

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

**SIMULADOR EM REGIME TRANSIENTE DE ALGUNS EQUIPAMENTOS DE UM
CICLO DE RANKINE REGENERATIVO**

por

Felipe Ferreira Rodrigues

**Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia**

Porto Alegre, Setembro de 2005

**SIMULADOR EM REGIME TRANSIENTE DE ALGUNS EQUIPAMENTOS DE UM
CICLO DE RANKINE REGENERATIVO**

por

Felipe Ferreira Rodrigues

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. Horácio A. Vielmo

Co-Orientador: Prof. Dr. Francis H. R. França

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Argimiro R. Secchi, PPGEQ/UFRGS

Prof. Dr. Jorge O. Trierweiler, PPGEQ/UFRGS

Prof. Dr. Paulo S. Schneider, PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Flávio José Lorini

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 12 de Setembro de 2005

Resumo

Este trabalho apresenta um modelamento computacional dos diversos componentes de um ciclo de Rankine regenerativo em operação transiente, utilizando as leis fundamentais de balanço de massa e energia, além de algumas equações constitutivas. O cálculo das propriedades termodinâmicas foi realizado através de rotinas desenvolvidas no Grupo de Estudos Térmicos e Energéticos (GESTE) da UFRGS.

Os componentes com comportamento inercial são o condensador e o tanque de água de alimentação. Os demais respondem instantaneamente.

O método de solução das equações algébricas é seqüencial e o avanço no tempo é totalmente implícito. Primeiramente o sistema é colocado em regime permanente, a partir do qual é introduzida uma mudança de carga na turbina em um determinado intervalo de tempo. Algumas variáveis prescritas foram obtidas a partir de dados reais de uma usina termelétrica.

A partir desse modelamento foi possível investigar o comportamento dinâmico do condensador e do tanque de alimentação e de que maneira estes efeitos eram percebidos pelos demais componentes. Os resultados obtidos demonstram que ambos possuem um comportamento dinâmico, sendo que o condensador apresenta uma constante de tempo menor que o tanque de alimentação. O condensador, por rejeitar o calor necessário, acaba por perceber rapidamente as oscilações introduzidas no ciclo.

Além disto é apresentado um método para determinação de coeficientes globais de troca térmica em condensadores e regeneradores. Os resultados obtidos neste trabalho foram utilizados na modelagem desses componentes durante a construção de um simulador em regime permanente da UTE Presidente Médici - Fase B.

Também foi realizada uma pesquisa sobre os diversos programas simuladores de plantas de potência, assim como uma discussão das vantagens introduzidas por simuladores dinâmicos e em regime permanente nas decisões de engenharia.

Abstract

This work presents a computational model of the various components of a regenerative Rankine cycle that operates at transient conditions, employing the fundamental mass and energy conservation equations, in addition to constitutive relations. The computation of the thermodynamics properties was made by routines that were developed in the Grupo de Estudos Térmicos e Energéticos (GESTE) at UFRGS.

The condenser and the feedwater tank are treated as equipment that have inertial behavior. The other equipment are considered to present instantaneous reactions.

A sequential method was adopted for the solution of the algebraic equations and the transient term was solved by an implicit scheme. First, it was considered that the system operated at steady state, then the turbine load was varied for a certain period of time. Some of the prescribed variables were obtained from actual data of a thermoelectric power plant.

From this modeling, it was possible to investigate whether the condenser and the feedwater tank were in fact inertial sources for the entire cycle and in which way these effects were reflected in the other equipment. As demonstrated by the results, both equipment present a dynamic behavior, but the feedwater tank proved to be of greater influence in the cycle. Since the condenser rejects the required amount of heat, it presents a faster response to the variations that are introduced into the problem.

In addition to the above, it is presented a method for the determination of the global heat transfer coefficients in condensers and regenerators. The results obtained in this work were employed in the modeling of these components during the preparation of a steady state simulator of the UTE Presidente Médici – Fase B power plant.

This work also presents a literature survey of the state of art of power plants simulation codes, as well as a discussion on the advantages that are introduced by simulators at both steady and transient operational conditions on engineering decisions.

Lista de Símbolos

Caracteres Romanos

A	Área de troca térmica	$[m^2]$
Am	Área média de escoamento	$[m^2]$
Ai	Área interna do tubo	$[m^2]$
Ao	Área externa do tubo	$[m^2]$
C_1	Variável utilizada na modelagem do condensador	$[kW/K]$
C_2	Variável utilizada na modelagem do tanque de alimentação	$[kW/K]$
C_{pl}	Calor específico à pressão constante do líquido	$[kJ/kg \cdot K]$
C_p	Calor específico à pressão constante	$[kJ/kg \cdot K]$
C_v	Calor específico a volume constante	$kJ/kg \cdot K$
D	Diâmetro externo do tubos	$[m]$
F_1	Variável utilizada na modelagem da turbina	$[-]$
F_2	Variável utilizada na modelagem da turbina	$[-]$
G	Aceleração gravitacional	$[m/s^2]$
GAV	Grau de abertura da válvula de admissão da turbina	$[%]$
h_e	Entalpia específica na entrada do volume de controle	$[kJ/kg]$
h_s	Entalpia específica na saída do volume de controle	$[kJ/kg]$
h_e	Coefficiente de troca térmica por condensação para convecção forçada	$[kJ/kgK]$
h_{sh}	Coefficiente de troca térmica por condensação para convecção forçada	$[kJ/kgK]$
h_l	Coefficiente de troca térmica por condensação em película	$[kJ/kgK]$
h_i	Coefficiente de troca térmica calor no lado dos tubos	$[W/m^2 \cdot K]$
h_o	Coefficiente de troca térmica de calor no lado do casco	$[W/m^2 \cdot K]$
i_v	Calor latente de vaporização	$[kJ/kg]$
L	Comprimento dos tubos	$[m]$
m_v	Vazão mássica de vapor	$[kg/s]$
m_{vc}	Massa do volume de controle	$[kg]$
N	Número de linhas de tubos na direção do escoamento	$[-]$
pl	Passo longitudinal dos tubos	$[m]$
pt	Passo transversal dos tubos	$[m]$
Pr	Número de Prandtl	$[-]$
Q_{vc}	Calor trocado pelo volume de controle	$[J]$
\dot{Q}_{vc}	Taxa de calor trocado pelo volume de controle	$[kW]$
Re	Número de Reynolds Bifásico	$(\rho l \cdot u_g \cdot D)/(\mu_l)$

ReD	Número de Reynolds	$(\rho_l \cdot u_l \cdot D_i) / (\mu_l)$
R_i	Resistência térmica devido a incrustações no lado dos tubo	$[m^2 \cdot K/W]$
R_o	Resistência térmica devido a incrustações no lado do casco	$[m^2 \cdot K/W]$
T	Temperatura	$[^{\circ}C]$
t	Tempo	$[s]$
U	Coefficiente global de troca térmica	$[kJ/kgK]$
U_{vc}	Energia interna do volume de controle	$[kJ]$
u_{vc}	Energia interna específica do volume de controle	$[kJ/kg]$
u_g	Velocidade de escoamento do vapor	$[m/s]$
u_l	Velocidade de escoamento do líquido	$[m/s]$
w	Comprimento transversal médio de escoamento	$[m]$
W_{vc}	Trabalho desenvolvido no volume de controle	$[J]$
\dot{W}_{vc}	Potência desenvolvida no volume de controle	$[W]$

Caracteres Gregos

ρ_l	massa específica de líquido	$[kg/m^3]$
ρ_v	massa específica de vapor	$[kg/m^3]$
k_l	condutividade térmica do líquido	$[W/m \cdot K]$
μ_l	viscosidade dinâmica do líquido	$[kg/m \cdot s]$
μ_v	viscosidade dinâmica do vapor	$[kg/m \cdot s]$

ÍNDICE

1. Introdução	1
2. Fundamentos teóricos de um ciclo de Rankine regenerativo.....	6
2.1 Simulação de Sistemas Térmicos	6
2.2 Ciclo de Potência Regenerativo a Vapor	7
3. Unidade Termelétrica Candiota II – Fase B	10
3.1 Dados Técnicos dos Principais Componentes da UTE_PM Fase b	12
3.1.1 Gerador de Vapor.....	12
3.1.2 Turbinas a vapor	13
3.1.3 Condensador	14
3.1.4 Torre seca de refrigeração	15
3.1.5 Tanque de água de alimentação/desaerador	16
3.1.6 Bombas de água de alimentação da fase b	17
3.1.7 Turbo-alternador da fase b.....	18
4. Condensador e Regeneradores	19
4.1 Regeneradores	19
4.1.1 Regenerador de Baixa Pressão BP1	20
4.1.2 Regenerador de Baixa Pressão BP2	20
4.1.3 Regenerador de Alta Pressão AP1	20
4.1.4 Regenerador de Alta Pressão AP2	21
4.1.5 Dados e Condições Operacionais dos Regeneradores.....	21
4.2 Condensador.....	22
4.3 Determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor nos Regeneradores e no Condensador.....	24
4.3.1 O processo de condensação em película em um feixe de tubos	24
4.3.2 O processo de transferência de calor no interior dos dutos	26
4.3.3 O coeficiente global de troca térmica.....	26
4.3.4 Resultados.....	27
5. O Simulador de Processos Operacionais da UTE Presidente Médici - Fase b	28
6. Simulação em regime transiente de componentes de um ciclo de Rankine regenerativo	34
6.1 Metodologia de Solução do Problema	34
6.2 Modelagem Transiente do Condensador.....	36
6.3 Modelagem Transiente do Tanque de Alimentação	37
6.4 Modelagem da Turbina.....	39

6.5 Modelagem das Bombas	40
6.6 Modelagem do Gerador de Vapor	40
6.7 Resultados Obtidos	40
7. Conclusão.....	54
8. Referências Bibliográficas	55
9. Bibliografia Complementar.....	56
10. Anexo.....	57

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Ciclo de Rankine Simples.[Moran, 2002].....	8
Figura 2.2 Ciclo de Rankine Regenerativo.[Moran,2002]	9
Figura 3.1 Vista Geral de UTE Presidente Médici.....	11
Figura 3.2 Gerador de Vapor de Candiota II, Fase B.....	12
Figura 3.3 Estágio de alta e média pressão da turbina de Candiota II, Fase B.....	13
Figura 3.4 Condensador Casco – Tubo de Candiota II, Fase B.....	14
Figura 3.5 Torre seca de refrigeração da Fase B.....	15
Figura 3.6 Tanque de Alimentação/desaerador de Candiota II, Fase B.....	16
Figura 3.7 Bomba de Alimentação da Caldeira de Candiota II, Fase B.....	17
Figura 3.8 Turbo-alternador de Candiota II, Fase B.....	18
Tabela 4.1 Dados e Condições Operacionais dos Regeneradores da UTE Presidente Médici.....	21
Tabela 4.2 Dados e Condições Operacionais do Condensador da UTE Presidente Médici.....	23
Tabela 4.3 Coeficientes globais de troca térmica dos regeneradores e condensador.....	27
Figura 5.1 Tela de abertura do simulador de processos operacionais.....	30
Figura 5.2 Tela principal do simulador de processos operacionais.....	31
Figura 5.3 Tela do gerador elétrico do simulador de processos operacionais.....	31
Figura 5.4 Tela do gerador de vapor do simulador da UTE Presidente Médici.....	32
Figura 6.1 Ciclo de Rankine Regenerativo Simulado. [Moran, 2002].....	34
Tabela 6.1 Variáveis prescritas no programa.....	41
Tabela 6.2 Taxas de aumento de potência da UTE Presidente Médici	42
Figura 6.2 Curva de carga imposta à turbina na simulação A.....	43
Figura 6.3 Temperatura em função do tempo na descarga do condensador.....	43
Figura 6.4 Temperatura na descarga do tanque de alimentação em função do tempo.....	44
Figura 6.5 Comportamento do gerador de vapor ao longo tempo.....	45
Figura 6.6 Curva de potência da bomba 1 (condensado) em função do tempo.....	45
Figura 6.7. Curva de potência da bomba 2 (alimentação) em função do tempo.....	46
Tabela 6.2.Temperaturas em diferentes pontos do circuito.....	47
Tabela 6.3. Potência em diferentes componentes do ciclo.....	47
Figura. 6.8. Potência desenvolvida na turbina ao longo do tempo nas simulações A e C.....	48
Figura. 6.9 Temperatura na descarga do condensador em função do tempo nas simulações A e C.	49
Figura. 6.10. Temperatura na descarga do tanque de alimentação nas simulações A e C.....	49

Figura. 6.11. Desempenho do gerador de vapor nas simulações A e C.	50
Figura 6.12 Temperatura no tanque de alimentação em função do tempo na simulação D.	51
Figura 6.13. Temperatura do condensador em função do tempo na simulação E.	52

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 4.1 Dados e Condições Operacionais dos Regeneradores da UTE Presidente Médici.....	21
Tabela 4.2 Dados e Condições Operacionais do Condensador da UTE Presidente Médici.....	23
Tabela 4.3 Coeficientes globais de troca térmica dos regeneradores e condensador.....	27
Tabela 6.1 Taxas de aumento de potência da UTE Presidente Médici	42
Tabela 6.1 Taxas de aumento de potência da UTE Presidente Médici	42
Tabela 6.2. Temperaturas em diferentes pontos do circuito.....	47
Tabela 6.3. Potência em diferentes componentes do ciclo.....	47

1. Introdução

Em plantas de geração de potência elétrica e de refrigeração e em vários processos na indústria mecânica, química e alimentícia, há um grande número de equipamentos interligados, tais como turbinas, geradores de vapor, geradores elétricos, bombas, trocadores de calor, etc. Cada componente possui sua curva característica de funcionamento, e o acoplamento entre esses componentes faz com que uma alteração no ponto de operação de um determinado equipamento se propague a todos os demais. A capacidade de prever a resposta de todo o sistema a essas alterações confere uma maior confiabilidade à planta e permite um aumento de eficiência através da otimização dos seus pontos de operação. Da mesma forma, o treinamento dos operadores e as decisões de engenharia seriam enormemente beneficiados. A obtenção dessas respostas é possível através de um sistema de simulação de toda a unidade.

Um sistema de simulação consiste em um programa computacional que, a partir da modelagem matemática dos diversos componentes da planta através de sistema de equações, possibilita o cálculo de variáveis operacionais, tais como pressões, temperaturas, taxas de escoamento de energia e massa. O desenvolvimento desses simuladores requer um conhecimento específico de cada um dos equipamentos que compõem a planta. Na existência de uma grande quantidade de componentes, o trabalho deve focalizar somente aqueles que são considerados os principais do ciclo, tais como, o gerador de vapor, a turbina, o gerador elétrico, o condensador, bombas, canalizações, trocadores de calor, reatores, etc., e depois integrar o problema acoplado.

Nos últimos 20 anos, ocorreu um grande desenvolvimento de programas computacionais para modelagem e simulação de sistemas de potência. A necessidade de informações precisas sobre o comportamento desses sistemas tem se intensificado para se atingir um maior grau de integração dos processos, otimização e operação próxima aos limites de resistência dos materiais em relação à temperatura e pressão, ou a necessidade de um melhor controle do processo.

Não existe uma ferramenta ideal para todos os sistemas a serem simulados. Diferentes áreas possuem diferentes necessidades em termos de rotinas de propriedades de materiais, abrangência de problemas a serem resolvidos, resultados especiais, discontinuidades etc. No desenvolvimento dessas ferramentas, não é possível prever todas as necessidades dos futuros usuários.

Em muitos casos, esses programas apresentam o mesmo tipo de estrutura geral. Há uma interface gráfica para o usuário, onde se define qual o problema a ser resolvido, e finalmente há as rotinas de solução numérica que resolvem o modelo matemático.

É uma tarefa relativamente simples dividir os programas simuladores em vários grupos: simuladores genéricos, aplicações específicas de um grupo de componentes ou simuladores de um componente específico.

Na aquisição de um equipamento de custo elevado, o comprador pode ter incluído na compra um simulador para ser utilizado no treinamento dos operadores. Este é o caso do componente específico, onde somente o fabricante pode verdadeiramente fazer mudanças no modelo fundamental. Frequentemente, realizar mudanças sérias na estrutura global de tais modelos não é tarefa simples, porque o modelo é feito sob medida para o problema.

Aplicação de códigos específicos oferecem um grau maior de liberdade. No projeto do código, atenção especial tem sido dada para como os problemas tradicionalmente são descritos dentro daquela área específica de aplicação.

Ferramentas genéricas para simulação existem, mas não há ferramentas com modelos para qualquer tipo de problema, ou seja, uma biblioteca completa de modelos. Porém, cada vez mais os usuários preferem ferramentas que assumam a responsabilidade na modelagem, e que sofram menos influência dos mesmos sobre o modelo a ser resolvido.

É um fato que um grande número de códigos para simulação de sistemas de potência está disponível. Por outro lado, verifica-se que muitas dessas ferramentas são aplicáveis a uma estreita faixa de problemas, são de difícil aprendizado, não são bem documentados na literatura e em geral tem um custo elevado.

Elmegaard et alli, 2002b, apresenta uma visão geral do estado-da-arte em códigos para modelagem de sistemas térmicos. Apresenta-se aqui, de forma resumida, algumas características desses códigos.

Aspen Plus, é um programa comercial que foi desenvolvido para processos químicos e é frequentemente utilizado em modelagem de turbinas a gás. Para plantas a vapor, seu uso é mais limitado. É aplicado para simulação de processos em regime permanente e utiliza um modelo de solução seqüencial de equações. [www.aspentech.com]

Camel, foi desenvolvido na Universidade de Roma, Itália. Este é baseado em uma descrição bem documentada em forma de tabela do modelo e pode ser aplicado tanto para simulações em regime permanente quanto em regime transiente. As simulações dinâmicas são baseadas na consideração de que os transientes podem ser calculados através do método de integração Euleriana explícita de primeira ordem. O método de solução das equações é seqüencial.

