	45,638	0,86585	0,54362
Condensador	14,248	26,168	0,03236	0,02032
Tanque Al. FW	0,945	97,104	0,00215	0,00135
Turbina HP	8,796	88,009	0,01998	0,01254
Turbina IP1	3,417	96,275	0,00776	0,00487
Turbina IP2	2,59	95,145	0,00588	0,00369
Turbina LP1	5,567	82,538	0,01265	0,00794
Turbina LP2	6,366	84,694	0,01446	0,00908
Turbina FWPT	1,513	84,883	0,00344	0,00216
Bomba FWPT	1,313	84,540	0,00298	0,00189
Bomba Booster	0,053	83,259	0,00012	0,00008
Bomba Condens	0,073	78,795	0,00017	0,0001
Bomba em DH1	0,004	83,805	0,00001	0,00001
Bomba em CH2	0,003	85,000	0,00001	$< 10^{-5}$
Bomba em CH3	0,004	85,956	0,00001	0,00001
Pré-Aquecedor CH1	1,501	63,416	0,00341	0,00214
Pré-Aquecedor CH2	0,843	83,392	0,00191	0,0012

Componentes	Irreversibilidade (MW)	Eficiência Exergética (%)	% Exergia Total Destruída	% Exergia Total que Entra no Sistema
Pré-Aquecedor CH3	0,513	90,018	0,00117	0,00073
Pré-Aquecedor CH4	0,198	94,499	0,00045	0,00028
Pré-Aquecedor FH1	1,081	91,600	0,00246	0,00154
Pré-Aquecedor FH2	0,493	95,932	0,00112	0,0007
Pré-Aquecedor FH3	0,63	95,798	0,00143	0,0009
Pré-Aquecedor FH4	0,416	85,602	0,00094	0,00059
Gerador Elétrico	3,447	98,700	0,00783	0,00492
Água do fria do con-	5,05	---	0,01147	0,0072
USINA	440,273	37,215	1,00002	---

Na tabela 4.14, a água que sai pela corrente de fluido de resfriamento do condensador leva consigo uma exergia retirada do fluido quente. Essa exergia é considerada perdida e portanto entra no quadro de irreversibilidades.

Como se pode perceber pela tabela 4.14, o grande destruidor de exergia na usina é o gerador de vapor. Segundo Bejan et al., 1996, esse comportamento é esperado visto que nesse componente estão três grandes fontes de irreversibilidade: combustão rápida e não controlada, perda de carga e troca de calor com diferença de temperatura. Dito isso, pouca coisa se pode fazer no gerador de vapor. Bejan (op. cit.) diz que um maneira de atenuar levemente essa destruição de exergia seria pré-aquecer o ar e reduzir a razão ar-combustível.

Em segundo lugar surge a turbina com seus vários grupos. Para Wark, 1995, as principais causas de irreversibilidades na turbina estão relacionadas a perdas por atrito.

Somente em terceiro lugar surge o condensador com uma irreversibilidade percentual da ordem de 3%. Esse resultado mostra claramente que numa usina não é o condensador o responsável pela baixa eficiência. Apesar de dissipar grande quantidade de energia, ele não é um grande destruidor de energia disponível (exergia). Esse comportamento é explicado pelo fato da energia dissipada no condensador ter pequena disponibilidade, ou seja, ela tem baixo potencial de uso.

De modo geral, nota-se que os pré-aquecedores e bombas não têm grande participação nas irreversibilidades da planta, cada um destruindo em média 1MW. O destaque fica para o pré-aquecedor CH1 e para a bomba FWPT que destroem cerca de 1,5 MW cada. A respeito de CH1 esse fato pode indicar um mal uso do componente. Quanto à bomba, essa irreversibilidade foi grande devido à grande quantidade de massa que passa por ela aliada a grande diferença de pressão imposta.

A eficiência exergética global da planta ficou com um valor de 37,2%, abaixo de sua eficiência energética. Segundo a literatura, espera-se num ciclo Rankine teórico que a eficiência exergética seja muito alta, acima de 80%. O que ocorre, é que, num ciclo teórico, não se consideram as perdas, a combustão e o fato dos processos não serem isoentrópicos e isobáricos. Quando o ciclo se aproxima da realidade, o comportamento da eficiência exergética não possui tendência

definida. Ele pode ser maior ou menor que a eficiência exergética de acordo com as condições do ciclo.

Somente um autor que abordou o problema realizou análise exergética da planta em modo de condensação com 100% de carga. Seus resultados estão na tabela 4.15. Como se pode ver, de modo geral, os resultados de eficiência exergética de cada componente ficaram próximos daqueles encontrados nesse trabalho. As maiores diferenças ocorreram no gerador de vapor em alguns grupos da turbina. As prováveis causas para essas diferenças podem estar no carvão utilizado e nas hipóteses sobre as eficiências isoentrópicas da turbina nos seus diversos grupos.

Tabela 4.15 – Análise exergética da usina segundo Zigante e Stoppato., 2003.

	100 % de carga		80 % de carga		60 % de carga		40 % de carga	
	Irr. [MW]	Eficiência [%]	Irr. [MW]	Eficiência [%]	Irr. [MW]	Eficiência [%]	Irr. [MW]	Eficiência [%]
Gerador de Vapor	281,28	53,54	228,41	52,85	175,58	51,67	121,59	49,79
HP	7,06	90,95	10,40	84,45	5,84	87,61	4,81	84,38
IP 1	6,2	93,23	5,09	93,00	4,03	92,40	2,99	91,21
IP 2	4,16	92,18	3,49	91,87	2,87	91,02	2,27	89,28
LP 1	5,96	81,31	4,57	80,82	3,35	79,81	2,19	77,86
LP 2	7,77	81,30	6,10	80,86	4,56	79,86	3,08	77,84
Condensador	14,3	24,62	11,65	24,64	9,00	24,65	6,32	24,67
CH 1	1,46	65,73	1,06	58,10	0,67	52,14	0,34	46,03
CH 2	0,77	84,48	0,74	81,64	0,60	79,09	0,38	76,83
CH 3	0,50	90,46	0,41	89,54	0,29	89,10	0,19	87,50
CH 4	0,22	94,16	0,17	93,73	0,12	93,33	0,08	92,08
Tanque FW	0,92	94,23	0,73	93,42	0,53	92,52	0,35	90,81
FH 1	0,96	92,10	0,79	91,23	0,57	90,63	0,36	89,57
FH 2	0,52	95,69	0,38	95,56	0,26	95,32	0,15	95,07
FH 3	0,57	96,15	0,43	95,78	0,31	95,18	0,21	93,88
FH 4	0,41	85,76	0,37	83,41	0,26	81,94	0,17	79,01
FWPT	1,74	82,53	1,00	82,46	0,51	82,65	0,20	83,05
Bomba FWPT	1,26	84,67	0,74	84,26	0,43	82,30	0,21	78,57
Gerador Elétrico	3,45	98,70	2,71	98,70	1,96	98,70	1,23	98,70

#### 4.2.2. Modo de Condensação com Carga Variável de 100% até 40%.

Os próximos resultados mostram a eficiência exergética e irreversibilidade de cada componente quando a carga foi variada. Essa variação foi feita de acordo com o caso D por este ter sido considerado o mais próximo da realidade. A tabela encontra-se nesse formato para facilitar a comparação com os resultados apresentado na tabela 4.15.

Tabela 4.16 – Análise exergética da usina variando a carga de acordo com a caso D.

Componente	100% da Carga		80% da Carga		60% da Carga		40% da Carga	
	Irrevers,	Ef. Ex	Irrevers,	Ef. Ex	Irrevers,	Ef. Ex	Irrevers,	Ef. Ex
Gerador Vapor	381,209	45,638	317,901	45,096	247,714	44,099	173,915	42,601
Turbina HP	8,796	88,009	7,474	87,801	6,233	86,792	4,945	84,447
Turbina IP1	3,417	96,275	2,977	96,041	2,854	94,892	2,815	92,307
Turbina IP2	2,59	95,145	2,305	94,776	2,297	93,135	2,385	89,522
Turbina LP1	5,567	82,538	4,752	81,873	4,14	79,514	3,591	74,514
Turbina LP2	6,366	84,694	5,456	84,064	4,812	81,75	4,268	76,811
Condensador	14,248	26,168	9,288	31,203	4,539	42,271	0,391	85,984
Pré-Aquec CH1	1,501	63,416	0,98	61,754	0,545	61,555	0,228	63,793
Pré-Aquec CH2	0,843	83,392	0,777	81,251	0,606	79,424	0,364	78,064
Pré-Aquec CH3	0,513	90,018	0,408	89,486	0,301	88,798	0,199	87,429



Componente	100% da Carga		80% da Carga		60% da Carga		40% da Carga	
	Irrevers,	Ef, Ex	Irrevers,	Ef, Ex	Irrevers,	Ef, Ex	Irrevers,	Ef, Ex
Pré-Aquec CH4	0,198	94,499	0,162	94,023	0,121	93,523	0,083	92,397
Tanque Al. FW	0,945	97,104	0,767	96,787	0,571	96,387	0,386	95,612
Pré-Aquec FH1	1,081	91,600	0,91	90,872	0,67	90,378	0,454	89,056
Pré-Aquec FH2	0,493	95,932	0,376	95,843	0,287	95,314	0,174	95,034
Pré-Aquec FH3	0,63	95,798	0,516	95,387	0,398	94,727	0,279	93,574
Pré-Aquec FH4	0,416	85,602	0,363	84,129	0,283	82,879	0,204	80,586
Turbina FWPT	1,513	84,883	1,031	84,326	0,674	82,422	0,399	78,401
Bomba FWPT	1,313	84,540	0,9	83,760	0,575	81,804	0,33	77,192
Bomba Booster	0,053	83,259	0,049	83,276	0,041	83,425	0,03	83,808
Bomba Condens	0,073	78,795	0,062	78,203	0,05	77,470	0,036	76,760
Bomba em DH1	0,004	83,805	0,003	83,602	0,002	83,330	0,001	82,948
Bomba em CH2	0,003	85,000	0,003	84,779	0,002	84,480	0,001	84,059
Bomba em CH3	0,004	85,956	0,003	85,733	0,002	85,428	0,002	84,990
Gerador Elétrico	3,447	98,700	2,835	98,700	2,116	98,700	1,373	98,700
Água do Cond.	5,05	---	4,212	---	3,324	---	2,398	---
USINA	440,273	37,215	364,51	37,046	283,157	36,101	199,251	34,239

Observando-se as duas últimas tabelas, nota-se que o comportamento dos componentes não foi similar nos dois trabalhos para a maioria dos componentes quando a carga variou. A grande diferença de comportamento se deu no condensador. Como a pressão está sendo variada com a vazão no caso D, a temperatura do fluido que sai dos grupos de baixa pressão cai aproximando-se da temperatura de entrada de água de resfriamento. Assim, a perda de irreversibilidade cai e a eficiência exergética aumenta. Além disso, apesar da variação de eficiências não ser similar nas duas tabelas, na carga de 40%, os valores se aproximam bastante. A exceção ficou por conta do condensador, conforme citado anteriormente.

#### 4.2.3. Modo de Contrapressão com Carga de 100%

A solução desse modo encontra-se na tabela 4.17. É importante salientar que nenhum dos autores que simularam a planta realizou análise exergética da planta em modo de contrapressão.

Tabela 4.17 – Análise exergética da usina em modo de contrapressão.

