

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**BRENO HENRIQUE CORRÊA GUIMARÃES**

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DINÂMICA DE UMA CALDEIRA INDUSTRIAL  
AQUATUBULAR UTILIZANDO O SIMULINK**

**UBERLÂNDIA  
2021**

**BRENO HENRIQUE CORRÊA GUIMARÃES**

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DINÂMICA DE UMA CALDEIRA INDUSTRIAL  
AQUATUBULAR UTILIZANDO O SIMULINK**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à  
Graduação de Engenharia Mecânica como  
requisito parcial para obtenção do título de  
bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof. orientador: João Marcelo Vedovotto

**UBERLÂNDIA  
2021**

## AGRADECIMENTOS

Diversas pessoas foram importantes para o meu desenvolvimento pessoal e profissional ao longo da graduação, tornando possível a conclusão desta caminhada até este projeto de fim de curso.

Primeiramente agradeço a Deus que me proporcionou a oportunidade de chegar até aqui.

Aos meus pais, Andréa e Idenir, pelas boas cobranças e o indescritível suporte empregado durante a minha jornada, sem os quais não poderia avançar.

Ao meu tio, André, e meu irmão, Victor, pelos conselhos e encorajamento na tomada de decisões importantes para encarar essa empreitada.

Agradeço à Ana Laura, pelo companheirismo, a compreensão, o cuidado e o encorajamento em todos os momentos, sejam eles os mais fáceis ou os mais desafiadores.

Aos meus amigos, João Gabriel e João Pedro, por dividirem de perto comigo essa jornada, especialmente durante os primeiros passos.

Aos demais familiares e amigos que fazem parte de minha história.

Sou grato por aqueles que contribuíram para a minha formação dentro da universidade. Dentre eles os parceiros da UfuRacing, especialmente ao Lucas Tannús, que depositou sua confiança para me levar à liderança da equipe em um momento importante e ao Frederico, por sua parceria em todos os projetos.

Aos professores, em especial ao Prof. Dr. João Marcelo Vedovotto, pelo convite ao envolvimento em alguns de seus projetos no Laboratório de Mecânica dos Fluidos, por me apresentar a Aimirim e pela orientação neste trabalho.

Por fim, agradeço à Aimirim pela oportunidade de desenvolvimento deste projeto, contando com apoio financeiro e profissional. Em especial ao Felipe pela paciência e a orientação dentro da empresa e ao Renato, pela confiança depositada e o suporte no meu crescimento profissional e pessoal.

## Resumo

Este trabalho aborda o desenvolvimento de um modelo físico, matemático e computacional de um processo de geração de vapor através de uma caldeira industrial de grande escala. Inicialmente se apresenta uma breve contextualização sobre os desafios da realização de testes em processos industriais, motivação do trabalho. Em seguida, as características físicas do processo modelado são apresentadas, bem como o equacionamento diferencial que representa essas características. Utiliza-se a abordagem do equacionamento em espaço de estados para a construção do simulador programado no ambiente MATLAB®-SIMULINK®, através de recurso da biblioteca *User-Defined Functions*. Por fim, são incorporadas malhas de controle tradicionalmente encontradas nos processos industriais e se apresentam análises da estabilidade e da resposta dinâmica do modelo construído. Desenvolvido com o suporte da empresa Aimirim, consultoria em engenharia que atua no desenvolvimento e na implementação de soluções para indústria 4.0, a validação do modelo é realizada através de análise comparativa da resposta obtida em simulações de condições reais encontradas em caldeiras industriais.

**Palavras-chave:** Caldeira, Geração de Vapor, Modelo Termodinâmico Computacional, Representação em Espaço de Estados, Controladores Industriais, Indústria 4.0, Simulação com Matlab®-Simulink®.

## Abstract

This work addresses the development of a physical, mathematical and computational model of a steam generation process using a large-scale industrial boiler. Initially, a brief contextualization is presented about the challenges of testing industrial processes, motivation of the work. Then, the physical characteristics of the modeled process are presented, as well as the differential equations that represent these characteristics. The state space equation approach is used to build the simulator programmed in the MATLAB®-SIMULINK® environment, through an *User-Defined Functions* library resource. Finally, control loops traditionally found in industrial processes are incorporated and analyses are realized to check the stability and dynamic response of the built model. Developed with support of the company Aimirim, an engineering consultancy that works in the development and implementation of solutions for industry 4.0, the validation of the model is carried out through the comparative analysis of the response obtained in simulations based on real conditions found in industrial boilers.

**Keywords:** Boiler, Steam Generation, Computational Thermodynamic Model, State-Space Representation, Industrial Controllers, Industry 4.0, Matlab®-Simulink® Simulation.

## LISTA DE FIGURAS

3.1 - Caldeira Stirling ® alimentada por cavaco usada como referência para o modelo construído.....	22
3.2 - Fluxo dos gases quentes na fornalha.....	24
3.3 - Representação do funcionamento do economizador.....	25
3.4 - Exemplo de separação de fases em tubulão de vapor com três filas de separadores primários.....	27
3.5 - Diagrama simplificado do calor fornecido às regiões de circulação da água pelo ciclo downcomer-risers-tubulão.....	29
3.6 - Feixe tubular visível em uma caldeira em construção.....	30
3.7 - O ciclo Rankine ideal.....	31
3.8 - O efeito do superaquecimento do vapor a temperaturas mais altas no ciclo ideal de Rankine.....	32
3.9 - Diagrama esquemático sobre o princípio de funcionamento do dessuperaquecedor mecânico de atomização.....	33
3.10 - Diagrama esquemático sobre o princípio de funcionamento do pré-aquecedor de ar.....	34
3.11 - Representação do modelo físico e do volume de controle da fornalha.....	36
3.12 - Representação dos modelos físicos e dos volumes de controle do economizador, feixe tubular e pré-aquecedor de ar.....	37
3.13 - Representação do modelo físico e do volume de controle do superaquecedor.....	38
3.14 - Representação dos modelos físicos e dos volumes de controle do tubulão de vapor e do downcomer.....	39
4.1 - Exemplo do volume de controle diferencial $dV$ e a superfície de controle diferencial $dA$ usados na dedução da equação de conservação da massa.....	45
5.1 - Diagrama de blocos do modelo computacional integrado através do SIMULINK®.....	70

5.2 - Diagrama de blocos do modelo computacional integrado através do SIMULINK®: Observação de todas as saídas calculadas.....	71
5.3 - Diagrama de blocos do modelo computacional integrado através do SIMULINK®: Integração de alguns controles.....	72
5.4 - Representação esquemática dos controladores PI incorporados ao modelo da caldeira.....	73
5.5 - Resposta dinâmica de um processo integrativo (à esquerda) e de um sistema auto-regulador (à direita).....	74
5.6 - Teste em malha aberta para resposta dinâmica com característica integrativa (à esquerda) e determinação da inclinação na resposta da variável de processo (à direita).....	75
5.7 - Teste em malha aberta para resposta dinâmica com característica auto-reguladora.....	76
6.1 - Diferentes pressões com comportamento estável em diferentes regiões do processo.....	84
6.2 - Diferentes temperaturas com comportamento estável em diferentes regiões do processo.....	84
6.3 - Nível do tubulão tem uma resposta integrativa à alteração da vazão de água.....	87
6.4 - Oscilação do nível de água do tubulão com controle não ajustado.....	88
6.5 - Manipulação da vazão de água entrando no processo e seu impacto no nível do tubulão.....	89
6.6 - Oscilação do nível de água do tubulão após tuning do controle.....	90
6.7 - A temperatura final do vapor responde de forma auto-regulada à vazão de água aplicada no dessuperaquecedor.....	92
6.8 - Sucessivos degraus para a verificação da linearidade entre temperatura final do vapor e a aplicação de água no dessuperaquecedor.....	93
6.9 - Comportamento da temperatura do vapor com controle não ajustado.....	94

6.10 - Manipulação da vazão de água no dessuperaquecedor e seu impacto na temperatura do vapor.....	95
6.11 - Comportamento da temperatura do vapor no superaquecedor após tuning do controle.....	96
6.12 - A pressão no tubulão de vapor responde à variação de combustível de forma auto-regulada.....	98
6.13 - Resposta da pressão no tubulão de vapor a sucessivos degraus na alimentação de combustível.....	98
6.14 - Distúrbio causado sobre a resposta da pressão no tubulão de vapor devido a atuação simultânea do controle de nível de água.....	99
6.15 - Comportamento da pressão do vapor a sucessivos degraus sob influência do controle de nível.....	100
6.16 - Resposta observada após a implementação do linearizador.....	101
6.17 - Comportamento da pressão do vapor com controle não ajustado.....	102
6.18 - Manipulação da vazão de combustível e seu impacto na pressão do vapor.....	103
6.19 - Comportamento da pressão no tubulão de vapor após tuning do controle.....	104
6.20 - Alteração do Setpoint de nível de água no tubulão.....	105
6.21 - Alteração do Setpoint de pressão do vapor no tubulão.....	106
6.22 - Alteração do Setpoint de temperatura do vapor na saída do equipamento.....	107
6.23 - Resposta do nível de água aos diferentes distúrbios devido às atuações dos controles.....	107

## LISTA DE TABELAS

5.1 - Entradas, saídas, estados e parâmetros para o bloco que modela a região da fornalha...	63
5.2 - Entradas, saídas, estados e parâmetros para o bloco que modela a região do economizador.....	64
5.3 - Entradas, saídas, estados e parâmetros para o bloco que modela a região do tubulão de vapor.....	65
5.4 - Entradas, saídas, estados e parâmetros para o bloco que modela a região do feixe tubular.....	67
5.5 - Entradas, saídas, estados e parâmetros para o bloco que modela a região do superaquecedor.....	68
5.6 - Entradas, saídas, estados e parâmetros para o bloco que modela a região do pré-aquecedor de ar.....	69
6.1 - Valores dos parâmetros referentes ao subprocesso da fornalha.....	78
6.2 - Valores dos parâmetros referentes ao subprocesso do economizador.....	79
6.3 - Valores dos parâmetros referentes ao subprocesso do tubulão de vapor.....	79
6.4 - Valores dos parâmetros referentes ao subprocesso do feixe tubular.....	79
6.5 - Valores dos parâmetros referentes ao subprocesso do superaquecedor.....	80
6.6 - Valores dos parâmetros referentes ao subprocesso do pré-aquecedor.....	80
6.7 - Valores de entrada impostos ao modelo para verificação de condição de regime permanente.....	81
6.8 - Condições iniciais dos estados definidas para o subprocesso da fornalha.....	82
6.9 - Condições iniciais dos estados definidas para o subprocesso do economizador.....	82
6.10 - Condições iniciais dos estados definidas para o tubulão de vapor.....	82

6.11 - Condições iniciais dos estados referentes ao subprocesso do feixe tubular.....	83
6.12 - Condições iniciais dos estados referentes ao subprocesso do superaquecedor.....	83
6.13 - Condições iniciais dos estados referentes ao subprocesso do pré-aquecedor.....	83
6.14 - Valores de entrada impostos ao modelo nas simulações para caracterização da resposta do nível de água no tubulão quando a vazão de água na alimentação é manipulada.....	86
6.15 - Valores de entrada impostos ao modelo nas simulações para caracterização da resposta da temperatura final do vapor quando a vazão de água no dessuperaquecedor é manipulada.....	91
6.16 - Valores de entrada impostos ao modelo nas simulações para caracterização da resposta da pressão do vapor no tubulão quando as vazões de combustível e ar são manipuladas.....	97

## SUMÁRIO

<b>AGRADECIMENTOS</b>	<b>2</b>
<b>Resumo</b>	<b>3</b>
<b>Abstract</b>	<b>4</b>
<b>LISTA DE FIGURAS</b>	<b>5</b>
<b>LISTA DE TABELAS</b>	<b>8</b>
<b>SUMÁRIO</b>	<b>10</b>
<b>1. INTRODUÇÃO</b>	<b>12</b>
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>15</b>
<b>3. MODELO FÍSICO</b>	<b>21</b>
3.1. LAYOUT DO GERADOR DE VAPOR	21
3.2. CARACTERIZAÇÃO DOS SUBPROCESSOS	23
3.3. CARACTERIZAÇÃO DOS VOLUMES DE CONTROLE	35
3.4. RELAÇÕES TERMODINÂMICAS	39
3.5. CONSIDERAÇÕES SIMPLIFICADORAS	41
<b>4. MODELO MATEMÁTICO</b>	<b>43</b>
4.1. DEFINIÇÃO DA SIMBOLOGIA	43
4.2. BALANÇO MÁSSICO	44
4.3. BALANÇO ENERGÉTICO	45
4.4. CARACTERIZAÇÃO DINÂMICA	49
4.5. EQUACIONAMENTO DOS SUBPROCESSOS	51
<b>5. MODELO COMPUTACIONAL</b>	<b>61</b>
5.1. ABORDAGEM DE ESPAÇO DE ESTADOS	61
5.2. FERRAMENTAS E LINGUAGEM UTILIZADAS	62
5.3. SUBMODELOS INDEPENDENTES	63
5.4. MODELO COMPLETO	70
<b>6. ANÁLISE DE RESULTADOS</b>	<b>78</b>
6.1. ANÁLISE INICIAL: ESTABILIDADE DO MODELO	81
6.2. CARACTERÍSTICAS DO MODELO EM MALHA ABERTA	85
6.3. ATUAÇÃO SIMULTÂNEA DOS CONTROLADORES	105
<b>7. CONCLUSÃO E PERSPECTIVAS</b>	<b>109</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>111</b>



## 1. INTRODUÇÃO

A termodinâmica é a ciência que estuda a troca de energia de sistemas em grande escala e busca a compreensão das leis físicas que regem os processos de transferência de energia. A compreensão dos fenômenos termodinâmicos viabiliza diversas aplicações no contexto da Engenharia, sobretudo em processos envolvendo transferência de energia térmica e mecânica.

Entre as grandes aplicações tecnológicas dos conceitos termodinâmicos encontram-se processos de geração de vapor para as mais diversas aplicações industriais - Geração de energia, secagem, destilação, esterilização, pasteurização e outros. O presente trabalho tem foco no estudo de processos para geração de vapor sob condições de alta demanda, através de caldeiras industriais aquatubulares que trabalham a altos níveis de pressão e temperatura. As altas pressões na geração de vapor se fazem necessárias em aplicações que exigem que o fluido tenha elevado nível de energia interna. Já as altas taxas de produção são explicadas pela grande demanda de consumo do vapor em aplicações da indústria.

Apesar da vasta utilização das caldeiras na indústria e do amplo conhecimento difundido sobre seus princípios de funcionamento bem como suas formas de operação, ainda se encontram grandes oportunidades de melhoria e aumento de eficiência nos processos de geração de vapor.

Tais oportunidades advêm de ocasiões muito comuns na operação diária desses equipamentos e envolvem a produção de vapor fora dos parâmetros ideais para o aproveitamento da máxima eficiência dos mesmos. Ainda que a caldeira opere em condição ideal de operação, são encontradas discordâncias entre este ponto e as condições de operação ideais dos demais geradores de vapor que porventura se encontram acoplados em uma mesma linha de vapor. Ou seja, as diferentes caldeiras podem ter diferentes pontos ótimos de operação. Ainda sem mencionar sequer outros equipamentos, consumidores que usualmente estão ligados às mesmas linhas de vapor, como no caso de turbinas usadas na geração de energia. Neste exemplo, a vazão de vapor que corresponde ao ponto de máxima eficiência da turbina geradora impõe certa demanda de produção que tende a divergir dos pontos de máxima eficiência das caldeiras. Nesse sentido, encontrar o ponto de máxima eficiência global do processo como um todo se torna uma tarefa demasiadamente árdua. Esses pontos

ideais são dinâmicos e permanecem sendo alterados de acordo com variáveis internas e até mesmo externas ao processo de geração de vapor propriamente dito - como demanda de consumidores, alteração de condições climáticas e mudança de características de combustíveis utilizados na combustão. Também podem ser destacadas demais oportunidades de melhorias que são precedidas de outro problema: A resposta dinâmica do sistema termodinâmico frente a atuação dos controladores.

Usualmente os processos industriais são controlados automaticamente por lógicas embarcadas em PLCs (Programmable Logic Controllers), sendo que na larga maioria dos casos as ações de manipulação são guiadas pela técnica de controle proporcional integral diferencial (PID) ou suas variações. A ampla utilização dos controles PIDs se explica pelo seu conceito razoavelmente simples de ser compreendido e aplicado, além de maiores facilidades de ajuste em comparação a opções concorrentes. Contudo, essa maior simplicidade traz consigo seu preço. Por ter característica linear, os controles PIDs não são os mais adequados para controlar a dinâmica de plantas com características não lineares, como o processo de geração de vapor em caldeiras. Conseqüentemente, a resposta dinâmica das plantas controladas fica distante de atingir uma característica ótima, causando instabilidade - ou variações - aos processos, seja por uma ação de controle demasiadamente agressiva ou por uma ação muito lenta ocasionando necessidade de intervenções manuais. Ainda pode se destacar que os controles industriais convencionais têm sua atuação totalmente condicionada ao feedback do erro entre o setpoint desejado e o valor real da variável de processo, ou seja, ações de correção são tomadas apenas quando existe diferença entre o valor de setpoint e o valor da variável a ser controlada lido em sensor, tornando tais ações nativamente reativas. Demais técnicas de controle encontradas na literatura são mais adaptáveis às características dinâmicas e aos fenômenos físicos envolvidos nos processos e subprocessos das caldeiras industriais.