Códigos escritos por Consoni, correspondem a simuladores em regime permanente que tem sido utilizado em uma variedade de modelos de turbinas a gás e a vapor.

Cycle Tempo, é um código que tem uma excelente interface gráfica para o usuário e é apropriado para simulações em regime permanente tanto para plantas de potência quanto para sistemas de refrigeração. O método de solução das equações é um híbrido entre métodos simultâneos e seqüenciais, de maneira que as equações de balanço lineares são resolvidas simultaneamente, enquanto as equações constitutivas dos componentes são formuladas explicitamente em uma incógnita e calculado em um rotina interna para cada rotina externa de determinação das equações de balanço. **Cycle Tempo** é comercialmente disponibilizado e desenvolvido na Universidade Tecnológica de Delft.[www.cycle-tempo.nl]

DIMAP, foi desenvolvido na Universidade de Padova , Itália, e tem sido usado em estudos de diferentes ciclos para operação em regime permanente. O programa tem sido ampliado com uma interface gráfica para o usuário. Este utiliza-se de uma matrix jacobiana esparsa, aplicada de maneira especial para separar partes do sistema de equações.[www.dim.unipd.it]

DNA, foi desenvolvido por muitos autores da Universidade Técnica da Dinamarca. É aplicável em simulações em regime permanente e transiente. Atualmente não apresenta nenhuma interface gráfica para o usuário. O programa utiliza o método de Newton para solução do sistema de equações, e tem um modelo para solução de equações lineares esparsas. A robustez do método de solução das equações é ampliado por um pré-processamento e passo seqüencial de solução. As equações diferenciais são resolvidas por um método de diferenças finitas atrasada de quarta ordem, com passo variável.

Dymola, é um programa comercial para simulações dinâmicas, sendo uma ferramenta de simulação baseado na linguagem de simulação **Modelica**, que consiste em uma modelagem orientada ao objeto e aspectos de programação. Esse código não tem sido muito utilizado para sistemas de potência, mas a linguagem está sob desenvolvimento para esta proposta e pode ser muito utilizado no futuro. No **Dymola**, o código **Modelica** é convertido para linguagem C, e compilado para um executável que pode ser rodado interativamente a partir do **Dymola**. O programa inclui muitos códigos para solução de equações diferenciais ordinárias e algébricas e também métodos bastante eficientes para manuseio de descontinuidades.[www.dynasim.com]

EES, é um solucionador genérico de equações com recursos para o cálculo de propriedades de um grande número de fluidos e sólidos. Experiências mostram que o EES é muito fácil de usar até mesmos para pessoas com pouca experiência. EES é preferencialmente aplicado para simulações em regime permanente e utiliza uma implementação robusta do método de Newton incluindo técnicas de solução de matriz esparsa. Este pode ser utilizado para

simulações dinâmicas também, mas o método de solução de equações diferenciais ordinárias implementado tem eficiência limitada.

ESMS, foi desenvolvido na Universidade de Florença, Itália. Este é aplicado na simulação de processos em regime permanente e inclui uma interface gráfica para o usuário. O método de solução das equações lineares é simultâneo.

GT Pro, é um programa comercial para simulações em regime permanente de plantas de potência, e utiliza um método seqüencial de solução das equações.[www.thermoflow.com]

Gate Cycle, é um programa comercial para simulações em regime permanente de plantas de potência, e utiliza um método seqüencial de solução das equações.

Em janeiro de 2002, através de um convênio entre CGTEE – UFRGS – ANEEL, deu-se início à construção de uma ferramenta computacional capaz de simular a operação da Usina Termelétrica Presidente Médici, Fase B, operando em regime permanente, através da descrição matemática de sua operação e da solução do sistema de equações algébricas não-lineares decorrentes. Devido à complexidade do projeto, foi estabelecido um prazo de 2 anos para o seu desenvolvimento, e no decorrer desse período uma forte iteração entre os profissionais da UFRGS e da CGTEE seria estabelecida, permitindo que ambas as partes ampliassem o seu conhecimento com relação à planta.

O principal objetivo que motivou a elaboração desse sistema de simulação foi a intenção da CGTEE de reduzir o seu consumo energético interno, aumentar sua capacidade produtiva, obter uma maior capacitação dos operadores da usina, obter diagnósticos mais rápidos e precisos de falhas de equipamentos, além de alcançar uma operação mais segura e previsível.

Ao longo desse trabalho, foi confirmado o interesse em abordar as situações dinâmicas que ocorrem na planta, devido a mudanças de carga solicitadas pelo sistema interligado de geração e transmissão de energia elétrica, bem como a partida da usina após uma parada. Com isso, a partir do simulador para a análise em regime permanente, que já está operacional no final de 2004, pretende-se desenvolver a sua versão transiente. O projeto deverá ser plurianual, em dois ciclos, onde serão abordadas as técnicas de representação matemática envolvendo a variável tempo, assim como a solução do sistema de equações transientes e não-lineares resultante. Também serão discutidas em detalhe com a equipe de Engenharia da CGTEE as situações específicas que precisam ser simuladas.

O desenvolvimento do simulador na UFRGS, foi dividido em três grandes equipes de trabalho: o bloco GV, englobando o gerador de vapor e submetido ao grupo de pós-graduação em engenharia química; o bloco GE, englobando o gerador elétrico e submetido ao grupo de pós-graduação em engenharia elétrica; e o bloco TH, englobando todo o ciclo termo-hidráulico e

fazendo a ligação entre os blocos GV e GE, na qual a responsabilidade do desenvolvimento foi dada ao programa de pós-graduação em engenharia mecânica.

Dentro do desenvolvimento do bloco termo-hidráulico, esta pesquisa considerou a determinação dos coeficientes globais de troca térmica do condensador e de todos regeneradores de calor que compõem o ciclo termo-hidráulico da planta, bem como a adição de curvas características das bombas de alimentação, das pressões nas sangrias da turbina em função da potência desenvolvida, etc. Nesta dissertação, é apresentada a parte do trabalho de desenvolvimento do simulador em regime permanente.

Havendo a proposta de desenvolver um sistema de simulação em regime transiente da UTE Presidente Médici, decidiu-se então simular um ciclo Rankine regenerativo, modelando aqueles equipamentos do ciclo térmico de uma usina de geração de potência que, em princípio, possuem as maiores inércias térmicas. A CGTEE tem por objetivo investigar o comportamento da planta em situações de mudança de carga, solicitadas pelo operador nacional do sistema elétrico. Esta optou pelo desenvolvimento de uma ferramenta computacional em detrimento de um simulador comercial, porque esta pesquisa irá permitir um maior conhecimento do comportamento dinâmico de cada equipamento, não exige o pagamento de licenças de utilização e incentiva a pesquisa em relação ao comportamento de plantas de potência. Foram considerados o condensador e o tanque de alimentação como sendo esses equipamentos; os demais componentes do ciclo de potência respondem instantaneamente como se não sofressem influência da variável tempo. Os objetivos deste estudo foram: investigar a influência do condensador e do tanque de alimentação em uma operação em regime transiente; desenvolver um programa computacional para solucionar o conjunto de equações que formam o sistema térmico e servir como base de estudo para o futuro simulador em regime transiente de UTE Presidente Médici, Fase B.

2. Fundamentos Teóricos de um Ciclo Rankine Regenerativo

2.1 Simulação de Sistemas Térmicos

A simulação de um sistema térmico envolve o cálculo de variáveis operacionais, tais como pressões, temperaturas e taxas de escoamento de energia e massa, em um sistema térmico operando em regime permanente ou transiente. A simulação de um sistema depende do conhecimento das características de performance de todos os componentes da planta, assim como as equações para a determinação das propriedades termodinâmicas das substâncias de trabalho. As equações para a performance característica dos componentes e para as propriedades termodinâmicas, juntamente com os balanços de energia e massa, formam um sistema de equações que relacionam as variáveis operacionais. A solução do problema é obtida através de um método matemático para solução de sistemas de equações, sendo que muitas delas podem ser não-lineares.

Um sistema corresponde a um conjunto de componentes que possuem parâmetros de performance inter-relacionados, e a sua simulação significa a observação de um sistema sintético que modela o funcionamento de um real.

A simulação pode ser empregada no estágio de projeto para ajudar no seu desenvolvimento, ou pode ser aplicada a um sistema existente para explorar modificações futuras. Neste último caso, não é necessário que a simulação seja realizada nas condições de projeto, porque no desenvolvimento deste, o engenheiro geralmente escolhe valores razoáveis para as variáveis operacionais (pressões, temperaturas, taxas de escoamento etc.) e então seleciona os equipamentos (bombas, compressores, trocadores de calor, etc.) de acordo com essas variáveis. A simulação se torna mais interessante para as condições do sistema fora de projeto, isto é, cargas parciais ou condições de sobrecarga. O projetista pode desejar investigar a operação fora de projeto, para ter certeza que pressões, temperaturas, ou taxas de escoamento não serão muito altas ou baixas. Sistemas térmicos, tais como para geração de potência e processos térmicos de aquecimento e refrigeração, operam a maior parte do tempo em condições fora de projeto. Para se realizar estudos energéticos no estágio de projeto, o sistema deve ser simulado através da faixa de condições operacionais que este poderá experimentar.

A simulação de sistemas é muitas vezes aplicada quando há um problema de operação ou quando uma possível melhoria está sendo proposta. O efeito da mudança de um determinado componente sobre o sistema pode ser examinado antes de sua implementação, para se ter a certeza de que os problemas operacionais serão corrigidos e para encontrar o meio mais barato para alcançar a melhoria desejada.

Um sistema pode ser simulado em regime permanente ou transiente. Neste último caso, as variáveis operacionais variam no tempo. Ambas as simulações, em regime permanente ou transiente, são importantes, mas por diferentes razões. Simulações em regime permanente são realizadas mais frequentemente do que simulações dinâmicas, podendo em geral ser empregada no estágio de projeto da planta para investigar a eficiência da planta em cargas parciais e problemas operacionais em potencial. As simulações dinâmicas, por outro lado, dedicam-se a problemas transientes que podem interromper o funcionamento de uma planta ou danificá-la. Problemas relacionados ao comportamento dinâmico de um sistema não devem ser frequentes, mas podem ser críticos quando ocorrem. Costuma-se, na prática de engenharia, assumir que não ocorrerão problemas na fase transiente e a análise dinâmica é omitida. Se um problema dessa natureza ocorre, a correção é realizada em campo, pelo ajuste de um controlador indicado por uma análise dinâmica. Em outros casos, modificações devem ser feitas no sistema, e neste caso a correção tem um custo elevado. Algumas situações típicas investigadas pela análise dinâmica são os efeitos de perturbações, transientes de partida e estabilidade do sistema de controle. [Stoecker, 1989].

2.2 Ciclo de Potência Regenerativo a Vapor

A complexidade dos processos que ocorrem nos sistemas de geração de potência exige idealizações para o desenvolvimento de modelos termodinâmicos. Essa modelagem é um passo inicial importante em um projeto de engenharia. Embora os modelos simplificados conduzam, em geral, somente a conclusões qualitativas sobre o desempenho dos dispositivos reais correspondentes, eles permitem deduções sobre como variações nos principais parâmetros de operação afetam o desempenho real. Os modelos também fornecem cenários relativamente simples para a discussão acerca das funções e benefícios de algumas características destinadas a melhorar o desempenho global.

A grande maioria das instalações elétricas de geração consiste em variações das instalações de potência a vapor nas quais a água é o fluido de trabalho.

Um método bastante utilizado para aumentar a eficiência térmica de instalações de potência a vapor é o aquecimento regenerativo da água de alimentação. O princípio básico do aquecimento regenerativo é demonstrado na Fig.2.1. No sistema sem regeneração, o fluido de trabalho entra na caldeira como líquido comprimido no estado 4 e é aquecido na fase líquida até o estado *a*. Com o aquecimento regenerativo, o fluido de trabalho entra na caldeira em um estado entre os estados 4 e *a*. Como resultado, a temperatura média de adição de calor é aumentada, tendendo a aumentar, desta forma, a eficiência térmica.

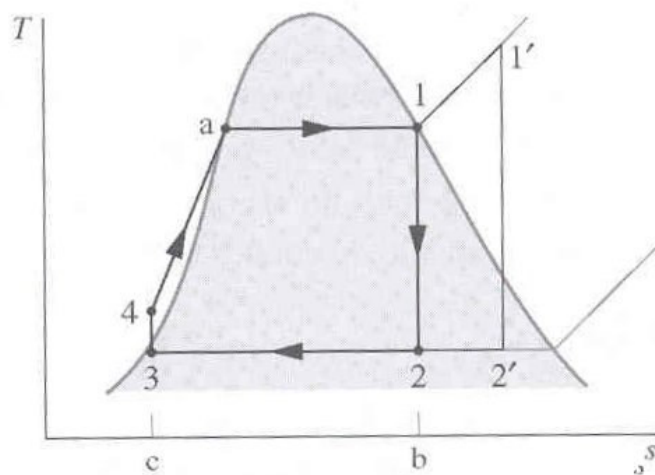


Figura 2.1 Ciclo de Rankine Simples.[Moran, 2002]

A regeneração pode ser efetuada por aquecedores abertos ou fechados, sendo que em plantas de geração é comum a utilização de ambos no ciclo térmico. Um aquecedor de água de alimentação aberto é um trocador de calor do tipo contado direto, no qual correntes em diferentes temperaturas misturam-se para formar uma corrente em uma temperatura intermediária. A Fig. 2.2 mostra um diagrama $T-s$ correspondente a um ciclo de vapor regenerativo, que possui um aquecedor de água de alimentação aberto. O vapor d'água entra na turbina de primeiro estágio no estado 1 e se expande até o estado 2, quando uma fração da vazão total é extraída para um aquecedor de água de alimentação aberto operando na pressão de extração p_2 . O restante do vapor se expande através da turbina de segundo estágio até o estado 3, em seguida é condensado em líquido saturado, estado 4, depois bombeado até a pressão de extração e, finalmente, introduzido no aquecedor de água de alimentação no estado 5. Uma única corrente misturada deixa o aquecedor de água de alimentação no estado 6. As vazões das duas correntes que entram no regenerador são especificadas de modo que a corrente de saída se encontre no estado de líquido saturado na pressão de extração. O líquido no estado 6 é então bombeado até a pressão do gerador de vapor e entra no gerador de vapor no estado 7, sendo aquecido até o estado 1.

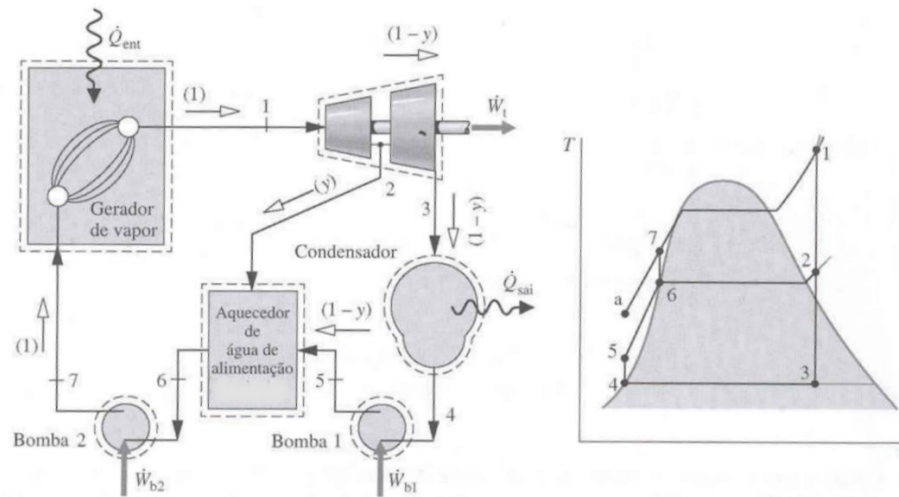


Figura 2.2 Ciclo de Rankine Regenerativo.[Moran,2002]

De acordo com o diagrama $T-s$ do ciclo, note que a adição de calor ocorre do estado 7 até o estado 1, em vez do estado a até o estado 1, como no caso sem regeneração. Com a utilização de regeneração, a quantidade de energia que deve ser fornecida através da queima de combustível fóssil, ou por uma outra fonte, para vaporizar e superaquecer o vapor é reduzida. Como somente uma parte do escoamento total se expande através do segundo estágio da turbina (processo 2 – 3), menos trabalho é desenvolvido. Na prática, as condições de operação são escolhidas de maneira que a redução no calor adicionado supere a diminuição do trabalho líquido na turbina com extração, resultando em uma maior eficiência térmica em instalações de potência regenerativas. [Moran, 2002].

3. Unidade Termelétrica Candiota II – Fase B

A CGTEE, Companhia de Geração Térmica de Energia Elétrica, opera o maior complexo termelétrico a carvão do Rio Grande do Sul, o segundo maior do Brasil, localizado no município de Candiota, distante 400 Km de Porto Alegre e 60 Km de Bagé.

A produção de energia elétrica a partir da queima de carvão iniciou em 1961, quando a então CEEE inaugurou, a Usina Candiota I, um complexo composto por três caldeiras e por dois geradores com capacidade de 10 MW cada um. Em 1974, entrou em operação a Fase A da Usina Candiota II, com duas caldeiras com capacidade para 250 t/h de vapor superaquecido, a uma pressão de 10 MPa, e por dois turbogeradores com capacidade de 63 MW cada um. Em 1986, entrou em operação a Fase B da Usina Candiota II, Fig 3.1, com duas caldeiras com capacidade para 570 t/h de vapor superaquecido, a uma pressão de 17 MPa, e por dois geradores com capacidade de 160 MW cada.