Componentes	Irreversibilidade (MW)	Eficiência Exergética (%)	% Exergia Total Destruída	% Exergia Total que Entra no Sistema
Gerador Vapor	381,2090	45,64	90,90	0,5436
Condensador	0,1880	26,19	0,050	0,0003
Tanque Al. FW	1,0890	96,68	0,260	0,0016
Turbina HP	8,7960	88,01	2,100	0,0125
Turbina IP1	3,1050	96,62	0,740	0,0044
Turbina IP2	3,9250	94,72	0,940	0,0056
Turbina FWPT	1,6900	83,41	0,400	0,0024
Bomba FWPT	1,3130	84,54	0,310	0,0019
Bomba Booster	0,0530	83,26	0,010	0,0001
Bomba Condens.	$<10^{-4}$	90,55	$<10^{-3}$	$<10^{-4}$
Bomba em DH1	0,0040	83,00	$<10^{-3}$	$<10^{-4}$
Bomba em CH2	$<10^{-4}$	84,03	$<10^{-3}$	$<10^{-4}$
Bomba em CH3	0,0050	87,39	$<10^{-3}$	$<10^{-4}$
Bomba em DH3	0,0260	84,84	0,010	$<10^{-4}$
Bomba em DH2	0,0280	84,21	0,010	$<10^{-4}$
Pré-Aquecedor DH1	0,2320	91,28	0,060	0,0003

Componentes	Irreversibilidade (MW)	Eficiência Exergética (%)	% Exergia Total Destruída	% Exergia Total que Entra no Sistema
Pré-Aquecedor DH2	5,1070	83,09	1,220	0,0073
Pré-Aquecedor DH3	4,5160	88,17	1,080	0,0064
Pré-Aquecedor CH1	0,0060	72,23	$<10^{-3}$	$<10^{-4}$
Pré-Aquecedor CH2	0,0300	83,29	0,010	$<10^{-4}$
Pré-Aquecedor CH3	0,2970	84,71	0,070	0,0004
Pré-Aquecedor CH4	2,1780	77,36	0,520	0,0031
Pré-Aquecedor FH1	1,0820	91,60	0,260	0,0015
Pré-Aquecedor FH2	0,4930	95,93	0,120	0,0007
Pré-Aquecedor FH3	0,6300	95,80	0,150	0,0009
Pré-Aquecedor FH4	0,4160	85,60	0,100	0,0006
Gerador Elétrico	2,9090	98,70	0,690	0,0042
Água do Condens.	0,0670	0,000	0,020	0,0001
USINA	419,394	40,19	100,03	---

Na tabela 4.17, percebe-se que a participação do gerador de vapor na destruição de exergia aumenta em relação ao modo de condensação. Esse aumento é causado pela diminuição de irreversibilidades no condensador devido a diminuição de vazão nesse componente. Esse pequeno aumento é percebido de maneira proporcional entre os componentes com exceção da turbina que diminui sua participação, pois não há geração de potência no grupo de baixa pressão.

Outra variação foi no pré-aquecedor CH4 que, no caso de condensação (tabela 4.16), possui uma eficiência de 94,4% e no modo de contrapressão 77,36%.

Por fim, a eficiência exergética da planta aumenta no modo de contrapressão, mas esse aumento é pequeno, por volta de 3%. Em princípio se poderia esperar um aumento maior na eficiência exergética visto que a planta está funcionando com aquecimento distrital. No entanto, a principal causa da eficiência exergética da planta é o gerador de vapor e o mesmo não sofre modificação de um modo para o outro. A grande modificação na eficiência é causada pela desativação dos grupos de baixa pressão aliada à diminuição da irreversibilidade no condensador. Como naturalmente essas perdas são baixas, é natural que não haja um grande aumento na eficiência exergética da planta. A figura 4.13 mostra uma síntese da variação da eficiência exergética da planta nos diversos casos abordados.

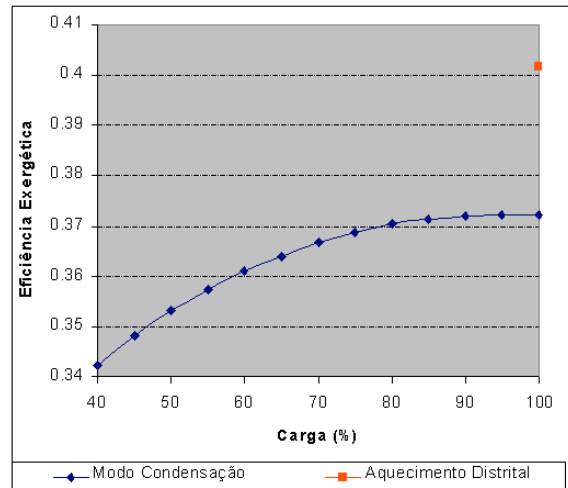


Figura 4.13 – Variação da eficiência exérgica com a carga nos diversos casos abordados.

Como mostra a figura 4.13 a eficiência exérgica da planta varia de maneira similar a eficiência energética, ou seja, com um comportamento quadrático. Além disso, percebe-se também a melhora da ordem de 3% em termos eficiência exérgica quando a planta funciona em modo de aquecimento distrital.

#### 4.3. Comentários Finais

Neste capítulo foram apresentados os resultados obtidos pelo simulador cujo desenvolvimento foi visto anteriormente. Simulou-se a usina AVV1 em diversos casos de operação e se fez uma análise energética e exérgica. Na parte energética, foram simulados quatro casos onde um conjunto de hipóteses relativas à turbina foram alteradas de um caso para outro. Além disso, a usina foi simulada em modo de aquecimento distrital. A seguir, foi feita uma discussão dos valores encontrados. Verificou-se que em relação ao comportamento da eficiência energética, o caso C e D apresentaram resultados muito próximos. Já o caso A e B diferiram tanto em valores quanto em comportamento dos outros casos. Essas constatações sugerem que as variações das eficiências isoentrópicas exercem efeitos muito mais significativos na eficiência da planta do que as variações das pressões das turbinas. Note-se que essa análise vale para a turbina funcionando com expansão não controlada (também chamado de condição de pressão oscilante). Quanto à vazão de água de resfriamento do condensador, os casos A, B e C apresentaram valores concordes. Já o caso D assemelhou-se aos outros quanto ao comportamento e diferiu quanto a valores. Esse fato demonstra que no caso da vazão de resfriamento do condensador a variação de pressão tem grande importância. No modo de aquecimento distrital, a eficiência da planta caiu de 42,02% (no modo de condensação) para 35,16% devido a menor geração de potência. Apesar disso, houve um aproveitamento maior da energia, visto que quase toda a troca de calor que

ocorria no condensador passa agora a ocorrer nos aquecedores distritais. Os valores obtidos na análise energética foram comparados, quando possível, com àqueles gerados pelos autores que resolveram o problema para fins de validação e, respeitada as diferenças de hipóteses entre os trabalhos, foi constatada coerência e concordância de vários resultados, tanto no modo de condensação quanto no de contrapressão.

Na análise exergética, ficou destacada a importância do gerador de vapor como destruidor de exergia neste tipo de usina. Sua participação nas irreversibilidades chegou a 86,5% do total (modo de condensação com 100% de carga). Além disso, notou-se também o fato de a eficiência exergética ser menor (37,2%) que a energética (42,0%) para as condições simuladas. Esse comportamento difere daquele esperado em ciclos Rankine teóricos onde a ausência de perdas e irreversibilidades faz com que a eficiência exergética seja substancialmente maior que a energética. Na comparação com resultados de Zigante e Stoppato, 2003, verificou-se que, para valores de carga extremos (100% e 40%), os resultados se aproximam, mas para valores intermediários ocorre alguma diferença. Essa discrepância pode ser explicada pela diferença na prescrição de eficiência isoentrópica do grupo de alta pressão da turbina, pelo tipo de carvão utilizado e até mesmo pela forma de caracterização do volume de controle da análise. No trabalho de Zigante não fica claro qual foi o volume de controle analisado e se o carvão é considerado na análise do gerador de vapor. Os autores simplesmente apresentam os resultados. Na comparação entre os modos de condensação e contrapressão ficou evidenciada a melhor eficiência do segundo modo citado. Apesar disso, essa diferença foi pequena (cerca de 3%). Esse resultado já era esperado, visto que o principal destruidor de exergia do ciclo não sofre alteração de um modo para outro. Por fim, as simulações demonstraram que, em termos de eficiência exergética, não há uma grande vantagem na utilização do aquecimento distrital em comparação com o modo onde há somente geração de energia. O que ocorre, na verdade, é um maior aproveitamento de energia com baixa disponibilidade e a grande vantagem pode estar no ganho econômico que representa a união de instalações separadas de geração de energia e vapor em uma só.

## 5. CONCLUSÕES DO TRABALHO

Os principais objetivos deste trabalho foram alcançados. Inicialmente, foi desenvolvido um programa para simular a usina termétrica que existe em Copenhague, chamada AVV1, capaz de avaliar o sistema funcionando com e sem co-geração e em várias condições de carga. Como havia sido proposto, foi realizada a análise energética e exergetica da planta. E finalmente foi feito um estudo da influência que hipóteses sobre o funcionamento da turbina exercem quando a carga da planta é variada.

Com a relação à simulação da usina foram obtidas as seguintes conclusões:

1. O algoritmo desenvolvido é do tipo dedicado à solução específica do problema proposto e atendeu às expectativas simulando adequadamente todos os casos estudados. É importante ressaltar que não foram resolvidos todos os exercícios propostos pelo concurso no qual se baseou este trabalho. Toda a parte de variações em modo de aquecimento distrital não foi realizada.
2. A rotina de cálculo de propriedades termodinâmicas da água, desenvolvida para auxiliar o simulador, apresentou bom desempenho, em relação à precisão e ao tempo de processamento, podendo ser usada de maneira independente.
3. Alguns dados iniciais disponibilizados pela organização do concurso estavam, intencionalmente ou não, errados e diversas alterações foram implementadas. Essa constatação foi feita durante a resolução do problema e não se sabe se a idéia era testar os simuladores ou se houve erro da organização. A idéia que ficou foi que houve mistura dos dados de projeto da usina com dados gerados a partir de condições reais de seu funcionamento. O problema então ficou aberto e dependente da interpretação que se quisesse dar aos dados. Essa conclusão também foi observada por outros autores que resolveram este problema. Ainda sobre os dados, nenhuma informação sobre incertezas foi disponibilizada.
4. Todas as hipóteses e modificações realizadas para a simulação da planta a respeito de seu funcionamento, mostraram-se razoáveis. Essa conclusão é confirmada pelos resultados apresentados que tiveram boa concordância com aqueles obtidos por outros autores que abordaram o problema.

Do ponto de vista energético as seguintes conclusões são feitas:

1. A queda de eficiência da planta apresenta comportamento quadrático com a queda de carga, independente do conjunto de hipóteses testado. Já a vazão varia linearmente com a carga da planta também de forma independente dos conjunto de hipóteses testadas.

2. No modo de contrapressão, a eficiência da planta cai, mas há um maior aproveitamento de energia. Além disso, nesse modo, a pressão de algumas extrações da turbina são substancialmente alteradas e há um consumo muito baixo de água de resfriamento do condensador.
3. Na comparação com os resultados apresentados por outros autores, os resultados ficaram dentro do esperado. Uma análise mais profunda não foi possível devido ao fato desses autores não apresentarem em seus respectivos artigos o desenvolvimento completo do problema com sua solução.

Do ponto de vista exergético:

1. A eficiência exergética apresenta valor menor do que seu correspondente energético para qualquer caso simulado. Essa análise também comprova que o grande gerador de desperdício em uma planta termelétrica é o gerador de vapor e não o condensador. Esse pensamento costuma ser perpetuado pelo fato do condensador retirar muita energia do sistema. Uma análise exergética mostra, no entanto, que essa energia tem baixo potencial de uso.
2. Entre os modos simulados, o modo de aquecimento distrital apresenta maior eficiência exergética do que aquele somente com geração de energia elétrica. A melhora é pequena e deve-se principalmente à diminuição de irreversibilidades no condensador que é subutilizado nesse modo e à desativação dos grupos de baixa pressão da turbina. Esse pequeno aumento também mostra que o grande ganho deste tipo de instalação não é em aumento de exergia, mas sim em termos aproveitamento da exergia existente e também em termos econômicos, ao se aproveitar uma única estrutura física para fazer o trabalho de duas convencionais.
3. A variação da eficiência exergética com a carga apresenta comportamento quadrático da mesma forma que seu correspondente energético.

Sobre o estudo de influência das hipóteses de funcionamento da turbina com carga variável, concluiu-se que:

1. No modo de condensação, onde ocorre apenas geração de energia elétrica, a variação do comportamento das pressões e da eficiência isoentrópica das turbinas com a carga exerce importantes influências nas condições de funcionamento da planta.

2. Os resultados de todos os casos simulados mostraram que a curva de eficiência isoentrópica das turbinas teve maior influência do que a queda de pressão na eficiência global da planta.
3. A modelagem implementada no caso D, que utiliza o coeficiente de Stodola para descrever a queda de pressão do vapor com a vazão, surtiu efeito muito sutil na eficiência da planta quando comparado com o caso C, onde não há variação de pressão. No entanto, a variação de pressão exerceu significativa influência no funcionamento do condensador.