A percepção dessas possibilidades reais de melhoria somada às competências técnicas para desenvolver e aplicar ferramentas que atacam os problemas citados fazem da Aimirim uma empresa - de consultoria em engenharia - especialista em soluções tecnológicas utilizando controles avançados e algoritmos de otimização para ganho de eficiência em processos industriais. O conhecimento da realidade de negócio da indústria possibilitou a implantação dessas ferramentas em diversos processos, proporcionando à empresa forte experiência na aplicação dessas tecnologias em caldeiras industriais.

Exatamente nesse contexto a empresa enxerga a importância da obtenção de maior nível de compreensão dos fenômenos físicos e dos comportamentos dinâmicos dos processos envolvidos nas etapas de geração e distribuição de vapor das caldeiras. Essa compreensão passa pela análise de influência de fatores externos - variáveis de distúrbio - inerentes ao ambiente industrial e testes com diferentes condições operacionais, possibilitando a execução de ajustes e melhorias contínuas realizadas nas ferramentas de controle e otimização, seguidas de validações dos desenvolvimentos.

As análises e os testes em questão podem ser feitos em plantas industriais. Contudo, limitações são impostas devido a realidade de produção das mesmas, a experiência do time operacional, a dificuldade em controlar variáveis dentro dos valores desejados e de isolar a influência de variáveis específicas no sistema, as variações e distúrbios presentes nos processos, a influência das malhas de controle sobre o comportamento dinâmico da planta e sobretudo o respeito às condições de segurança. Outra opção para as análises e testes em questão passa pela criação de situações controladas em laboratórios com o intuito de replicar a realidade dos processos, com ressalva para as devidas proporções de escala. Mas a criação de ambientes para testes e a execução destes sob condições controladas torna o custo financeiro dessa opção demasiadamente alto, tornando inviável a execução da ideia.

Como forma alternativa se apresenta a possibilidade de desenvolvimento de um modelo computacional que permite a execução de testes e simulações dos processos envolvidos na geração de vapor em caldeiras industriais, com comportamento dinâmico razoavelmente semelhante aos encontrados em caldeiras industriais de grande proporção, bem como valores de parâmetros e variáveis aproximados aos encontrados na realidade de indústria.

Pelas razões descritas o presente trabalho consiste no desenvolvimento da modelagem física e matemática do processo de geração de vapor em uma caldeira industrial aquatubular, seguido de uma implementação em código Matlab e posterior integração no Simulink para simulação computacional do comportamento dinâmico do processo de geração de vapor.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A utilização do vapor como fluido de trabalho a princípio se desenvolveu de maneira empírica, sem uma teoria bem elaborada, mas com utilidade para resolver alguns problemas. O primeiro relato de uma máquina a vapor de interesse industrial data de 1698, com o objetivo de retirar água dos poços de minas de carvão sendo elaborada por Thomas Savery. A partir de então os motores a vapor alcançaram grande importância econômica e industrial antes de haver algum estudo científico real dos mesmos.

Nicolas Carnot foi considerado um dos pioneiros no estudo da termodinâmica. Seu interesse relacionado ao desempenho térmico dos motores da época o fizeram lançar algumas bases para uma disciplina até então nova, a termodinâmica. Essas bases estão registradas em seu livro publicado em 1824. Uma série de experimentos foram realizados por Benjamin Thompson e mais tarde por James Joule.

Julius Robert von Mayer foi um dos primeiros a formular o princípio de conservação de energia em 1841, afirmando que a energia total de um sistema isolado não é criada nem destruída, mas permanece constante. Esta afirmação seria posteriormente conhecida como uma das primeiras versões da primeira lei da termodinâmica. Declarações completas da primeira lei vieram em 1850 de Rudolf Clausius e William Rankine. Sendo o um grande princípio para a formulação do modelo proposto neste trabalho, a primeira lei da termodinâmica tem ampla utilização no campo prático, bem como as demais evoluções da própria ciência da termodinâmica, mãe de diversos outros campos de estudo explorados atualmente como a mecânica dos fluidos.

A partir da larga utilização do vapor como fluido de trabalho, as caldeiras passaram por constantes evoluções, sempre visando melhorias em condições de segurança e na eficiência dos equipamentos. Em 1875, George Babcock e Stephen Wilcox publicaram sua concepção da caldeira ideal, listando doze princípios que representam boas práticas de design ainda hoje.

Nesta seção não se pretende discorrer uma visão geral de todo histórico evolutivo e seus subseqüentes avanços até o estágio atual da modelagem de plantas de geração de vapor. Na verdade, pretende-se destacar diferentes abordagens aplicadas à modelagem dos componentes das caldeiras, destacando aquelas mais relevantes para o propósito deste trabalho.

Há grande diversidade de trabalhos que se propõem a modelar caldeiras em diferentes níveis de complexidade. Abordagens bastante simplificadas são apresentadas por Chiacciarini *et al.* (1991), de Mello (1991), Ray and Majumder (1985), Astrom and Bell (1988) e Cheres (1990). Existem equações responsáveis pela caracterização dinâmica do processo que são ignoradas nestes casos mais simples, assim como algumas variáveis de interesse. Essa simplicidade limita bastante a aplicação destes modelos, por exemplo, permitindo o controle e a manipulação de apenas uma variável em particular ou limitando o estudo apenas quanto ao desempenho geral da planta, sem detalhamento dos vários processos envolvidos no equipamento.

Em contrapartida, outros trabalhos desenvolvidos por Chien *et al.* (1958), Cori and Busi (1977) e McDonald and Kwatny (1970) apresentam abordagens com alto nível de detalhamento e grau de complexidade. Para descrever todo o equipamento de geração de vapor os modelos propostos por estes autores são caracterizados por mais de cem equações não lineares estáticas, além de pelo menos dez equações diferenciais não lineares.

Visando o propósito deste trabalho, busca-se uma abordagem intermediária entre as que foram citadas. É preciso obter um nível de detalhamento que permita replicar com boa precisão a dinâmica das variáveis importantes na operação padrão de uma caldeira, pois estas são o objeto de interesse das principais malhas de controle do processo. Ao mesmo tempo, o modelo não deve conter complexidade desnecessária, permitindo que as simulações sejam executadas dentro um período de tempo aceitável enquanto mantém aberta a possibilidade de incorporação de algoritmos de controle eficazes.

Em sincronia com este propósito, Ordys *et al.* (1994) descreve uma metodologia pertinente às características desejáveis ao modelo proposto no atual trabalho. Sua metodologia sobretudo seleciona o nível de detalhamento desejável a partir do desenvolvimento de Chien *et al.* (1958), com algumas extensões do trabalho de Nicholson (1964). Em particular, o dessuperaquecedor de vapor é incorporado de maneira similar à proposta por Thomas *et al.* (1976), enquanto a região da fornalha se baseia nos trabalhos de Cori and Busi (1977), Nicholson (1964) e Rhine and Tucker (1991).

Ainda é importante ressaltar que há diferença entre a abordagem citada no parágrafo anterior e as configurações de caldeira que se pretende modelar no atual trabalho. O modelo proposto por estes autores leva em consideração a existência de uma bomba que impõe determinada vazão da água que flui dos downcomers até o feixe tubular, enquanto nos

objetos de estudo do atual trabalho esse fluxo acontece apenas por meio da convecção natural, devido às forças de empuxo resultantes do gradiente de densidade na região. Dessa forma, a vazão de água nesta região deixa de ser uma variável de entrada conhecida - como proposto por Ordys *et al.* (1994) - e passa a ser uma variável não manipulada diretamente - como nas caldeiras que se deseja modelar.

Os conceitos da circulação natural entre tubulão de vapor, *downcomer* e feixe tubular são abordados por Kitto and Stultz (2005). Os autores a consideram similar ao sistema com circulação forçada, pois o empuxo atua exatamente como uma máquina de fluxo no sentido de levar o fluido a determinada vazão e quantidade de movimento. Entre os principais fatores destacados para se trabalhar com um tipo de circulação, outro ou ambos, está a taxa de geração de vapor. Uma demanda de vapor mais baixa permite que haja tempo necessário para a separação do vapor e da fase líquida no tubulão de vapor, enquanto altas velocidades no fluxo convectivo dificultam essa separação e, portanto, tornam necessário um controle dessa velocidade de circulação. A mesma referência apresenta as condições necessárias para uma circulação estável em regime permanente, de forma que as forças de empuxo devido o gradiente de densidade devem se igualar às perdas de carga devido ao atrito, aceleração do fluido e demais perdas locais. Portanto, este escoamento sofre influência direta da geometria das tubulações, através de variáveis como o diâmetro, espessura e comprimento da tubulação por onde percorre o fluido, além de aspectos construtivos e de instalação do equipamento, como a altura e o material dos tubos.

Em concordância, Astrom and Bell (1999) propõem o balanço da quantidade de movimento nesta região levando em consideração o gradiente de densidade do fluido entre *downcomers* e *risers*, um coeficiente adimensional para o atrito entre a superfície da tubulação e o fluido em escoamento, os comprimentos das tubulações e a área da seção transversal das mesmas. O balanço resulta em um sistema de primeira ordem com constante de tempo bem definida.

Apesar da simplicidade dos conceitos envolvidos na região de transformação de fase da água e de separação das fases líquida e gasosa, o processo é bastante complexo. Farthing (2001) explora esse assunto citando o objetivo da estratégia de controle do nível do tubulão de vapor das caldeiras. O objetivo da estratégia é manter a interface entre água e vapor em seu nível ideal para fornecer um equilíbrio contínuo de massa e calor, substituindo

cada unidade de vapor que sai da caldeira pela mesma quantidade de água de alimentação para substituí-la. Contudo, o nível desta interface está sujeito a vários distúrbios.

Não menos importantes, os valores de pressão no interior do tubulão e a temperatura da água de alimentação também são controladas. Conforme a pressão do vapor aumenta ou diminui devido à demanda de consumo, são observadas flutuações no nível de água do tubulão devido à expansão ou contração das bolhas de vapor na água em estado saturado. Quando a pressão do vapor é reduzida, o nível da água aumenta à medida que as bolhas de vapor se expandem. Inversamente, à medida que a pressão do vapor aumenta, o nível da água diminui à medida que as bolhas de vapor se comprimem. Este fenômeno é amplamente conhecido como *swell and shrink*.

Junto a isso, a temperatura mais baixa da água de alimentação advinda do economizador reduz o nível térmico da mistura de água e vapor no tubulão, previamente em estado saturado. Como consequência ocorre a condensação das bolhas de vapor. Portanto, é importante que o tubulão seja grande o suficiente para absorver a água de alimentação com menor nível de temperatura sem que a mistura saturada seja excessivamente afetada por sua influência.

Estes fatores apontados pelo autor exemplificam a complexidade dos fatores envolvidos no processo de geração de vapor.

Os consumidores de vapor nos processos industriais podem variar desde equipamentos de secagem e destilação até turbinas para geração de energia elétrica. Em todos os casos, a demanda de vapor é influenciada através de válvulas reguladores de consumo em linhas de saída do equipamento. Para simular a vazão do vapor produzido faz-se apropriado a incorporação de uma válvula reguladora na saída da caldeira modelada.

Na literatura existem várias referências que abordam a atuação e performance de válvulas. Knowles (1990) apresenta uma análise detalhada sobre operações de válvulas em condições de regime permanente. Características do escoamento para diferentes configurações construtivas destes instrumentos são apresentados por Stephanopoulos (1984), enquanto Balchen and Mumme (1988) apresentam equações para determinação da vazão do fluido de trabalho em função da abertura da válvula, suas características, particularidades construtivas, além da massa específica do fluido e da queda de pressão do fluido em escoamento.

Em sua proposta de trabalho, Ordys *et al.* (1994) apresenta a construção do modelo computacional baseado na abordagem de espaço de estados. A transformação das

equações diferenciais para o formato de espaço de estados tem por característica a redução da ordem do sistema, fazendo com que equações diferenciais de primeira ordem sejam reescritas por relações algébricas mais simples. As principais vantagens apontadas pela referência são parafraseadas abaixo:

- A abordagem de modelagem baseada em equações com origem em considerações físicas com frequência permite suas transformações para formas (não lineares) de equações no espaço de estados.
- O método de espaço de estados é sistemático e cria uma estrutura precisa para enumerar entradas, saídas, variáveis de estado e parâmetros do sistema.
- Permite uma extensa variedade de técnicas úteis de análise algébrica e numérica, pois pode ser fisicamente interpretável. Além disso, há literatura bem estabelecida sobre o assunto.

Geffroy *et al.* (2007) apresenta com bom embasamento o processo de criação de um modelo baseado em espaço de estados. Seu trabalho se propôs a realizar a construção de um modelo para uma estrutura mecânica, a partir de um modelo de elementos finitos. Utilizando o MATLAB®-SIMULINK®, o autor apresenta a obtenção da resposta dinâmica da estrutura sob diferentes cargas originadas em diferentes fontes, como uma perturbação, um atuador ou uma aceleração imposta. Devido a representatividade de seu modelo de espaço de estados, testes de simulação avaliando a eficiência e robustez do controle ativo sobre o sistema puderam ser realizados.

Estes testes se encontram alinhados com o objetivo buscado no desenvolvimento deste trabalho, no que se propõe verificar a resposta do modelo desenvolvido após a incorporação de um sistema de controle semelhante aos controladores usados em aplicações reais. Como o processo simulado neste trabalho se trata de um problema com maior nível de complexidade ao mesmo tempo em que visa se aproximar do comportamento encontrado na realidade da indústria, é importante uma análise criteriosa sobre as configurações dos sistemas de controle de caldeiras para as devidas incorporações no modelo. As configurações adotadas neste trabalho tem origem nos trabalhos de Welfonder (1992) de forma complementar à IEEE (1991).

Tradicionalmente, processos industriais são controlados pelas variadas formas do controle PID (proporcional integral derivativo). Mais precisamente, quando possível

geralmente são utilizados como controles PI, sem o termo derivativo, devido a maior dificuldade de ajuste do mesmo. A partir da definição das malhas de controle incorporadas ao processo, assim como os tipos algoritmos de controle utilizados, a tarefa de ajuste dos controladores não é trivial. Como a maioria destes controladores precisa ser ajustada em campo, diferentes regras de sintonia são propostas na literatura.

Ogata (2014) traz a discussão de uma base sólida da engenharia de controle moderno, com explanação sobre diversos tipos de controladores convencionais, bem como metodologias de ajuste desenvolvidas. Entre elas se encontram as regras de Ziegler-Nichols, o método de resposta em frequência e abordagem computacional para a obtenção de parâmetros ótimos de controladores PID.

Contudo, Peacock (2010) apresenta em seu trabalho uma metodologia prática e objetiva, sobretudo se levado em consideração o desafio de execução de testes em sistemas industriais e processos de larga escala. Peacock (2008) ainda ressalta a importância da capacidade de visualizar um problema matematicamente no controle de um processo. Sua metodologia de ajuste é de grande interesse no atual desenvolvimento, devido a maior praticidade de aplicação em processos reais quando comparado à metodologias tradicionais.