O ciclo térmico da Fase b é regenerativo, possuindo dois pré-aquecedores de baixa pressão, um tanque de alimentação, dois pré-aquecedores de alta pressão. Cada gerador de vapor é alimentado por 3 eletrobombas, cada uma com potência de 3140 kW, dotadas de acoplamento hidráulico conversor de torque com variador automático de velocidade.

Os geradores de vapor da Fase b, tem capacidade máxima de fornecer 570 t/h de vapor superaquecido, possuem câmara de combustão de tiragem balanceada, paredes d'água membranas e de desenvolvimento helicoidal, passagem direta água – vapor, sem tubulão, operando à pressão subcrítica. Os geradores de vapor apresentam dois estágios de economizador e duas seções atemperadas de superaquecedor e de reaquadador, e também possuem duplo circuito de ar e gases compostos.

As turbinas são do tipo condensante, para 160 MW nominais ou 168 MW em sobrecarga e 3600 rpm, constituídas por dois estágios: o primeiro de alta e média pressão e o segundo de baixa pressão, com descarga unifluxo ao condensador.

A condensação do vapor é realizada por meio de um condensador de superfície de dois passes, câmara dividida, pré-aquecedor embutido, com tubulação em aço inox. O resfriamento da água de circulação do condensador é feito por uma torre de resfriamento para 320 MW e 28000 m³/h de água, constituída por uma estrutura-casca de dupla curvatura em concreto armado, com a forma de um hiperbolóide de revolução apoiado sobre cinta em pilares, tendo 124 m de diâmetro na base, 133 m de altura total. A torre possui 143 deltas de intercambiador constituindo 800 km de tubos de seção elíptica aletados e fabricados em aço galvanizado.



Figura 3.1 Vista Geral de UTE Presidente Médici.

3.1 Dados Técnicos dos Principais Componentes da UTE_PM Fase b

3.1.1 Gerador de Vapor



Figura 3.2 Gerador de Vapor de Candiota II, Fase B.

Vazão de vapor: 529,6 t/h;

Pressão de saída do vapor superaquecido: 17 MPa;

Pressão de saída do vapor reaquecido: 3,8 MPa;

Temperatura de saída do vapor superaquecido: 538°C;

Temperatura de saída do vapor reaquecido: 536°C;

Temperatura da câmara de combustão: 1.200°C;

Depressão na câmara de combustão: 5 mmH₂O;

Temperatura da água de alimentação: 251°C;

Tipo de queima: tangencial indireta, queimadores basculantes $\pm 30^\circ$

Combustível: carvão pulverizado;

Combustível auxiliar: fuel oil,

Ignição: GLP

Número de queimadores a carvão: 16;

3.1.2 Turbinas a vapor

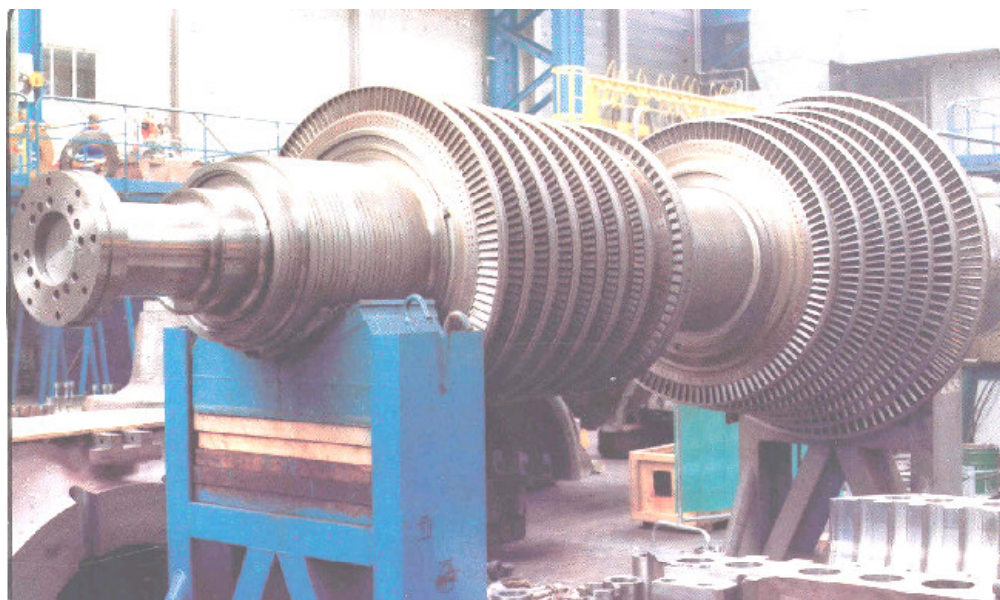


Figura 3.3 Estágio de alta e média pressão da turbina de Candiota II, Fase B.

Turbina de ação, simples fluxo de exaustão, com estágios de alta, média e baixa pressão, fabricada pela Alstom Atlantic;

Potência nominal: 160 MW;

Velocidade: 3.600 rpm;

Pressão do vapor na admissão: 17 MPa;

Temperatura do vapor superaquecido: 535°C;

Pressão do vapor no escape: 50 kPa;

Número de sangrias: 5;

Consumo de vapor: 530 t/h.

3.1.3 Condensador



Figura 3.4 Condensador Casco – Tubo de Candiota II, Fase B.

condensador de superfície, 2 passes , caixa de água dividida, horizontal;

Pressão absoluta: 19,6 kPa;

Temperatura do condensado na saída do condensador: 60°C;

Quantidade de vapor condensado: 400 t/h;

Superfície de condensação: 8.321 m²;

Capacidade do poço quente: 50 m³;

2 ejetores de partida (1 a vapor e 1 hidroejetor) e 2 ejetores de operação.

3.1.4 Torre seca de refrigeração



Figura 3.5 Torre seca de refrigeração da Fase B.

Altura total: 133 m;

Diâmetro externo no nível do solo: 124 m;

Diâmetro externo no topo: 76 m;

Espessura da casca de concreto: de 0,91 m a 0,16 m;

143 deltas, dispostos radialmente em forma de cone invertido na parte inferior da estrutura, cada um com 15 m de comprimento e 352 tubos com secção elíptica de 36 mm x 14 mm;

Comprimento total de tubos aletados : 800 km

Vazão da água de circulação: 28.000 m³/h;

Temperatura ambiente: 20°C;

Temperatura da água na entrada: 57°C;

Temperatura da água na saída: 42°C.

Δt aproximado: 15°C

3.1.5 Tanque de água de alimentação/desaerador



Figura 3.6 Tanque de Alimentação/desaerador de Candiota II, Fase B.

Capacidade: 150 m³;

Pressão: 833 kPa;

Vazão de condensado na entrada: 426 t/h;

Temperatura do condensado na entrada: 133°C;

Temperatura da água de alimentação na saída: 171°C.

3.1.6 Bombas de água de alimentação da fase b



Figura 3.7 Bomba de Alimentação da Caldeira de Candiota II, Fase B.

3 conjuntos horizontais, bombas principais e respectivas bombas booster por unidade, tipo centrífugas, acionadas por motores elétricos de 3.140 kW, 1.788 rpm, 6.000 V;

Vazão unitária: 331 t/h;

Pressão: 23 MPa;

Temperatura: 174°C;

Acoplamento da bomba principal: hidráulico, variável, relação nominal: 4/1;

Velocidade da bomba: 4.650 rpm a 6200 rpm;

Pressão da bomba booster: 17 kg/cm² (sucção da bomba principal);

Velocidade da bomba booster: 1.788 rpm (acoplamento direto).

3.1.7 Turbo-alternador da fase b



Figura 3.8 Turbo-alternador de Candiota II, Fase B.

turbo-alternador refrigerado a hidrogênio, fabricante BBC;

Potência: 188.240 kVA;

Tensão: 13.800 V;

Corrente: 7.875 A;

Velocidade: 3.600 rpm;

Pressão do hidrogênio: 1,96 bar;

Consumo de hidrogênio a 1,96 bar: 8,6 Nm³/dia;

Excitação: estática;

Tensão de excitação: 240 V;

Corrente de excitação: 2320 A;

4. Condensador e Regeneradores

4.1 Regeneradores

Uma das principais fontes de geração de irreversibilidade nos ciclos de potência a vapor, com subsequente redução na eficiência, corresponde à transferência de calor dos gases na fornalha à água de alimentação. Uma solução para esse problema é o aquecimento da água de alimentação utilizando vapor superaquecido (sangria) extraído em diferentes estágios das turbinas. A transferência de energia entre esses dois fluidos ocorre em trocadores de calor denominados regeneradores.

O vapor utilizado na sangria deve estar com no máximo 40 bar de pressão, enquanto que a água de alimentação deve estar numa pressão máxima de 200 bar. A água de alimentação passa através desses regeneradores, dispostos em série, cada um operando com vapor em diferentes pressões. A água de alimentação deve primeiro encontrar regeneradores operando em uma baixa pressão de condensação e, então, passar através de condensadores com pressões sucessivamente mais altas.

Assim como o condensador, os regeneradores requerem considerações especiais de projeto para atender as exigências típicas de uma planta de ciclo de potência. Trocadores de calor casco e tubo normalmente não são os mais recomendados para assegurar condensação e sub-resfriamento na mesma unidade; porém, regeneradores desse tipo podem operar em altas pressões e permitem que ambos os processos de condensação e sub-resfriamento ocorram na mesma unidade. O projeto deve assegurar que esses dois processos ocorram efetivamente. Outro aspecto importante desses equipamentos reside no fato de serem alimentados com vapor superaquecido. Utilizando vapor superaquecido, é possível elevar a temperatura da água de alimentação a um valor bem acima daquele que seria alcançado caso o vapor estivesse saturado.

Todos os regeneradores da planta são geometricamente semelhantes, apresentando dois passes nos tubos, com feixe em “U”. A maior diferença está na área de troca térmica e orientação do casco, que pode estar na vertical ou horizontal.

Nos regeneradores, a região de desuperaquecimento do vapor e a região de sub-resfriamento do condensado são separadas por um defletor longitudinal. A região de desuperaquecimento tem defletores transversais com pequeno espaçamento entre os tubos para aumentar a velocidade do escoamento e, assim, aumentar o coeficiente de transferência de calor, que é geralmente baixo em vapores. A região de condensação tem defletores largamente espaçados e o seu principal propósito é suportar os tubos. Não há necessidade de velocidades elevadas neste região porque o coeficiente de transferência de calor na condensação é bastante

elevado. A região de sub-resfriamento tem freqüentemente defletores com menor espaçamento para elevar o coeficiente de transferência de calor.

O ciclo de potência da Usina Termoelétrica Presidente Médici apresenta um total de quatro regeneradores, dois de baixa e dois de alta pressão.

4.1.1 Regenerador de Baixa Pressão BP1

Este equipamento corresponde a um trocador de calor do tipo casco e tubo, com feixe de tubos em “U”, que opera na posição horizontal e se encontra montado diretamente acima do condensador. Os tubos são lisos (não-aletados), de aço tipo ASTM 249/450 e dispostos em um arranjo triangular. A saída de condensado do trocador é feita na região de entrada da água de resfriamento com o objetivo de obter uma maior diferença de temperatura entre os fluidos.

4.1.2 Regenerador de Baixa Pressão BP2

Este equipamento, um trocador de calor casco e tubo, apresenta feixe de tubos em “U”, e opera na posição vertical. É um equipamento similar ao BP1, porém possui uma maior área de troca térmica e opera com uma pressão mais elevada. Segundo informações do grupo da CGTEE, este equipamento opera com uma certa quantidade de líquido no seu interior, porém não existe uma exata medida da parcela do volume deste equipamento que contém líquido condensado. Durante a operação, o nível do líquido no interior do regenerador pode se localizar em diferentes posições entre a entrada de vapor e a saída de condensado. Os tubos são lisos (não-aletados), de aço tipo ASTM 249/450, dispostos em um arranjo triangular.

4.1.3 Regenerador de Alta Pressão AP1

Como o regenerador BP2, este equipamento é um trocador de calor do tipo casco e tubo, com feixe tubos em “U”, e que opera na posição vertical. É similar aos aquecedores de baixa pressão e também opera com uma certa quantidade de líquido no seu interior. Como no regenerador BP2, o nível do líquido no interior do trocador pode variar entre a entrada de vapor no trocador e a saída de condensado. Os tubos são lisos (não-aletados), de aço tipo ASTM 515 GR 70 , dispostos em um arranjo triangular.

4.1.4 Regenerador de Alta Pressão AP2

É um equipamento praticamente idêntico ao regenerador AP1, tanto no número de tubos quanto, na disposição dos mesmos. A única mudança significativa é este possuir um comprimento maior dos tubos tendo portanto uma maior área de troca térmica.

4.1.5 Dados e Condições Operacionais dos Regeneradores

Durante o processo de determinação do coeficiente global de troca térmica do condensador e dos regeneradores, o grupo da CGTEE repassou algumas informações sobre a geometria e operação destes equipamentos. Também foram disponibilizadas as plantas dos mesmos, que ajudaram muito na identificação do tipo de equipamento no qual estava-se trabalhando. Isto permitiu comparar algumas informações a respeito da geometria desses trocadores de calor, com os dados obtidos nas plantas. Essa comparação teve como objetivo obter dados com o máximo de confiabilidade e também servir como uma referência no que diz respeito à geometria destes equipamentos. Na tabela abaixo encontram-se alguns dados e condições operacionais dos regeneradores.

Tabela 4.1 Dados e Condições Operacionais dos Regeneradores da UTE Presidente Médici.

Dados e condições operacionais	BP1	BP2	AP1	AP2
Número total de tubos	360	540	801	801
Número de tubos na direção do escoamento	15	18	18	18
Ângulo do feixe	60°	60°	60°	60°
Passo longitudinal (mm)	19,5	19,5	19,5	19,5
Passo transversal (mm)	22,5	22,5	22,5	22,5
Numero de passes nos tubos	2	2	2	2
Diâmetro externo dos tubos (mm)	16	16	16	16
Diâmetro interno dos tubos (mm)	14	14	14	14
Comprimento dos tubos (m)	10	12	12	18,5
Vazão mássica nos tubos (kg/s)	89	89	89	89
Vazão mássica no casco (kg/s)	5,02	4.73	8.03	8.57
Temperatura de saturação (°C)	171	213	227	232
Temperatura de entrada do fluido nos tubos (°C)	60	130	150	170
Pressão fluido nos tubos (atm)	10	-	-	-

4.2 Condensador

O condensador da Usina Termelétrica Presidente Médici não difere de trocadores de calor casco-tubo convencionais com escoamento cruzado. Trata-se de um equipamento de grande porte, com elevado número de tubos e área de transferência de calor de aproximadamente : 8.321 m².

Há vários aspectos especiais nesta unidade por operar em uma central de potência que requer altas taxas de transferência de calor, além de operar com uma baixa temperatura de condensação para atingir uma maior eficiência da planta.

Devido à alta velocidade de entrada do vapor como consequência da elevada carga térmica combinada com a baixa pressão de saída da turbina, o feixe de tubos próximos à entrada possui um espaçamento maior do que os demais feixes do equipamento. Na região de saída de condensado, há um menor espaçamento entre os tubos para aumentar a velocidade de escoamento e, como consequência, o coeficiente de transferência de calor.

Os feixes são posicionados em compartimentos que servem para direcionar as correntes de vapor através dos tubos. Quando o vapor escoar através do feixe em direção à linha de exaustão, sua vazão mássica decresce devido à condensação; como consequência, a concentração de ar no vapor aumenta. Assim, um menor espaçamento dos tubos e uma menor área de escoamento superficial é usada em direção à saída, aumentando a velocidade do vapor, elevando o coeficiente de transferência de calor e reduzindo a tendência de formação de porções de ar estagnado. É comum em condensadores desse tipo a presença de um compartimento separado para exaustão do ar, que apresenta um menor espaçamento entre os tubos, pelos quais escoar água de resfriamento em sua temperatura mais baixa. A planta do condensador da Usina Termelétrica Presidente Médici indica, de fato, a diminuição no espaçamento dos tubos, porém não é possível concluir, pelo desenho, se o seu objetivo é o de apenas elevar a velocidade do escoamento ou se possui também alguma função de separação de ar do vapor.

Assim como qualquer outro trocador de calor casco-tubo, o feixe é suportado em intervalos regulares ao longo do comprimento dos tubos. Estes suportes tem a vantagem de prevenir qualquer escoamento axial de vapor e, desse modo, evitar o surgimento de zonas de recirculação onde gases não condensados podem se acumular.

A Tabela 4.2 apresenta os dados e as condições operacionais do condensador. Para efeitos de cálculo, neste trabalho, considerou-se um espaçamento médio para todo o trocador.

Tabela 4.2 Dados e Condições Operacionais do Condensador da UTE Presidente Médici.

<i>Dados e condições operacionais</i>	<i>Condensador</i>
Número total de tubos	15288
Número de tubos na direção do escoamento	50
Passo longitudinal mm	19.5
Passo transversal mm	22.5
Numero de passes nos tubos	2
Diâmetro externo dos tubos mm	19
Diâmetro interno dos tubos mm	17.4
Comprimento dos tubos m	10
Vazão nos tubos kg/s	7000
Vazão no casco kg/s	62
Pressão de saturação ata	0.2
Temperatura de saturação °C	60
Temperatura de entrada do fluido nos tubos °C	31
Temperatura de saída do fluido nos tubos °C	35

4.3 Determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor nos Regeneradores e no Condensador

O processo de condensação está inextricavelmente ligado ao ciclo de geração de energia elétrica a partir da expansão de vapor. De fato, o vapor de baixa pressão na saída do último estágio das turbinas deve ser convertido em líquido, no condensador, para que possa ser retornado ao gerador de vapor pelo sistema de bombas. Além disso, como descrito anteriormente, o aquecimento da água de alimentação nos regeneradores envolve a condensação da sangria de vapor no lado externo aos tubos.