### 5.1. Sugestões para Trabalhos Futuros

Com a conclusão deste trabalho apresentam-se as seguintes sugestões para novas pesquisas na área:

- a) Implementação e estudo de influência de modelos mais complexos de diversos componentes de uma planta termoeétrica. A implementação de tais modelos tornaria o problema mais complexo por introduzir, em alguns casos, não-linearidades na solução do sistema. Apesar disso, o comportamento de cada componente e a solução final obtida, descreveria melhor o funcionamento da planta;
- b) Estudo de análise termoeconômica e otimização da planta do ponto de vista econômico e operacional. Esta análise indicaria o custo de cada componente através de modelos dedicados a esse fim. Além disso, esse estudo serviria como uma ótima ferramenta para guiar decisões operacionais sobre a planta.
- c) Simulação de usinas em regime transiente. Esta análise permitiria um melhor entendimento da usina durante a alteração das suas condições de funcionamento. Isso indicaria aos operadores da planta a melhor maneira de se alterar suas condições de carregamento e possíveis cuidados a serem tomados nessa situação. Para essa análise, a variável tempo se tornaria importante complicando o problema através da inserção de novas equações que descrevessem o cada componente em regime transiente;
- d) Melhoria do programa de propriedades. Um maior esforço de desenvolvimento deste programa poderia viabilizar sua distribuição comercial e também facilitar o processo de solução de uma simulação. Para isso, seria necessária a implementação do cálculo da pressão e a alteração do código para que esse funcionasse através de funções e não sub-rotinas como é atualmente.
- e) Estudo de sensibilidade dos resultados encontrados, levando em consideração a incerteza dos dados experimentais e parâmetros de operação da planta.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Badr, O., Robert, S.D. and O’Callaghan, P., 1990, “Rankine Cycles for Steam Power Plants”, **Applied Energy** vol 36, pp. 191 – 231.

Bansal, P. K. and O’Brien, J. M., 2000, “ A New Quasi-Static Cogeneration Model”, **ASHRAE Transactions**, pp. 161 – 172.

Baumeister, T., Avalone, E., A.,Baumeister, T. III,1979, “**Marks Standard Handbook for Mechanical Engineers**”, New York, 8° ed., Mcgraw-Hill, USA.

Bejan, A.,Tsatsaronis, G., Moran, M., 1996, “**Thermal Design and Optimization**”, John Willey & Sons, USA.

Callen, H. B., 1985, “**Thermodynamics and Introduction to Thermostatistics**”, John Willey & Sons, New York.

Cooke, D. H., 1985, “On Prediction of Off Design Multistage Turbine Pressure by Stodola’s Ellipse”, Trans. ASME, **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, 107, pp. 596 – 606.

Demidov, O. I., Demidov, R. O., Kuthakov A. G. and Romanov, S. N., 2003, “Simulation of AVV1 ST Power Plant with United Cycle Software”, **ECOS 2003 Proceedings** , vol 3, pp. 1697 – 1703.

Da Silva, A., M., Holanda, M. R., Balestieri, J. A. P., Filho, P. M., 2002, “Simuladores para Análise de Projetos de Sistemas de Co-geração”, **Anais do ENCIT 2002**, paper CIT02-0890.

Eborn, J., 1998, “**Modelling and Simulation of Thermal Power Plants**”, Lund Institute of Technology, Sweden.

Elmegaard , B. and Houbak, N., 2003, “Simulation of the Avedorev Aerket Unit 1 Cogeneration Plant with DNA”, **ECOS 2003 Proceedings** , vol 3, pp. 1659 – 1666.

Evans, R. L. And Mawle C.,1988, “Microcomputer-based analysis of steam power plants”, **International Journal of Mechanical Engineering Education**, vol 17, n° 3.

Habib, M. A. and Zubair, S. M., 1992, “Second-Law-Based Thermodynamic Analysis of Regenerative-Reheat Rankine-Cycle Power Plants”, **Energy**, vol 17, n°3, pp 295 – 301.

Ijzenbrandt, J., and Goudappel E., 2003, “Simulation of the AVV1 Cycle with Gatecycle”, **ECOS 2003 Proceedings** , vol 3, pp. 1667 – 1674.

Incropera, F. P. and DEWITT, D. P.,1992, “**Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**”, LTC.



Irvine, T. and Liley, P., 1984, “**Steam and Gas Tables with Computer Equations**”, Academic Press, Florida.

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

Keenan, J. H., & Keyes, F. G., 1955, “**Thermodynamic Properties of Steam**”, John Wiley & Sons, Inc., New York.

Koda, E., Takahashi, T., 2002, “Development of general-purpose software to analyze the steady state of power generation systems”, **Energy Conversion & Management**, n° 43, pp. 1407 – 1416.

Li, K., W., 1993, “Availability Analysis of Engineering Cycles”, **ASME AES-vol 30**, pp. 275 – 283.

Lo, K. L., Zeng, P. L., Marchand, E., Pinkerton, A., 1990, “Modelling and State estimation of power plant steam turbines”, **IEE Proceedings**, vol 137, part c, n° 2, pp. 80 – 94.

Moran, J. M. and Shapiro H. N., 2002, “**Princípios de Termodinâmica para Engenharia**”, LTC, Rio de Janeiro, Brasil.

Natarajan, R. and Murthy, T. C. A., 1987, “First- and second-law analysis of the Rankine steam power cycle”, **International Journal of Mechanical Engineering Education**, vol 16, n° 4, pp. 280 – 289.

Panosso, G. C., 2003, “**Métodos de Simulação para Ciclos Rankine**”, Faculdade de Engenharia, UFRGS, Porto Alegre, RS, Brasil.

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

Schnackel, H. C., 1958, “Formulation for the properties of steam and water”, **Trans. ASME**, n° 80, pp. 959 – 966.

Spencer R. C., Cotton, K. C., Cannon C. N., 1963, “A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine-Generators... 16500 kW and Larger”, **Journal of Engineering for Power**, n° 249.

Srinophakun, T., Laowithayangkul, S., Ishida, M., 2001, “Simulation of power cycle with energy utilization diagram”, **Energy Conversion & Management**, n° 42, pp. 1437 – 1456.

Stodola, A. and Lowenstein, L. C. (tr.), 1927, “**Steam and Gas Turbines**”, vol 1, McGraw-Hill, New York.

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

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

Verkhivker, G. P. and Kosoy, B. V., 2001, "On the exergy analysis of power plants", **Energy Conversion & Management**, n° 42, pp. 2053 – 2059.

Wagner, W., Cooper, J. R., Dittmann, A., Kijima, J., Kretzschmar, H. J., Kruse, A., Mares, R., Ogushi, K., Sato, H., Stöcker, I., Sifner, O., Takaishi, Y., Trübenbach, J., Willkommen, Th., 2000, "IASPW Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power - ASME*, vol 122, pp. 150 – 182.

Wark Jr., K., 1995, "**Advanced Thermodynamics for Engineers**", McGraw-Hill, New York.

Zevehoven C. A. P. and Hupa, M., 1997, "Characterisation of Fuels for Second-Generation PFBC", **Proceedings of the 14<sup>th</sup> International Conference on Fluidized Bed Combustion**, ASME, vol 1, pp. 213 – 227.

Zigante, A. and Stoppato, A., 2003, "Simulation of a Combined Heat and Power Plant Operation by DIMAP Modular Code", **ECOS 2003 Proceedings**, vol 3, pp. 1725 – 1731.

APÊNDICE I – Respostas Obtidas pelo Programa Desenvolvido vs. Respostas Esperadas de acordo com IAPWS-IF97.

Tabela AP1 – Propriedades termodinâmicas calculadas na região 1 segundo a IAPWS-IF97 para temperaturas e pressões selecionadas.

Propriedades	$T = 300 \text{ K}$ $p = 3 \text{ MPa}$	$T = 300 \text{ K}$ $p = 80 \text{ MPa}$	$T = 500 \text{ K}$ $p = 3 \text{ MPa}$
$v, \text{m}^3 \text{kg}^{-1}$	$0.100\ 215\ 168 \times 10^{-2}$	$0.971\ 180\ 894 \times 10^{-3}$	$0.120\ 241\ 800 \times 10^{-2}$
$h, \text{kJ kg}^{-1}$	$0.115\ 331\ 273 \times 10^3$	$0.184\ 142\ 828 \times 10^3$	$0.975\ 542\ 239 \times 10^3$
$u, \text{kJ kg}^{-1}$	$0.112\ 324\ 818 \times 10^3$	$0.106\ 448\ 356 \times 10^3$	$0.971\ 934\ 985 \times 10^3$
$s, \text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	0.392 294 792	0.368 563 852	$0.258\ 041\ 912 \times 10^1$
$c_p, \text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	$0.417\ 301\ 218 \times 10^1$	$0.401\ 008\ 987 \times 10^1$	$0.465\ 580\ 682 \times 10^1$

Tabela AP2 - Propriedades termodinâmicas calculadas na região 1 pelo programa desenvolvido.

Propriedade	$T = 300 \text{ K}$ $p = 3 \text{ MPa}$	$T = 300 \text{ K}$ $p = 80 \text{ MPa}$	$T = 500 \text{ K}$ $p = 3 \text{ MPa}$
$v (\text{m}^3 / \text{kg})$	$0,100\ 215\ 167\ 968\ 669\ 5 \times 10^{-3}$	$0,971\ 180\ 894\ 021\ 629\ 8 \times 10^{-3}$	$0,120\ 241\ 800\ 337\ 882\ 7 \times 10^{-3}$
$h (\text{J} / \text{kg})$	$0,115\ 331\ 273\ 021\ 438\ 4 \times 10^6$	$0,184\ 142\ 827\ 734\ 254\ 4 \times 10^6$	$0,975\ 542\ 239\ 097\ 352\ 7 \times 10^6$
$u (\text{J} / \text{kg})$	$0,112\ 324\ 817\ 982\ 378\ 3 \times 10^6$	$0,106\ 448\ 356\ 212\ 524\ 0 \times 10^6$	$0,971\ 934\ 985\ 087\ 216\ 4 \times 10^6$
$s (\text{J} / \text{kg K})$	$0,392\ 294\ 792\ 402\ 624\ 4 \times 10^3$	$0,368\ 563\ 852\ 398\ 480\ 7 \times 10^3$	$0,258\ 041\ 912\ 005\ 206\ 9 \times 10^4$
$c_p (\text{J} / \text{kg K})$	$0,417\ 301\ 218\ 406\ 777\ 6 \times 10^4$	$0,401\ 008\ 986\ 964\ 632\ 1 \times 10^1$	$0,465\ 580\ 682\ 213\ 038\ 4 \times 10^4$

Tabela AP3 – Propriedades termodinâmicas calculadas na região 2 segundo a IAPWS-IF97 para temperaturas e pressões selecionadas.

Property	$T = 300 \text{ K}$ $p = 0.0035 \text{ MPa}$	$T = 700 \text{ K}$ $p = 0.0035 \text{ MPa}$	$T = 700 \text{ K}$ $p = 30 \text{ MPa}$
$v, \text{m}^3 \text{kg}^{-1}$	$0.394\ 913\ 866 \times 10^2$	$0.923\ 015\ 898 \times 10^2$	$0.542\ 946\ 619 \times 10^{-2}$
$h, \text{kJ kg}^{-1}$	$0.254\ 991\ 145 \times 10^4$	$0.333\ 568\ 375 \times 10^4$	$0.263\ 149\ 474 \times 10^4$
$u, \text{kJ kg}^{-1}$	$0.241\ 169\ 160 \times 10^4$	$0.301\ 262\ 819 \times 10^4$	$0.246\ 861\ 076 \times 10^4$
$s, \text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	$0.852\ 238\ 967 \times 10^1$	$0.101\ 749\ 996 \times 10^2$	$0.517\ 540\ 298 \times 10^1$
$c_p, \text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	$0.191\ 300\ 162 \times 10^1$	$0.208\ 141\ 274 \times 10^1$	$0.103\ 505\ 092 \times 10^2$

Tabela AP4 - Propriedades termodinâmicas calculadas na região 2 pelo programa desenvolvido.

Propriedade	$T = 300 \text{ K}$ $p = 0,0035 \text{ MPa}$	$T = 700 \text{ K}$ $p = 0,0035 \text{ MPa}$	$T = 700 \text{ K}$ $p = 30 \text{ MPa}$
$v (\text{m}^3 / \text{kg})$	$0,394\ 913\ 866\ 377\ 629\ 9 \times 10^2$	$0,923\ 015\ 898\ 174\ 196\ 7 \times 10^2$	$0,542\ 946\ 619\ 461\ 772\ 8 \times 10^{-2}$
$h (\text{J} / \text{kg})$	$0,254\ 991\ 145\ 084\ 002\ 1 \times 10^7$	$0,333\ 568\ 375\ 373\ 122\ 4 \times 10^7$	$0,263\ 149\ 474\ 484\ 480\ 8 \times 10^7$
$u (\text{J} / \text{kg})$	$0,241\ 169\ 159\ 760\ 785\ 0 \times 10^7$	$0,301\ 262\ 818\ 937\ 025\ 5 \times 10^7$	$0,246\ 861\ 075\ 900\ 627\ 6 \times 10^4$
$s (\text{J} / \text{kg K})$	$0,852\ 238\ 966\ 733\ 579\ 4 \times 10^4$	$0,101\ 749\ 995\ 785\ 959\ 9 \times 10^5$	$0,517\ 540\ 298\ 229\ 907\ 0 \times 10^4$
$c_p (\text{J} / \text{kg K})$	$0,191\ 300\ 162\ 098\ 344\ 1 \times 10^4$	$0,208\ 141\ 274\ 370\ 237\ 1 \times 10^4$	$0,103\ 505\ 092\ 082\ 315\ 5 \times 10^5$

Tabela AP5 – Propriedades termodinâmicas calculadas na região 3 segundo a IAPWS-IF97 para temperaturas e densidades mássicas selecionadas.