### **3. MODELO FÍSICO**

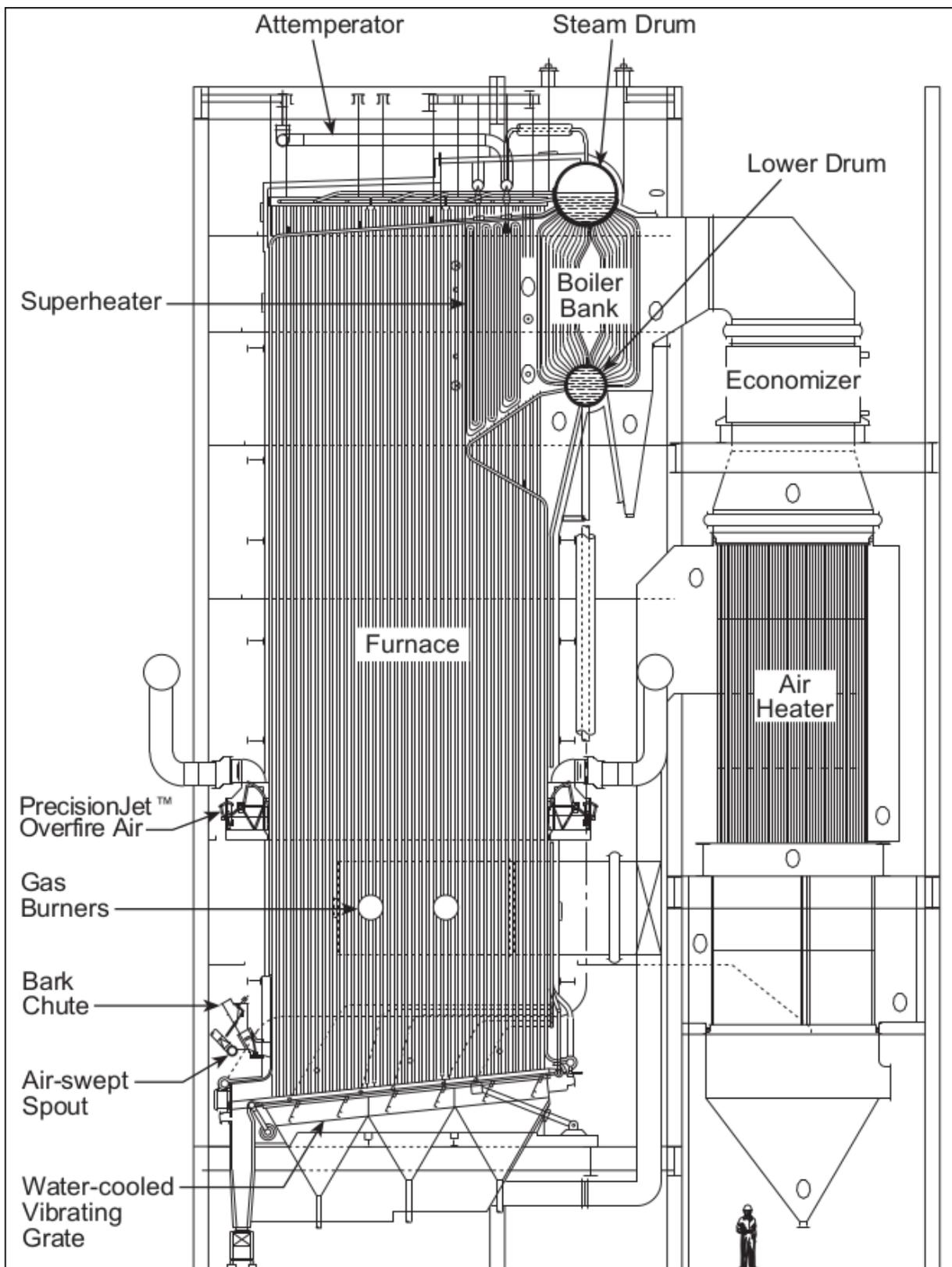
O início do desenvolvimento do trabalho passa pela análise física do processo a ser modelado. Por se tratar de equipamentos grandes e complexos, caldeiras em geral são divididas em subprocessos que se interagem com o objetivo final de realizar a transformação da água líquida em vapor com alta quantidade de energia interna. Seguindo esse princípio diversas configurações de caldeiras são utilizadas, a depender dos projetistas, fabricantes e das necessidades de cada indústria em particular.

#### **3.1. LAYOUT DO GERADOR DE VAPOR**

Este trabalho tem o intuito de simular o comportamento de uma caldeira aquatubular que promove a transformação de fase da água a partir do estado líquido comprimido, passando para o estado de saturação no feixe tubular, seguida da separação do vapor saturado no tubulão de vapor e, posteriormente, utiliza o superaquecedor para proporcionar o incremento de energia térmica no vapor, garantindo assim o estado de vapor superaquecido ao final do processo.

O equipamento ainda conta com dois subprocessos que visam aumentar sua eficiência global através do aproveitamento da energia residual dos gases de combustão após a transformação da água em vapor. O primeiro deles é o economizador, que aumenta a temperatura da água quando ainda se encontra em estado líquido comprimido, antes mesmo de sua chegada à região de transformação de fase. O segundo cumpre a etapa de pré-aquecimento do ar a ser insuflado na região da fornalha para alimentar a combustão. A Fig.(3.1) ilustra a configuração de caldeira usada como referência para a criação do modelo usado neste trabalho, bem como a disposição de seus subprocessos.

Figura 3.1: Caldeira Stirling ® alimentada por cavaco usada como referência para o modelo construído



Fonte: Stultz e Kitto (2005)

## **3.2. CARACTERIZAÇÃO DOS SUBPROCESSOS**

Visando a melhor compreensão das interações envolvidas no processo que são relevantes para o propósito deste trabalho, esta seção traz consigo maior detalhamento dos subprocessos presentes no processo global de geração de vapor.

### **3.2.1. Fornalha**

A utilização do termo fornalha neste trabalho consiste no volume ocupado pelos reagentes e produtos da combustão da caldeira, onde se alimenta a mistura ar e combustível e ocorre a reação. Através desta reação se tornam viáveis as principais trocas térmicas presentes na caldeira, seja em subprocessos responsáveis pela elevação dos níveis energéticos do vapor, da água líquida ou até mesmo do ar que alimenta a própria fornalha.

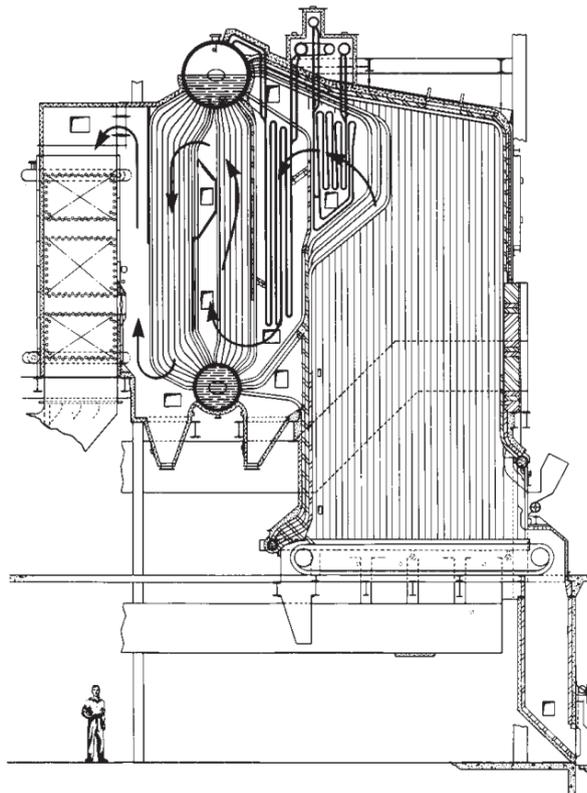
A energia necessária para a transformação da água líquida em vapor como produto utilizável é advinda da reação de combustão, ocasionada pela ação dos queimadores no ambiente propício. De forma simplificada, a mistura ar-combustível proporciona a ocorrência da reação exotérmica que libera a energia manifestada pelos produtos da combustão, sobretudo nas formas térmica e cinética. Os elementos presentes no ambiente que não participam do equilíbrio estequiométrico - como o ar em excesso e umidade da biomassa utilizada como combustível - se aproveitam da energia dos produtos dos reagentes, de forma que estes tendem a se equilibrar termicamente com os aqueles devido às grandes dimensões da fornalha. Esta é a região com as mais elevadas temperaturas em todo o equipamento e, portanto, a taxa de calor radiativo entre a fornalha e os tubos do superaquecedor e do feixe tubular deve ser levada em consideração. Considera-se que o material das paredes não absorve radiação, assim como a região do economizador e do pré-aquecedor por não estarem expostas diretamente ao ambiente da fornalha, conforme as Figs.(3.1) e (3.2).

Este trabalho não tem o objetivo de aprofundar nos detalhes dos mecanismos mais complexos da combustão. Portanto, assume-se que a energia liberada pela reação de combustão é advinda do poder calorífico inferior do combustível. Para efeitos simplificadores não se considera a existência de ar secundário, normalmente utilizado para aumento dos efeitos turbulentos no interior da fornalha e incremento da eficiência da combustão. Ademais,

energia na forma potencial gravitacional é negligenciada, bem como os efeitos cinéticos envolvidos na reação.

A Fig.(3.2) apresenta o fluxo dos gases quentes vindos da região da fornalha. Além da troca térmica por radiação advinda das altas temperaturas na fornalha, o fluxo dos gases propiciam calor convectivo ao longo de sua passagem pelas demais regiões da caldeira, até a exaustão. Inicialmente, neste fluxo os gases passam pelo superaquecedor de vapor, auxiliando no incremento de sua temperatura para além da saturação do vapor. Em seguida, os gases seguem para a região onde ocorrem os subprocessos responsáveis pela geração e separação do vapor: feixe tubular e tubulão de vapor. Bastante energia é consumida nessa região devido o calor latente necessário para mudança de fase líquida da água para a fase gasosa no interior das tubulações. Em seguida, após o consumo de energia térmica na região de geração do vapor os gases ainda possuem quantidade remanescente de energia e sua temperatura deve ser diminuída antes da chegada ao sistema de exaustão. Portanto, em tópicos adiante são apresentados os subprocessos das regiões do economizador e do pré-aquecedor de ar, que ainda recebem parte dessa energia remanescente na forma convectiva.

Figura 3.2: Fluxo dos gases quentes na fornalha



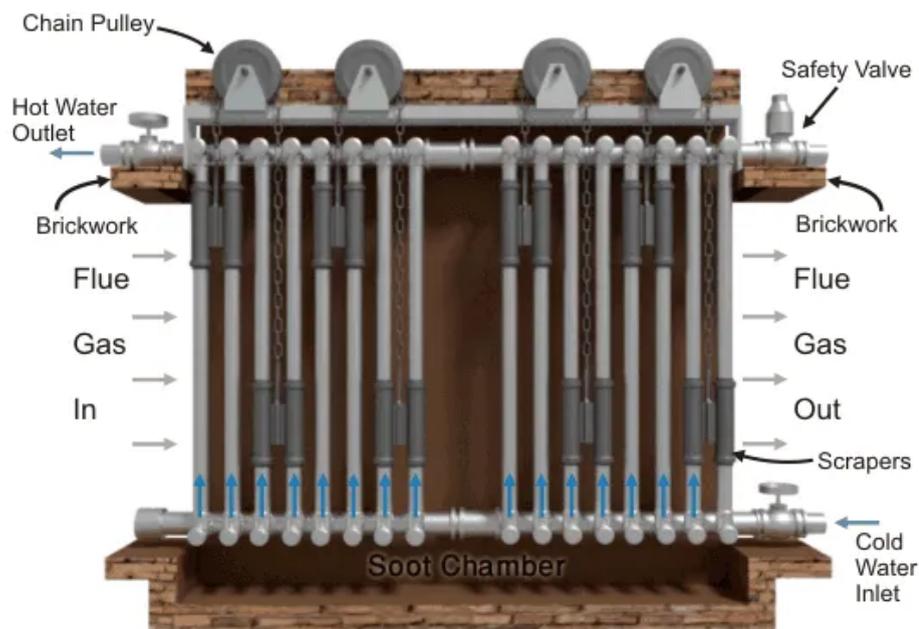
Fonte: Stultz e Kitto (2005)

A vazão massica de ar entrando na fornalha é a assumida como a mesma na saída do subprocesso de pré-aquecimento do ar que alimenta a caldeira, bem como demais propriedades termodinâmicas - temperatura, massa e entalpia específica.

### 3.2.2. Economizador

Seguindo a direção do fluxo da água bombeada pelo sistema de alimentação da caldeira, o economizador é a região de interesse que primeiramente interage com a caldeira. Consiste em uma etapa que tem por intuito o aumento da temperatura da água ainda no estado líquido comprimido, reduzindo a demanda de energia necessária para sua transformação de fase posteriormente. Mais detalhadamente, aqui os gases quentes provenientes da combustão na fornalha já perderam bastante energia nas regiões de geração do vapor e do superaquecimento do mesmo, de forma que a temperatura, agora mais baixa, já não é mais suficiente para permitir uma taxa de transferência térmica adequada nestes subprocessos. Contudo, há relevante quantidade de energia térmica remanescente nos gases e esta é utilizada para incremento na temperatura da água que alimenta a caldeira neste subprocesso.

Figura 3.3: Representação do funcionamento do economizador



Fonte: Electrical4U (2020)

O fluxo e as condições da água na entrada deste subprocesso são impostas e portanto, têm valores conhecidos. O incremento de energia térmica do economizador - e consequentemente da água em seu interior - acontece pela diferença de temperatura entre a tubulação e os gases externos em contato com a mesma. A maior temperatura dos gases em contato com a superfície externa das paredes proporcionam um fluxo de calor entrante pela superfície das mesmas. O calor é absorvido pelo material dos tubos com basicamente dois efeitos principais. O primeiro deles é o incremento do nível de temperatura da própria tubulação, enquanto o segundo efeito é a transferência de energia térmica para o fluido em movimento no interior da mesma por mecanismos de condução e convecção térmica.

### **3.2.3. Tubulão de vapor**

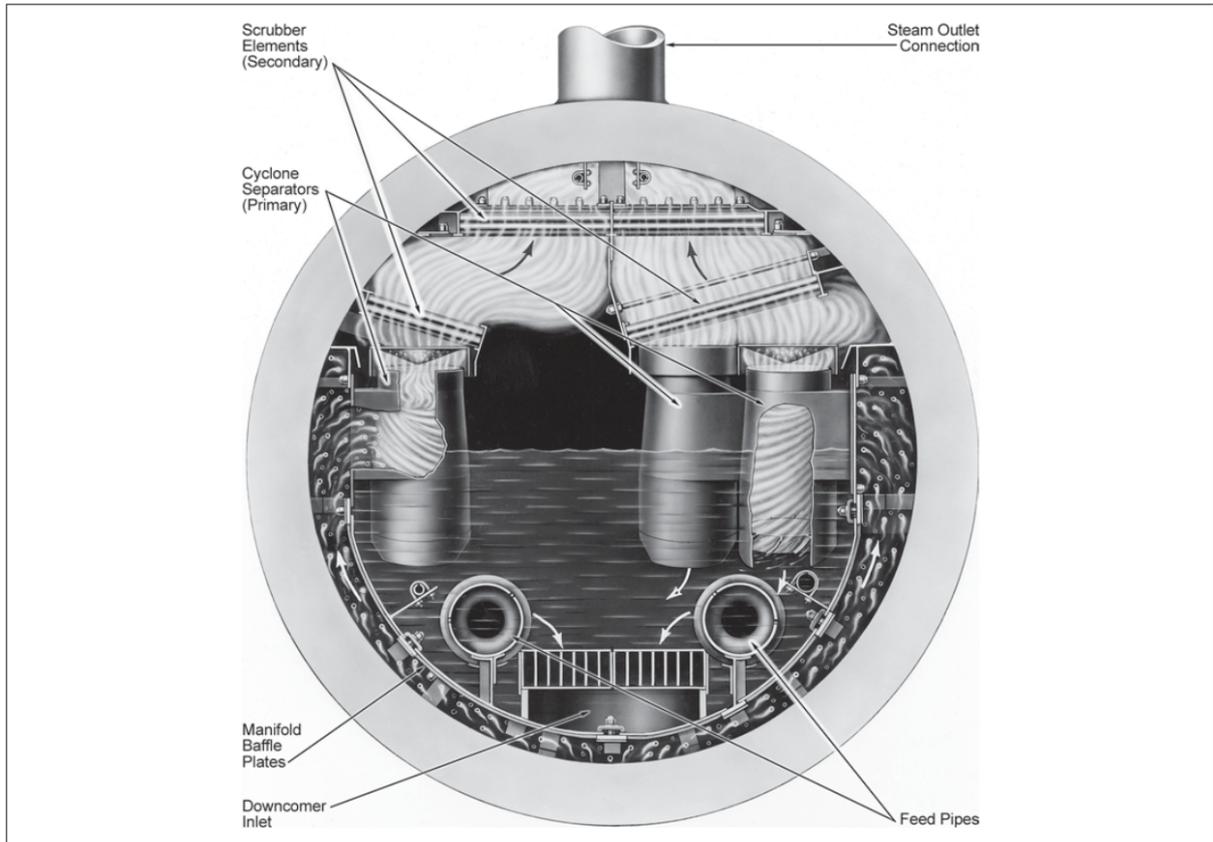
Saindo do economizador ainda no estado líquido comprimido, a água pré-aquecida alimenta o tubulão de vapor - *steam drum*, em inglês. A água em estado líquido tende a descer pela tubulação conhecida como *downcomer* antes de seguir para o feixe tubular. Nessa última região a água recebe calor suficiente para entrar no estado de saturação, retornando para o tubulão como uma mistura: líquido saturado e vapor saturado. A Fig.(3.4) ilustra um tubulão de vapor com suas as entradas e saídas.

Assim chegamos à principal função do tubulão de vapor: promover separação das fases gasosa e líquida da mistura saturada advinda do feixe tubular, mantendo a fase líquida como parte do ciclo tubulão-*downcomer-risers* e permitindo a saída da fase gasosa. Por consequência, essa região tem o intuito de garantir a saída do vapor à temperatura e pressão desejada.