O tipo de condensação mais comumente empregado em trocadores de calor é a condensação em superfície. Nesse caso, o vapor é posto em contato direto com uma superfície mantida numa temperatura inferior à de saturação do vapor na pressão de operação. Dependendo das condições operacionais e das características da superfície, pode ocorrer dois tipos de condensação. No primeiro deles, denominado condensação em filme ou película, o condensado forma um filme contínuo, que descende devido à força gravitacional. Na segunda forma, denominada condensação em gotas, ocorre a formação de gotas na superfície, que apresenta um coeficiente de transferência de calor mais elevado do que quando a condensação ocorre em película. Como o processo de condensação em gotas é bastante difícil de sustentar, todos os trocadores de calor são projetados para operar no modo de condensação em película.

4.3.1 O processo de condensação em película em um feixe de tubos

O processo de condensação em película sobre um feixe de tubos é o considerado neste estudo, por ser o mecanismo encontrado em trocadores de calor do tipo casco e tubo, como é o caso do condensador e dos regeneradores. O filme de condensado forma uma barreira para que o vapor entre em contato com a superfície do tubo. Assim, quanto maior a espessura de condensado, maior a resistência térmica.

Em baixas velocidades de escoamento do vapor, o líquido condensado escoar somente por ação da gravidade. Em um feixe de tubos, costuma-se observar uma espessura crescente de condensado nos tubos localizados na parte inferior do feixe, uma vez que o líquido formado nos tubos superiores é “derramado” nos inferiores. Isso ocasiona uma redução no coeficiente de transferência de calor.

Na presença de escoamento do vapor, a análise da condensação em filme deve levar em conta a tensão de cisalhamento superficial entre o vapor e o condensado. Nesse tipo de processo, denominado condensação forçada, o vapor arrasta o líquido formado na superfície, reduzindo a

resistência térmica e elevando o coeficiente de transferência de calor. Em um feixe de tubos, existe uma forte interação entre o vapor cisalhante e a inundação de condensado, tornando mais difícil a determinação do coeficiente de transferência de calor. Porém, como será apresentado a seguir, há algumas correlações que permitem uma avaliação do coeficiente de troca térmica.

Para condensação com convecção forçada, segundo Kakaç,1991 utiliza-se a correlação proposta por Shekriladze e Gomelauri em 1966.

$$h_{sh} = 0.59 \cdot \frac{k_l}{D} \cdot \text{Re}^{1/2} \quad (4.1)$$

Para condensação em película, utiliza-se a correlação proposta por Nusselt, 1916.

$$h_l = 0.728 \cdot \frac{k_l}{D} \cdot \left\{ \frac{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot i_{lg} \cdot D^3}{\mu_l \cdot \Delta T \cdot k_l} \right\}^{1/4} \quad (4.2)$$

A velocidade de escoamento do vapor pode ser calculada da seguinte forma:

$$u_g = \frac{\dot{m}_v}{\rho_v \cdot Am} \quad (4.3)$$

onde Am, é a área média do escoamento, que é determinada como:

$$Am = w \cdot N \cdot L \quad (4.4)$$

$$w = \frac{pl \cdot pt - \pi \cdot D^2/4}{pl} \quad (4.5)$$

Utilizando a correlação proposta por Butterworth, 1977, é possível acoplar o efeito da convecção forçada com o efeito da inundação de condensado:

$$h_e = \left[\frac{1}{2} \cdot h_{sh}^2 + \left(\frac{1}{4} \cdot h_{sh}^4 + h_l \right)^{1/2} \right]^{1/2} \cdot \left[N^{5/6} - (N-1)^{5/6} \right] \quad (4.6)$$

4.3.2 O processo de transferência de calor no interior dos dutos

Nos condensadores e regeneradores, enquanto que no lado do casco o vapor está se condensando, no lado interno aos tubos há o escoamento de água líquida sem mudança de fase. Como os coeficientes de transferência de calor na convecção forçada são geralmente bem inferiores àqueles verificados quando há mudança de fase, a maior resistência térmica do trocador de calor ocorre no interior do duto.

Existem na literatura especializada diversas correlações para determinação do coeficiente de troca térmica no interior de dutos. Para os trocadores estudados neste trabalho, foi utilizada a correlação de Dittus-Boelter, que é muito utilizada na determinação do coeficiente de troca térmica, porque ter uma faixa de aplicação de $2 \times 10^4 < Re_D < 1 \times 10^6$.

$$h_i = 0.023 \cdot \left(\frac{k_l}{D} \right) \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^{0.3} \quad (4.10)$$

$$Re_D = \left(\frac{\rho_l \cdot u_l \cdot D_i}{\mu_l} \right) \quad (4.11)$$

4.3.3 O coeficiente global de troca térmica

Para trocadores de calor do tipo casco e tubos, constituídos de tubos lisos (não-aletados), o produto entre o coeficiente global de troca térmica e a área de troca térmica, UA , é obtido como:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi kL} + \frac{R_i}{A_i} + \frac{R_o}{A_o} + \frac{1}{A_o \cdot h_o} \quad (4.12)$$

onde:

h_i ≡ coeficiente de transferência de calor no lado dos tubos, em $W/m^2 \cdot K$

h_o ≡ coeficiente de transferência de calor no lado do casco, em $W/m^2 \cdot K$

A_i ≡ área interna do tubo, em m^2

A_o ≡ área externa do tubo, em m^2

R_i ≡ resistência térmica devido a incrustações no lado dos tubos, em $m^2 \cdot K/W$

R_o ≡ resistência térmica devido a incrustações no lado do casco, em $m^2 \cdot K/W$

As resistências térmicas devido às incrustações, tanto no lado do casco quanto no lado dos tubos, foram assumidas como constantes e seu valor extraído de tabelas [Kakaç, 1991] que

relacionam dados geométricos dos trocadores e o fluido de trabalho. Foi utilizado no lado dos tubos $Ri = 180 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ e no lado do casco $Ro \equiv 90 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, ambos valores recomendados pela Tubular Exchanger Manufacturers Association – TEMA, 1988.

4.3.4 Resultados

Os valores obtidos “ U ” em todos equipamentos mantiveram-se muito próximos. Isso se deve principalmente ao fato de se ter utilizado um valor fixo para as resistências térmicas causadas por incrustações.

Os resultados obtidos, são muito próximos dos valores encontrados em bibliografia especializada [Kacaç, 1991], e apesar da mudança de fase no casco, o que acarreta em elevados valores para o coeficiente de transferência de calor, no conjunto de resistências térmicas envolvidas, o maior peso no cálculo do coeficiente global reside no coeficiente de troca térmica nos tubos e a resistência térmica causada por incrustações.

Como mencionado anteriormente alguns regeneradores podem operar com alguma parcela da área de troca térmica submersa em líquido, porém nos cálculos dos coeficientes globais isto foi desconsiderado. Se houver a necessidade de avaliar os valores dos coeficientes globais de troca térmica considerando que alguma parcela de condensado cobre os tubos, basta multiplicar os valores de U , pela área de troca não encoberta pelo condensado ou multiplicar o valor de UA pela porcentagem de área não encoberta pelo líquido. Depois disto, se for significativa a área submersa, somar a troca de calor sem mudança de fase referente a esta área.

Tabela 4.3 Coeficientes globais de troca térmica dos regeneradores e condensador.

Unidade	$U(\text{W/m}^2\text{K})$	$UA(\text{kW/K})$
Condensador	2003,41	16670,3
BP 1	2050,04	408,2
BP 2	2028,18	660,6
AP 1	1786,32	863,1
AP 2	1881,21	1401,1

5. O Simulador de Processos Operacionais da UTE Presidente Médici - Fase b

O desenvolvimento do simulador de processos operacionais da UTE Presidente Médici Fase B foi um projeto de pesquisa aplicada, no tema supervisão, controle e proteção de sistemas de geração de energia elétrica. Este teve uma duração de 24 meses, tendo iniciado em Dezembro de 2002 e sido concluído em Novembro de 2004, a partir de um convênio de pesquisa e desenvolvimento firmado entre a UFRGS, CGTEE e ANEEL.

Este projeto teve por objetivo construir uma ferramenta computacional capaz de simular a operação em regime permanente da UTE, através da descrição matemática de sua operação e da solução do sistema de equações algébricas não lineares decorrentes. O simulador é escrito em Fortran90, associado ao Elipse E3, e a interação com o usuário ocorre através de uma interface gráfica semelhante a que já existe atualmente no sistema de supervisão da usina, de modo a aproveitar a familiaridade dos técnicos da CGTEE com este sistema.

A possibilidade de prever as respostas da unidade em uma determinada carga, aumenta muito a sua confiabilidade, permitindo também um aumento de eficiência através da otimização dos seus pontos de operação. Da mesma forma o treinamento de operadores e as decisões de engenharia são enormemente beneficiadas.

Devido à complexidade do projeto ele foi plurianual, em dois ciclos, sendo que nos primeiros 12 meses foi montado o banco de equações que descreve cada componente da unidade. As equações tanto foram levantadas a partir da extensa biblioteca de caracterização de componentes em poder do corpo técnico da CGTEE, quanto modeladas através de várias metodologias. Também foi buscado o estado da arte referente a ferramentas de análise de usinas termelétricas, em regime estacionário.

Ao longo dos outros 12 meses, foi montado e resolvido o sistema completo de equações que simulam a unidade e sua interação com a rede de distribuição de energia elétrica. Também uma interface gráfica foi construída e testada, até constituir-se no produto final.

As unidades de geração térmica de energia elétrica são sistemas complexos, que envolvem um grande número de componentes interligados, e envolve no seu funcionamento diversas áreas de Engenharia. Para o desenvolvimento deste simulador foi montado um grupo, envolvendo os Departamentos de Engenharia Mecânica, Química e Elétrica da Escola de Engenharia da UFRGS, sendo cada um responsável por uma parcela do simulador. O grupo da

Engenharia Química foi responsável pela modelagem do gerador de vapor, o da Engenharia Mecânica pelo circuito termo-hidráulico e o da Engenharia Elétrica pelo gerador elétrico.

A metodologia adotada para o desenvolvimento do projeto foi definida nas seguintes etapas:

1 – Revisão bibliográfica sobre o estado da arte em modelos matemáticos para cada um dos componentes do sistema, assim como das correlações empregadas para descrever seu comportamento;

2 – Identificação das características estruturais e operacionais da caldeira. Visando um maior entendimento do funcionamento da caldeira a carvão pulverizado de Candiota, para se detectar os pontos-chaves para o sucesso do modelo desenvolvido, assim como complementar a caracterização do problema;

3 – Verificação da disponibilidade de dados de planta e análise da qualidade dos mesmos;

4 – Estabelecimento das funcionalidades do simulador, especificando as variáveis operacionais e as previsões do modelo;

5 – Modelagem matemática complementar aos manuais dos componentes do sistema;

6 – Implementação computacional do modelo desenvolvido;

7 – Estimativa dos parâmetros do modelo. Com o resultado da análise de sensibilidade paramétrica foram selecionados os parâmetros relevantes do modelo, para serem estimados com base em dados de planta e de laboratório, em várias condições operacionais;

8 – Validação do modelo. Com base em outros conjuntos de dados de planta e de laboratório, o modelo foi validado segundo critérios comparativos;

9 – Desenvolvimento da interface gráfica. Foi contratada uma empresa de software para o desenvolvimento de uma interface, o mais próxima possível da encontrada no sistema de supervisão da unidade. Esta interface permite aos operadores da unidade utilizar a simulação do processo de forma simples e intuitiva;

10 – Teste do simulador. Após a análise de consistência do simulador, o mesmo foi submetido a testes exaustivos por engenheiros da usina para detecção de falhas e limitações, que levaram aos ajustes finais dos modelos.

Na Fig. 5.0 é apresentada a tela de abertura do simulador desenvolvido, e nas Figs. 5.1, 5.2 e 5.3 são apresentadas a tela principal, a tela do gerador de vapor e a tela do gerador elétrico.



Figura 5.1 Tela de abertura do simulador de processos operacionais.

No simulador existe uma série de variáveis, que são prescritas ou calculadas. Porém para facilitar a utilização todas as variáveis que são entradas pelo usuário possuem uma tabela de limites superior e inferior, para que a prescrição desta esteja dentro dos parâmetros operacionais da usina. Mesmo assim é importante que antes de sua utilização o usuário faça uma leitura do relatório final do projeto, onde é descrito todo o funcionamento e modo de operação desta ferramenta computacional.

O simulador além de calcular uma série de variáveis operacionais, ainda permite que sejam feitas análises de sensibilidade e comparações entre simulações. Pode-se através de uma seqüência de simulações estabelecer a variação nos valores de uma determinada variável. A escolha da variável e quais valores esta irá assumir é realizada pelo usuário, e o resultado das simulações é armazenado em um banco de dados. A partir deste é então possível gerar gráficos e analisar o comportamento de qualquer variável da planta com relação aquela que foi escolhida como a geradora da seqüência de simulações.

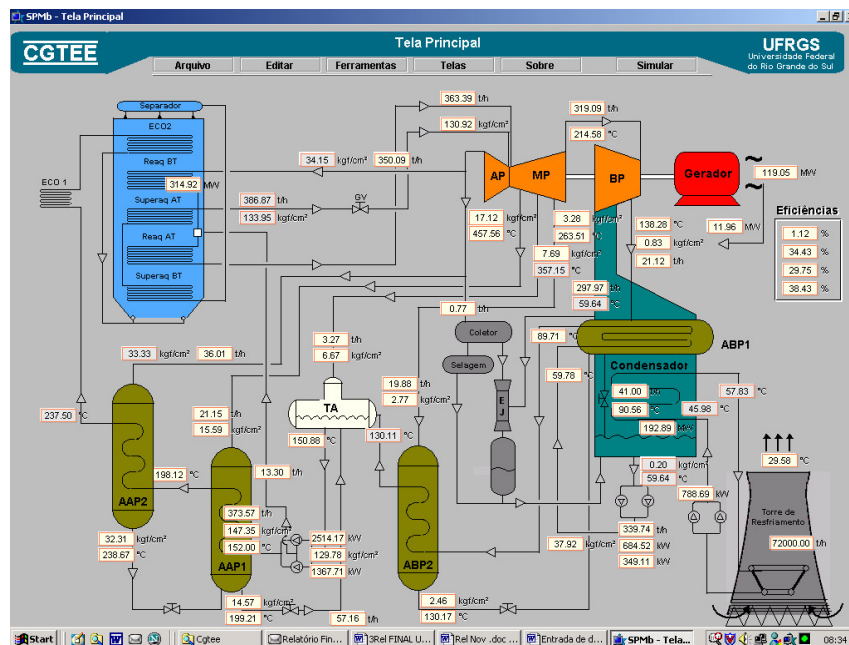


Figura 5.2 Tela principal do simulador de processos operacionais.

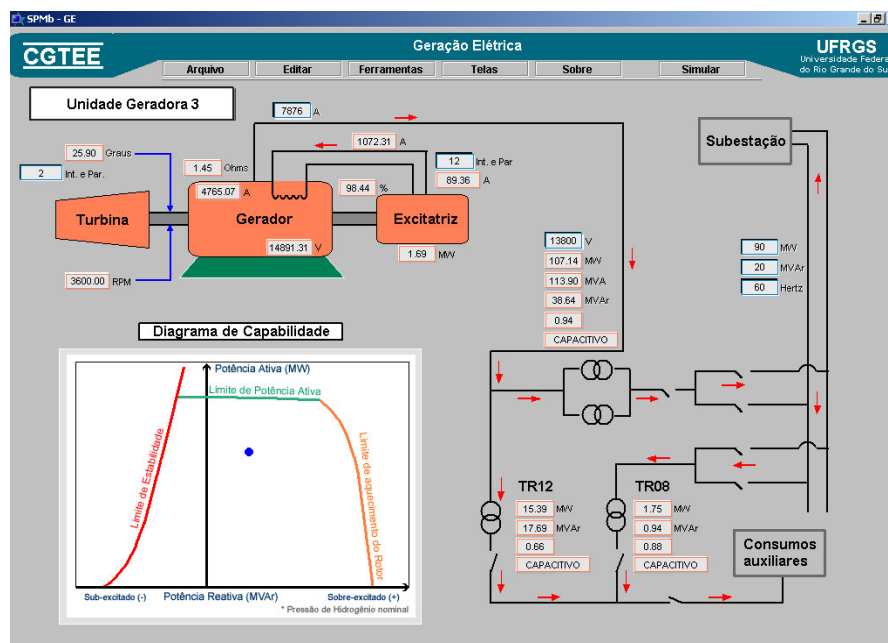


Figura 5.3 Tela do gerador elétrico do simulador de processos operacionais.

Algumas telas, como as apresentadas nas Figs. 5.2, 5.3 e 5.4, não fazem parte do sistema de supervisão da unidade, e foram criadas dentro dos grupos de trabalho do simulador, servindo como uma sugestão para que na ocorrência de modificações neste sistema adote-se a alguma destas, como é o caso da tela do gerador elétrico.