Propriedades	$T = 650 \text{ K}$	$T = 650 \text{ K}$	$T = 750 \text{ K}$
	$\rho = 500 \text{ kg m}^{-3}$	$\rho = 200 \text{ kg m}^{-3}$	$\rho = 500 \text{ kg m}^{-3}$
$p, \text{ MPa}$	$0.255\ 837\ 018 \times 10^2$	$0.222\ 930\ 643 \times 10^2$	$0.783\ 095\ 639 \times 10^2$
$h, \text{ kJ kg}^{-1}$	$0.186\ 343\ 019 \times 10^4$	$0.237\ 512\ 401 \times 10^4$	$0.225\ 868\ 845 \times 10^4$
$u, \text{ kJ kg}^{-1}$	$0.181\ 226\ 279 \times 10^4$	$0.226\ 365\ 868 \times 10^4$	$0.210\ 206\ 932 \times 10^4$
$s, \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$	$0.405\ 427\ 273 \times 10^1$	$0.485\ 438\ 792 \times 10^1$	$0.446\ 971\ 906 \times 10^1$
$c_p, \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$	$0.138\ 935\ 717 \times 10^2$	$0.446\ 579\ 342 \times 10^2$	$0.634\ 165\ 359 \times 10^1$
$w, \text{ m s}^{-1}$	$0.502\ 005\ 554 \times 10^3$	$0.383\ 444\ 594 \times 10^3$	$0.760\ 696\ 041 \times 10^3$

Tabela AP6 - Propriedades termodinâmicas calculadas na região 3 pelo programa desenvolvido.

Propriedade	$T = 650 \text{ K}$	$T = 650 \text{ K}$	$T = 750 \text{ K}$
	$p = 0,255\ 837\ 018 \times 10^8 \text{ Pa}$	$p = 0,222\ 930\ 643 \times 10^8 \text{ MPa}$	$p = 0,783\ 095\ 639 \times 10^8 \text{ MPa}$
$v^* (\text{m}^3 / \text{kg})$	$0,200\ 000\ 000\ 127\ 997\ 1 \times 10^{-2}$	$0,499\ 999\ 991\ 847\ 214\ 0 \times 10^{-2}$	$0,200\ 000\ 000\ 027\ 295\ 3 \times 10^{-2}$
$\rho (\text{kg} / \text{m}^3)$	499,999 999 680 007 2	200,000 003 261 114 4	499,999 999 931 761 7
$h (\text{J} / \text{kg})$	$0,186\ 343\ 019\ 020\ 249\ 4 \times 10^7$	$0,237\ 512\ 399\ 600\ 117\ 1 \times 10^7$	$0,225\ 868\ 844\ 553\ 846\ 2 \times 10^7$
$u (\text{J} / \text{kg})$	$0,181\ 226\ 278\ 656\ 974\ 8 \times 10^7$	$0,226\ 365\ 867\ 631\ 867\ 7 \times 10^7$	$0,2102069317717089 \times 10^7$
$s (\text{J} / \text{kg K})$	$0,405\ 427\ 273\ 396\ 418\ 7 \times 10^4$	$0,485\ 438\ 790\ 487\ 441\ 0 \times 10^4$	$0,4469719056366092 \times 10^4$
$c_p (\text{J} / \text{kg K})$	$0,138\ 935\ 717\ 912\ 817\ 3 \times 10^5$	$0,446\ 579\ 372\ 805\ 967\ 2 \times 10^5$	$0,6341653595798629 \times 10^4$

\* Valor calculado através do inverso de  $\rho$  ( $v = 1/\rho$ ),

Na tabela AP6 cabem algumas considerações sobre a consistência, A primeira é que se o usuário do programa souber a densidade mássica ele pode calcular diretamente as propriedades sem o processo de iteração, bastando apenas fazer pequenas modificações no programa, Outra consideração diz respeito a consistência numérica desse processo iterativo, Como mostra a tabela AP6 as pressões de entrada são exatamente aquelas apresentadas na tab, AP5, No entanto, observa-se que o valor da densidade mássica obtida na tabela AP6 difere daquele da tabela AP5, Esse fato se deve ao erro intrínseco ao processo iterativo usado para calcular  $\rho$ , Apesar disso, o valor de  $\rho$  obtido pelo programa apresenta 8 dígitos significativos, Ainda, comparando os valores das propriedades da tabela AP5 com os da tabela AP6, observa-se que este erro não interferiu de forma significativa nos resultados,

Tabela AP7 – Pressões de saturação calculadas segundo a IAPWS-IF97 para temperaturas selecionadas.

$T, \text{ K}$	$p_s, \text{ MPa}$
300	$0.353\ 658\ 941 \times 10^{-2}$
500	$0.263\ 889\ 776 \times 10^1$
600	$0.123\ 443\ 146 \times 10^2$

Tabela AP8 – Pressões de saturação calculadas pelo programa desenvolvido.

$T, K$	$p_s, MPa$
300	$0,353\ 658\ 941\ 301\ 301\ 1 \times 10^7$
500	$0,263\ 889\ 775\ 627\ 322\ 4 \times 10^7$
600	$0,123\ 443\ 145\ 783\ 766\ 5 \times 10^8$

Tabela AP9 – Temperaturas calculadas segundo a IAPWS-IF97 para pressões e entalpias selecionadas na região 1.

$p, MPa$	$h, kJ\ kg^{-1}$	$T, K$
3	500	$0.391\ 798\ 509 \times 10^3$
80	500	$0.378\ 108\ 626 \times 10^3$
80	1500	$0.611\ 041\ 229 \times 10^3$

Tabela AP10 – Temperaturas calculadas pelo programa desenvolvido para pressões e entalpias selecionadas na região 1.

$p, MPa$	$h, J / kg$	$T, K$
3	$500 \times 10^3$	$0,391\ 798\ 508\ 762\ 425\ 6 \times 10^3$
80	$500 \times 10^3$	$0,378\ 108\ 625\ 879\ 404\ 5 \times 10^3$
80	$1500 \times 10^3$	$0,611\ 041\ 229\ 402\ 662\ 1 \times 10^3$

Tabela AP11 – Temperaturas calculadas segundo a IAPWS-IF97 para pressões e entropias selecionadas na região 1.

$p, MPa$	$s, kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$	$T, K$
3	0,5	$0.307\ 842\ 258 \times 10^3$
80	0,5	$0.309\ 979\ 785 \times 10^3$
80	3	$0.565\ 899\ 909 \times 10^3$

Tabela AP12 – Temperaturas calculadas pelo programa desenvolvido para pressões e entropias selecionadas na região 1.

$p, MPa$	$s, J / kg\ K$	$T, K$
3	0,5	$0,307\ 842\ 257\ 641\ 076\ 1 \times 10^3$
80	0,5	$0,309\ 979\ 784\ 818\ 553\ 5 \times 10^3$
80	3	$0,565\ 899\ 908\ 758\ 500\ 7 \times 10^3$

Tabela AP13 –Temperaturas calculadas segundo a IAPWS-IF97 para pressões e entalpias selecionadas na região 2a, 2b e 2c, respectivamente.

Região	$p$ , MPa	$h$ , kJ kg <sup>-1</sup>	$T$ , K
2a	0.001	3000	$0.534\ 433\ 241 \times 10^3$
	3	3000	$0.575\ 373\ 370 \times 10^3$
	3	4000	$0.101\ 077\ 577 \times 10^4$
2b	5	3500	$0.801\ 299\ 102 \times 10^3$
	5	4000	$0.101\ 531\ 583 \times 10^4$
	25	3500	$0.875\ 279\ 054 \times 10^3$
2c	40	2700	$0.743\ 056\ 411 \times 10^3$
	60	2700	$0.791\ 137\ 067 \times 10^3$
	60	3200	$0.882\ 756\ 860 \times 10^3$

Tabela AP14 –Temperaturas calculadas pelo programa desenvolvido para pressões e entalpias selecionadas na região 2a, 2b e 2c, respectivamente.

Equação	$p$ , MPa	$h$ , J/ kg	$T$ , K
2a	0,001	3000	$0,534\ 433\ 241\ 381\ 731\ 9 \times 10^3$
	3	3000	$0,575\ 373\ 370\ 238\ 485\ 5 \times 10^3$
	3	4000	$0,101\ 077\ 576\ 566\ 103\ 9 \times 10^4$
2b	5	3500	$0,801\ 299\ 101\ 856\ 203\ 7 \times 10^3$
	5	4000	$0,101\ 531\ 582\ 532\ 611\ 6 \times 10^4$
	25	3500	$0,875\ 279\ 053\ 721\ 502\ 2 \times 10^3$
2c	40	2700	$0,743\ 056\ 410\ 962\ 109\ 2 \times 10^3$
	60	2700	$0,791\ 137\ 066\ 532\ 282\ 1 \times 10^3$
	60	3200	$0,882\ 756\ 859\ 649\ 250\ 9 \times 10^3$

Tabela AP15 –Temperaturas calculadas segundo a IAPWS-IF97 para pressões e entropias selecionadas na região 2a, 2b e 2c, respectivamente.

Região	$p$ , MPa	$s$ , kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>	$T$ , K
2a	0.1	7.5	$0.399\ 517\ 097 \times 10^3$
	0.1	8	$0.514\ 127\ 081 \times 10^3$
	2.5	8	$0.103\ 984\ 917 \times 10^4$
2b	8	6	$0.600\ 484\ 040 \times 10^3$
	8	7.5	$0.106\ 495\ 556 \times 10^4$
	90	6	$0.103\ 801\ 126 \times 10^4$
2c	20	5.75	$0.697\ 992\ 849 \times 10^3$
	80	5.25	$0.854\ 011\ 484 \times 10^3$
	80	5.75	$0.949\ 017\ 998 \times 10^3$

Tabela AP16 –Temperaturas calculadas pelo programa desenvolvido para pressões e entropias selecionadas na região 2a, 2b e 2c, respectivamente.

Equação	$p$ , MPa	$s$ , J/ kg	$T$ , K
2a	0,1	7,5	$0,399\ 517\ 096\ 655\ 411\ 2 \times 10^3$
	0,1	8	$0,514\ 127\ 081\ 446\ 118\ 6 \times 10^3$
	2,5	8	$0,103\ 984\ 917\ 323\ 523\ 2 \times 10^4$
2b	8	6	$0,600\ 484\ 039\ 813\ 076\ 3 \times 10^3$
	8	7,5	$0,106\ 495\ 556\ 428\ 680\ 9 \times 10^4$
	90	6	$0,103\ 801\ 125\ 919\ 337\ 0 \times 10^4$
2c	20	5,75	$0,697\ 992\ 849\ 463\ 852\ 1 \times 10^3$
	80	5,25	$0,854\ 011\ 484\ 040\ 122\ 0 \times 10^3$
	80	5,75	$0,949\ 017\ 997\ 570\ 446\ 8 \times 10^3$

Tabela AP17 –Temperaturas de saturação calculadas segundo a IAPWS-IF97 para pressões selecionadas.

$p$ , MPa	$T_s$ , K
0.1	$0.372\ 755\ 919 \times 10^3$
1	$0.453\ 035\ 632 \times 10^3$
10	$0.584\ 149\ 488 \times 10^3$

Tabela AP18 –Temperaturas de saturação calculadas pelo programa desenvolvido para pressões selecionadas.

$p$ , MPa	$T_s$ , K
0,1	$0,372\ 755\ 918\ 611\ 337\ 6 \times 10^3$
1	$0,453\ 035\ 632\ 391\ 466\ 6 \times 10^3$
10	$0,584\ 149\ 487\ 998\ 528\ 2 \times 10^3$

As tabelas de AP1 até AP18 demonstram a correta implementação da formulação no programa de computador escrito em FORTRAN 90, Os resultados fornecidos pelo programa foram todos calculados com unidades do SI, Com exceção da região 3, que apresenta um laço iterativo para o cálculo da densidade mássica, todos valores calculados pelo programa fecham com os valores fornecidos pela formulação quando aplicada regra de arredondamento para 9 casas decimais,



ANEXO I – Tabelas de Coeficientes das Equações da Formulação IAPWS-IF97

Tabela AN1 – Coeficientes da equação 2.14.