A água em estado de saturação tem as fases líquida e gasosa separadas pelo conhecido fenômeno físico gerado pelo campo gravitacional, o empuxo. Devido ao fenômeno, é naturalmente esperado que a fase líquida permaneça na região inferior do tubulão por sua maior densidade. Consequentemente, a fase de vapor se acumula na região superior. Por este motivo existe uma saída na região superior do tubulão, de forma que idealmente apenas o vapor segue para a etapa posterior de superaquecimento. Se espera que as partes mais frias da água líquida desçam pelo *downcomer*, pois tendem a se acumular na região inferior devido a maior densidade associada a menores temperaturas.

Ainda se faz importante destacar a existência de vaporização da água líquida no tubulão de vapor.

Figura 3.4: Exemplo de separação de fases em tubulão de vapor com três filas de separadores primários



Fonte: Stultz e Kitto (2005)

A pressão do sistema influencia o nível de água do tubulão pelo fenômeno *swell and shrink*. Essencialmente quedas na pressão tendem a aumentar o nível de água no tubulão devido a expansão das bolhas de vapor na mistura (*swell*), enquanto aumentos de pressão causam o decréscimo do nível devido a compressão das bolhas (*shrink*).

O nível da coluna de água em fase líquida no tubulão determina a vazão de água a ser adicionada pelo sistema de alimentação da caldeira. Este é um ponto extremamente importante a ser observado durante a operação do equipamento para estabilidade do processo. Adicionalmente existe uma questão de segurança envolvida, visto que não pode haver ausência de água no equipamento durante o processo de geração de vapor. Na ausência da fase líquida todo o calor latente necessário para a transformação de fase passaria a ser

transferido na forma de calor sensível, levando a temperatura do vapor e dos componentes da caldeira a valores altíssimos, acima do máximo projetado, causando sério risco de explosão ou, em um cenário mais otimista, a degradação dos componentes estruturais do equipamento.

O modelo físico do tubulão assume o estabelecimento de condição de regime quase permanente, de forma que a caldeira já passou pelo processo de arrancada e produz vapor continuamente dentro das condições operacionais, sem grandes distúrbios e variações repentinas nas condições de operações.

Este trabalho tem por objetivo simular um processo de circulação natural da mistura água e vapor entre tubulão, *downcomer* e feixe tubular. Portanto este modelo físico contempla essa hipótese e não impõe um fluxo forçado nessa região, como acontece em sistemas que utilizam uma máquina de fluxo para promover a circulação da mistura.

Segundo Stultz e Kitto (2005), em caldeiras que utilizam circulação natural durante a geração de vapor, os fenômenos advectivos dependem essencialmente de alguns pontos principais:

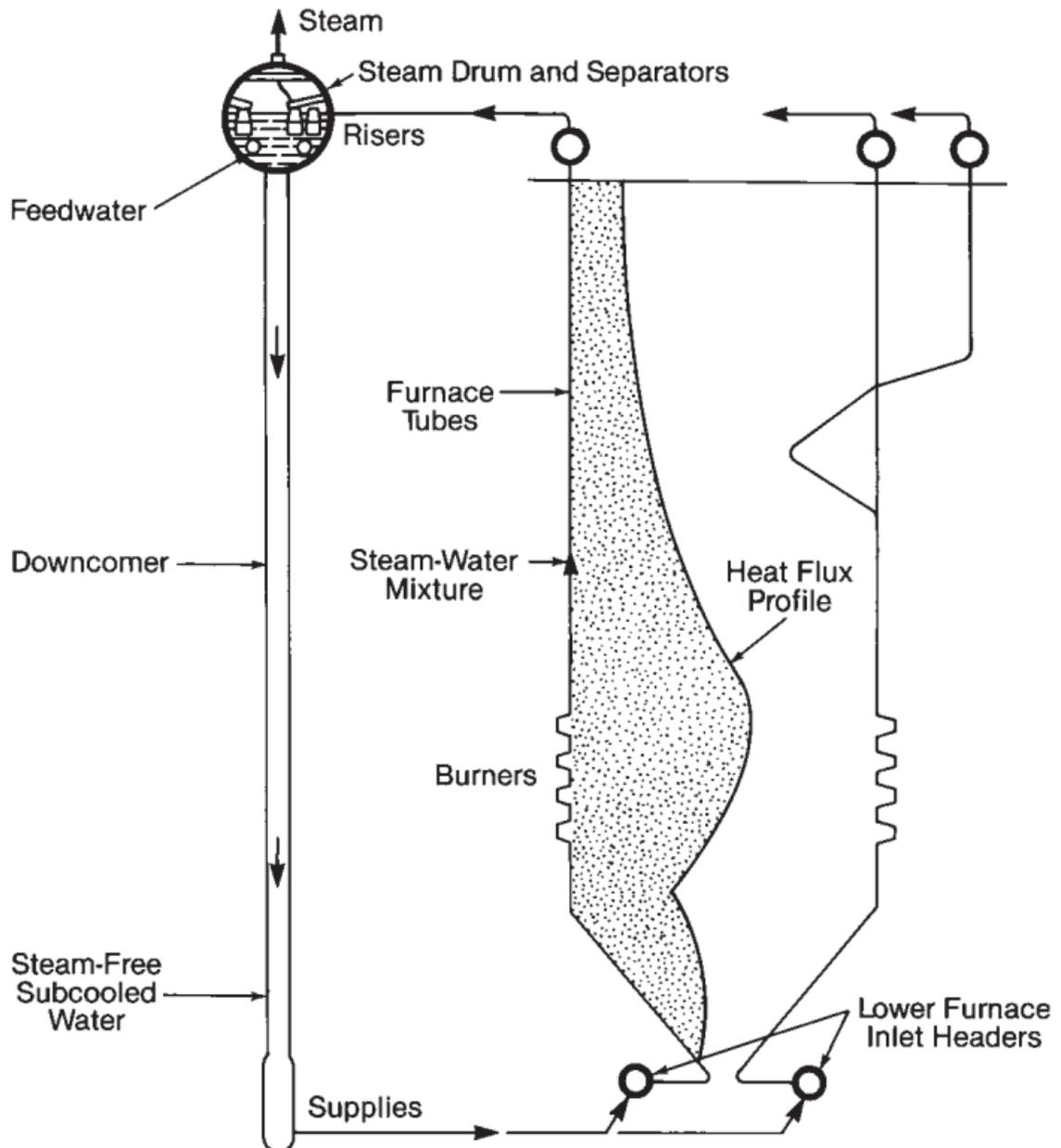
- Altura da caldeira;
- Pressão de operação;
- Taxa de energia térmica promovendo incremento de energia no fluido;
- As áreas de fluxo livre dos componentes;

Caldeiras mais altas resultam em maior diferença de pressão entre o nível mais alto e mais baixo das tubulações e, portanto, podem produzir taxas de fluxo total maiores. Já a pressão de operação tem influência sobre a massa específica da mistura, sobretudo da fase de vapor. Isso reduz a diferença de peso - massa específica da mistura - entre os segmentos de tubulação que são aquecidos e aqueles não aquecidos, provocando tendência a reduzir a quantidade de movimento do fluido. Por outro lado, a entrada de calor em maiores quantidades usualmente aumenta a quantidade de vapor nas tubulações expostas ao aquecimento e reduz a densidade média da mistura vapor-água, promovendo os movimentos circulatórios com as partes mais frias. Um aumento nas áreas da seção transversal (fluxo livre) para a água ou misturas de água a vapor pode aumentar o fluxo de circulação. Ou seja, todos esses fatores têm influência direta sobre a convecção natural presente neste subprocesso.

Para a dinâmica envolvida na circulação natural, a gravidade atua como uma “bomba natural” devido a diferença de densidade entre a água sub-resfriada no *downcomer* e a mistura saturada nos circuitos do feixe tubular, produzindo a força motriz - ou

bombeamento - para promover o escoamento. A Fig.(3.5) apresenta um circuito de simplificado que consiste em uma região não aquecida pelos gases quentes - *downcomer* - e tubos de que recebem aquecimento - feixe tubular.

Figura 3.5: Diagrama simplificado do calor fornecido às regiões de circulação da água pelo ciclo *downcomer-risers-tubulão*



Fonte: Stultz e Kitto (2005)

A água no downcomer é resfriada devido à junção da água de alimentação advinda do economizador com temperatura com a água na temperatura de saturação,

descarregada no tubulão de vapor pelo feixe tubular. Como a mistura líquido-gasosa no feixe tubular possui densidade média mais baixa do que o fluido monofásico - líquido - no *downcomer*, passa a existir um diferencial de pressão pela ação da gravidade, gerando o fluxo pelo circuito. O fluxo aumenta ou diminui até que as perdas de pressão em todos os circuitos da caldeira sejam equilibradas pelo empuxo disponível.

#### 3.2.4. Feixe Tubular

Também referenciados pelos termos em inglês *risers* ou *boiler banks*, o feixe tubular é um conjunto de numerosos tubos, como o próprio nome indica. O subprocesso envolvido nessa região das caldeiras tem seu papel coincidente com o principal objetivo do equipamento: promover a geração de vapor.

As dimensões geométricas características - diâmetro, comprimento e espessura - desses tubos têm total influência na capacidade total de geração de vapor da caldeira. Isso se explica tanto pela influência dos fatores dimensionais dos tubos sobre a capacidade volumétrica de comportar fluido, quanto pela relação destes fatores sobre a área superficial de contato da tubulação com os gases quentes advindos da fornalha, produtos da reação de combustão. A área de contato influencia diretamente sobre a quantidade de calor absorvido pela água para a transformação de fase. Outra influência geométrica ocorre no movimento de convecção natural da mistura saturada no interior do feixe tubular: quanto maior o comprimento dos tubos - ou a altura da caldeira - maiores os gradientes de massa específica devido à influência gravitacional.

Figura 3.6: Feixe tubular visível em uma caldeira em construção



Fonte: Blogger (S.I)

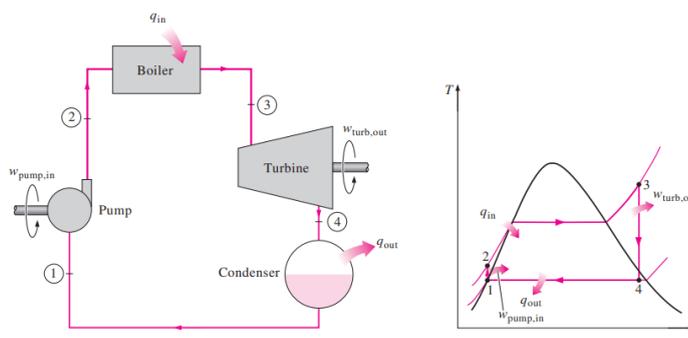
Vinda diretamente do *downcomer*, a água chega ao feixe tubular com vazão e condições conhecidas - por serem dependentes de outros subprocessos - e recebe calor até atingir a transformação de fase para vapor, dadas as condições de saturação para a pressão de trabalho. O calor latente nessa região é consequência da diferença de temperatura da mistura saturada no interior dos tubos do feixe com a temperatura de suas paredes.

### 3.2.5. Superaquecedor

Na região do superaquecedor o vapor atinge as temperaturas mais altas ao longo do processo. Inicialmente o vapor produzido possui temperatura próxima da temperatura de saturação para a pressão do tubulão de vapor. Em outras palavras, se encontra idealmente no estado termodinâmico de vapor saturado. Contudo, diversas aplicações exigem o incremento da temperatura do vapor de acordo com sua utilização. Como exemplo, existem indústrias cujo produto é utilizado para alimentação de turbo-geradores, onde é de extrema importância a garantia de que o condensado presente no vapor na saída destes equipamentos esteja abaixo de certa quantidade projetada. Inclusive, em muitos casos como em turbinas de contrapressão, nenhuma quantidade de condensado é admissível no equipamento, sob a consequência de perda de suas condições de funcionamento e grandes prejuízos.

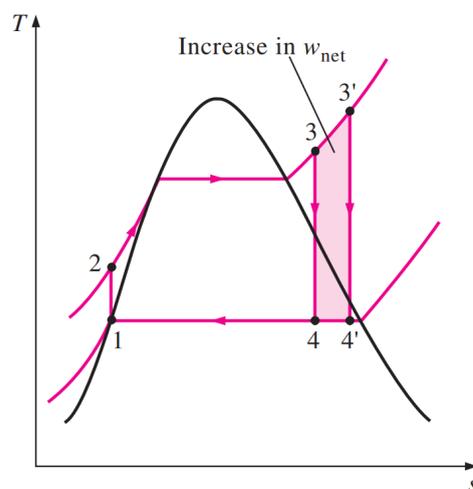
Nesses casos, dada a demanda de energia nas turbinas na forma de trabalho mecânico, a quantidade de entalpia específica a ser despendida pelo vapor pode ser determinada. Assim, para evitar que o vapor atinja a região de saturação com título abaixo do valor permitido, o nível térmico do vapor deve ser incrementado antes de seu consumo por parte dos demais equipamentos, conforme ilustrado pelo diagrama do ciclo Rankine ideal.

Figura 3.7: O ciclo Rankine ideal



Fonte: Çengel and Boles (2006)

Figura 3.8: O efeito do superaquecimento do vapor a temperaturas mais altas no ciclo ideal de Rankine



Fonte: Çengel and Boles (2006)

Conforme apresentado na Fig.(3.8), superaquecer o vapor ainda aumenta a quantidade de energia passível de ser aproveitada. Como apresentado por Çengel and Boles (2006), tal fato traz consigo um conseqüente aumento da eficiência do processo.

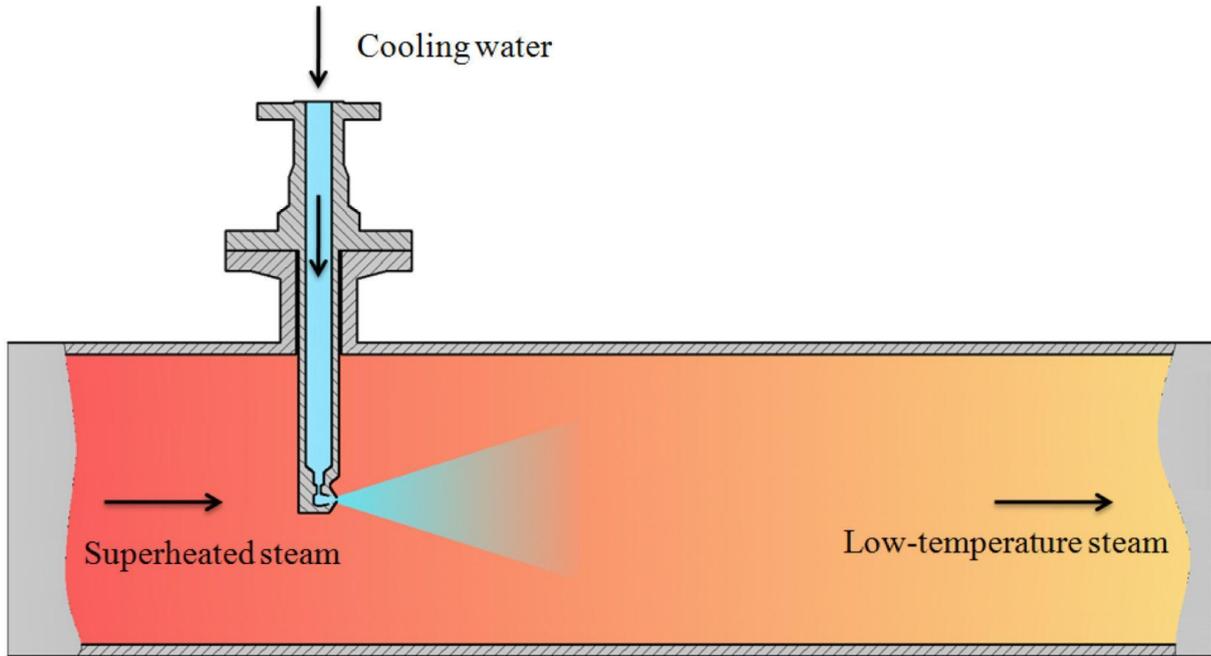
Em síntese, o objetivo do superaquecimento consiste em subir a temperatura do vapor para além da temperatura de saturação. Como conseqüência a energia interna do vapor aumenta, bem como sua entalpia pela relação direta entre essas variáveis, podendo trazer vantagens de acordo com a realidade da planta industrial.

Conforme ilustrado pela Fig.(3.9), este trabalho leva em consideração a presença de um sistema de resfriamento no superaquecedor. Este sistema - chamado de superaquecedor de vapor - é utilizado para maior controlabilidade da temperatura final do vapor superaquecido, entre outras funções. Consiste na aplicação de água líquida vinda do economizador - portanto, em menor temperatura - em forma de *spray*, abaixando a temperatura média do vapor saindo da caldeira.