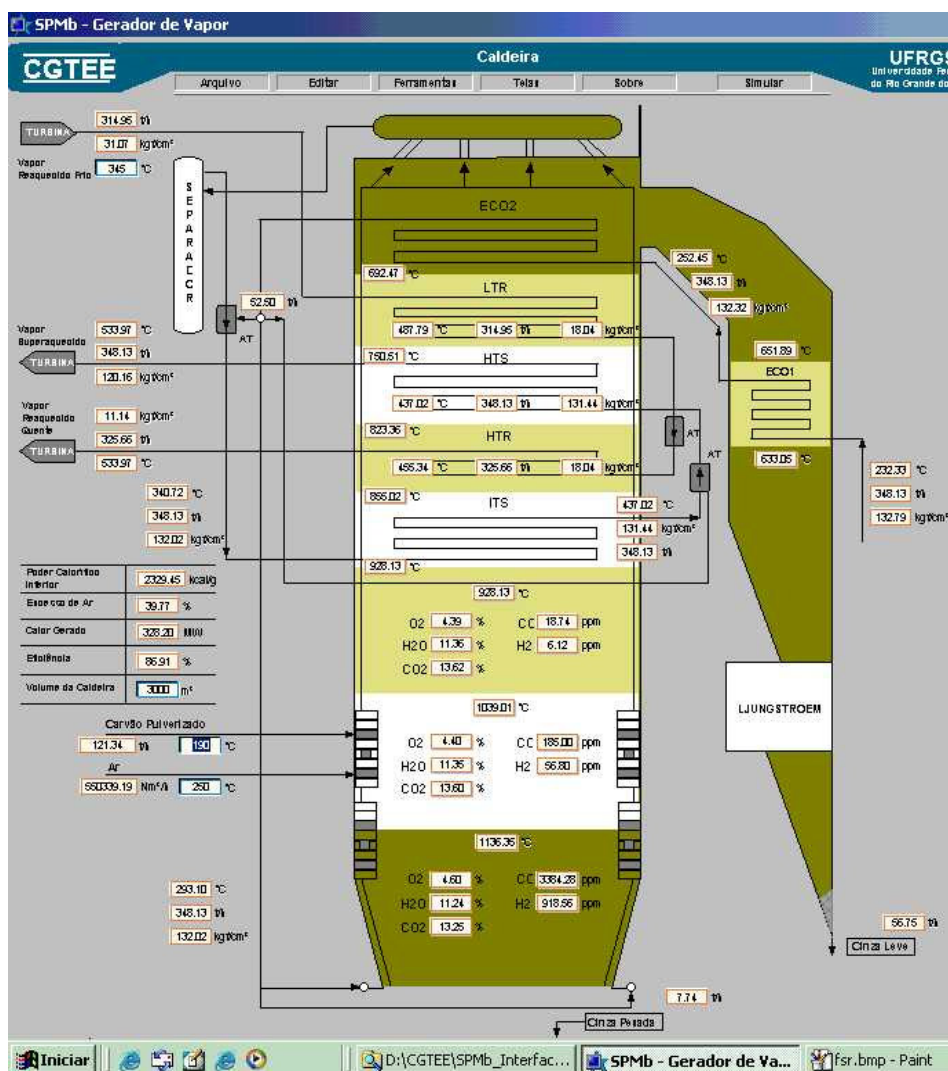


Figura 5.4 Tela do gerador de vapor do simulador da UTE Presidente Médici.

Assim como diversas telas foram criadas, uma série de variáveis que são calculadas no programa não são apresentadas na supervisão da unidade, ou não são medidas em campo, mas são apresentadas ao usuário do simulador. Isto permite que na utilização contínua do simulador se verifique se estas são ou não importantes para a operação da unidade, sendo mais uma possibilidade apresentada pelo simulador. Além disso algumas variáveis tem a sua determinação, na planta, dificultada por uma série de razões, tais como temperatura excessiva ou meio ambiente muito agressivo a um sistema de medição. Porém com o auxílio do simulador estas podem ser determinadas e verificada a sua influência sobre a planta.

Do ponto de vista acadêmico, especialmente para a UFRGS, o desenvolvimento do simulador possibilitou a formação de pós-graduandos em Engenharia Elétrica, Mecânica e Química. Também a iniciação científica de graduandos, a participação com artigos em

congressos, conferências e seminários, além do reconhecimento como Centro de Referência no Estado do Rio Grande do Sul.

Para a CGTEE, através da futura utilização desta ferramenta computacional, irá promover uma maior capacitação dos operadores da usina, permitirá diagnósticos mais rápidos e precisos de falhas de equipamentos, uma operação mais segura e previsível, a melhoria geral do processo e da qualidade do serviço prestado. Como decorrência também um aumento da capacidade produtiva e a redução da emissão de poluentes na atmosfera.

Partindo-se do simulador para a análise do regime permanente, que já está operacional, pretende-se desenvolver a sua versão transiente. Para o desenvolvimento já realizado, do simulador em regime permanente, foi necessário conhecer as especificidades de cada um dos componentes do sistema completo. Entretanto não foi necessário abordar o comportamento temporal de cada um deles. Agora, na versão transiente que está sendo proposta, conhecer este comportamento é fundamental.

6. Simulação em Regime Transiente de Componentes de um ciclo de Rankine Regenerativo

As simulações dinâmicas têm por objetivo descrever a evolução temporal das variáveis envolvidas em um processo. Além de um melhor conhecimento do funcionamento de uma planta, permitindo o treinamento mais eficaz de seus operadores, pode-se investigar problemas transientes que possam interromper o funcionamento de uma planta, ou mesmo danificá-la. Problemas relacionados ao comportamento dinâmico de um sistema não devem ser freqüentes, mas podem ser críticos quando ocorrem.

O objetivo da presente simulação transiente é principalmente investigar o efeito inercial causado por duas grandes massas de água presentes no circuito termo-hidráulico, de uma planta de potência, quando esta sofre uma mudança de carga. Essas massas estão no poço quente do condensador e no tanque de alimentação.

O ciclo de Rankine regenerativo, que foi simulado, está representado na Figura 6.1. Este é constituído por um gerador de vapor, turbina, condensador, duas bombas e um aquecedor de água de alimentação aberto, que representa o tanque de alimentação.

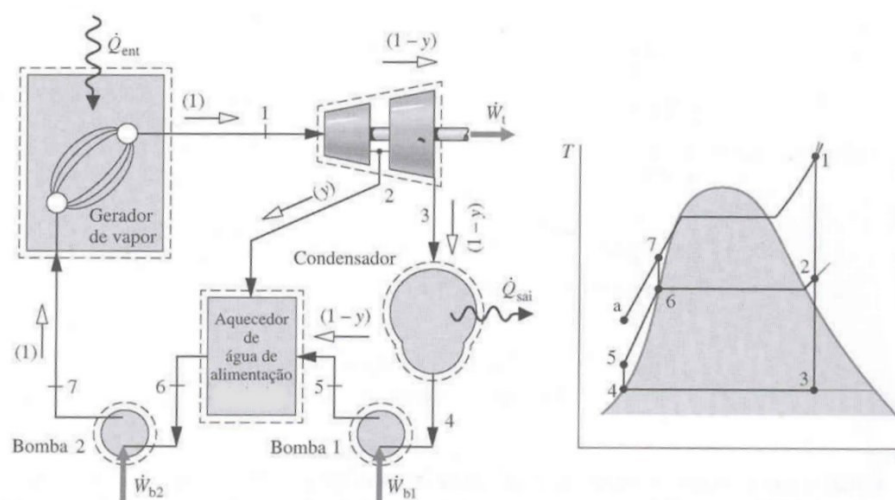


Figura 6.1 Ciclo de Rankine Regenerativo Simulado. [Moran, 2002].

6.1 Metodologia de Solução do Problema

A partir do sistema apresentado na Figura 6.1, foram modelados os diversos componentes que constituem o ciclo de Rankine regenerativo, utilizando as leis fundamentais de balanços de massa e energia, e algumas equações constitutivas. A solução é realizada num programa em FORTRAN 90. O cálculo das propriedades termodinâmicas foi realizado através de um conjunto de rotinas [Fonseca e Schneider, 2004] desenvolvidas no Grupo de Estudos Térmicos e

Energéticos (GESTE), da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, que foram introduzidas no programa

Nesta modelagem considera-se que os únicos equipamentos com comportamento transiente são o condensador e o tanque de alimentação. Os demais variam instantaneamente, sem introduzir qualquer efeito inercial ao ciclo. A corrente 1 (saída da caldeira), é totalmente especificada, sendo os valores de pressão e temperatura do vapor calculados em função da carga da turbina, ou seja, considera-se que haja um controle perfeito dessa variáveis. Deste modo o comportamento dinâmico tanto do tanque de alimentação quanto do condensador não têm efeito sobre as condições do ponto 1.

O método de solução das equações algébricas resultantes da modelagem dos componentes é o seqüencial. O avanço no tempo é realizado de forma totalmente implícita. Primeiramente são prescritas algumas variáveis necessárias para o cálculo do ciclo de potência em um cenário em regime permanente. A partir deste cenário é introduzida uma mudança de carga na turbina em um determinado intervalo de tempo. Essa mudança de carga tem um comportamento estipulado pelo usuário do programa, que pode ser linear, parabólico ou outra forma desejada. Ao fim do tempo prescrito são impressos os dados de pressão, temperatura, vazão mássica em diversos pontos do circuito (os mesmos apresentados na Figura 6.1), e também as potências desenvolvidas pelos diversos componentes do ciclo, em função do tempo.

Algumas das variáveis prescritas foram obtidas a partir de dados reais da UTE Presidente Médici Fase b, como a massa do poço quente do condensador e do tanque de alimentação. Curvas que relacionam a potência na turbina e a pressão na saída do gerador de vapor e nas sangrias da turbina, também obtidas nesta planta, foram introduzidas ao programa. Mesmo o Ciclo Rankine sendo uma idealização de um ciclo de potência real, com a introdução desses dados e curvas, é possível tornar o simulador cada vez mais customizado. A possibilidade da implementação de um simulador dinâmico da UTE Presidente Médici Fase b, nos moldes do simulador de processos em regime permanente desenvolvido pela UFRGS, em conjunto com a CGTEE, motivou a utilização desses dados.

6.2 Modelagem Transiente do Condensador

Realizando um balanço de energia no condensador (1ª lei da Termodinâmica em termos de fluxo num volume de controle) obtém-se:

$$U_{vc}(t + \Delta t) - U_{vc}(t) = Q_{vc} + W_{vc} + \sum \int_t^{t+\Delta t} \dot{m}_e \cdot h_e \cdot dt - \sum \int_t^{t+\Delta t} \dot{m}_s \cdot h_s \cdot dt \quad (6.1)$$

Considerando que o trabalho realizado neste equipamento é nulo, e a vazão mássica na entrada é igual à vazão mássica na saída :

$$W_{vc} = 0$$

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}$$

Desse modo:

$$U_{VC}(t + \Delta t) - U_{VC}(t) = Q_{vc} + \dot{m} \cdot \left[\int_t^{t+\Delta t} (h_e - h_s) \cdot dt \right] \quad (6.2)$$

A energia interna em um volume de controle pode ser escrita de acordo como demonstrado abaixo e considerando que na fase líquida $c_p = c_v = c$:

$$U_{vc} = m_{vc} \cdot u_{vc} \quad (6.3)$$

$$u_{vc} = c \cdot T \quad (6.4)$$

Aplicando a Equação (6.4) em (6.3) e utilizando-se o método de Euler implícito, tem-se:

$$m_{vc} \cdot c \cdot \left(\frac{T(t+\Delta t) - T(t)}{\Delta t} \right) = \dot{Q}_{vc} + \dot{m} \cdot [h_e(t + \Delta t) - h_s(t + \Delta t)] \quad (6.5)$$

O calor transferido no condensador é determinado abaixo, onde o coeficiente global e a área de troca térmica são constantes e prescritos no programa. O condensador e seu acoplamento externo com a torre de resfriamento não foi modelado com detalhe no presente trabalho, e portanto na equação abaixo não é utilizada a média logarítmica das temperaturas.

$$\dot{Q}_{vc} = -UA \cdot [T_{(t+\Delta t)} - T_{amb}] \quad (6.6)$$

O vapor que entra no condensador, após a condensação deve ainda ser subresfriado, para que não prejudique o funcionamento das bombas de extração de condensado. Portanto a parcela de calor sensível deve ser considerada na variação entálpica entre a entrada e a saída do equipamento, além do dessuperaquecimento e da condensação. Dessa forma tem-se a seguinte equação:

$$h_e^{(t+\Delta t)} - h_s^{(t+\Delta t)} = h_e^{(t+\Delta t)} - h_{s(liq.sat)}^{(t+\Delta t)} + c \cdot (T_{s(liq.sat)} - T_s^{(t+\Delta t)}) \quad (6.7)$$

A diferença entálpica entre a entrada e a saída do condensador, foi dividida em duas parcelas: a primeira que considera o dessuperaquecimento e a condensação do vapor, a segunda que considera o subresfriamento. Esta divisão foi realizada devido a impossibilidade de determinar a incógnita $h_s^{(t+\Delta t)}$ sem o conhecimento de $T_s^{(t+\Delta t)}$. Substituindo as equações (6.6) e (6.7) em (6.5) e realizando um simples trabalho algébrico, obtém-se:

$$T_S^{(t+\Delta t)} = \frac{m \cdot (h_e^{(t+\Delta t)} - h_{s(liq.sat)}^{(t+\Delta t)}) + m \cdot c \cdot T_{s(liq.sat)}^{(t+\Delta t)} + C_1 \cdot T_S^{(t)} + UA \cdot T_{amb}}{C_1 + UA + m \cdot c} \quad (6.8)$$

Sendo,

$$C_1 = \frac{m_{vc} \cdot c}{\Delta t} \quad (6.9)$$

A equação acima deduzida, aplicada ao condensador que está sendo modelado resulta em:

$$T_4^{(t+\Delta t)} = \frac{m_1 \cdot (h_3^{(t+\Delta t)} - h_{3(liq.sat)}^{(t+\Delta t)}) + m_1 \cdot c \cdot T_{4(liq.sat)}^{(t+\Delta t)} + C_1 \cdot T_4^{(t)} + UA \cdot T_{amb}}{C_1 + UA + m_1 \cdot c} \quad (6.10)$$

6.3 Modelagem Transiente do Tanque de Alimentação

Realizando o mesmo balanço de energia no tanque de alimentação, já realizado para o condensador, eq. (6.1), e considerando que o trabalho realizado e o calor trocado neste equipamento são nulos,

$$Q_{vc} = W_{vc} = 0 \quad (6.11)$$

$$m_{vc} \cdot c \cdot \left(\frac{T(t+\Delta t) - T(t)}{\Delta t} \right) = \dot{m} \cdot [h_e(t + \Delta t) - h_s(t + \Delta t)] \quad (6.12)$$

Aplicando a Equação (6.12) ao tanque de alimentação apresentado na Figura 6.1 tem-se:

$$m_{vc} \cdot c \cdot \frac{(T_6^{(t+\Delta t)} - T_6^{(t)})}{\Delta t} = \left(\dot{m}_5 \cdot h_5 \right)^{t+\Delta t} + \left(\dot{m}_2 \cdot h_2 \right)^{t+\Delta t} - \left(\dot{m}_6 \cdot h_6 \right)^{t+\Delta t} \quad (6.13)$$

observando que:

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_2 = \dot{m}_6$$

a Equação (6.13) pode ser escrita da seguinte forma:

$$m_{vc} \cdot c \cdot \frac{(T_6^{(t+\Delta t)} - T_6^{(t)})}{\Delta t} = \left(\dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_6) \right)^{t+\Delta t} + \left(\dot{m}_2 \cdot (h_2 - h_6) \right)^{t+\Delta t} \quad (6.14)$$

Reescrevendo a diferença entálpica da corrente 5 e considerando o subresfriamento da sangria da turbina, corrente 2:

$$\text{Corrente 5 : } h_5 - h_6 = c \cdot (T_5 - T_6)$$

$$\text{Corrente 2 : } h_2 - h_6 = h_2 - h_{2(\text{liq.sat})} + c \cdot (T_{2(\text{liq.sat})} - T_6)$$

Substituindo estas deduções na Equação 6.14, se obtém a equação que representa o comportamento do tanque de alimentação em regime transiente:

$$\begin{aligned} m_{vc} \cdot c \cdot \frac{(T_6^{(t+\Delta t)} - T_6^{(t)})}{\Delta t} \\ = \dot{m}_5 \cdot c \cdot (T_5^{(t+\Delta t)} - T_6^{t+\Delta t}) + \dot{m}_2 \cdot \left(h_2^{t+\Delta t} - h_{2(\text{liq.sat})} + c \cdot (T_{2(\text{liq.sat})}^{t+\Delta t} - T_6^{t+\Delta t}) \right) \end{aligned} \quad (6.15)$$

Isolando a variável $T_6^{(t+\Delta t)}$ na equação acima tem-se:

$$T_6^{(t+\Delta t)} = \frac{C_2 \cdot T_6^t + m_5 \cdot c \cdot T_5^{(t+\Delta t)} + m_2 \cdot \left(h_2^{(t+\Delta t)} - h_{2(liq.sat)}^{(t+\Delta t)} \right) + m_2 \cdot c \cdot T_{2(liq.sat)}^{(t+\Delta t)}}{C_2 + c \cdot m_6} \quad (6.16)$$

sendo que:

$$C_2 = \frac{m_{vc} \cdot c}{\Delta t} \quad (6.17)$$

A Equação (6.16) foi introduzida no programa, podendo assim determinar a temperatura do fluido na saída do tanque de alimentação em função do tempo.