<i>i</i>	<i>I<sub>i</sub></i>	<i>J<sub>i</sub></i>	<i>n<sub>i</sub></i>	<i>i</i>	<i>I<sub>i</sub></i>	<i>J<sub>i</sub></i>	<i>n<sub>i</sub></i>
1	0	-2	0.146 329 712 131 67	18	2	3	-0.441 418 453 308 46 × 10 <sup>-5</sup>
2	0	-1	-0.845 481 871 691 14	19	2	17	-0.726 949 962 975 94 × 10 <sup>-15</sup>
3	0	0	-0.375 636 036 720 40 × 10 <sup>1</sup>	20	3	-4	-0.316 796 448 450 54 × 10 <sup>-4</sup>
4	0	1	0.338 551 691 683 85 × 10 <sup>1</sup>	21	3	0	-0.282 707 979 853 12 × 10 <sup>-5</sup>
5	0	2	-0.957 919 633 878 72	22	3	6	-0.852 051 281 201 03 × 10 <sup>-9</sup>
6	0	3	0.157 720 385 132 28	23	4	-5	-0.224 252 819 080 00 × 10 <sup>-5</sup>
7	0	4	-0.166 164 171 995 01 × 10 <sup>-1</sup>	24	4	-2	-0.651 712 228 956 01 × 10 <sup>-6</sup>
8	0	5	0.812 146 299 835 68 × 10 <sup>-3</sup>	25	4	10	-0.143 417 299 379 24 × 10 <sup>-12</sup>
9	1	-9	0.283 190 801 238 04 × 10 <sup>-3</sup>	26	5	-8	-0.405 169 968 601 17 × 10 <sup>-6</sup>
10	1	-7	-0.607 063 015 658 74 × 10 <sup>-3</sup>	27	8	-11	-0.127 343 017 416 41 × 10 <sup>-8</sup>
11	1	-1	-0.189 900 682 184 19 × 10 <sup>-1</sup>	28	8	-6	-0.174 248 712 306 34 × 10 <sup>-9</sup>
12	1	0	-0.325 297 487 705 05 × 10 <sup>-1</sup>	29	21	-29	-0.687 621 312 955 31 × 10 <sup>-18</sup>
13	1	1	-0.218 417 171 754 14 × 10 <sup>-1</sup>	30	23	-31	0.144 783 078 285 21 × 10 <sup>-19</sup>
14	1	3	-0.528 383 579 699 30 × 10 <sup>-4</sup>	31	29	-38	0.263 357 816 627 95 × 10 <sup>-22</sup>
15	2	-3	-0.471 843 210 732 67 × 10 <sup>-3</sup>	32	30	-39	-0.119 476 226 400 71 × 10 <sup>-22</sup>
16	2	0	-0.300 017 807 930 26 × 10 <sup>-3</sup>	33	31	-40	0.182 280 945 814 04 × 10 <sup>-23</sup>
17	2	1	0.476 613 939 069 87 × 10 <sup>-4</sup>	34	32	-41	-0.935 370 872 924 58 × 10 <sup>-25</sup>

Tabela AN2 - Coeficientes *n<sub>i</sub><sup>0</sup>* e expoentes *J<sub>i</sub><sup>0</sup>* da equação 2.16.

<i>i</i>	<i>J<sub>i</sub><sup>0</sup></i>	<i>n<sub>i</sub><sup>0</sup></i>	<i>i</i>	<i>J<sub>i</sub><sup>0</sup></i>	<i>n<sub>i</sub><sup>0</sup></i>
1 <sup>a</sup>	0	-0.969 276 865 002 17 × 10 <sup>1</sup>	6	-2	0.142 408 191 714 44 × 10 <sup>1</sup>
2 <sup>b</sup>	1	0.100 866 559 680 18 × 10 <sup>2</sup>	7	-1	-0.438 395 113 194 50 × 10 <sup>1</sup>
3	-5	-0.560 879 112 830 20 × 10 <sup>-2</sup>	8	2	-0.284 086 324 607 72
4	-4	0.714 527 380 814 55 × 10 <sup>-1</sup>	9	3	0.212 684 637 533 07 × 10 <sup>-1</sup>
5	-3	-0.407 104 982 239 28			

Tabela AN3 - Coeficientes *n<sub>i</sub>* e expoentes *I<sub>i</sub><sup>0</sup>* e *J<sub>i</sub><sup>0</sup>* da equação 2.17

<i>i</i>	<i>I<sub>i</sub></i>	<i>J<sub>i</sub></i>	<i>n<sub>i</sub></i>	<i>i</i>	<i>I<sub>i</sub></i>	<i>J<sub>i</sub></i>	<i>n<sub>i</sub></i>
1	1	0	-0.177 317 424 732 13 × 10 <sup>-2</sup>	23	7	0	-0.590 595 643 242 70 × 10 <sup>-17</sup>
2	1	1	-0.178 348 622 923 58 × 10 <sup>-1</sup>	24	7	11	-0.126 218 088 991 01 × 10 <sup>-5</sup>
3	1	2	-0.459 960 136 963 65 × 10 <sup>-1</sup>	25	7	25	-0.389 468 424 357 39 × 10 <sup>-1</sup>
4	1	3	-0.575 812 590 834 32 × 10 <sup>-1</sup>	26	8	8	0.112 562 113 604 59 × 10 <sup>-10</sup>
5	1	6	-0.503 252 787 279 30 × 10 <sup>-1</sup>	27	8	36	-0.823 113 408 979 98 × 10 <sup>1</sup>
6	2	1	-0.330 326 416 702 03 × 10 <sup>-4</sup>	28	9	13	0.198 097 128 020 88 × 10 <sup>-7</sup>
7	2	2	-0.189 489 875 163 15 × 10 <sup>-3</sup>	29	10	4	0.104 069 652 101 74 × 10 <sup>-18</sup>
8	2	4	-0.393 927 772 433 55 × 10 <sup>-2</sup>	30	10	10	-0.102 347 470 959 29 × 10 <sup>-12</sup>
9	2	7	-0.437 972 956 505 73 × 10 <sup>-1</sup>	31	10	14	-0.100 181 793 795 11 × 10 <sup>-8</sup>
10	2	36	-0.266 745 479 140 87 × 10 <sup>-4</sup>	32	16	29	-0.808 829 086 469 85 × 10 <sup>-10</sup>
11	3	0	0.204 817 376 923 09 × 10 <sup>-7</sup>	33	16	50	0.106 930 318 794 09
12	3	1	0.438 706 672 844 35 × 10 <sup>-6</sup>	34	18	57	-0.336 622 505 741 71
13	3	3	-0.322 776 772 385 70 × 10 <sup>-4</sup>	35	20	20	0.891 858 453 554 21 × 10 <sup>-24</sup>
14	3	6	-0.150 339 245 421 48 × 10 <sup>-2</sup>	36	20	35	0.306 293 168 762 32 × 10 <sup>-12</sup>
15	3	35	-0.406 682 535 626 49 × 10 <sup>-1</sup>	37	20	48	-0.420 024 676 982 08 × 10 <sup>-5</sup>
16	4	1	-0.788 473 095 593 67 × 10 <sup>-9</sup>	38	21	21	-0.590 560 296 856 39 × 10 <sup>-25</sup>
17	4	2	0.127 907 178 522 85 × 10 <sup>-7</sup>	39	22	53	0.378 209 476 134 57 × 10 <sup>-5</sup>
18	4	3	0.482 253 727 185 07 × 10 <sup>-6</sup>	40	23	39	-0.127 686 089 346 81 × 10 <sup>-14</sup>
19	5	7	0.229 220 763 376 61 × 10 <sup>-5</sup>	41	24	26	0.730 876 105 950 61 × 10 <sup>-28</sup>
20	6	3	-0.167 147 664 510 61 × 10 <sup>-10</sup>	42	24	40	0.554 147 153 507 78 × 10 <sup>-16</sup>
21	6	16	-0.211 714 723 213 55 × 10 <sup>-2</sup>	43	24	58	-0.943 697 072 412 10 × 10 <sup>-6</sup>
22	6	35	-0.238 957 419 341 04 × 10 <sup>2</sup>				

Tabela AN4 - Coeficientes de *n<sub>1</sub>* a *n<sub>3</sub>* da equação 2.18.

<i>i</i>	<i>n<sub>i</sub></i>	<i>i</i>	<i>n<sub>i</sub></i>
1	0.348 051 856 289 69 × 10 <sup>3</sup>	4	0.572 544 598 627 46 × 10 <sup>3</sup>
2	-0.116 718 598 799 75 × 10 <sup>1</sup>	5	0.139 188 397 788 70 × 10 <sup>2</sup>
3	0.101 929 700 393 26 × 10 <sup>-2</sup>		

Tabela AN5 - Coeficientes *n<sub>i</sub>*, *I<sub>i</sub>*, *J<sub>i</sub>* da equação 2.19.

<i>i</i>	<i>I<sub>i</sub></i>	<i>J<sub>i</sub></i>	<i>n<sub>i</sub></i>	<i>i</i>	<i>I<sub>i</sub></i>	<i>J<sub>i</sub></i>	<i>n<sub>i</sub></i>
1	0	0	0.106 580 700 285 13 × 10 <sup>1</sup>	21	3	4	-0.201 899 150 235 70 × 10 <sup>1</sup>
2	0	0	-0.157 328 452 902 39 × 10 <sup>2</sup>	22	3	16	-0.821 476 371 739 63 × 10 <sup>-2</sup>
3	0	1	0.209 443 969 743 07 × 10 <sup>2</sup>	23	3	26	-0.475 960 357 349 23
4	0	2	-0.768 677 078 787 16 × 10 <sup>1</sup>	24	4	0	0.439 840 744 735 00 × 10 <sup>-1</sup>
5	0	7	0.261 859 477 879 54 × 10 <sup>1</sup>	25	4	2	-0.444 764 354 287 39
6	0	10	-0.280 807 811 486 20 × 10 <sup>1</sup>	26	4	4	0.905 720 707 197 33
7	0	12	0.120 533 696 965 17 × 10 <sup>1</sup>	27	4	26	0.705 224 500 879 67
8	0	23	-0.845 668 128 123 02 × 10 <sup>-2</sup>	28	5	1	0.107 705 126 263 32
9	1	2	-0.126 543 154 777 14 × 10 <sup>1</sup>	29	5	3	-0.329 136 232 589 54
10	1	6	-0.115 244 078 066 81 × 10 <sup>1</sup>	30	5	26	-0.508 710 620 411 58
11	1	15	0.885 210 439 843 18	31	6	0	-0.221 754 008 730 96 × 10 <sup>-1</sup>
12	1	17	-0.642 077 651 816 07	32	6	2	0.942 607 516 650 92 × 10 <sup>-1</sup>
13	2	0	0.384 934 601 866 71	33	6	26	0.164 362 784 479 61
14	2	2	-0.852 147 088 242 06	34	7	2	-0.135 033 722 413 48 × 10 <sup>-1</sup>
15	2	6	0.489 722 815 418 77 × 10 <sup>1</sup>	35	8	26	-0.148 343 453 524 72 × 10 <sup>-1</sup>
16	2	7	-0.305 026 172 569 65 × 10 <sup>1</sup>	36	9	2	0.579 229 536 280 84 × 10 <sup>-3</sup>
17	2	22	0.394 205 368 791 54 × 10 <sup>-1</sup>	37	9	26	0.323 089 047 037 11 × 10 <sup>-2</sup>
18	2	26	0.125 584 084 243 08	38	10	0	0.809 648 029 962 15 × 10 <sup>-4</sup>
19	3	0	-0.279 993 296 987 10	39	10	1	-0.165 576 797 950 37 × 10 <sup>-3</sup>
20	3	2	0.138 997 995 694 60 × 10 <sup>1</sup>	40	11	26	-0.449 238 990 618 15 × 10 <sup>-4</sup>



Tabela AN6 - Coeficientes de  $n_1$  a  $n_{10}$  das equação 2.21, 2.22, 2.23 e 2.24.

$i$	$n_i$	$i$	$n_i$
1	$0.116\ 705\ 214\ 527\ 67 \times 10^4$	6	$0.149\ 151\ 086\ 135\ 30 \times 10^2$
2	$-0.724\ 213\ 167\ 032\ 06 \times 10^6$	7	$-0.482\ 326\ 573\ 615\ 91 \times 10^4$
3	$-0.170\ 738\ 469\ 400\ 92 \times 10^2$	8	$0.405\ 113\ 405\ 420\ 57 \times 10^6$
4	$0.120\ 208\ 247\ 024\ 70 \times 10^5$	9	$-0.238\ 555\ 575\ 678\ 49$
5	$-0.323\ 255\ 503\ 223\ 33 \times 10^7$	10	$0.650\ 175\ 348\ 447\ 98 \times 10^3$

Tabela AN7 - Coeficientes  $n_i$ ,  $I_i$  e  $J_i$  da equação 2.25.