Em síntese, o superaquecedor consiste em uma região do processo onde o vapor entra no superaquecedor com certo nível de temperatura e energia interna. A diferença de temperatura entre os gases na fornalha e a parede dos tubos promove um fluxo de calor entrando no volume de controle. Esse calor aumenta a temperatura superficial da tubulação e devido a maior temperatura da mesma em relação ao vapor em seu interior, promove fluxo

térmico para o fluido. Existe ainda a aplicação de água em forma de *spray* para controle da temperatura final do fluido.

Figura 3.9: Diagrama esquemático sobre o princípio de funcionamento do dessuperaquecedor mecânico de atomização.



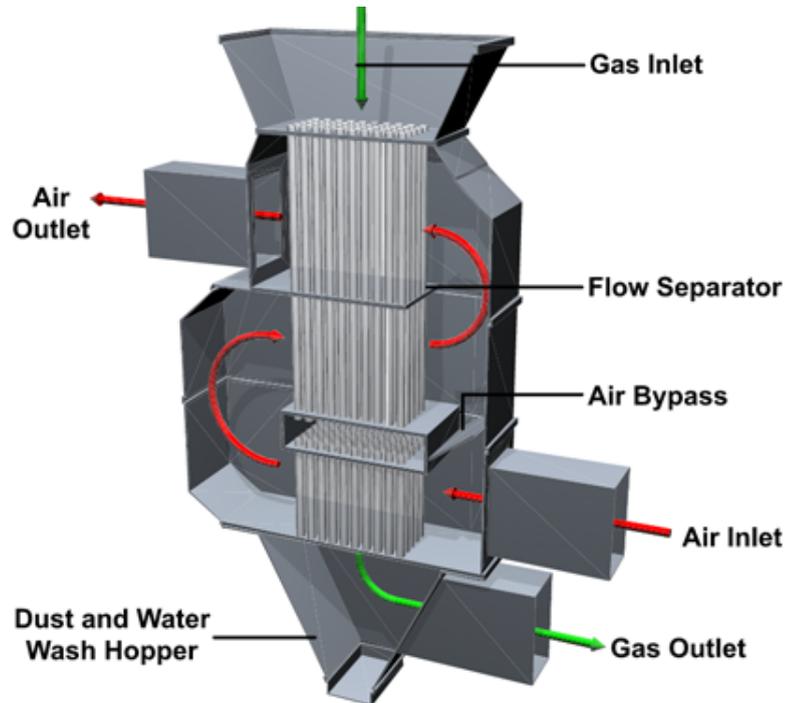
Fonte: Huizhen Liang *et al.* (2021)

### 3.2.6. Pré-aquecedor de Ar

Usualmente utilizado na alimentação de ar primário, o subprocesso de pré-aquecimento do ar tem por intuito incrementar a eficiência da combustão. Em condições normais de operação a mistura ar-combustível não segue perfeitamente a relação estequiométrica ideal - usualmente se trabalha com misturas pobres. Isso significa que parte do ar que alimenta a caldeira não participa ativamente com o combustível na reação química que promove a combustão e, portanto, rouba energia da mesma para que sua temperatura seja elevada até que entre em equilíbrio térmico com o restante dos produtos da reação. Portanto, quanto maior a temperatura desse ar à montante da região da fornalha, menor a quantidade de energia necessária para elevar sua temperatura final. Por consequência direta, a eficiência global do equipamento gerador de vapor aumenta.

As condições de entrada do ar são conhecidas, com temperatura ambiente, pressão atmosférica e um fluxo de ar forçado com vazão determinada. O aquecimento do ar é realizado de maneira semelhante ao subprocesso de aquecimento da água no economizador.

Figura 3.10: Diagrama esquemático sobre o princípio de funcionamento do pré-aquecedor de ar.



Fonte: OpenSesame (S.I)

Utiliza-se a energia térmica remanescente dos gases de combustão que já trocaram calor com outros, aproveitando parte dessa energia de forma útil com aquecimento tanto da tubulação metálica quanto do fluido em seu interior, enquanto simultaneamente abaixa a temperatura dos gases a serem enviados para o sistema de exaustão da caldeira.

As condições fixadas na entrada são consideradas constantes. Dessa forma são desprezadas tanto variações no fluxo mássico de entrada do ar, quanto variações de pressão do fluido após passagem pelo ventilador centrífugo - que não é modelado no presente trabalho. Em um contexto mais próximo da realidade, os valores de vazão mássica entrando no pré-aquecedor são flutuantes em torno de um valor médio. Alterações na temperatura ambiente também são desprezadas.

### 3.3. CARACTERIZAÇÃO DOS VOLUMES DE CONTROLE

A definição dos volumes de controle é feita de maneira simples: essencialmente cada região do equipamento apresentado na Fig.(3.1) é responsável por um subprocesso detalhado na seção anterior e delimita um volume de controle. As interações entre os subprocessos ocorrem através de transferência de massa e de energia, fenômenos físicos caracterizados como efeitos de fronteira em cada volume de controle.

Apesar de serem intencionalmente escolhidos coincidentes com o volume ocupado por cada região com um subprocesso envolvido, os volumes de controle delimitados são considerados constantes, desprezando efeitos de variação geométrica sofrida pelos materiais dos componentes devido a diversas alterações das condições do ambiente ao qual estão expostos, sobretudo variação térmica e tensões mecânicas devido a forças de pressão. Tal consideração faz válida a relação proporcional entre variação da quantidade de massa e variação de massa específica do fluido no interior do volume de controle, conforme a Eq.(3.1). Além disso, destaca-se que os corpos sólidos também são tratados como estáticos, com propriedades físicas consideradas homogêneas e isotrópicas pelo domínio modelado.

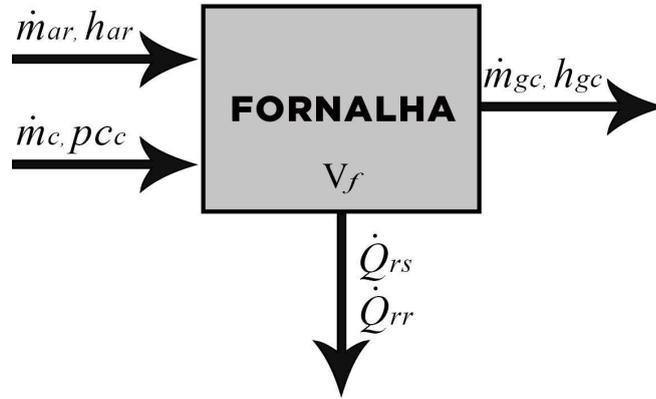
$$\frac{dm}{dt} = \frac{d(\rho V)}{dt} = V \frac{d\rho}{dt}, \quad (3.1)$$

onde  $m$  representa a massa de fluido no interior do volume de controle,  $\rho$  representa a massa específica do fluido,  $V$  representa o volume total do volume de controle delimitado e  $t$  representa o tempo.

Importante destacar que as propriedades dos fluidos nos volumes de controle são médias espaciais. Assim, assume-se a hipótese simplificadora de dependência apenas temporal para as variáveis no sistema modelado, desprezando os efeitos de variações espaciais nos fluidos no interior de cada volume.

### 3.3.1. Fornalha

Figura 3.11: Representação do modelo físico e do volume de controle da fornalha.



Fonte: Próprio Autor

As interações diretas do subprocesso da fornalha são representadas no volume de controle correspondente pela Fig.(3.11), onde  $\dot{m}_{ar}$ ,  $\dot{m}_c$  e  $\dot{m}_{gc}$  representam respectivamente as vazões mássicas do ar, do combustível e dos gases produtos de combustão em direção ao economizador,  $h$  representa a entalpia específica do fluido indicado pelo índice,  $pc_c$  é o poder calorífico inferior do combustível utilizado e  $\dot{Q}_{rr}$  e  $\dot{Q}_{rs}$  representam as taxas de calor radiativo fluindo para os risers e para o superaquecedor, respectivamente. O volume da fornalha ocupado pelos gases é representado por  $V_f$ .

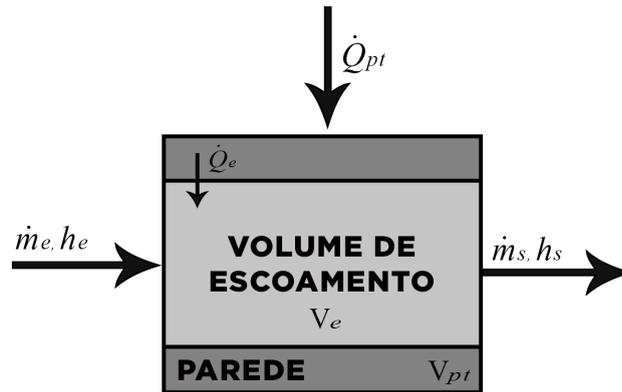
De forma sucinta, considera-se a combustão como eficiente e toda a energia disponível no combustível, isto é, o poder calorífico inferior do mesmo, é aproveitada no interior da fornalha.

Os gases quentes - produto da combustão e do excesso de ar - emitem calor na forma radiativa para as regiões do superaquecedor e do feixe tubular. Devido a características de isolamento térmico e disposição geométrica do equipamento gerador de vapor, os efeitos radiativos nos outros subprocessos são considerados de baixo efeito, visto que não possuem exposição direta ao ambiente de combustão na fornalha. Portanto, são ignorados na atual modelagem. A proporção de calor radiativo emitido para o superaquecedor e para o feixe tubular é dependente de um parâmetro do queimador conhecido como *tilt angle* ( $\theta$ ). Na

sequência, a circulação dos gases quentes pela fornalha ainda transferem energia térmica por convecção para os demais subprocessos citados no trabalho.

### 3.3.2. Economizador, feixe tubular e pré-aquecedor de ar.

Figura 3.12: Representação dos modelos físico e dos volumes de controle do economizador, feixe tubular e pré-aquecedor de ar.



Fonte: Próprio Autor

A Fig.(3.12) representa o volume de controle utilizado para os subprocessos do economizador, feixe tubular e pré-aquecedor de ar, onde  $\dot{m}_e$  e  $\dot{m}_s$  representam respectivamente as vazões mássicas de entrada e saída do fluido escoando pela tubulação,  $h_e$  e  $h_s$  são as entalpias específicas do fluido na entrada e na saída,  $\dot{Q}_{pt}$  e  $\dot{Q}_e$  são representações da taxa de calor entrando pela parede da tubulação e para o escoamento, respectivamente. A diferença entre ambas as quantidades é equivalente à variação de energia térmica da tubulação. Ainda,  $V_{pt}$  e  $V_e$  indicam, nessa ordem, o volume geométrico da parede da tubulação e o volume no interior dos tubos por onde passa o escoamento.

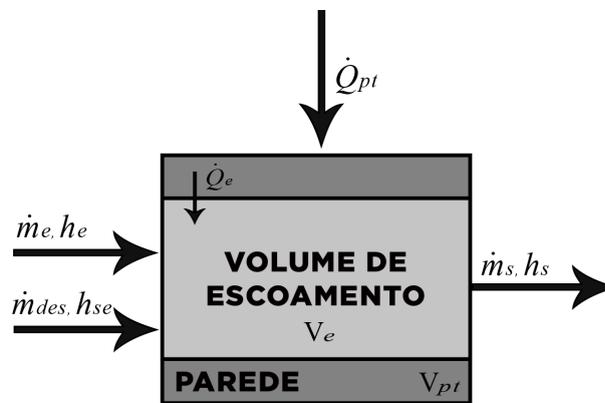
A energia transferida ao fluido no interior do volume de controle essencialmente por mecanismos convectivos é apenas uma parcela do fluxo total do calor cedido pelos gases quentes, dado que outra parcela é absorvida pelo próprio material da tubulação. Essa parcela de energia térmica retida na tubulação depende essencialmente das propriedades térmicas do material utilizado em sua construção.

Destaca-se que para simplificação dos cálculos envolvidos são consideradas uniformes características de todos os tubos em uma mesma região - pré-aquecedor,

economizador ou feixe tubular. Em outras palavras, são uniformes características como dimensões, temperatura ao longo da superfície e temperatura dos fluidos ao longo do contato com as paredes - tanto nas superfícies interiores quanto nas exteriores. Também foram desprezadas variações de propriedades do material causadas por fatores comuns como desgaste, oxidação e incrustações.

### 3.3.3. Superaquecedor

Figura 3.13: Representação do modelo físico e do volume de controle do superaquecedor.



Fonte: Próprio Autor

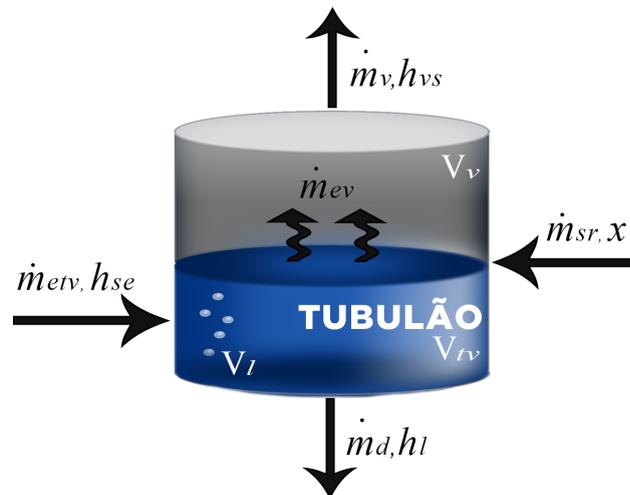
O volume de controle que representa a região de superaquecimento é determinado de maneira análoga ao descrito no tópico anterior (3.3.2), com a única diferença sendo a adição de vazão de água líquida na entrada, representando os efeitos do dessuperaquecedor de vapor que utiliza água advinda do economizador.

Importante ressaltar que não existe propósito de modelagem dos efeitos espaciais. Portanto a vazão de água líquida adicionada ao vapor é considerada distribuída de forma homogênea e sem interferência de efeitos locais.

### 3.3.1. Tubulão de vapor

Tipicamente em aplicações industriais os tubulões tem formato geométrico como um cilindro com as extremidades esféricas, na posição horizontal. Contudo, para fins de simplificação, aqui adota-se o formato de um cilindro simples como na Fig.(3.14), representante do volume de controle do tubulão de vapor.

Figura 3.14: Representação dos modelos físicos e dos volumes de controle do tubulão de vapor e do *downcomer*.



Fonte: Próprio Autor

sendo  $\dot{m}_{etv}$  a vazão mássica da água entrando no tubulão de vapor com a entalpia específica que na saída do economizador  $h_{se}$  e  $\dot{m}_{sr}$  a vazão mássica saindo dos *risers* e entrando no tubulão de vapor com entalpia na faixa de saturação calculada pelo título da mistura  $x$ . A vazão de água  $\dot{m}_d$  fluindo para o *downcomer* com entalpia específica  $h_l$  para o estado de líquido comprimido e a massa de água evaporada  $\dot{m}_{ev}$  com entalpia do vapor saturado  $h_{vs}$  também estão representados. Por fim, a vazão mássica total de vapor deixando o tubulão em direção ao superaquecedor é representada por  $\dot{m}_v$ . Para maior conveniência na modelagem matemática, ainda são representados separadamente os volumes ocupados pela fase líquida e de vapor da água, respectivamente  $V_l$  e  $V_v$ , sendo a soma de ambos igual ao volume físico ocupável no interior do tubulão de vapor  $V_{tv}$ .

### 3.4. RELAÇÕES TERMODINÂMICAS

O modelo desenvolvido no presente trabalho considera a relação dos gases ideais em seu desenvolvimento, ao se tratar de modelagem dos fluidos em estado gasoso.

$$PV = mRT, \quad (3.2)$$

onde  $P$  representa a pressão do gás em questão,  $V$  representa o volume ocupado pelo mesmo,  $m$  representa sua massa e  $T$  sua temperatura absoluta.  $R$  é uma constante, propriedade de cada gás especificamente.

A máxima taxa de calor radiativo emitido por um corpo é calculada pela lei de Stefan-Boltzmann para radiação.

$$\dot{Q}_r = \sigma \epsilon A T^4, \quad (3.3)$$

onde  $\dot{Q}_r$  representa a taxa de calor por radiação térmica (W/s),  $T$  representa a temperatura absoluta do corpo radiativo,  $A$  representa a área superficial do emissor,  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann com valor de  $5,67 \times 10^{-8}$  (W/m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>) e  $\epsilon$  representa a emissividade característica do corpo.

A partir da lei de Stefan-Boltzmann é possível estabelecer relação da taxa de calor liberado na região da fornalha de forma de radiativa, utilizando as variáveis envolvidas no modelo proposto, como indica a Eq.(3.4).

$$\dot{Q}_r = k \theta \dot{m}_g T_g^4 \frac{1}{\rho_g}, \quad (3.4)$$

onde  $\dot{m}_g$ ,  $T_g$  e  $\rho_g$  representam respectivamente a vazão mássica, a temperatura e a massa específica dos gases produtos de combustão. O coeficiente de atenuação  $k$  é característica de cada processo e  $\theta$  representa o *tilt angle*, parâmetro do próprio queimador responsável pela combustão.