6.4 Modelagem da Turbina

A turbina, nesta simulação, não constitui um equipamento com comportamento transiente. A sua carga é prescrita (W_t), e juntamente com a prescrição do grau de abertura de sua válvula principal (GAV), essas variáveis são utilizadas no cálculo da vazão mássica do ciclo (M1), a pressão na entrada da turbina (P1) e a pressão na sangria do tanque de alimentação (P2). Ambas equações foram obtidas através de curvas de desempenho fornecidas pela equipe da CGTEE, durante a execução do simulador em regime permanente desenvolvido pela UFRGS. Assim, tem-se:

$$p1(\text{MPa}) = \left[175,2 - \left(\frac{F2}{16} \right) \cdot (F1 - W_t) \right] \cdot 9,80 \cdot 10^{-2} \quad (6.18)$$

Sendo F1 e F2 determinados a partir das equações abaixo:

$$F1 = 1,6 \cdot \text{GAV} \quad (6.19)$$

$$F2 = 3,7 \cdot 10^{-3} \cdot (\text{GAV})^2 - 0,8857 \cdot \text{GAV} + 67,686 \quad (6.20)$$

$$m1(\text{kg/s}) = \frac{(6,9 \cdot 10^{-3} \cdot (W_t)^2 + 1,6705 \cdot W_t + 88,794) + 15,0}{3,6} \quad (6.21)$$

$$p2(\text{MPa}) = (0,0475 \cdot W_t + 0,080) \cdot 0,101325 \quad (6.22)$$

6.5 Modelagem das Bombas

Assim como a turbina, as bombas são modeladas como equipamentos sem inércia e as potências mecânicas líquidas, introduzidas por elas na corrente de fluido, são dadas pelas equações abaixo:

$$WB1(\text{kW}) = \left[\frac{M3}{\rho H_2O} \cdot (P2-P3) \right] \cdot 1000 \quad (6.23)$$

$$WB2(\text{kW}) = \left[\frac{M1}{\rho H_2O} \cdot (P1-P2) \right] \cdot 1000 \quad (6.24)$$

6.6 Modelagem do Gerador de Vapor

Na modelagem do gerador de vapor, assim como com a turbina e as bombas, não foi considerado o seu comportamento transiente, nesta simulação. A potência desenvolvida é determinada apenas por um balanço de energia, como mostra a equação abaixo.

$$QGV (\text{kW}) = M1 \cdot (H1-H7) \quad (6.25)$$

6.7 Resultados Obtidos

A partir do programa desenvolvido através do equacionamento demonstrado, foram então criados cenários para simulação que possibilitassem determinar o comportamento dinâmico tanto do tanque de alimentação quanto do condensador. É importante salientar que o comportamento dinâmico destes só será percebido por aqueles equipamentos que se encontram a jusante até a caldeira, devido ao controle perfeito que é estabelecido sobre esta. A massa líquida contida tanto no condensador quanto no tanque de alimentação, são prescritas no programa e não variam com o tempo. Na Tabela 6.1, são apresentadas as variáveis prescritas no programa.

Tabela 6.1 Variáveis prescritas no programa.

Temperatura de entrada na turbina [°C], ponto 1	535
Pressão no condensador [ata], ponto 3	0,2
Massa do poço quente [t]	50
Massa do tanque de alimentação [t]	150
UA [kW/K]	7950
Y (porcentagem de massa extraída na turbina) [%]	10
Calor específico da água [kJ/kgK]	4,182
Massa específica da água [kg/m ³]	1000
Tempo final (s)	14000
Tempo inicial (s)	0
Passo de tempo (s)	10
Eficiência da turbina de alta	0.85
Eficiência da turbina de baixa	0.8

As situações simuladas são as seguintes:

- A) Elevação de carga da turbina de 120 para 160 MW a uma taxa de 1MW/min;
- B) Comparação do caso de elevação de 120 para 160 MW com a situação de redução de 160 para 120 MW, ambas a uma taxa de 1 MW/min;
- C) Elevação de carga da turbina de 120 para 160 MW na taxa de 10MW/min;
- D) Determinação da constante de tempo do Tanque de alimentação;
- E) Determinação da constante de tempo do condensador.

Nas simulações A, B e C, a taxa de elevação de carga foi escolhida em função das opções que o operador da UTE Presidente Médici possui no painel de comando, segundo Demoliner, 1999. A escolha dessas taxas são realizadas por meio das teclas apresentadas na Tabela 6.1:

Tabela 6.2 Taxas de aumento de potência da UTE Presidente Médici

Tecla	(MW/min)
1	1
2	2
3	3
4	5
5	7
6	10
7	12
8	14
9	16

Dentre as opções de carregamento, foi escolhida para as simulações A e B a menor das taxas de aumento de carga, 1 MW/min, e na simulação C foi escolhida a taxa de carregamento de 10 MW/min, considerada elevada, e que permite uma comparação com relação às primeiras simulações.

Nas simulações D e E, o objetivo é determinar a constante de tempo desses equipamentos, bem como avaliar a influência do aumento ou da diminuição das massas contidas no volume de controle, sobre comportamento dinâmico destes. Em todas as simulações são apresentados gráficos de temperatura e potência em função do tempo, em diversos pontos e equipamentos do circuito.

SIMULAÇÃO A: Elevação de carga da turbina de 120 para 160 MW, na taxa de 1MW/min;

O gráfico a seguir demonstra uma rampa de carga típica da turbina, prescrita pelo operador, ao longo de 0,72 h.

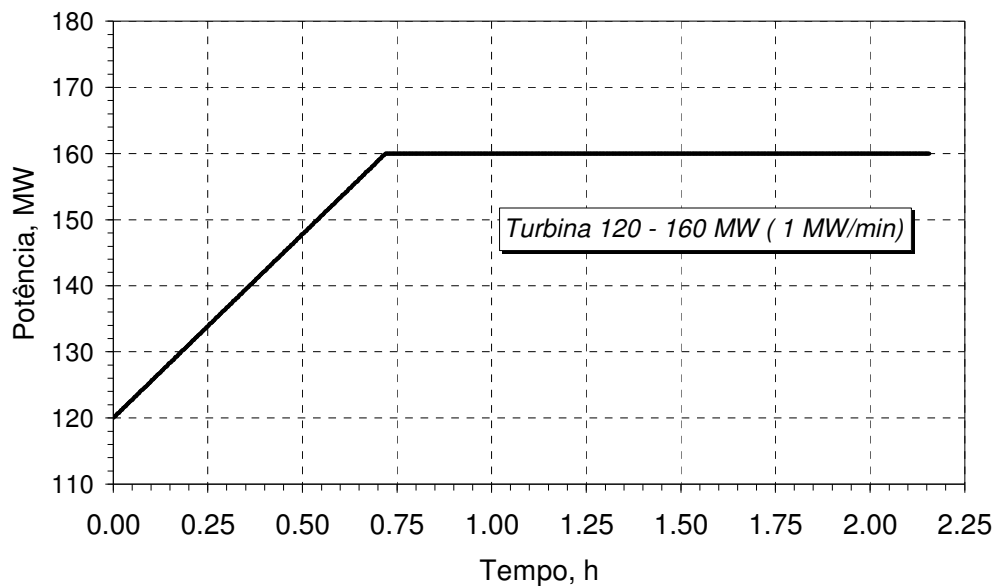


Figura 6.2 Curva de carga imposta à turbina na simulação A.

Abaixo é apresentado curvas que demonstram o comportamento de alguns equipamentos ao longo do tempo para esta curva de carga.

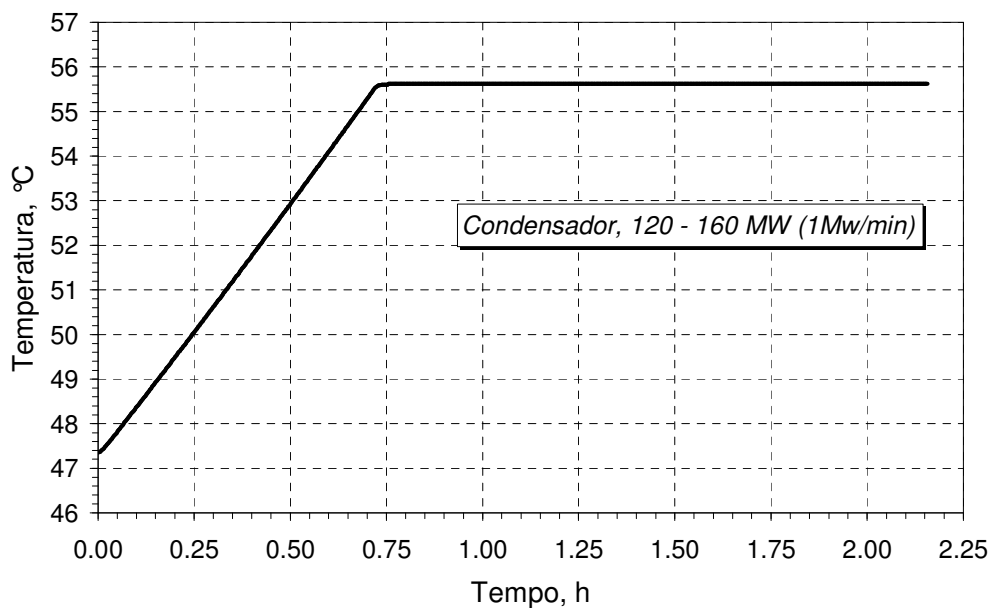


Figura 6.3 Temperatura em função do tempo na descarga do condensador.

A Figura 6.3 apresenta o comportamento da temperatura na saída do condensador ao longo do tempo. Com o aumento da carga na turbina há um aumento na temperatura da água na saída do equipamento. Este acompanha o comportamento da curva de carga da turbina,

estabilizando em $t = 45$ min (0,75h), sendo que a turbina alcança a carga final prescrita em $t = 43$ min. É constatado um pequeno efeito inercial nesta simulação, observando-se o atraso com que o condensador entra em regime permanente.

Na figura 6.4 é apresentado o comportamento da temperatura da água na saída do tanque de alimentação. Pode-se observar diferenças em relação ao resultados do condensador. Após a turbina alcançar a situação de regime permanente, aproximadamente em 0,75 h, o tanque de alimentação ainda não atingiu a sua condição de estabilidade e permanece se aquecendo, atingindo o equilíbrio 1,5h depois. Fica evidente nesta situação o comportamento inercial desse equipamento e como se observará a seguir, isto refletirá em outros equipamentos do ciclo.

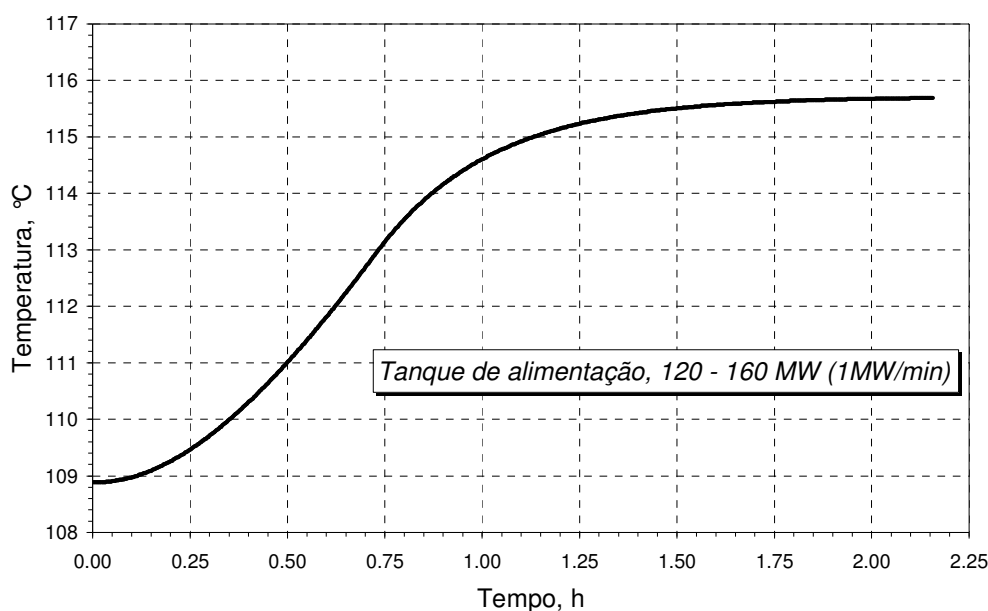


Figura 6.4 Temperatura na descarga do tanque de alimentação em função do tempo.

Na Figura 6.5, observa-se o reflexo do comportamento inercial do tanque de alimentação sobre o gerador de vapor. Após a turbina atingir a potência exigida, o gerador de vapor ainda diminui a sua carga ao longo do tempo, após ter passado por um pico de potência máxima. Isso se deve ao retardo do aumento da temperatura da água proveniente do tanque de alimentação, decorrente de sua inércia. Para manter a mesma potência na turbina, a caldeira deve diminuir a sua potência ao longo do tempo, pelo fato de receber progressivamente uma água mais aquecida, o que requer uma menor quantidade de calor a ser fornecida por este equipamento.

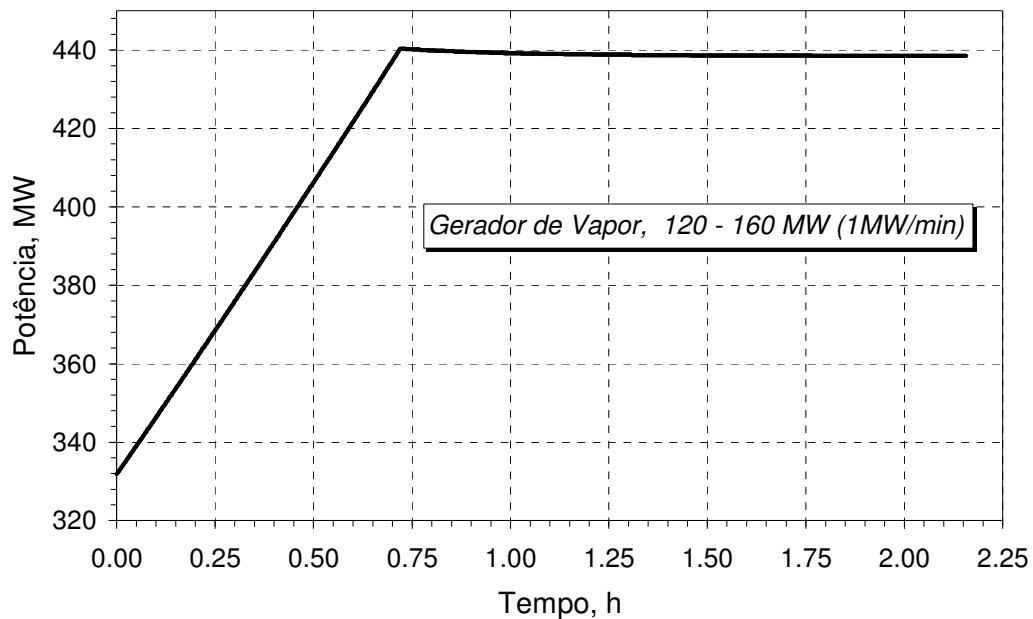


Figura 6.5 Comportamento do gerador de vapor ao longo tempo.

As bombas, como se constata nos gráficos baixo, seguem a tendência de carga da turbina, já que isso foi imposto ao modelo, pois a mesmas devem atender à vazão e à pressão solicitadas pelo ciclo.

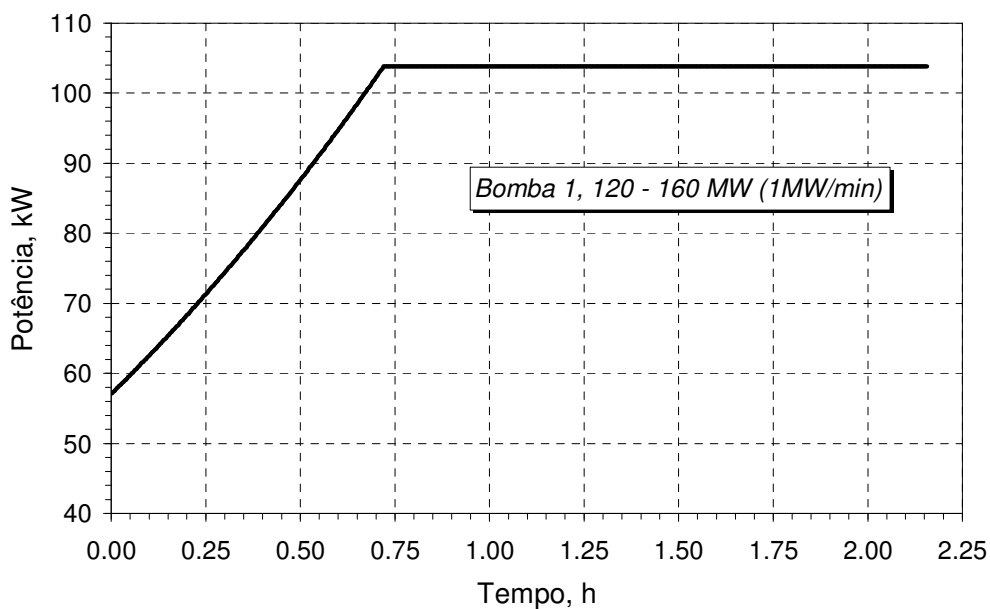


Figura 6.6 Curva de potência da bomba 1 (condensado) em função do tempo.