$i$	$I_i$	$J_i$	$n_i$	$i$	$I_i$	$J_i$	$n_i$
1	0	0	$-0.238\ 724\ 899\ 245\ 21 \times 10^3$	11	1	4	$-0.659\ 647\ 494\ 236\ 38 \times 10^1$
2	0	1	$0.404\ 211\ 886\ 379\ 45 \times 10^3$	12	1	10	$0.939\ 654\ 008\ 783\ 63 \times 10^{-2}$
3	0	2	$0.113\ 497\ 468\ 817\ 18 \times 10^3$	13	1	32	$0.115\ 736\ 475\ 053\ 40 \times 10^{-6}$
4	0	6	$-0.584\ 576\ 160\ 480\ 39 \times 10^1$	14	2	10	$-0.258\ 586\ 412\ 820\ 73 \times 10^{-4}$
5	0	22	$-0.152\ 854\ 824\ 131\ 40 \times 10^{-3}$	15	2	32	$-0.406\ 443\ 630\ 847\ 99 \times 10^{-8}$
6	0	32	$-0.108\ 667\ 076\ 953\ 77 \times 10^{-5}$	16	3	10	$0.664\ 561\ 861\ 916\ 35 \times 10^{-7}$
7	1	0	$-0.133\ 917\ 448\ 726\ 02 \times 10^2$	17	3	32	$0.806\ 707\ 341\ 030\ 27 \times 10^{-10}$
8	1	1	$0.432\ 110\ 391\ 835\ 59 \times 10^3$	18	4	32	$-0.934\ 777\ 712\ 139\ 47 \times 10^{-12}$
9	1	2	$-0.540\ 100\ 671\ 705\ 06 \times 10^2$	19	5	32	$0.582\ 654\ 420\ 206\ 01 \times 10^{-14}$
10	1	3	$0.305\ 358\ 922\ 039\ 16 \times 10^2$	20	6	32	$-0.150\ 201\ 859\ 535\ 03 \times 10^{-16}$

Tabela AN8 - Coeficientes  $n_i$ ,  $I_i$  e  $J_i$  da equação 2.26.

$i$	$I_i$	$J_i$	$n_i$	$i$	$I_i$	$J_i$	$n_i$
1	0	0	$0.174\ 782\ 680\ 583\ 07 \times 10^3$	11	1	12	$0.356\ 721\ 106\ 073\ 66 \times 10^{-9}$
2	0	1	$0.348\ 069\ 308\ 928\ 73 \times 10^2$	12	1	31	$0.173\ 324\ 969\ 948\ 95 \times 10^{-23}$
3	0	2	$0.652\ 925\ 849\ 784\ 55 \times 10^1$	13	2	0	$0.566\ 089\ 006\ 548\ 37 \times 10^{-3}$
4	0	3	$0.330\ 399\ 817\ 754\ 89$	14	2	1	$-0.326\ 354\ 831\ 397\ 17 \times 10^{-3}$
5	0	11	$-0.192\ 813\ 829\ 231\ 96 \times 10^{-6}$	15	2	2	$0.447\ 782\ 866\ 906\ 32 \times 10^{-4}$
6	0	31	$-0.249\ 091\ 972\ 445\ 73 \times 10^{-22}$	16	2	9	$-0.513\ 221\ 569\ 085\ 07 \times 10^{-9}$
7	1	0	$-0.261\ 076\ 364\ 893\ 32$	17	2	31	$-0.425\ 226\ 570\ 422\ 07 \times 10^{-25}$
8	1	1	$0.225\ 929\ 659\ 815\ 86$	18	3	10	$0.264\ 004\ 413\ 606\ 89 \times 10^{-12}$
9	1	2	$-0.642\ 564\ 633\ 952\ 26 \times 10^{-1}$	19	3	32	$0.781\ 246\ 004\ 597\ 23 \times 10^{-28}$
10	1	3	$0.788\ 762\ 892\ 705\ 26 \times 10^{-2}$	20	4	32	$-0.307\ 321\ 999\ 036\ 68 \times 10^{-30}$

Tabela AN9 - Coeficientes de  $n_3$  a  $n_5$  da equação 2.27.

$i$	$n_i$	$i$	$n_i$
1	$0.905\ 842\ 785\ 147\ 23 \times 10^3$	4	$0.265\ 265\ 719\ 084\ 28 \times 10^4$
2	$-0.679\ 557\ 863\ 992\ 41$	5	$0.452\ 575\ 789\ 059\ 48 \times 10^1$
3	$0.128\ 090\ 027\ 301\ 36 \times 10^{-3}$		

Tabela AN10 - Coeficientes  $n_i$ ,  $I_i$  e  $J_i$  da equação 2.28.

$i$	$I_i$	$J_i$	$n_i$	$i$	$I_i$	$J_i$	$n_i$
1	0	0	$0.108\ 989\ 523\ 182\ 88 \times 10^4$	18	2	7	$0.116\ 708\ 730\ 771\ 07 \times 10^3$
2	0	1	$0.849\ 516\ 544\ 955\ 35 \times 10^3$	19	2	36	$0.128\ 127\ 984\ 040\ 46 \times 10^3$
3	0	2	$-0.107\ 817\ 480\ 918\ 26 \times 10^3$	20	2	38	$-0.985\ 549\ 096\ 232\ 76 \times 10^9$
4	0	3	$0.331\ 536\ 548\ 012\ 63 \times 10^2$	21	2	40	$0.282\ 245\ 469\ 730\ 02 \times 10^{10}$
5	0	7	$-0.742\ 320\ 167\ 902\ 48 \times 10^1$	22	2	42	$-0.359\ 489\ 714\ 107\ 03 \times 10^{10}$
6	0	20	$0.117\ 650\ 487\ 243\ 56 \times 10^2$	23	2	44	$0.172\ 273\ 499\ 131\ 97 \times 10^{10}$
7	1	0	$0.184\ 457\ 493\ 557\ 90 \times 10^1$	24	3	24	$-0.135\ 513\ 342\ 407\ 75 \times 10^5$
8	1	1	$-0.417\ 927\ 005\ 496\ 24 \times 10^1$	25	3	44	$0.128\ 487\ 346\ 646\ 50 \times 10^8$
9	1	2	$0.624\ 781\ 969\ 358\ 12 \times 10^1$	26	4	12	$0.138\ 657\ 242\ 832\ 26 \times 10^1$
10	1	3	$-0.173\ 445\ 631\ 081\ 14 \times 10^2$	27	4	32	$0.235\ 988\ 325\ 565\ 14 \times 10^9$
11	1	7	$-0.200\ 581\ 768\ 620\ 96 \times 10^3$	28	4	44	$-0.131\ 052\ 365\ 450\ 54 \times 10^8$
12	1	9	$0.271\ 960\ 654\ 737\ 96 \times 10^3$	29	5	32	$0.739\ 998\ 354\ 747\ 66 \times 10^4$
13	1	11	$-0.455\ 113\ 182\ 858\ 18 \times 10^3$	30	5	36	$-0.551\ 966\ 970\ 300\ 60 \times 10^6$
14	1	18	$0.309\ 196\ 886\ 047\ 55 \times 10^4$	31	5	42	$0.371\ 540\ 859\ 962\ 33 \times 10^7$
15	1	44	$0.252\ 266\ 403\ 578\ 72 \times 10^6$	32	6	34	$0.191\ 277\ 292\ 396\ 60 \times 10^5$
16	2	0	$-0.617\ 074\ 228\ 683\ 39 \times 10^{-2}$	33	6	44	$-0.415\ 351\ 648\ 356\ 34 \times 10^6$
17	2	2	$-0.310\ 780\ 466\ 295\ 83$	34	7	28	$-0.624\ 598\ 551\ 925\ 07 \times 10^5$

Tabela AN11 - Coeficientes  $n_i$ ,  $I_i$  e  $J_i$  da equação 2.29.

$i$	$I_i$	$J_i$	$n_i$	$i$	$I_i$	$J_i$	$n_i$
1	0	0	$0.148\ 950\ 410\ 795\ 16 \times 10^4$	20	2	40	$0.712\ 803\ 519\ 595\ 51 \times 10^{-4}$
2	0	1	$0.743\ 077\ 983\ 140\ 34 \times 10^3$	21	3	1	$0.110\ 328\ 317\ 899\ 99 \times 10^{-3}$
3	0	2	$-0.977\ 083\ 187\ 978\ 37 \times 10^2$	22	3	2	$0.189\ 552\ 483\ 879\ 02 \times 10^{-3}$
4	0	12	$0.247\ 424\ 647\ 056\ 74 \times 10^1$	23	3	12	$0.308\ 915\ 411\ 605\ 37 \times 10^{-2}$
5	0	18	$-0.632\ 813\ 200\ 160\ 26$	24	3	24	$0.135\ 555\ 045\ 549\ 49 \times 10^{-2}$
6	0	24	$0.113\ 859\ 521\ 296\ 58 \times 10^1$	25	4	2	$0.286\ 402\ 374\ 774\ 56 \times 10^{-6}$
7	0	28	$-0.478\ 118\ 636\ 486\ 25$	26	4	12	$-0.107\ 798\ 573\ 575\ 12 \times 10^{-4}$
8	0	40	$0.852\ 081\ 234\ 315\ 44 \times 10^{-2}$	27	4	18	$-0.764\ 627\ 124\ 548\ 14 \times 10^{-4}$
9	1	0	$0.937\ 471\ 473\ 779\ 32$	28	4	24	$0.140\ 523\ 928\ 183\ 16 \times 10^{-4}$
10	1	2	$0.335\ 931\ 186\ 049\ 16 \times 10^1$	29	4	28	$-0.310\ 838\ 143\ 314\ 34 \times 10^{-4}$
11	1	6	$0.338\ 093\ 556\ 014\ 54 \times 10^1$	30	4	40	$-0.103\ 027\ 382\ 121\ 03 \times 10^{-5}$
12	1	12	$0.168\ 445\ 396\ 719\ 04$	31	5	18	$0.282\ 172\ 816\ 350\ 40 \times 10^{-6}$
13	1	18	$0.738\ 757\ 452\ 366\ 95$	32	5	24	$0.127\ 049\ 022\ 719\ 45 \times 10^{-5}$
14	1	24	$-0.471\ 287\ 374\ 361\ 86$	33	5	40	$0.738\ 033\ 534\ 682\ 92 \times 10^{-7}$
15	1	28	$0.150\ 202\ 731\ 397\ 07$	34	6	28	$-0.110\ 301\ 392\ 389\ 09 \times 10^{-7}$
16	1	40	$-0.217\ 641\ 142\ 197\ 50 \times 10^{-2}$	35	7	2	$-0.814\ 563\ 652\ 078\ 33 \times 10^{-13}$
17	2	2	$-0.218\ 107\ 553\ 247\ 61 \times 10^{-1}$	36	7	28	$-0.281\ 805\ 456\ 829\ 62 \times 10^{-18}$
18	2	8	$-0.108\ 297\ 844\ 036\ 77$	37	9	1	$-0.175\ 652\ 339\ 694\ 07 \times 10^{-17}$
19	2	18	$-0.463\ 333\ 246\ 358\ 12 \times 10^{-1}$	38	9	40	$0.869\ 341\ 563\ 441\ 63 \times 10^{-14}$

Tabela AN12 - Coeficientes  $n_i$ ,  $I_i$  e  $J_i$  da equação 2.30.

$i$	$I_i$	$J_i$	$n_i$	$i$	$I_i$	$J_i$	$n_i$
1	-7	0	-0.323 683 985 552 42 × 10 <sup>13</sup>	13	1	4	0.379 660 012 724 86 × 10 <sup>1</sup>
2	-7	4	0.732 633 509 021 81 × 10 <sup>13</sup>	14	1	8	-0.108 429 848 800 77 × 10 <sup>2</sup>
3	-6	0	0.358 250 899 454 47 × 10 <sup>12</sup>	15	2	4	-0.453 641 726 766 60 × 10 <sup>-1</sup>
4	-6	2	-0.583 401 318 515 90 × 10 <sup>12</sup>	16	6	0	0.145 591 156 586 98 × 10 <sup>-12</sup>
5	-5	0	-0.107 830 682 174 70 × 10 <sup>11</sup>	17	6	1	0.112 615 974 072 30 × 10 <sup>-11</sup>
6	-5	2	0.208 255 445 631 71 × 10 <sup>11</sup>	18	6	4	-0.178 049 822 406 86 × 10 <sup>-10</sup>
7	-2	0	0.610 747 835 645 16 × 10 <sup>6</sup>	19	6	10	0.123 245 796 908 32 × 10 <sup>-6</sup>
8	-2	1	0.859 777 225 355 80 × 10 <sup>6</sup>	20	6	12	-0.116 069 211 309 84 × 10 <sup>-5</sup>
9	-1	0	-0.257 457 236 041 70 × 10 <sup>5</sup>	21	6	16	0.278 463 670 885 54 × 10 <sup>-4</sup>
10	-1	2	0.310 810 884 227 14 × 10 <sup>5</sup>	22	6	20	-0.592 700 384 741 76 × 10 <sup>-3</sup>
11	0	0	0.120 823 158 659 36 × 10 <sup>4</sup>	23	6	22	0.129 185 829 918 78 × 10 <sup>-2</sup>
12	0	1	0.482 197 551 092 55 × 10 <sup>3</sup>				

Tabela AN13 - Coeficientes  $n_i$ ,  $I_i$  e  $J_i$  da equação 2.31.