Já a taxa de calor convectivo é definido pela lei de resfriamento de Newton, apresentada na Eq.(3.5).

$$\dot{Q}_c = hA(T_s - T_f), \quad (3.5)$$

onde  $\dot{Q}_c$  representa a taxa de calor convectivo,  $h$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção,  $A$  representa a área de troca térmica,  $T_s$  a temperatura da superfície e  $T_f$  a temperatura da massa do fluido longe da superfície - o suficiente para evitar o gradiente de temperatura próximo à superfície. Através da lei de resfriamento de Newton também é possível chegar a duas relações experimentais utilizadas no modelo para as trocas térmicas por mecanismos convectivos.

A primeira delas assume fluxo turbulento dos gases produtos de combustão e tem por objetivo mensurar a taxa de calor convectivo cedido por esses gases ao passar por uma tubulação da caldeira, sendo descrita pela Eq.(3.6).

$$\dot{Q}_c = k\dot{m}_g^{0,6}(T_g - T_m) , \quad (3.6)$$

sendo aqui  $k$  também um coeficiente experimental e  $T_m$  representando a temperatura da tubulação metálica. Interessante destacar que a vazão mássica do fluido envolvido no mecanismo de convecção - presente na Eq.(3.6) - tem influência direta sobre o coeficiente de convecção da lei de resfriamento de Newton, apresentado pela Eq.(3.5). Essa influência é observada em diversos trabalhos na literatura que visam a determinação deste coeficiente, que por sinal, não é uma tarefa não trivial, o que justifica o uso da relação experimental apresentada.

A segunda relação experimental objetiva calcular a taxa de calor por convecção entre a superfície da tubulação e o vapor escoando em seu interior. Assumindo escoamento turbulento do vapor, tem-se que:

$$\dot{Q}_c = k\dot{m}_v^{0,8}(T_m - T_v) , \quad (3.7)$$

onde  $\dot{m}_v$  e  $T_v$  representam a vazão mássica e a temperatura do vapor em escoamento, respectivamente.

### 3.5. CONSIDERAÇÕES SIMPLIFICADORAS

Embora o ar em um ambiente industrial contenha partículas de impurezas e umidade, neste modelo físico são utilizadas propriedades de ar seco ideal para a determinação dos parâmetros físicos e das relações termodinâmicas do ar. A escolha é justificada pela relativa simplicidade em obter dados na literatura condizentes com propriedades do ar nessas condições, permitindo satisfatória precisão para os fins deste trabalho.

As propriedades termodinâmicas da água em estado líquido comprimido são aproximadas por propriedades em condições de saturação.

Também não é considerada a presença de qualquer impureza na água de alimentação da caldeira, bem como são desconsiderados elementos derivados de processos de tratamento químico, normalmente utilizados para inibir efeitos corrosivos e demais problemas de natureza química.

A reação de combustão é considerada ideal e o calor específico dos gases quentes da fornalha é considerado constante para toda a faixa da temperatura de trabalho. Ademais, assume-se que o calor específico à pressão constante de cada fluido é o mesmo para toda a faixa de trabalho envolvida nos subprocessos da caldeira. Assim a Eq.(3.8) é utilizada para determinar a relação entre variação de entalpia específica e a variação da temperatura dos fluidos de trabalho.

$$cp = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p, \quad (3.8)$$

Também considera-se constante a capacidade térmica por unidade de massa das tubulações metálicas, para toda a faixa de temperatura de trabalho.

Ademais, todas as variáveis são tratadas com uniformidade espacial. Portanto, despreza-se variações locais de propriedades termodinâmicas e de variáveis do processo dentro de um mesmo volume de controle.

## 4. MODELO MATEMÁTICO

A modelagem matemática pode ser interpretada como a representação simbólica do modelo físico proposto e tem por finalidade obter a avaliação quantitativa das propriedades de interesse com satisfatória coerência para as condições analisadas. Para que esta coerência seja encontrada é importante que o desenvolvimento do modelo matemático seja criterioso de acordo com o modelo físico que representa.

A seguir serão apresentadas as equações diferenciais utilizadas para modelar o processo de geração de vapor com seus subprocessos relacionados, citados no presente trabalho. Antes disso, contudo, é feita a definição dos principais elementos simbólicos utilizados no equacionamento.

### 4.1. DEFINIÇÃO DA SIMBOLOGIA

A nomenclatura das variáveis, bem como a simbologia utilizada para representá-las, segue os termos utilizados ao longo de todo texto. Ao mesmo tempo, busca-se a utilização de símbolos da forma mais intuitiva possível.

Seja  $m$  a massa de algum elemento,  $\mathcal{V}$  o seu volume físico,  $A$  a sua área superficial e  $L$  o seu comprimento característico. Define-se propriedades de estado como energia interna específica  $u$ , temperatura  $T$ , massa específica  $\rho$  e volume específico  $v$ . Para o caso de fluidos destaca-se ainda a entalpia específica  $h$  e pressão mecânica  $P$ , além da adoção da notação vetorial  $\vec{V}$  para a velocidade dos mesmos, ou simplesmente  $V$  para seu valor escalar. Se o fluido se encontra no estado saturado, faz sentido definir a fração mássica da fase gasosa na mistura, o título  $x$ . Ainda para fluidos, é definida como propriedade térmica constante o calor específico à pressão constante  $cp$ , além da capacidade térmica específica para os fluidos ou sólidos  $c$ .

Define-se as formas de troca de energia por calor  $Q$  ou trabalho  $W$ . O calor ainda pode ser especificado nas formas de convecção  $Q_c$  ou radiação  $Q_r$ .

Quando necessário fazer a representação da altura utiliza-se  $z$ , por vezes acompanhada da aceleração da gravidade  $g$ . A representação do tempo é realizada por  $t$ .

Variáveis que mensuram certa unidade por uma quantidade de tempo - normalmente chamadas taxas - são representadas através da utilização de um ponto sobre o símbolo equivalente. Por exemplo,  $\dot{m}$  representa a vazão mássica em unidade de massa por unidade de tempo, bem como  $\dot{Q}$  representa uma taxa de calor.

Em adição, os subscritos *ag*, *ar*, *c*, *gc* e *t* representam a água, o ar, o combustível, os gases produtos de combustão - ou gases quentes da fornalha - e a tubulação metálica, respectivamente. Podem também ser utilizados para especificar as regiões do equipamento como fornalha, economizador, tubulão de vapor, *risers*, superaquecedor, pré-aquecedor de ar e ainda o *downcomer* - englobado no submodelo do tubulão de vapor - , respectivamente representados por *f*, *e*, *tv*, *r*, *s*, *p* e *d*. Os subscritos podem ser usados para especificar o estado termodinâmico da água em algumas equações: líquido comprimido *l*, líquido saturado *ls*, vapor saturado *vs* e vapor superaquecido *v*.

Algumas vezes, podem ser utilizados subscritos duplos para detalhar a representação. Nestes casos segue-se sempre nos subscritos a ordem de especificação do elemento material (*ag*, *ar*, *t*), seguido da região do equipamento (*f*, *e*, *tv*, *r*, *s*, *p* e *d*) e do estado da água (*l*, *ls*, *vs* e *v*).

Por fim, ainda utiliza-se a abreviação VC e SC para referenciar respectivamente volume e superfície de controle, além de *e* ou *s* para especificar entrada e saída dos volumes delimitados.

## 4.2. BALANÇO MÁSSICO

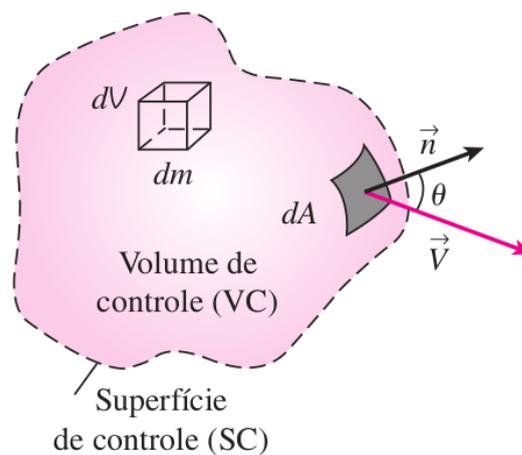
A equação de balanço mássico obedece ao princípio de conservação de massa. Este princípio define que a transferência de massa líquida para um volume de controle durante um intervalo de tempo é igual à variação na massa total dentro do próprio volume de controle. O balanço de massa para um volume de controle diferencial é apresentado pela Eq.(4.1).

$$\frac{d}{dt} \int_{VC} \rho dV + \int_{SC} \rho(\vec{V} \cdot \vec{n}) dA = 0 \quad (4.1)$$

Do lado esquerdo da equação, o primeiro termo representa a variação mássica temporal no interior do volume de controle, dado que  $dV$  representa o volume de um elemento diferencial, enquanto o segundo termo representa os efeitos de fronteira na superfície de controle, com  $dA$

representando a área superficial do elemento diferencial e  $\vec{n}$  o vetor unitário normal a  $dA$ , apontado para fora, como mostra a Fig.(4.1). O produto vetorial  $(\vec{V} \cdot \vec{n})$  envolve a velocidade do fluido através da superfície de controle e torna o sinal do segundo termo positivo no caso de fluido escoando para fora - com vazão mássica saindo - do volume de controle e negativo no caso de fluido escoando para dentro - no caso de vazão mássica entrando pela superfície de controle.

Figura 4.1: Exemplo do volume de controle diferencial  $dV$  e a superfície de controle diferencial  $dA$  usados na dedução da equação de conservação da massa.



Fonte: Çengel e Boles (2013)

Fazendo a separação da integral de superfície da Eq.(4.1) para diferenciar o escoamento entrando ou saindo através da mesma, chegamos a uma forma de representação alternativa para o balanço de massa.

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s, \quad (4.2)$$

onde  $m_{VC}$  representa a quantidade de massa contida no volume de controle e  $\dot{m}_e$  e  $\dot{m}_s$  representam a vazão mássica de fluido entrando e saindo do mesmo, respectivamente.

A forma apresentada pela Eq.(4.2) é utilizada para cálculo dos balanços mássicos nos subprocessos modelados.

### 4.3. BALANÇO ENERGÉTICO

De forma análoga ao princípio de conservação de massa, o princípio de conservação de energia define que a transferência de energia líquida para um volume de controle durante um intervalo de tempo é igual à variação na energia total dentro do mesmo neste intervalo.

A primeira lei da termodinâmica aponta que a variação da energia total em um sistema fechado é resultado da diferença entre a transferência de energia térmica na forma de calor sobre o sistema e o trabalho exercido pelo próprio sistema. Portanto, incorporando a relação temporal, a primeira lei permite afirmar que a taxa de variação da energia total  $e$  em um sistema se expressa pela Eq.(4.3)

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{d}{dt} \int_{sis} \rho e dV \quad (4.3)$$

sendo a energia total  $e$  uma propriedade intensiva - independente da massa - do sistema. Em sistemas compressíveis simples é constituída nas formas de energia interna, cinética e potencial gravitacional, representadas respectivamente na Eq.(4.4) pelo primeiro, segundo e terceiro termo do lado direito.

$$e = u + \frac{V^2}{2} + gz \quad (4.4)$$

Aplicar a primeira lei da termodinâmica a um volume de controle é semelhante à sua aplicação em um sistema fechado. A diferença se apresenta pela divergência nas próprias definições de sistema e volume de controle, onde naquele não existe variação na quantidade da massa total e neste é permitido a existência de fluxo mássico pela superfície de controle. Certa quantidade de trabalho - denominado trabalho de fluxo - é necessária para promover o escoamento do fluido através de um volume de controle. Portanto, com adaptação da Eq.(4.3) para a incorporação do termo de trabalho de fluxo, a equação de conservação da energia em forma de taxa para um sistema fechado se torna como a Eq.(4.5)

$$\dot{Q} - \dot{W} - \dot{W}_{flq} = \frac{d}{dt} \int_{sis} \rho e dV \quad (4.5)$$

O trabalho de fluxo para um elemento infinitesimal é quantificado pela Eq.(4.6)

$$\delta \dot{W}_f = P dA (\vec{V} \cdot \vec{n}), \quad (4.6)$$

onde  $P$  representa a pressão atuante sobre o fluido em questão.

A taxa de trabalho de fluxo líquido - resultado da diferença entre os transportes de energia por parte da massa saindo e da massa entrando em toda a área superficial do volume de controle - é apresentado na Eq.(4.7).

$$\dot{W}_{f liq} = \int_A P (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA = \int_A \frac{P}{\rho} \rho (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (4.7)$$

Como demonstrado por Çengel and Boles (2013), a aplicação do Teorema de Transporte de Reynolds - substituindo a propriedade extensiva do teorema pela energia total no sistema e a propriedade intensiva pela energia total de uma unidade mássica  $e$  - permite a obtenção da equação de conservação de energia para um volume de controle.

$$\frac{dE_{sis}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{VC} \rho e dV + \int_{SC} \rho e (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (4.8)$$

onde termo do lado esquerdo da equação pode ser substituído pela Eq.(4.5)

$$\dot{Q} - \dot{W} - \dot{W}_{f liq} = \frac{d}{dt} \int_{VC} \rho e dV + \int_{SC} \rho e (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (4.9)$$

Os termos do lado esquerdo representam a taxa líquida de energia transferida para dentro do volume de controle nas formas de calor, trabalho de eixo imposto por fontes externas e trabalho de fluxo. Do lado direito, o primeiro termo representa a taxa de variação da energia contida no volume de controle e o segundo representa a taxa líquida de transporte da energia por fluxo mássico para fora do volume de controle.

Por fim, o terceiro termo do lado esquerdo pode ser substituído pela integral de superfície que fornece a taxa de trabalho de fluxo na Eq.(4.7) e combinado com a integral de superfície no lado direito, obtendo a forma da Eq.(4.10) como uma forma mais conveniente para a equação da energia.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{d}{dt} \int_{VC} e \rho dV + \int_{SC} \left( \frac{P}{\rho} + e \right) \rho (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (4.10)$$

Considerando que a energia total por unidade de massa é homogênea por toda a área de entrada e saída da superfície de controle - área da segunda integral na Eq.(4.10) - é possível simplificar a equação de conservação de energia assim como é feito para a equação de balanço de massa. Chega-se então seguinte forma:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{d}{dt} \int_{VC} e \rho dV + \Sigma \dot{m}_s \left( \frac{P}{\rho} + e \right) - \Sigma \dot{m}_e \left( \frac{P}{\rho} + e \right) \quad (4.11)$$

A Eq.(4.12) apresenta a definição de entalpia específica, já amplamente conhecida.

$$h = Pv + u, \quad (4.12)$$

onde  $Pv = P/\rho = w_f$  é o trabalho de fluxo devido o transporte de energia de uma massa unitária de fluido escoando e  $u$  representa a energia interna específica do fluido.

As Eqs.(4.4) e (4.12) podem ser utilizadas para substituição na Eq.(4.11). Assim chega-se à representação usada na Eq.(4.13)

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{d}{dt} \int_{VC} e \rho dV + \Sigma \dot{m}_s \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \Sigma \dot{m}_e \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (4.13)$$

Finalmente, como foi definido na seção sobre o modelo físico, as formas de energia cinética e potencial gravitacional são desprezadas por possuírem menor magnitude. Além disso, o termo íntegro-diferencial na Eq.(4.13) representa a taxa de variação da energia total acumulada no interior do volume de controle, que é considerada homogênea por todo o volume. Com essas considerações chega-se à seguinte forma para a equação de conservação da energia.

$$\dot{Q} - \dot{W} + \Sigma \dot{m}_e h_e - \Sigma \dot{m}_s h_s = \nu \frac{d}{dt} (\rho u) \quad (4.14)$$

onde em termos de taxa,  $\dot{Q}$  representa a calor líquido entrando no volume de controle,  $\dot{W}$  representa o trabalho de eixo exercido pelo fluido,  $\nu$  é uma constante e representa a dimensão total do volume de controle,  $\rho$  e  $u$  representam respectivamente a massa específica e a energia

interna específica do fluido no interior do VC. Os dois últimos termos do lado esquerdo da equação quantificam a energia líquida transportada pelo fluxo mássico através da SC.

De forma análoga à Eq.(4.2) para a equação de conservação de massa, a Eq.(4.14) obedece o princípio de conservação de energia e é utilizada como base para cálculo dos balanços energéticos nos subprocessos modelados neste trabalho. Apesar do uso limitado aos escoamentos uniformes nas entradas e saídas dos volumes de controle e além da desconsideração do trabalho devido às forças viscosas ou outros efeitos, é suficiente para representar os efeitos nos escoamentos almejados no presente trabalho.

Para os corpos sólidos, mais precisamente a tubulação metálica de cada subprocesso, o balanço de energia é aplicado na forma da Eq.(4.15)

$$\dot{Q} - m_t c_t \frac{dT_t}{dt} = 0 \quad (4.15)$$

onde se considera a variação média de temperatura dos tubos devido a taxa de calor líquida sobre eles.