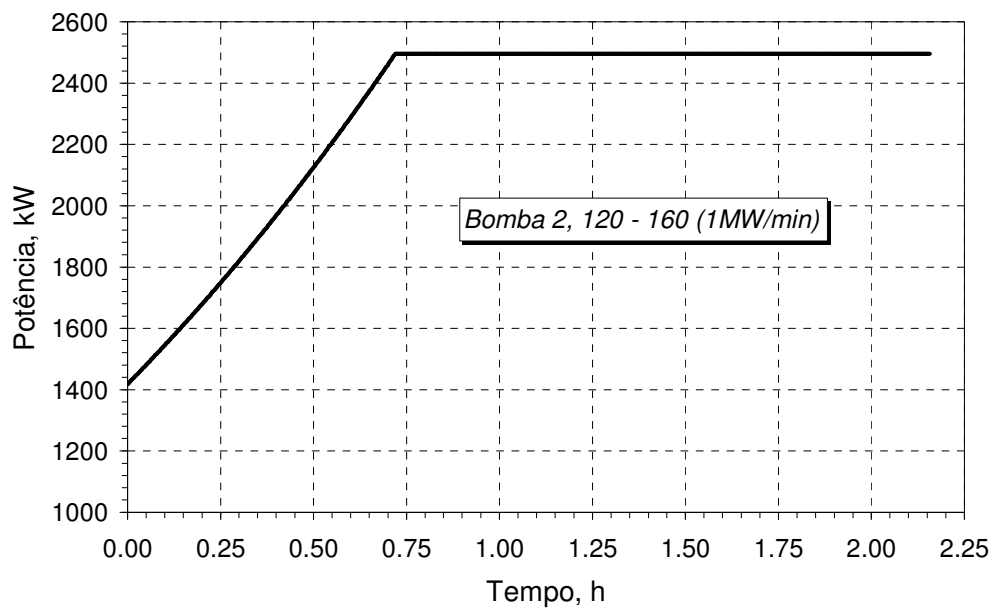


Figura 6.7. Curva de potência da bomba 2 (alimentação) em função do tempo.

Observa-se nas Figuras 6.6 e 6.7, uma semelhança de comportamento em ambas as bombas, diferenciando-se apenas pela potência desenvolvida. A bomba 2, por trabalhar com vazões maiores, e principalmente fornecendo o salto de pressão exigido para alimentar o circuito de alta pressão, desenvolve um potência bem mais elevada do que a bomba 1.

SIMULAÇÃO B: Comparação do caso de elevação de potência de 120 para 160 MW com a situação de redução de 160 para 120 MW, ambas a uma taxa de 1 MW/min.

O principal objetivo desta comparação é verificar a consistência do programa desenvolvido, observando valores de temperatura e potência determinados em uma simulação onde o valor final de carga da turbina é igual ao valor inicial. Para que realmente seja um programa consistente, deve-se esperar que haja uma continuidade nos valores calculados. Abaixo encontra-se tabelas com os valores das variáveis calculadas em ambas as simulações. Em $t = 0h$, a carga inicial da turbina é de 120 MW e em $t = 4,157 h$ a carga final é 120MW. Os valores em cinza nas tabelas representam os dados obtidos na simulação A.

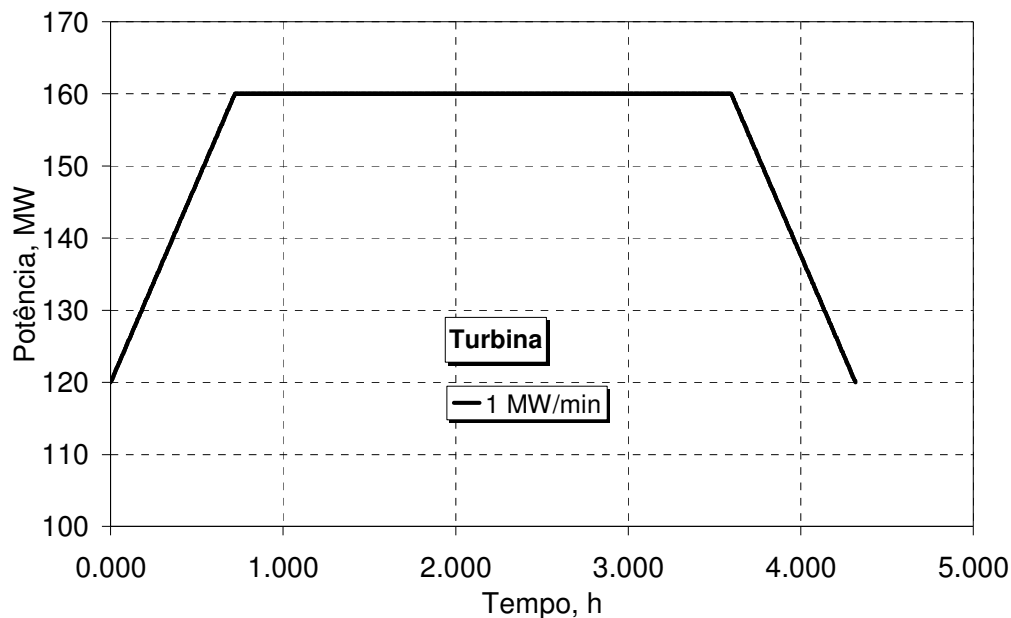


Tabela 6.2. Temperaturas em diferentes pontos do circuito

t[h]	T1[°C]	T2[°C]	T3[°C]	T4[°C]	T6[°C]
0,000	535	166,78	60,34	47,35	108,89
4,157	535	166,78	60,34	47,35	108,89

Tabela 6.3. Potência em diferentes componentes do ciclo.

t[h]	WB1[kW]	WB2[kW]	WT[MW]	QGV[MW]
0,000	57,1	1417,6	120,0	331,8
4,157	57,1	1417,6	120,0	331,8

Nas duas tabelas, observa-se a igualdade dos valores obtidos nas simulações, o que demonstra a consistência do programa. O programa utiliza a carga inicial para calcular todas as variáveis do problema e para montar um cenário em regime permanente, a partir do qual será iniciado o regime transiente. O que foi aqui demonstrado, é uma comparação entre uma carga inicial prescrita, com mesmo valor de carga, porém este alcançado pelo programa. Não havendo diferença entre os valores observa-se que o equacionamento adotado é eficiente, e consegue representar o comportamento dos equipamentos tanto em regime transiente quanto em regime permanente.

SIMULAÇÃO C: Elevação de carga da turbina de 120 para 160 MW na taxa de 10MW/min.

Nesta simulação é aumentada em 10 vezes a taxa de acréscimo de carga na turbina. Nos gráficos abaixo estão plotadas as curvas resultantes destas simulações, facilitando assim a visualização dos efeitos desta modificação de carregamento sobre o ciclo.

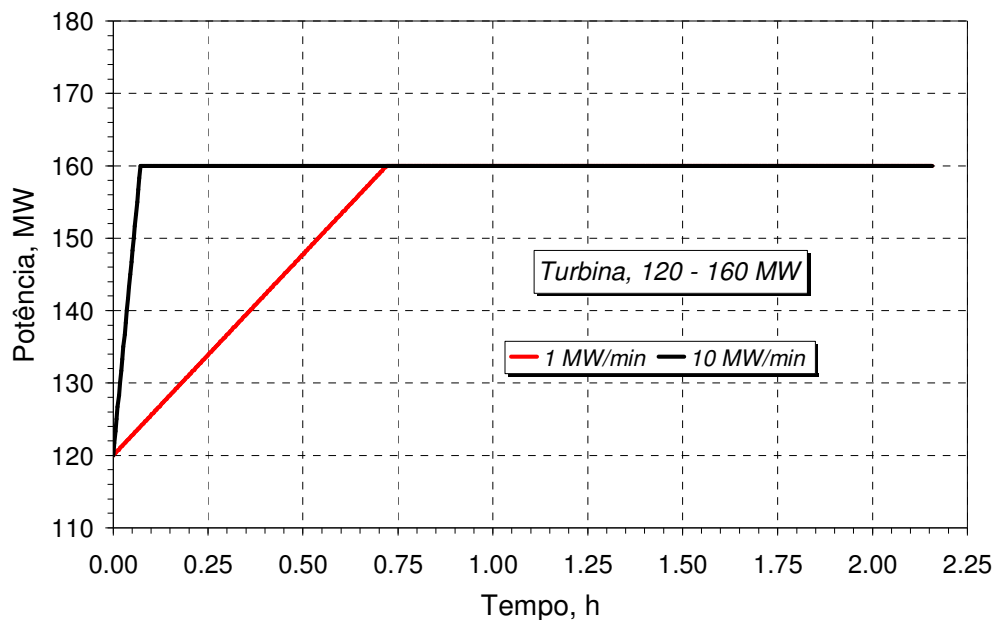


Figura. 6.8. Potência desenvolvida na turbina ao longo do tempo nas simulações A e C.

Na Figura 6.8 visualiza-se a diferença no tempo necessário para que a turbina alcance a mesma potência. Com uma taxa de 10 MW/min a turbina sai de 120 MW e alcança 160 MW em cerca de 4,3 min, enquanto que com a 1MW/min, o tempo necessário é de 43 min. Este novo carregamento é um transiente bastante forte e o seus reflexos sobre os equipamentos podem ser observados abaixo, na Figura 6.9. Assim como observado na primeira simulação, o condensador acompanha o comportamento da turbina. Porém na primeira simulação o condensador leva 45 min para alcançar a condição de regime permanente, enquanto que nesta simulação a estabilidade é atingida em apenas 7,5 min.

Na simulação A a diferença entre os tempos em que a turbina entra em regime permanente e o condensador atinge esta condição é de apenas 2 min, ou seja, um retardo temporal de apenas 4,65%. Já na simulação C essa diferença de tempo é de 3,2 min, ou seja, um retardo temporal de 74,4%, demonstrando claramente o efeito inercial presente no condensador.

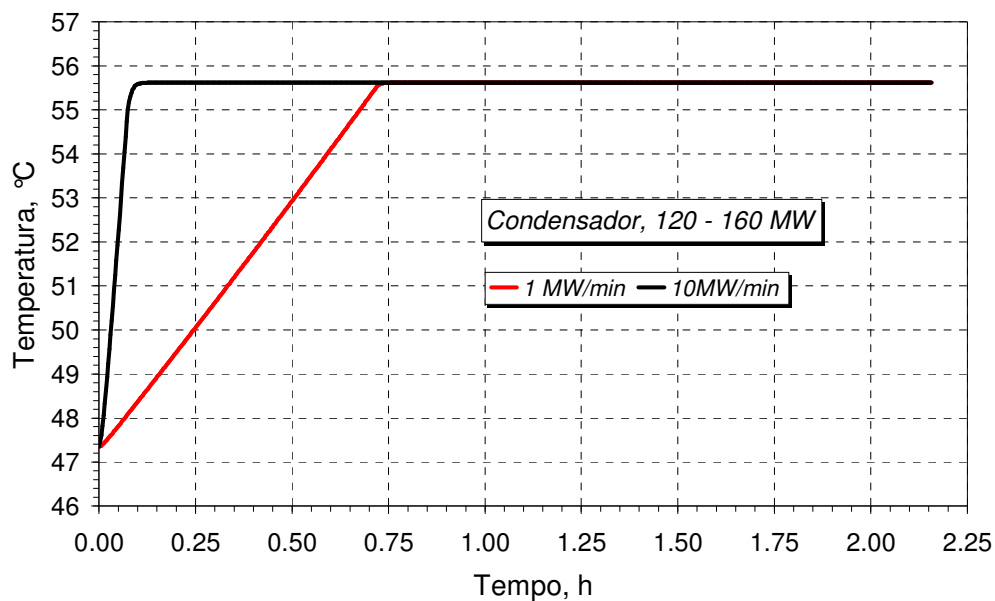


Figura. 6.9 Temperatura na descarga do condensador em função do tempo nas simulações A e C.

Na Figura 6.10 pode-se observar a diferença de comportamento do tanque de alimentação nas duas simulações. Com uma taxa de 10 MW/min, em $t = 0,5$ h a temperatura está em torno de 114°C , enquanto que, na simulação A, a temperatura está em torno de 111°C . Em regime permanente, ambas simulações atingem a mesma temperatura, porém uma mais rapidamente do que a outra, demonstrando mais uma vez o efeito inercial do sistema.

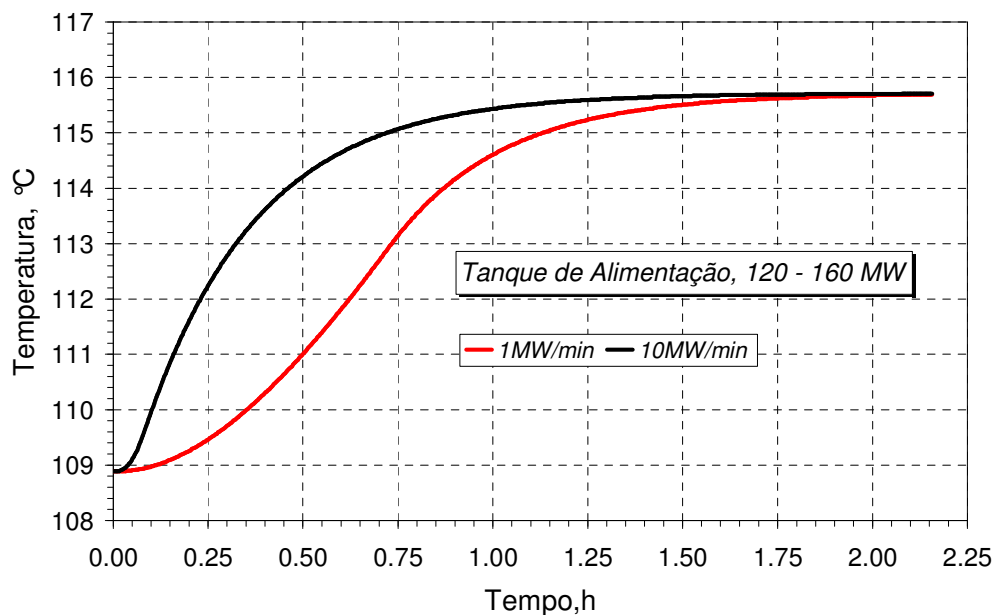


Figura. 6.10. Temperatura na descarga do tanque de alimentação nas simulações A e C.

Comparando o comportamento do gerador de vapor nas duas simulações, na figura 6.11 observa-se um fenômeno bastante interessante. Com uma taxa de 10MW/min a turbina atinge a potência 160 MW muito rapidamente, porém o tanque de alimentação encontra-se a uma temperatura relativamente baixa. Com isto o gerador de vapor deve compensar esta diferença fornecendo mais calor para o aquecimento da própria massa de água, atingindo um pico de 442,5 MW, enquanto que na situação de regime permanente este adiciona ao ciclo 438,5 MW. Com uma taxa de aumento de potência menor, 1 MW/min, quando a turbina atinge a potência desejada, o tanque de alimentação encontra-se a uma temperatura relativamente mais elevada e o pico de potência do gerador de vapor é de 440,3 MW.

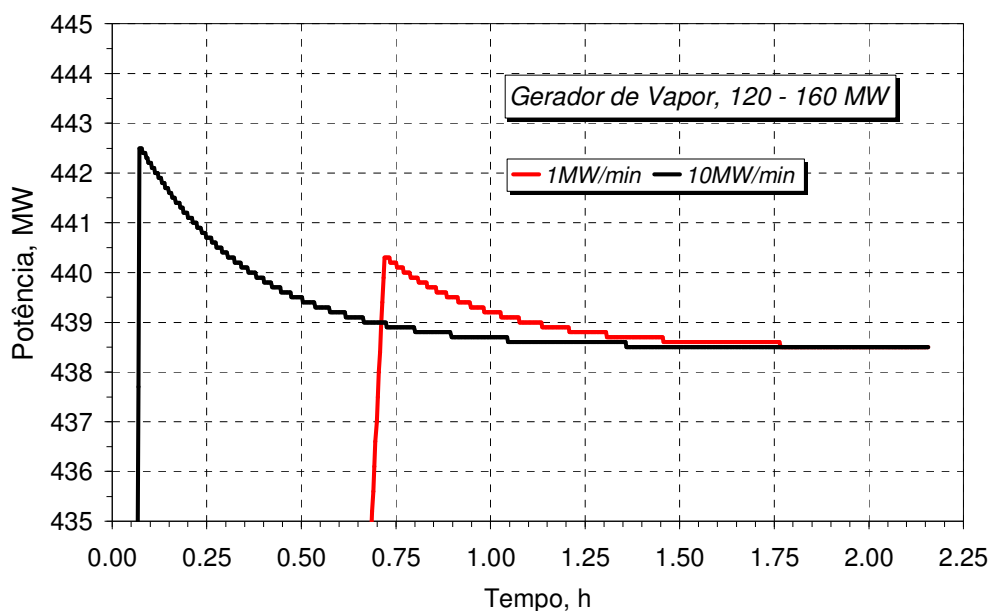


Figura. 6.11. Desempenho do gerador de vapor nas simulações A e C.

A Figura 6.11 evidencia o efeito dinâmico do tanque de alimentação, e como a sua inércia se reflete sobre o gerador de vapor. A escala do gráfico foi alterada para facilitar a visualização da diferença entre as simulações. O intervalo de tempo entre os picos de potência das duas situações é outro reflexo da mudança na taxa de acréscimo de potência da turbina.

SIMULAÇÃO D: Determinação da constante de tempo do tanque de alimentação

Nesta simulação a carga da turbina é elevada de 120 MW para 160 MW em uma rampa do tipo degrau, possibilitando a determinação da constante de tempo do tanque de alimentação. A constante de tempo corresponde ao tempo necessário para que um determinado fenômeno execute 63,3 % de sua excursão. Foram realizadas duas simulações, uma com uma massa líquida no equipamento de 150 toneladas e outra com 75 toneladas, para verificar o efeito dessa massa sobre a constante de tempo.