$i$	$I_i$	$J_i$	$n_i$	$i$	$I_i$	$J_i$	$n_i$
1	-1.5	-24	-0.392 359 838 619 84 × 10 <sup>6</sup>	24	-0.25	-11	-0.597 806 388 727 18 × 10 <sup>4</sup>
2	-1.5	-23	0.515 265 738 272 70 × 10 <sup>6</sup>	25	-0.25	-6	-0.704 014 639 268 62 × 10 <sup>3</sup>
3	-1.5	-19	0.404 824 431 610 48 × 10 <sup>5</sup>	26	0.25	1	0.338 367 841 075 53 × 10 <sup>3</sup>
4	-1.5	-13	-0.321 937 909 239 02 × 10 <sup>3</sup>	27	0.25	4	0.208 627 866 351 87 × 10 <sup>2</sup>
5	-1.5	-11	0.969 614 242 186 94 × 10 <sup>2</sup>	28	0.25	8	0.338 341 726 561 96 × 10 <sup>-1</sup>
6	-1.5	-10	-0.228 678 463 717 73 × 10 <sup>2</sup>	29	0.25	11	-0.431 244 284 148 93 × 10 <sup>-4</sup>
7	-1.25	-19	-0.449 429 141 243 57 × 10 <sup>6</sup>	30	0.5	0	0.166 537 913 564 12 × 10 <sup>3</sup>
8	-1.25	-15	-0.501 183 360 201 66 × 10 <sup>4</sup>	31	0.5	1	-0.139 862 920 338 98 × 10 <sup>3</sup>
9	-1.25	-6	0.356 844 635 600 15	32	0.5	5	-0.788 495 479 998 72
10	-1.0	-26	0.442 353 358 481 90 × 10 <sup>5</sup>	33	0.5	6	0.721 324 117 538 72 × 10 <sup>-1</sup>
11	-1.0	-21	-0.136 733 888 117 08 × 10 <sup>5</sup>	34	0.5	10	-0.597 548 393 982 83 × 10 <sup>-2</sup>
12	-1.0	-17	0.421 632 602 078 64 × 10 <sup>6</sup>	35	0.5	14	-0.121 413 589 539 04 × 10 <sup>-4</sup>
13	-1.0	-16	0.225 169 258 374 75 × 10 <sup>5</sup>	36	0.5	16	0.232 270 967 338 71 × 10 <sup>-6</sup>
14	-1.0	-9	0.474 421 448 656 46 × 10 <sup>3</sup>	37	0.75	0	-0.105 384 635 661 94 × 10 <sup>2</sup>
15	-1.0	-8	-0.149 311 307 976 47 × 10 <sup>3</sup>	38	0.75	4	0.207 189 254 965 02 × 10 <sup>1</sup>
16	-0.75	-15	-0.197 811 263 204 52 × 10 <sup>6</sup>	39	0.75	9	-0.721 931 552 604 27 × 10 <sup>-1</sup>
17	-0.75	-14	-0.235 543 994 707 60 × 10 <sup>5</sup>	40	0.75	17	0.207 498 870 811 20 × 10 <sup>-6</sup>
18	-0.5	-26	-0.190 706 163 020 76 × 10 <sup>5</sup>	41	1.0	7	-0.183 406 579 113 79 × 10 <sup>-1</sup>
19	-0.5	-13	0.553 756 698 831 64 × 10 <sup>5</sup>	42	1.0	18	0.290 362 723 486 96 × 10 <sup>-6</sup>
20	-0.5	-9	0.382 936 914 373 63 × 10 <sup>4</sup>	43	1.25	3	0.210 375 278 936 19
21	-0.5	-7	-0.603 918 605 805 67 × 10 <sup>3</sup>	44	1.25	15	0.256 812 397 299 99 × 10 <sup>-3</sup>
22	-0.25	-27	0.193 631 026 203 31 × 10 <sup>4</sup>	45	1.5	5	-0.127 990 029 337 81 × 10 <sup>-1</sup>
23	-0.25	-25	0.426 606 436 986 10 × 10 <sup>4</sup>	46	1.5	18	-0.821 981 026 520 18 × 10 <sup>-5</sup>

Tabela AN14 - Coeficientes  $n_i$ ,  $I_i$  e  $J_i$  da equação 2.32.

$i$	$I_i$	$J_i$	$n_i$	$i$	$I_i$	$J_i$	$n_i$
1	-6	0	0.316 876 650 834 97 × 10 <sup>6</sup>	23	0	2	0.417 273 471 596 10 × 10 <sup>2</sup>
2	-6	11	0.208 641 758 818 58 × 10 <sup>2</sup>	24	0	4	0.219 325 494 345 32 × 10 <sup>1</sup>
3	-5	0	-0.398 593 998 035 99 × 10 <sup>6</sup>	25	0	5	-0.103 200 500 090 77 × 10 <sup>1</sup>
4	-5	11	-0.218 160 585 188 77 × 10 <sup>2</sup>	26	0	6	0.358 829 435 167 03
5	-4	0	0.223 697 851 942 42 × 10 <sup>6</sup>	27	0	9	0.525 114 537 260 66 × 10 <sup>-2</sup>
6	-4	1	-0.278 417 034 458 17 × 10 <sup>4</sup>	28	1	0	0.128 389 164 507 05 × 10 <sup>2</sup>
7	-4	11	0.992 074 360 714 80 × 10 <sup>1</sup>	29	1	1	-0.286 424 372 193 81 × 10 <sup>1</sup>
8	-3	0	-0.751 975 122 991 57 × 10 <sup>5</sup>	30	1	2	0.569 126 836 648 55
9	-3	1	0.297 086 059 511 58 × 10 <sup>4</sup>	31	1	3	-0.999 629 545 849 31 × 10 <sup>-1</sup>
10	-3	11	-0.344 068 785 485 26 × 10 <sup>1</sup>	32	1	7	-0.326 320 377 784 59 × 10 <sup>-2</sup>
11	-3	12	0.388 155 642 491 15	33	1	8	0.233 209 225 767 23 × 10 <sup>-3</sup>
12	-2	0	0.175 112 950 857 50 × 10 <sup>5</sup>	34	2	0	-0.153 348 098 574 50
13	-2	1	-0.142 371 128 544 49 × 10 <sup>4</sup>	35	2	1	0.290 722 882 399 02 × 10 <sup>-1</sup>
14	-2	6	0.109 438 033 641 67 × 10 <sup>1</sup>	36	2	5	0.375 347 027 411 67 × 10 <sup>-3</sup>
15	-2	10	0.899 716 193 084 95	37	3	0	0.172 966 917 024 11 × 10 <sup>-2</sup>
16	-1	0	-0.337 597 400 989 58 × 10 <sup>4</sup>	38	3	1	-0.385 560 508 445 04 × 10 <sup>-3</sup>
17	-1	1	0.471 628 858 183 55 × 10 <sup>3</sup>	39	3	3	-0.350 177 122 926 08 × 10 <sup>-4</sup>
18	-1	5	-0.191 882 419 936 79 × 10 <sup>1</sup>	40	4	0	-0.145 663 936 314 92 × 10 <sup>-4</sup>
19	-1	8	0.410 785 804 921 96	41	4	1	0.564 208 572 672 69 × 10 <sup>-5</sup>
20	-1	9	-0.334 653 781 720 97	42	5	0	0.412 861 500 746 05 × 10 <sup>-7</sup>
21	0	0	0.138 700 347 775 05 × 10 <sup>4</sup>	43	5	1	-0.206 846 711 188 24 × 10 <sup>-7</sup>
22	0	1	-0.406 633 261 958 38 × 10 <sup>3</sup>	44	5	2	0.164 093 936 747 25 × 10 <sup>-8</sup>

Tabela AN15 - Coeficientes  $n_i$ ,  $I_i$  e  $J_i$  da equação 2.33.

$i$	$I_i$	$J_i$	$n_i$	$i$	$I_i$	$J_i$	$n_i$
1	-2	0	0.909 685 010 053 65 × 10 <sup>3</sup>	16	3	1	-0.145 970 082 847 53 × 10 <sup>-1</sup>
2	-2	1	0.240 456 670 884 20 × 10 <sup>4</sup>	17	3	5	0.566 311 756 310 27 × 10 <sup>-2</sup>
3	-1	0	-0.591 623 263 871 30 × 10 <sup>3</sup>	18	4	0	-0.761 558 645 845 77 × 10 <sup>-4</sup>
4	0	0	0.541 454 041 280 74 × 10 <sup>3</sup>	19	4	1	0.224 403 429 193 32 × 10 <sup>-3</sup>
5	0	1	-0.270 983 084 111 92 × 10 <sup>3</sup>	20	4	4	-0.125 610 950 134 13 × 10 <sup>-4</sup>
6	0	2	0.979 765 250 979 26 × 10 <sup>3</sup>	21	5	0	0.633 231 326 609 34 × 10 <sup>-6</sup>
7	0	3	-0.469 667 729 594 35 × 10 <sup>3</sup>	22	5	1	-0.205 419 896 753 75 × 10 <sup>-5</sup>
8	1	0	0.143 992 746 047 23 × 10 <sup>2</sup>	23	5	2	0.364 053 703 900 82 × 10 <sup>-7</sup>
9	1	1	-0.191 042 042 304 29 × 10 <sup>2</sup>	24	6	0	-0.297 598 977 892 15 × 10 <sup>-8</sup>
10	1	3	0.532 991 671 119 71 × 10 <sup>1</sup>	25	6	1	0.101 366 185 297 63 × 10 <sup>-7</sup>
11	1	4	-0.212 529 753 759 34 × 10 <sup>2</sup>	26	7	0	0.599 257 196 923 51 × 10 <sup>-11</sup>
12	2	0	-0.311 473 344 137 60	27	7	1	-0.206 778 701 051 64 × 10 <sup>-10</sup>
13	2	1	0.603 348 408 946 23	28	7	3	-0.208 742 781 818 86 × 10 <sup>-10</sup>
14	2	2	-0.427 648 397 025 09 × 10 <sup>-1</sup>	29	7	4	0.101 621 668 250 89 × 10 <sup>-9</sup>
15	3	0	0.581 855 972 552 59 × 10 <sup>-2</sup>	30	7	5	-0.164 298 282 813 47 × 10 <sup>-9</sup>

## ANEXO II – Proposta do Concurso

## Proposal for simulator contest

By: Department of Mechanical Engineering  
Technical University of Denmark  
and  
Energis E2

For further information contact:  
Niels Houbak  
Department of Mechanical Engineering  
Technical University of Denmark  
Building 402  
2800 Kgs. Lyngby  
DENMARK  
Phone: +45 4525 4154  
Fax: +45 4593 5215  
E-mail: niels.houbak@mek.dtu.dk

Presentation of results expected at ECOS 2003, Copenhagen





## Contents

1	Introduction
2	Plant description
3	Design Case
4	Off-design operation
5	Exercise 1
6	Exercise 2

## 1 Introduction

It is about time to initiate a major comparison between power plant simulators. For this reason, this exercise has been created. It has been a major concern that the model should reflect a real power plant without details having only little influence on the final results. On the other hand, realistic details with some influence should be present.

The power plant modelled is the Avedøreværket unit 1 (AVV 1) located on the southern outskirts of Copenhagen. The data for this exercise has most generously been provided by the owner Energi E2, the Danish power producer located on Zealand, and they originate mainly from the original tender material. The plant was commissioned in 1991.

## 2 Plant description

AVV 1 is a pulverized coal fired combined heat and power (CHP) plant with a nominal net power in condensation mode of 250 MW<sub>el</sub>. The net efficiency is 42% including the power used for flue gas cleaning. The plant has a catalytic DeNO<sub>x</sub> unit and a wet gypsum producing DeSO<sub>x</sub> unit. In full back pressure mode the plant can produce 212 MW<sub>el</sub> and 330 MJ/s heat for district heating (100°C/ 50°C) with a total energy utilization of 92%.