#### 4.4. CARACTERIZAÇÃO DINÂMICA

Com a desconsideração dos efeitos espaciais e a assunção de variações apenas temporais, o desenvolvimento matemático é bastante simplificado. A depender da etapa e do subprocesso de interesse na caldeira, a caracterização dinâmica neste trabalho tem interesse em dois fatores principais.

O primeiro deles, a perda de carga do fluido ao longo do escoamento em uma tubulação, obedece a relação estabelecida pela Eq.(4.16).

$$P_e - P_s = \gamma \frac{\dot{m}_e^2}{\rho_e}, \quad (4.16)$$

onde  $P_e$  e  $P_s$  representam respectivamente as pressões do fluido na entrada e na saída do volume de controle analisado,  $\dot{m}_e$  representa a vazão mássica do fluido e  $\rho_e$  sua massa específica, ambos na entrada. A letra  $\gamma$  representa o coeficiente de atrito.

O segundo fator dinâmico de interesse é o tempo de transição entre estados permanentes, ou seja, a duração do regime transiente - *lag time* - devido a variações em variáveis de entrada dos subprocessos. Este fator é significativamente importante em processos

de grande escala e com elevada inércia térmica podendo ser abrangido de forma simplificada pela Eq.(4.17)

$$\frac{d\dot{m}_s}{dt} = \frac{\dot{m}_e - \dot{m}_s}{\tau}, \quad (4.17)$$

o termo do lado esquerdo representa a taxa de variação da vazão mássica na saída do subprocesso, enquanto o numerador do termo do lado direito verifica diferença entre os fluxos mássicos na entrada e saída, tendendo ao equilíbrio em uma velocidade a depender do parâmetro  $\tau$  no denominador. Utiliza-se segundos como unidade do parâmetro  $\tau$ .

Como citado anteriormente, para os objetivos deste trabalho é importante compreender como o fluxo circulatório do fluido no ciclo *downcomer-risers-tubulão* é determinado. Para o caso de uma circulação forçada, a vazão volumétrica é definida como um parâmetro controlado, sem grandes complicações. Já para a maior fidelidade à realidade dos processos de interesse, conforme já discutido, é importante que este fluxo seja consequência natural do gradiente de densidade do fluido ao longo das tubulações das regiões envolvidas. A dinâmica de escoamento entre *downcomer* e *risers* é consequência, principalmente, do fenômeno de convecção natural nesta região. A Eq.(4.18) apresenta o balanço para estabelecimento de condição de regime permanente do fluxo circulatório entre *downcomer* e o feixe tubular.

$$\left( Z\bar{\rho}_d - \int_0^Z \rho(z)dz \right) g = (\Delta P) \quad (4.18)$$

onde  $Z$  representa a altura total da tubulação do downcomer,  $z$  representa o incremento vertical,  $\rho(z)$  representa a massa específica local do fluido na tubulação aquecida - por generalização, no feixe tubular -  $g$  representa a aceleração da gravidade e por fim,  $\Delta P$  representa a perda de carga devido ao atrito, aceleração do fluido e demais perdas locais.

O balanço da quantidade de movimento é apresentado pela Eq.(4.19).

$$(L_r + L_d) \frac{d\dot{m}_d}{dt} = (\rho_{ls} - \rho_{vs}) x_{vol} V_r g - \frac{k_{cir}}{2} \frac{\dot{m}_d^2}{\rho_{ls} A_d} \quad (4.19)$$

onde  $k_{cir}$  é um coeficiente de atrito adimensional,  $L_r$  representa o comprimento dos *risers*,  $L_d$  e  $A_d$  são, respectivamente, o comprimento e a área da seção transversal da tubulação do

downcomer. A variável  $x_{vol}$  representa a fração volumétrica de vapor na mistura e se associa com a fração mássica de vapor, ou título, através da Eq.(4.20).

$$x_{vol} = \frac{\rho_{ls}x}{\rho_{vs} + (\rho_{ls} - \rho_{vs})x} \quad (4.20)$$

Analisando a Eq.(4.19), verifica-se tratar de um sistema de primeira ordem com a constante de tempo  $\tau$  igual a

$$\tau = \frac{(L_r + L_d)A_d\rho_{ls}}{k\dot{m}_d} \quad (4.21)$$

que segundo os estudos de *Astrom and Bell* (1999), para valores típicos de acordo com a realidade, resulta em valores próximos de um segundo. Os autores ainda concluem que este período é curto em comparação com o período de amostragem de seus dados experimentais que é de 10 segundos e portanto, a Eq.(4.19) pode ser simplificada utilizando relação equivalente para regime permanente.

$$\frac{1}{2}k_{cir}\dot{m}_d^2 = \rho_{ls}A_d(\rho_{ls} - \rho_{vs})gx_{vol}V_r \quad (4.22)$$

A Eq.(4.22) é utilizada para modelar a circulação natural no ciclo *downcomer-risers-tubulão de vapor*.

## 4.5. EQUACIONAMENTO DOS SUBPROCESSOS

As seções anteriores explanam a abordagem matemática concordante com as considerações físicas do capítulo anterior. Esta seção tem o intuito de detalhar a aplicação desta abordagem de maneira prática e objetiva para cada volume de controle da seção 3.3. Portanto, a seguir são apresentadas as principais equações referentes a cada subprocesso da caldeira modelada.

### 4.5.1. Fornalha

Os balanços de massa e energia para o volume de controle da fornalha são apresentados respectivamente pelas Eqs.(4.23) e (4.24).

$$\dot{m}_c + \dot{m}_{ar} - \dot{m}_{gc} = \mathcal{V}_f \frac{d\rho_{gc}}{dt} \quad (4.23)$$

$$\dot{m}_c pc_c + \dot{m}_{ar} h_{ar} - \dot{Q}_{rr} - \dot{Q}_{rs} - \dot{m}_{gc} R_{est} \left(1 + \frac{y}{100}\right) h_{gc} = \mathcal{V}_f \frac{d}{dt} (\rho_{gc} h_{gc}) \quad (4.24)$$

onde  $pc_c$  é o poder calorífico inferior do combustível,  $R_{est}$  é a razão volumétrica estequiométrica de ar/combustível para os gases quentes da fornalha e  $y$  o excesso de ar, definido pela Eq.(4.25)

$$y = 100 \frac{(\dot{m}_{ar} - \dot{m}_c R_{est})}{\dot{m}_c R_{est}} \quad (4.25)$$

As taxas de calor cedido por radiação são apresentados na Eq.(4.26) para os risers e na Eq.(4.27) para o superaquecedor

$$\dot{Q}_{rr} = \theta k \mathcal{V}_f \sigma T_{gc}^4 \frac{1}{\rho_{gc}} \quad (4.26)$$

$$\dot{Q}_{rs} = (1 - \theta) k \mathcal{V}_f \sigma T_{gc}^4 \frac{1}{\rho_{gc}} \quad (4.27)$$

com  $k$  sendo o coeficiente de atenuação e  $\theta$  o *tilt angle*, determinante para a proporção de calor radiativo emitido para os risers ou para o superaquecedor.

A temperatura dos gases de combustão na fornalha é relacionada com a entalpia dos mesmos através da Eq.(4.28)

$$(h_{gc} - h_{ref}) = (T_{gc} - T_{ref}) cp_{gc} \quad (4.28)$$

com  $cp_{gc}$  representando o calor específico dos gases produtos da combustão na fornalha.  $T_{ref}$  e  $h_{ref}$  são apenas algum valor constante de temperatura e entalpia para referência de cálculo.

Após deixar o volume de controle da fornalha propriamente dito, os gases quentes seguem seu fluxo em direção à exaustão, passando inicialmente pela região do superaquecedor. A taxa de calor convectivo entre os gases e a tubulação do superaquecedor é apresentada na Eq.(4.29)

$$\dot{Q}_{cs} = k_{gs} \dot{m}_{gc}^{0,6} (T_{gc} - T_{ts}) \quad (4.29)$$

onde  $k_{gs}$  é o coeficiente empírico citado na Eq.(3.6) para os gases na região do superaquecedor,  $T_{gc}$  representa a temperatura dos gases na região do superaquecedor - ou de forma equivalente, dos gases quentes na saída da fornalha, calculada através Eq.(4.28) - enquanto  $T_{ts}$  representa a temperatura da tubulação também no superaquecedor.

Como perdas térmicas não são levadas em consideração, o mesmo calor  $\dot{Q}_{cs}$  permite o cálculo da temperatura dos gases ao deixar a região do superaquecedor - a mesma temperatura a chegar na região do economizador. A Eq.(4.30) apresenta o balanço de energia pelo lado dos gases.

$$\dot{Q}_{cs} = \dot{m}_{gc} c_{gc} (T_{gc} - T_{ge}) \quad (4.30)$$

Da mesma forma calcula-se a taxa de calor por convecção dos gases passando pela região do economizador e se faz o balanço também do lado dos gases.

$$\dot{Q}_{ce} = k_{ge} \dot{m}_{gc}^{0,6} (T_{ge} - T_{te}) \quad (4.31)$$

$$\dot{Q}_{ce} = \dot{m}_{gc} c_{gc} (T_{ge} - T_{gp}) \quad (4.32)$$

Analogamente para o pré-aquecedor de ar.

$$\dot{Q}_{cp} = k_{gp} \dot{m}_{gc}^{0,6} (T_{gp} - T_{tp}) \quad (4.33)$$

$$\dot{Q}_{cp} = \dot{m}_{gc} c_{gc} (T_{gp} - T_{gex}) \quad (4.34)$$

onde  $T_{gex}$  representa a temperatura dos gases quentes para o sistema de exaustão do equipamento gerador de vapor.

Conforme apontado na Eq.(4.35), a vazão mássica dos gases advindos da fornalha são relacionados com a pressão no interior da mesma, obedecendo a relação da Eq.(4.16) de forma simplificada.

$$\dot{m}_{gc} = k_f P_{gf} \quad (4.35)$$

onde  $k_f$  é um coeficiente de atrito.

Finalmente, ainda se utiliza a relação de gases ideais para os gases quentes na fornalha

$$P_{gf} = R_{gc} \rho_{gc} T_{gc} \quad (4.36)$$

#### 4.5.2. Economizador

Para a região do economizador os balanços de massa e energia são representados pelas Eqs.(4.37) e (4.38)

$$\dot{m}_{ee} - \dot{m}_{se} = \nu_e \frac{d\rho_e}{dt} \quad (4.37)$$

$$\dot{Q}_{age} + \dot{m}_{ee} h_{ee} - \dot{m}_{se} h_{se} = \nu_e \frac{d}{dt} (\rho_e h_{se}) \quad (4.38)$$

com os subscritos  $ee$  e  $se$  indicando entrada e saída do economizador, respectivamente. A massa específica da água no interior do economizador é representada por  $\rho_e$ .

O balanço de energia da tubulação é apresentado na Eq.(4.39):

$$\dot{Q}_{ce} = \dot{Q}_{age} + m_{te} c_{te} \frac{dT_{te}}{dt} \quad (4.39)$$

onde a taxa de calor para a água escoando no interior dos tubos do economizador obedece a Eq.(4.40)

$$\dot{Q}_{age} = k_e \dot{m}_{ee}^{0,8} (T_{te} - T_{se}) \quad (4.40)$$

visto que a temperatura da água na saída,  $T_{se}$ , se relaciona com a entalpia específica na saída e seu calor específico a pressão constante pela Eq.(4.41)

$$(h_{se} - h_{ref}) = (T_{se} - T_{ref}) c_{p_{age}} \quad (4.41)$$

Conforme apresentado anteriormente na Eq.(4.17), ainda se faz a caracterização do tempo de atraso entre variações na entrada e na saída, devido ao transporte de massa ao longo da tubulação

$$\frac{d\dot{m}_{se}}{dt} = \frac{\dot{m}_{ee} - \dot{m}_{se}}{\tau_e}. \quad (4.42)$$

### 4.5.3. Tubulão de vapor

Tendo o objetivo de alcançar melhor representação dos efeitos razoavelmente complexos no interior do tubulão de vapor e devido a presença da mistura bifásica nesta região, as equações de balanço são realizadas separadamente para as fases líquida e gasosa.

Realiza-se o balanço mássico para a fase líquida

$$\dot{m}_{etv} + \dot{m}_{sr}(1 - x) - \dot{m}_d - \dot{m}_{ev} = \frac{dm_l}{dt} \quad (4.43)$$

do lado direito tem-se a variação de massa da água líquida, ressaltando que o volume de líquido é variável e, portanto, a Eq.(3.1) não se aplica. Do lado esquerdo, o primeiro termo representa a entrada de água no tubulão, vinda do economizador, enquanto o segundo termo contabiliza a entrada de massa advinda dos *risers*, apenas na fase líquida. Os outros dois termos subtrativos se referem à vazão de água líquida descendo por efeitos gravitacionais para o *downcomer* e à taxa de evaporação no próprio tubulão. A vazão mássica de entrada no tubulão de vapor  $\dot{m}_{etv}$  é diferenciada da vazão de saída do economizador  $\dot{m}_{se}$  pela parcela direcionada ao dessuperaquecedor de vapor. Posteriormente, na Eq.(4.59) essa relação é detalhada.

O volume líquido de água no tubulão sobretudo é função da quantidade de água em fase líquida e de sua massa específica

$$\mathcal{V}_l = \frac{m_l}{\rho_l} \quad (4.44)$$

ao mesmo passo que se relaciona com o nível de água  $L_{tv}$  no tubulão de vapor, pela Eq.(4.45)

$$\mathcal{V}_l = f(L_{tv}) \quad (4.45)$$

onde a função  $f$  depende da geometria do tubo. Para simplificar o equacionamento, considera-se essa geometria como na Fig. (3.13).

$$f(L_{tv}) = \pi r^2 L_{tv} \quad (4.46)$$

sendo  $r$  a representação do raio.

A vazão mássica de água para o *downcomer* na Eq.(4.43) é consequência da circulação natural devido ao gradiente de densidade entre a fase líquida nesta região e a mistura saturada nos *risers*. Portanto, pode ser aplicada a Eq.(4.22).

Na Eq.(4.47) se apresenta o balanço de energia da fase líquida

$$\dot{m}_{etv} h_{se} + \dot{m}_{sr}(1 - x)h_{ls} - \dot{m}_d h_l - \dot{m}_{ev} h_{vs} = \frac{d}{dt}(m_l h_l) \quad (4.47)$$

onde as entalpias específicas em cada termo do lado esquerdo, na ordem em que aparecem, se referem às condições de estado da água na saída do economizador, líquido saturado advindo dos *risers*, líquido comprimido no tubo e *downcomer*, além da massa em evaporação no tubo de vapor.

Para a fase de vapor, o balanço de massa é apresentado pela seguinte expressão:

$$\dot{m}_{sr} x + \dot{m}_{ev} - \dot{m}_v = \frac{d}{dt}(\mathcal{V}_v \rho_v) \quad (4.48)$$

O terceiro termo do lado esquerdo representa a vazão mássica de vapor que deixa o tubo e segue para o superaquecedor, enquanto a representação de variação da quantidade de massa de vapor do lado direito aparece de forma conveniente, pois o volume ocupado pela fase de vapor  $\mathcal{V}_v$  pode ser relacionado com o volume total do tubo e da fase líquida pela expressão da Eq.(4.49)

$$\mathcal{V}_v = \mathcal{V}_{tv} - \mathcal{V}_l \quad (4.49)$$

Ainda sobre os termos da equação de conservação de massa para a fase de vapor, destaca-se a dinâmica de evaporação no tubo de vapor.

$$\dot{m}_{ev} = k_{ev}(T_v - T_l) \quad (4.50)$$

onde  $k_{ev}$  é um coeficiente de proporcionalidade entre a taxa de evaporação e a diferença de temperatura das regiões de vapor e líquido.

A partir do cálculo dos valores de  $\rho_v$  e  $h_v$ , as demais variáveis  $P_v$ ,  $P_l$ ,  $\rho_l$ ,  $h_l$ ,  $h_{ls}$  e  $T_v$  são obtidas através de relações termodinâmicas conhecidas para água nos estados líquido saturado ou vapor saturado.

#### 4.5.4. Feixe tubular

No feixe tubular a Eq.(4.51) para conservação de massa e a Eq.(4.52) para conservação de energia são relativamente simples.

$$\dot{m}_d - \dot{m}_{sr} = \nu_r \frac{d\rho_r}{dt} \quad (4.51)$$

$$\dot{Q}_{agr} + \dot{m}_d h_l - \dot{m}_{sr} h_r = \nu_r \frac{d}{dt} (\rho_r h_r) \quad (4.52)$$

As equações anteriores levam em conta o fluxo de água vinda do *downcomer*, as condições de estado da mistura no interior dos risers e deixando os mesmos - para o tubo de vapor. A taxa de calor recebido pela mistura obedece a Eq.(4.53) do balanço térmico para a tubulação

$$\dot{Q}_{rr} = \dot{Q}_{agr} + m_{tr} c_{tr} \frac{dT_{tr}}{dt} \quad (4.53)$$

e seguindo Ordys *et al.* (1994), para a mistura no feixe tubular, essa taxa é determinada pela Eq.(4.54)

$$\dot{Q}_{agr} = k_r (T_{tr} - T_v) \quad (4.54)$$

onde  $k_r$  é uma constante determinada experimentalmente e  $T_v$  é a temperatura do vapor na região.