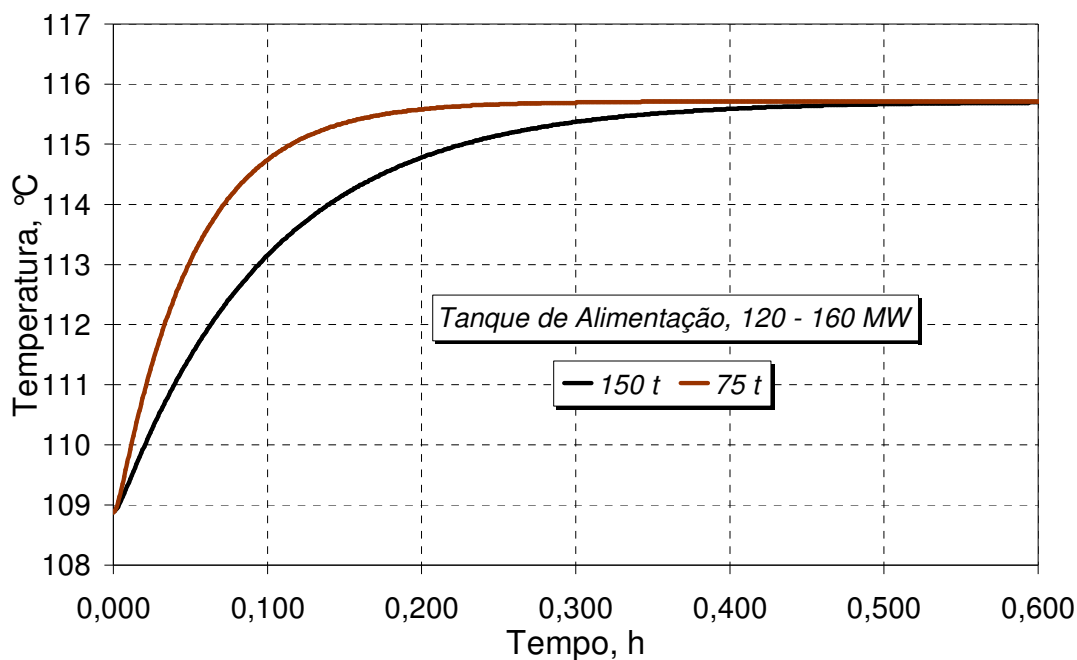


Figura 6.12 Temperatura no tanque de alimentação em função do tempo na simulação D.

No caso do tanque de alimentação, a temperatura inicial é de 108,8 °C e a temperatura final é de 115,7°C. Sendo assim a constante de tempo corresponde ao instante em que o equipamento atinge a temperatura de 113,2°C. Na Figura 6.12 é possível observar o comportamento da temperatura do tanque de alimentação ao longo do tempo, em função da perturbação que foi imposta ao ciclo, e verificar que existe uma constante de tempo para cada valor de massa líquida, demonstrando o seu efeito sobre a dinâmica deste. Para o tanque de alimentação com 150 t de água a constante de tempo é de 18,97 min, e para 75 t o seu valor é de 9,48 min.

SIMULAÇÃO E: Determinação da constante de tempo do condensador

Nesta simulação a carga da turbina é elevada de 120 MW para 160 MW em uma rampa do tipo degrau, possibilitando a determinação da constante de tempo do condensador. Foram realizadas duas simulações, uma com uma massa líquida no equipamento de 50 toneladas e outra com 100 t de água.

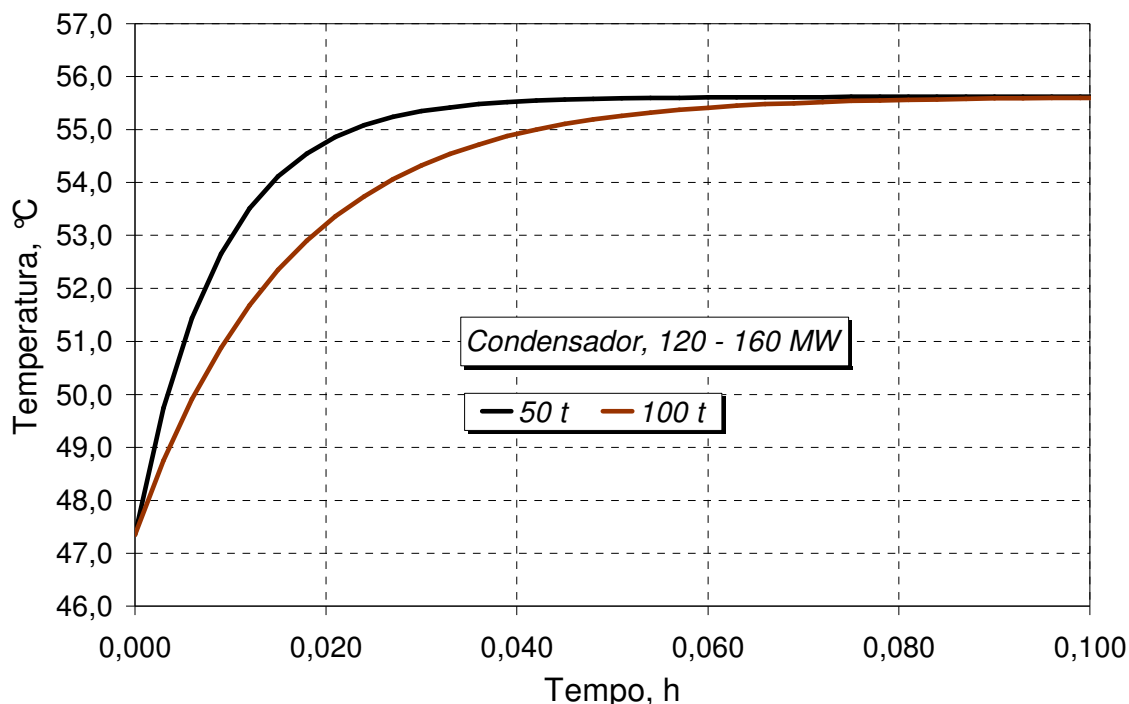


Figura 6.13. Temperatura do condensador em função do tempo na simulação E.

No caso do condensador, a temperatura inicial é de 47,35°C e a temperatura final é de 55,62°C. Sendo assim a constante de tempo corresponde ao instante em que o equipamento atinge a temperatura de 52,57°C. Na figura 6.13 é possível observar o comportamento da temperatura do condensador ao longo do tempo, em função da perturbação que foi imposta ao ciclo, verificando-se que existe uma constante de tempo para cada valor de massa líquida e demonstrando o seu efeito sobre a dinâmica deste. Para o condensador com 50 t de água a constante de tempo é de 0,48 min enquanto que para 100 t é de 0,96 min. Comparando as constantes de tempo do condensador e do tanque de alimentação, é possível verificar que o condensador responde a uma perturbação cerca de vinte vezes mais rápido do que o tanque de alimentação. Este efeito dinâmico do condensador extremamente elevado, em comparação com o tanque de alimentação, deve-se ao fato do condensador ser um equipamento que rejeita calor enquanto que o outro está isolado do meio externo. Na equação (6.10), o produto coeficiente

global e área de troca térmica, que se encontra no denominador, possui ordem de grandeza em torno de 12 vezes maior que os demais. Assim, variações das condições de entrada do fluido no condensador são rapidamente percebidas.

7. Conclusão

A modelagem e simulação de sistemas térmicos adquire importância cada vez maior, em particular em regime transiente, pois nessas plantas o regime de operação é crítico e próximo aos limites de processo, resistência de materiais, poluição, além dos econômicos.

Atualmente existem diversos programas para a simulação de sistemas térmicos, tanto em regime permanente quanto transiente, alguns genéricos e outros mais específicos. A escolha de qual é o mais adequado depende de uma série de fatores, como a faixa de problemas que se deseja resolver, o custo do programa ou do seu desenvolvimento, a dificuldade no seu manuseio, etc.

A Unidade Termelétrica Presidente Médici, Fase b, foi a base para as simulações desenvolvidas neste trabalho, como já havia sido no projeto de desenvolvimento do simulador em regime permanente da planta. Dentro da possibilidade do desenvolvimento de um simulador em regime transiente, verificou-se a necessidade de investigar dentro do ciclo térmico da planta quais equipamentos teriam um comportamento dinâmico mais acentuado.

Neste simulador em regime transiente do ciclo de Rankine Regenerativo, foram modelados aqueles equipamentos considerados como as maiores fontes de inércia no ciclo térmico; o condensador e o tanque de alimentação. Ambos armazenam uma grande quantidade de água, justificando sua escolha.

Nas simulações realizadas foi possível constatar o comportamento inercial desses equipamentos, e como esse efeito se propaga, em maior ou menor escala, nos equipamentos a jusante do condensador e do tanque de alimentação. O tanque de alimentação revelou-se como o de maior influência na planta, principalmente pelo volume de água armazenado e por ser um equipamento isolado do meio externo, que não rejeita calor como o condensador. A influência do condensador é menor, devido à rejeição de calor que nele ocorre, necessária para a condensação do vapor descarregado pela turbina. Isto faz com que as oscilações no carregamento da planta sejam absorvidas rapidamente.

No desenvolvimento de um simulador dinâmico mais detalhado de uma planta de potência, certamente outras fontes de inércia devem ser consideradas, como o gerador de vapor, a turbina e o gerador elétrico. No caso da Usina Termelétrica Presidente Médici, o acoplamento entre o condensador e a torre de refrigeração também deve ser estudado, possibilitando a determinação do comportamento desses equipamentos ao operarem conjuntamente em regime transiente.

8. Referências Bibliográficas

- Bejan, A., 1995. “**Convection Heat Transfer**”, John Wiley & Sons, New York.
- Elmegaard, B., Houbak, N., 2002. “**Software for Simulation of Power Plant Processes Parts A**, ECOS, pp. 742-749.
- Elmegaard, B., Houbak, N., 2002. “**Software for Simulation of Power Plant Processes Parts B**, ECOS, pp. 750-757.
- Fonseca, J.G., Schneider, P.S., 2004. “**Comparative Analysis of the IAPWS-IF97 Formulation Performance for Thermodynamic Properties of Water on a Rankine Cycle**” Engenharia Térmica, N°5, pp. 52-55.
- Kakaç, S., 1991. “**Boilers, Evaporators and Condensers**”, John Wiley & Sons, New York.
- Moran, M., Shapiro, H.N., 2002. “**Princípios de Termodinâmica para Engenharia** ”, LTC, Rio de Janeiro.
- Stoecker, W.F., 1989. “**Design of Thermal Systems**”, McGraw-Hill, New York.

9. Bibliografia Complementar

Elmegaard, B., Houbak, N., 2001. **“Handling Discontinuities in Dynamic Simulation of Energy Systems”**, ECOS, pp. 895-904.

Demoliner, L.A., 1999. **“Sistema de Regulação da UTEPM-b”**, CGTEE.

Ong’iro, A., et al., 1996. **“ Thermodynamic Simulation and Evaluation of a Steam CHP Plant Using Aspen Plus”**, Applied Thermal Engineering, vol. 16, pp. 263-271.

10. Anexo

Cálculo das condições iniciais :

$$T(1)=T_I \quad \text{tempo inicial [h]}$$

$$WT(1)=80.D0 \quad \text{carga inicial na turbina [MW]}$$

$$GAV=100.D0 \quad \text{abertura da válvula de admissão na turbina [%]}$$

$$F1= 1.6d0 * GAV$$

$$F2= 3.7d-3 * GAV * GAV - 0.8857d0 * GAV + 67.686d0$$

$$P1(1)=(175.2d0 - ((f2/16.d0) * (f1 - WT(1)))) * 9.80665d-2$$

Pressão entrada da turbina [MPa], ponto 1.

$$M1(1)=((6.9d-3 * WT(1) * WT(1) + 1.6705d0 * WT(1) + 88.794d0) + 15.d0) / 3.6d0$$

Vazão mássica na entrada da turbina [kg/s], ponto 1.

$$M3(1)=(1.D0 - Y) * M1(1)$$

Vazão mássica no condensador [kg/s], ponto 3.

$$M2(1)=M1(1) * Y$$

Vazão mássica na sangria [kg/s], ponto 2

$$P2(1)=(0.0475D0 * WT(1) + 0.080D0) * 0.101325d0$$

Pressão na sangria [MPa], ponto 2

$$T4(1)=TSATdeP(P3)$$

Temperatura [°C], no ponto 4

$$T6(1)=TSATdeP(P2(1))$$

Temperatura inicial [°C] , ponto 6.

$$H1(1)=HdePeT(P1, T1)$$

Entalpia [kJ/kg], ponto 1 f(P1, T1).

$$S1(1)=SdePeT(P1, T1)$$

Entropia [kJ/kgK], no ponto 1 $f(P1, T1)$.

$$S2S(1) = S1(1)$$

Entropia [kJ/kgK], no ponto 2, considerando uma expansão isoentrópica.

$$T2(1) = T_{SATdeP}(P2)$$

Temperatura na sangria [°C], ponto 2.

$$H2S(1) = H_{dePeS}(P2, S2S)$$

Entalpia [kJ/kg], no ponto 2, considerando uma expansão isoentrópica.

$$H2(1) = H1(1) - (N_A * (H1(1) - H2S(1)))$$

Entalpia [kJ/kg], no ponto 2, considerando as irreversibilidades.

$$S2(1) = S_{dePeH}(P2(1), H2(1))$$

Entropia [kJ/kgK], no ponto 2 $f(P2, h2)$, considerando as irreversibilidades.

$$S3S(1) = S2(1)$$

Entalpia [kJ/kg], no ponto 3, considerando uma expansão isoentrópica.

$$H3S(1) = H_{dePeS}(P3, S3S(1))$$

Entalpia [kJ/kg], no ponto 3, considerando uma expansão isoentrópica.

$$H3(1) = H2(1) - (N_B * (H2(1) - H3S(1)))$$

Entalpia [kJ/kg], no ponto 3, considerando as irreversibilidades.

$$H4(1) = H_{LSATdeP}(P3)$$

Entalpia [kJ/kg], ponto 4.

$$WB1(1) = ((M3(I) / \rho_{H2O}) * ((P2(1) - P3) * 1.D3))$$

Trabalho da bomba 1 [kW]

$$H5(1) = (WB1(1) / M3(1)) + H4(1)$$

Entalpia [kJ/kg], na saída da bomba

$$P2(I)=(0.0475D0*WT(I)+0.080D0)*.101325d0 \quad !\text{pressão na sangria 2 [MPa]}$$

!-----

$$PP1=P1(I)$$

$$HP1=HdePeT(PP1,T1) \quad ! \text{entalpia no pt 1 [kJ/kg]}$$

$$SP1=SdePeT(PP1,T1) \quad ! \text{entropia no pt 1 [kJ/kgK]}$$

$$S1(I)=SP1$$

$$SP2S=S1(I)$$

$$H1(I)=HP1$$

$$PP2=P2(I)$$

$$HP2S=HdePeS(PP2,SP2S)$$

$$H2S(I)=HP2S$$

$$H2(I)=H1(I)-(NA*(H1(I)-H2S(I))) \quad !\text{entalpia no pt 2 [kJ/kg]}$$

$$HP2=H2(I)$$

$$SP2=SdePeH(PP2,HP2)$$

$$T2(I)=TdePeS(PP2,SP2) \quad !\text{temperatura ponto 2 [°C]}$$

$$S2(I)=SP2$$

$$SP3S=S2(I)$$

$$HP3S=HdePeS(P3,SP3S)$$

$$H3S(I)=HP3S$$

$$H3(I)=H2(I)-(NB*(H2(I)-H3S(I))) \quad !\text{entalpia ponto 3 [kJ/kg]}$$

$$HP3=H3(I)$$

$$TP3=TdePeH(P3,HP3)$$

$$T3(I)=TP3 \quad !\text{temperatura ponto 3 [°C]}$$

!-----**CONDENSADOR**-----

$$QC(I)=UA*(T4(I-1)-25.d0)$$

$$T4(I)=(M3(I)*(H3(I)-H_{LSATdeP}(P3))+M3(I)*C*TSATdeP(P3)+C1*T4(I-1)+UA*Tamb)/(C1+UA+M3(I)*C)$$

$$TP4=T4(I)$$

$$HP4=HdePeT(P3,TP4)$$

$$H4(I)=HP4$$

!-----**BOMBA1**-----

$$WB1(I)=((M3(I)/rhoH2O)*(P2(I)-P3))*1.D3 \quad ! \text{trabalho da bomba (kW)}$$

$$H5(I)=(WB1(I)/M3(I))+H4(I-1)$$

$$HP5=H5(I)$$

!WRITE(*,*)H5(I)

! entalpia na saida da bomba 1 [kJ/kg]

$$TP5=TdePeH(PP2,HP5)$$

$$T5(I)=TP5$$

!WRITE(*,*) T5(I)

$$TP2L=TSATdeP(PP2)$$

$$T2L(I)=TP2L$$

!-----**TANQUE DE ALIMENTAÇÃO**-----

$$T6(I)=(C2*T6(I-1)+M3(I)*C*T5(I)+M2(I)*(H2(I)-H_LSATdeP(PP2)+C*T2L(I)))/(C2+C*M1(I))$$

$$TP6=T6(I)$$

$$HP6=HdePeT(PP2,TP6)$$

$$H6(I)=HP6$$

-----**BOMBA2**-----

$$WB2(I)=(M1(I)/rhoH2O)*((P1(I)-P2(I))*1.D3)$$

! trabalho da bomba 2 (kW)

$$H7(I)=(WB2(I)/M1(I))+H6(I)$$

! entalpia na saida bomba 2

!-----**GERADOR DE VAPOR**-----

$$QGV(I)=M1(I)*(H1(I)-H7(I))$$

! Calor Trocado no GV [kW]

ENDDO

!-----