The plant operates at supercritical conditions at full load. Live steam data at full load at the steam turbine inlet are: 240 bar, 540°C and with reheat to 540°C. Spray water is taken from the feed pump and sprayed into the reheater in order to control

the reheat exit temperature in near full load conditions. The boiler is a once through coal fired Benson boiler with a Benson minimum load at 40%.

The turbine has a high pressure cylinder (HP), one single intermediate pressure cylinder (IP 1), one double (un-symmetric butterfly) intermediate pressure cylinder (IP 2) and one double (un-symmetric butterfly) low pressure cylinder (LP). This design, including the number and locations of steam extractions for feed water and condensate preheating and the size of the LP turbine, has been optimized for many operating hours with a high district heating production.

The condenser is conventional with tubes in a church window arrangement and it uses sea water (design inlet temperature is 10°C) for cooling. In full back pressure mode there is a small mass flow of steam through the LP-turbine to the condenser with the purpose of cooling the LP turbine. The flow is approximately 0,8 kg/s for each of the LP-turbines.

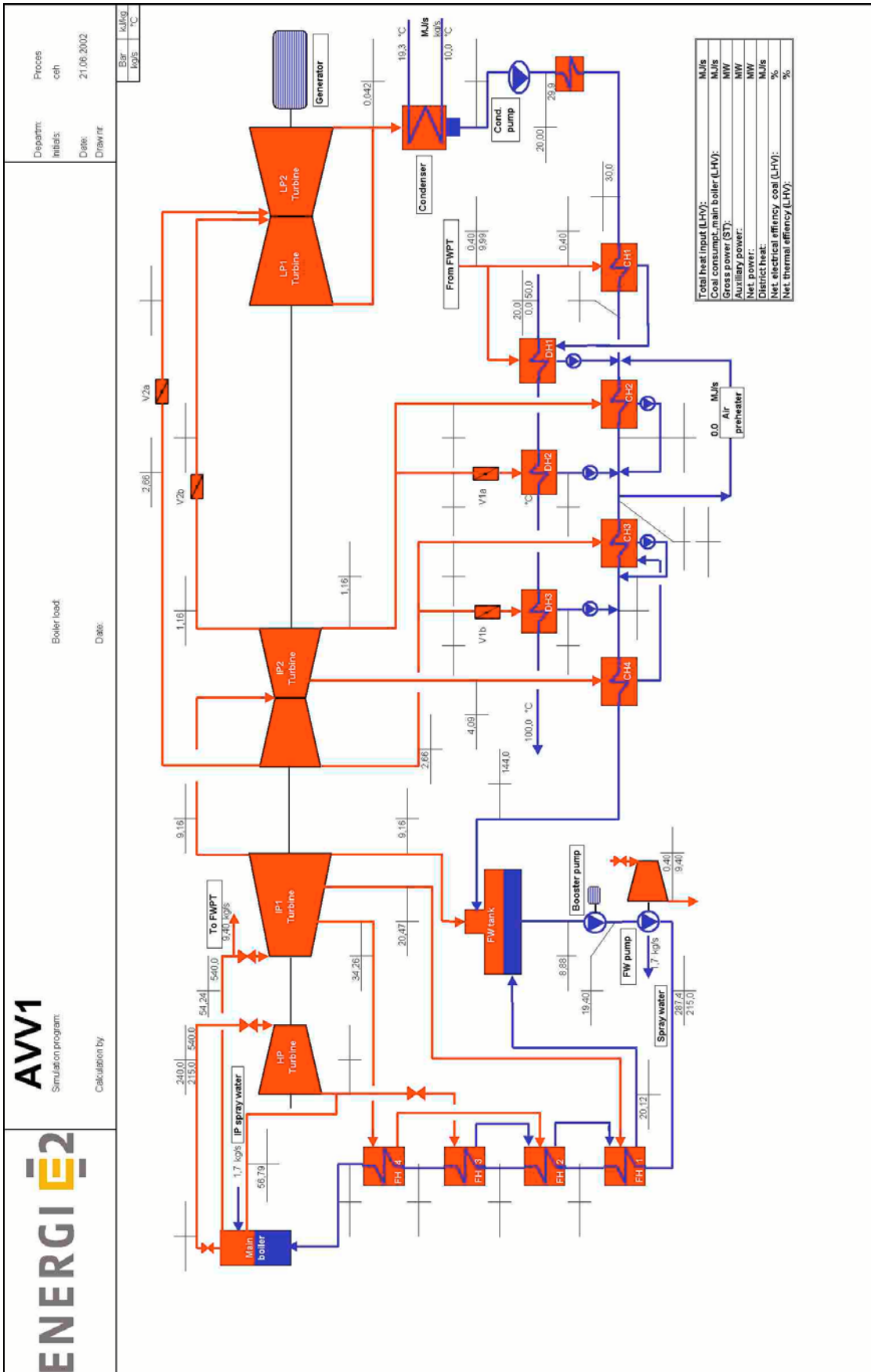
The plant has one turbine driven main feed pump (FWPT). The steam is taken from the hot reheat line and the exhaust is split between the first condensate heater (CH1) and the first district heater (DH1), depending on the district heating load.

## 3 Design Case

A process flow sheet for the plant is shown in figure 1. An EXCEL version is down-loadable from the ECOS2003 homepage ([www.ecos2003.dtu.dk](http://www.ecos2003.dtu.dk)). All relevant pressures and temperatures for determining the 100% condensing operation mode are given in the flow sheet. In the flow sheet, red lines indicate steam and blue lines indicate liquid water.

In 100% condensing operation mode the gross output of the turbine is 261.5 MW and the auxiliary power consumption is 11.5 MW. The corresponding live steam flow is 215 kg/s at 240 bar and 540°C at the HP turbine inlet.

The following nominal turbine isentropic efficiencies can be assumed:



HP:	88%	
IP1	92%	
IP2:	93%	
LP1-2:	91%	(without exhaust loss, which is 44 kJ/kg)
FPT:	82%	
Generator efficiency:	98.7%	
Boiler efficiency:	94%	

The other pumps (assumed isentropic efficiency equal to 80%) are with electrical drives and the power is included in the auxiliary consumption.

The TTD - Terminal Temperature Difference (temperature difference between the saturation temperature of the steam and the feed water or condensate outlet) for the feed water and condensate preheaters (FHx and CHx) and the district heaters (DHx) can be assumed to be 2°C. The DTD - Drain Temperature Difference (temperature difference between condensate outlet and feed water inlet) for feed water heaters (FHx) can be estimated to be 15°C. The desuperheater (FH4) rises the feed water temperature 5°C.

The pressure drop (in % of extraction steam pressure) in the steam extraction lines to the preheaters can be assumed to have the following values:

LP-PH1	3%
LP-PH2	3%
LP-PH3	1.6%
LP-PH4	0.3%
Deaerator (FW Tank)	3%
HP-PH1	1.7%
HP-PH2	0%
HP-PH3	0.3%
HP-PH4	1%

For the design case the mass flow ratio of steam to LP1 is 50.2% compared to the total flow of steam to LP1 and LP2. The flow ratio varies during off-design operation, but the information can be used for determining the swallowing capacities of the LP1/LP2 turbine parts.

The pressure drop in the valves V1 and V2 when fully opened can be neglected.

## 4 Off-design operation

The feed pump is speed controlled and the isentropic efficiency as a function of the main steam flow is shown in figure 2.

The live steam temperature is 540°C between 40-100% live steam flow (boiler load).

The hot reheat temperature is constant 540°C between 80-100% boiler load. Below 80% boiler load the hot reheat temperature decreases linearly to 500°C at 40% boiler load.

The reheat spray water mass flow is decreasing from 1.7 kg/s to 0 kg/s when the boiler load varies from 100% to 80%. The plant is operated in sliding pressure operation mode with fully open turbine valves between 40% and 100% boiler load.

The auxiliary power consumption during part load operation can be considered a linear function of live steam flow:

$$\text{aux. power [kW]} = 50 \cdot \text{live steam flow [kg/s]} + 500. \quad (1)$$

## 5 Exercise 1

Calibrate the simulator on the above design point conditions (100% boiler load). Then reduce the load of the plant to 40% - still in condensing mode. Make the complete heat balances (pressure, enthalpy, mass flow, temperature at all connecting points) for the following boiler loads:

LOAD	100%	80%	60%	40%
Net Power				

For each 5% point print/plot the net plant efficiency and the cooling water mass flow versus the load. If possible, make an exergy analysis of the plant at each boiler load. Assume the cooling water inlet temperature (10°C) to be the reference temperature.

## 6 Exercise 2

The production of district heating is achieved by increasing the district heating water flow while operating the two set of valves V1 and V2 in order to maintain 100°C supply temperature. In condensing mode, the valves V1 are closed and V2 are fully opened. At first, V1a is opened to admit steam to the condensing district heating heat

- 64 -

Fig.4.2.9

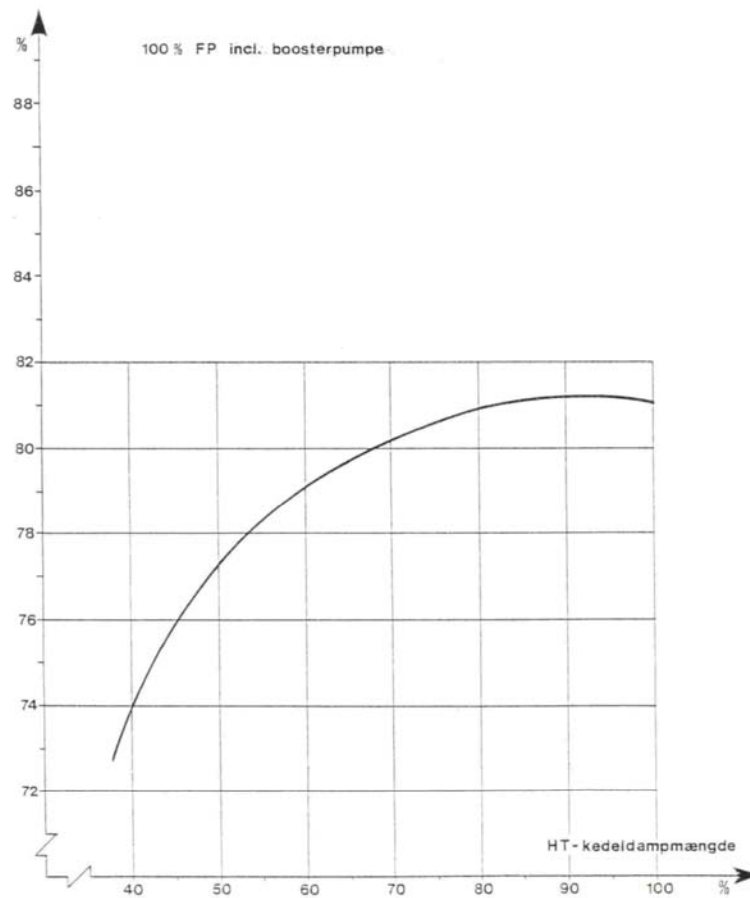
Fødepumpevirkningsgrad for AMV3/AVV1

Figure 2: Feedwater Pump Efficiency



exchangers. When V1a is fully opened, V1b is opened. When both valves V1 are fully opened, the valves V2a/b will be closed in parallel in order to increase the production of district heating and back pressure operation is achieved when the valves V2 are almost fully closed (< 1% of the main steam flow).

For all four of the above boiler load points, simulate the plant in order to obtain iso-load (iso-fuel) lines in a  $P$ - $Q$  diagram ( $P$  is the electric power and  $Q$  is the district heating power). With 50°C/100°C district heating return/supply temperatures the following district heating load cases are wanted:

1. 50 MJ/s
2. 100 MJ/s
3. 165 MJ/s
4. No-loss point, i.e. the valves V1 and V2 are all fully open.
5. 250 MJ/s
6. "Back-pressure", i.e. the valves V1a/b are fully open and the valves V2a/b are almost fully closed.

The slope of an iso-fuel line is called the  $C_v$  value (lost power per produced unit of heat). Calculate the  $C_v$  values above and below the no-loss line (point 4 at different boiler loads).

In order to illustrate the influence of the district heating temperatures only at 100% boiler load, add to the above  $P$ - $Q$ - diagram the line obtained by running the following cases with 65°C/110°C district heating return/supply temperatures:

7. 100 MJ/s
8. No-loss point, i.e. the valves V1 and V2 are all fully open.
9. 250 MJ/s
10. "Back-pressure", i.e. the valves V1a/b are fully open and the valves V2a/b are almost fully closed.

A complete heat balance for case 6 at 100% boiler load is wanted.