Na Eq.(4.55) a massa específica da mistura se relaciona com a fração mássica de vapor presente - o título.

$$\rho_r = \left[ \frac{x}{\rho_{vs}} + \frac{(1-x)}{\rho_{ls}} \right]^{-1} \quad (4.55)$$

onde  $\rho_{ls}$  e  $\rho_{vs}$  representam as massas específicas para líquido saturado e vapor saturado, respectivamente. O título da relação é encontrado através do conhecimento da entalpia específica da mistura nos *risers*

$$x = \frac{(h_r - h_{ls})}{(h_{vs} - h_{ls})} \quad (4.56)$$

Por fim, a dinâmica de transporte de massa para no feixe tubular segue a Eq.(4.57)

$$\frac{d\dot{m}_{sr}}{dt} = \frac{\dot{m}_d - \dot{m}_{sr}}{\tau_r} \quad (4.57)$$

#### 4.5.5. Superaquecedor

Conforme detalhado no capítulo sobre modelagem física, o dessuperaquecedor de vapor é incorporado à modelagem da região do superaquecedor. Nesta seção, as variáveis relacionadas com este elemento recebem o subscrito *des*, para facilitar sua identificação.

Segue a Eq.(4.58) de balanço mássico para o vapor no volume de controle da região de superaquecimento.

$$\dot{m}_v + \dot{m}_{des} - \dot{m}_{ss} = \mathcal{V}_s \frac{d\rho_s}{dt} \quad (4.58)$$

onde a vazão mássica de saída  $\dot{m}_{ss}$  é parâmetro de processo e a água de resfriamento do dessuperaquecedor vem do economizador.

$$\dot{m}_{des} = \dot{m}_{se} - \dot{m}_{etv} \quad (4.59)$$

Para o balanço de energia no vapor, se apresenta a Eq.(4.60)

$$\dot{Q}_{ags} + \dot{m}_v h_v + \dot{m}_{des}(h_{se} - h_{evap}) - \dot{m}_{ss} h_s = \mathcal{V}_s \frac{d}{dt}(\rho_s h_s) \quad (4.60)$$

que utiliza  $\dot{Q}_{ags}$  para a taxa de calor absorvido pelo fluido no interior da tubulação. O terceiro termo do lado esquerdo leva em consideração a diferença líquida entre a energia entrante no VC - devido a entrada de massa advinda do dessuperaquecedor - e a energia despendida na forma de calor latente para evaporar a água líquida adicionada. Esse termo é negativo, pois  $h_{se} < h_{evap}$ , explicando a queda de temperatura do vapor superaquecido com a adição de água advinda do economizador.

A determinação da taxa de calor absorvido pelo vapor é apresentada pela Eq.(4.61)

$$\dot{Q}_{ags} = k_s \dot{m}_v^{0,8} (T_{ts} - T_s) \quad (4.61)$$

com a temperatura do vapor no superaquecedor sendo relacionada com sua entalpia específica

$$(h_s - h_{ref}) = (T_s - T_{ref}) c_{pv}. \quad (4.62)$$

Fazendo o balanço térmico nos tubos do superaquecedor é obtida a Eq.(4.63)

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_{rs} + \dot{Q}_{cs} = \dot{Q}_{agr} + m_{ts} c_{ts} \frac{dT_{ts}}{dt} \quad (4.63)$$

onde  $\dot{Q}_s$  representa a taxa de calor total recebida pela superfície do superaquecedor, nas formas de radiação e convecção.

A Eq.(4.64) estabelece a relação para perda de carga

$$P_v - P_s = \frac{\dot{m}_v^2}{\rho_v} f_s \quad (4.64)$$

onde  $P_s$  representa a pressão final do vapor, na saída do superaquecedor e da caldeira.

Para o vapor superaquecido, ainda se faz o uso da Eq.(4.65) assumindo que segue o comportamento de gás ideal.

$$P_s = R_s \rho_s T_s \quad (4.65)$$

#### 4.5.6. Pré-aquecedor de ar

As equações que caracterizam matematicamente o pré-aquecedor de ar são semelhantes às utilizadas para a modelagem matemática do economizador. A diferença principal, claro, acontece pela utilização de propriedades termodinâmicas de ar para o fluido escoando no interior da tubulação, além da possível utilização de relações de gases ideais.

Nas Eqs.(4.66), (4.67) e (4.68) se apresentam respectivamente os balanços de massa e de energia para o ar, além do balanço térmico para a tubulação metálica

$$\dot{m}_{ep} - \dot{m}_{ar} = \mathcal{V}_p \frac{d\rho_{ar}}{dt} \quad (4.66)$$

$$\dot{Q}_{arp} + \dot{m}_{ep}h_{ep} - \dot{m}_{ar}h_{ar} = \mathcal{V}_p \frac{d}{dt}(\rho_{ar}h_{ar}) \quad (4.67)$$

$$\dot{Q}_{cp} = \dot{Q}_{arp} + m_{tp}c_{tp} \frac{dT_{tp}}{dt} \quad (4.68)$$

usando o subscrito *ep* para condições de entrada do pré-aquecedor e mantendo o subscrito *ar* para a saída do ar pré-aquecido, ou seja, ar de entrada no volume de controle da fornalha.

A Eq.(4.69) é a expressão utilizada para quantificar a taxa de calor absorvido pelo ar no interior do pré-aquecedor

$$\dot{Q}_{arp} = k_p \dot{m}_{ep}^{0,8} (T_{tp} - T_{ar}). \quad (4.69)$$

Finalmente, a Eq.(4.70) define a dinâmica transiente da vazão mássica devido ao atraso entre uma perturbação na entrada do volume de controle e seu efeito na saída.

$$\frac{d\dot{m}_{ar}}{dt} = \frac{\dot{m}_{ep} - \dot{m}_{ar}}{\tau_p} \quad (4.70)$$

Esta última relação é simplificação advinda da Eq.(4.17) e assume uma tendência de resposta de primeira ordem para uma variação na vazão mássica de entrada. Apesar de simplificado, o comportamento é coerente com observações em processos reais.

## 5. MODELO COMPUTACIONAL

Havendo sido apontadas as características da caldeira e de seus subprocessos, as considerações físicas assumidas e a abordagem matemática para representação do equipamento, o desenvolvimento do modelo computacional tem o objetivo de viabilizar a realização das simulações para análise da resposta do modelo às situações de interesse.

### 5.1. ABORDAGEM DE ESPAÇO DE ESTADOS

Partindo para a solução do equacionamento desenvolvido no modelo matemático que envolve sobretudo as equações de continuidade, balanços de energia e caracterizações dinâmicas, desenvolve-se a representação através de equações de espaço de estados não lineares e contínuas no tempo. Os componentes do modelo são formulados através da modelagem de espaço de estados por ser uma estrutura matematicamente conveniente.

Pode ser definido como estado de um sistema qualquer propriedade do próprio sistema de tal forma que, conhecidos unicamente a entrada e o próprio estado do sistema em um tempo  $t \geq 0$ , determina-se também a saída deste sistema para  $t \geq 0$ . Portanto, o espaço de estados é o conjunto de estados de um sistema.

A forma geral de um modelo de espaço de estados para um sistema contínuo é dado pela formulação a seguir:

$$\dot{x} = f(x(t), u(t), t), \quad 0 \leq t \leq \infty$$

$$y = g(x(t), u(t), t), \quad 0 \leq t \leq \infty$$

onde:

- $t$  é escalar e representa o tempo;
- $x(t)$  é um vetor de dimensão  $n$  que representa o estado do sistema;
- $u(t)$  é um vetor de dimensão  $m$  representando as entradas do sistema;
- $y$  é um vetor de dimensão  $r$  para as saídas do sistema;
- $f$  e  $g$  são funções

A representação de um sistema por espaço de estados não é única, sendo as variáveis de estado selecionadas de forma conveniente. Neste trabalho, esses estados são baseados nas variáveis físicas do equipamento gerador de vapor. Mais precisamente, os estados aqui definidos são coincidentes com as derivadas temporais do equacionamento matemático.

## 5.2. FERRAMENTAS E LINGUAGEM UTILIZADAS

As equações fenomenológicas para o modelo da caldeira foram programadas usando o MATLAB®-SIMULINK®. Mais precisamente, foi explorado o recurso das *S-functions* na biblioteca *User-Defined Functions* SIMULINK® para transcrição de equações diferenciais na forma de equações de espaço de estados e as demais equações algébricas em diferentes blocos de acordo com cada volume de controle definido anteriormente.

O recurso é coerente com a abordagem adotada para solucionar o problema tema do presente trabalho, visto que exige o conhecimento fundamental das relações matemáticas entre as variáveis de entrada, estado e saída de cada subprocesso, ou seja, de cada submodelo desenvolvido para ser utilizado na forma de um bloco da montagem final.

De maneira bem objetiva, as *S-functions* definem como um bloco funciona no SIMULINK® durante diferentes etapas ao longo dos passos de simulação. As diferentes etapas - *initialization*, *update*, *derivates*, *outputs* e *termination* - são executadas por um método específico, visando cumprir uma tarefa específica. Assim, é possível sem grandes complexidades definir algumas condições necessárias às simulações, como condições iniciais de estados, por exemplo.

Há grande diversidade de documentações instrutivas para o uso da *S-functions*, além de exemplos de código fornecidos pelo suporte da própria MathWorks® relativamente simples para compreensão. Algumas páginas disponíveis para consulta online durante a escrita do presente trabalho são apresentadas no capítulo final com as referências bibliográficas.

### 5.3. SUBMODELOS INDEPENDENTES

Assim como a definição dos volumes de controle obedece as divisões dos subprocessos reais do equipamento com suas interações, o modelo do processo global é uma composição de submodelos individuais de cada subprocesso explorado nas modelagens física e matemática. Em outras palavras, cada subprocesso é uma etapa com objetivos próprios e portanto, dão origem a respectivos submodelos individuais. Por sinal, estes em conjunto compõem o modelo principal da caldeira e, conseqüentemente, representam o processo de geração de vapor com suas interações de interesse por completo.

Para cada subprocesso se fazem explícitas a seguir as entradas, os estados e as saídas do submodelo equivalente. Também são sintetizados quais os parâmetros quantificam características físicas citadas nos capítulos anteriores. Algumas variáveis de estado podem também ser saídas de um bloco.

#### 5.3.1. Fornalha

Tabela 5.1: Entradas, saídas, estados e parâmetros para o bloco que modela a região da fornalha

Classificação	Simbologia	Descrição
Entrada	$\dot{m}_c$	Vazão mássica de combustível
Entrada	$\dot{m}_{ar}$	Vazão mássica do ar vindo do pré-aquecedor
Entrada	$\theta$	Coefficiente para o <i>tilt angle</i>
Entrada	$T_{ts}$	Temperatura superficial da tubulação do superaquecedor
Entrada	$T_{te}$	Temperatura superficial da tubulação do economizador
Entrada	$T_{tp}$	Temperatura superficial da tubulação do pré-aquecedor de ar
Entrada	$h_{ar}$	Entalpia específica do ar ao entrar na fornalha
Estado	$\rho_{gc}$	Massa específica dos gases quentes na fornalha
Estado	$\rho_{gc} h_{gc}$	Densidade de energia por unidade de volume dos gases quentes na fornalha
Saída	$\dot{Q}_{rr}$	Taxa de calor radiativo transferido para os <i>risers</i>
Saída	$\dot{Q}_{rs}$	Taxa de calor radiativo transferido para o superaquecedor

Saída	$\dot{Q}_{ce}$	Taxa de calor convectivo transferido para o economizador
Saída	$P_{gf}$	Pressão no interior da fornalha
Saída	$\dot{Q}_s$	Taxa de calor total transferido para o superaquecedor
Saída	$\dot{Q}_{cp}$	Taxa de calor convectivo transferido para o pré-aquecedor
Saída	$T_{gf}$	Temperatura dos gases quentes no interior da fornalha
Parâmetro	$k_f$	Coefficiente de atrito para o fluxo de gases na exaustão
Parâmetro	$k$	Coefficiente de atenuação
Parâmetro	$k_{gs}$	Coefficiente experimental para convecção na região do superaquecedor
Parâmetro	$k_{ge}$	Coefficiente experimental para convecção na região do economizador
Parâmetro	$k_{gp}$	Coefficiente experimental para convecção na região do pré-ar
Parâmetro	$\mathcal{V}_f$	Volume físico da fornalha
Parâmetro	$pc_c$	Poder calorífico inferior do combustível
Parâmetro	$R_{est}$	Razão estequiométrica ar-combustível em base volumétrica
Parâmetro	$cp_{gc}$	Calor específico à pressão constante dos gases quentes
Parâmetro	$R_{gc}$	Constante de gás ideal para os gases quentes na fornalha
Parâmetro	$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann
Parâmetro	$T_{ref}$	Temperatura de referência para os gases produtos da combustão
Parâmetro	$h_{ref}$	Entalpia específica de referência para os gases produtos da combustão

Fonte: Próprio autor

### 5.3.2. Economizador

Tabela 5.2: Entradas, saídas, estados e parâmetros para o bloco que modela a região do economizador

Classificação	Simbologia	Descrição
Entrada	$P_{ee}$	Pressão da água na entrada
Entrada	$\dot{m}_{ee}$	Vazão mássica de água na entrada do economizador
Entrada	$\dot{Q}_{ce}$	Taxa do calor convectivo absorvido pela superfície do economizador

Estado	$\rho_e$	Massa específica da água
Estado	$T_{te}$	Temperatura da tubulação do economizador
Estado	$\rho_e h_{se}$	Densidade de energia por volume de água no economizador
Estado	$\dot{m}_{se}$	Vazão mássica na saída do economizador
Saída	$T_{te}$	Temperatura da tubulação do economizador
Saída	$P_{se}$	Pressão da água na saída do economizador
Saída	$T_{se}$	Temperatura da água na saída do economizador
Saída	$\rho_e$	Massa específica da água
Saída	$h_{se}$	Entalpia específica da água na saída do economizador
Saída	$\dot{m}_{se}$	Vazão mássica na saída do economizador
Parâmetro	$\mathcal{V}_e$	Volume físico do economizador
Parâmetro	$m_{te}$	Massa total da tubulação no economizador
Parâmetro	$c_{te}$	Capacidade térmica específica do material da tubulação no economizador
Parâmetro	$\tau_e$	Constante de tempo no economizador
Parâmetro	$k_e$	Coefficiente experimental para convecção no interior do economizador unidade: J/(kg*K)
Parâmetro	$T_{ref}$	Temperatura de referência para a água
Parâmetro	$h_{ref}$	Entalpia específica de referência para a água

Fonte: Próprio autor

### 5.3.4. Tubulão de Vapor

Tabela 5.3: Entradas, saídas, estados e parâmetros para o bloco que modela a região do tubulão de vapor

Classificação	Simbologia	Descrição
Entrada	$\dot{m}_{etv}$	Vazão mássica na entrada do tubulão de vapor
Entrada	$x$	Título da mistura advinda dos <i>risers</i>

Entrada	$\dot{m}_{sr}$	Vazão mássica da mistura advinda dos <i>risers</i>
Entrada	$\dot{m}_v$	Vazão de vapor saindo do tubulão - para o superaquecedor
Entrada	$h_{se}$	Entalpia específica da água do economizador
Estado	$m_l$	Massa de água em estado líquido no tubulão
Estado	$m_l h_l$	Energia acumulada no tubulão pela água líquida
Estado	$\mathcal{V}_v \rho_v$	Massa de vapor no tubulão
Saída	$P_v$	Pressão do vapor no tubulão
Saída	$P_l$	Pressão da água líquida - para o <i>downcomer</i>
Saída	$\rho_v$	Massa específica do vapor
Saída	$\rho_l$	Massa específica água líquida - para o <i>downcomer</i>
Saída	$\rho_{ls}$	Massa específica da água em estado líquido saturado
Saída	$h_v$	Entalpia específica do vapor
Saída	$h_l$	Entalpia específica da água líquida - para o <i>downcomer</i>
Saída	$h_{ls}$	Entalpia específica da água em estado líquido saturado
Saída	$\dot{m}_d$	Vazão mássica de água para o <i>downcomer</i>
Saída	$L_{tv}$	Nível de água do tubulão de vapor
Saída	$T_v$	Temperatura do vapor
Parâmetro	$\mathcal{V}_{tv}$	Volume do tubulão de vapor
Parâmetro	$k_{ev}$	Coefficiente para a taxa de evaporação no tubulão
Parâmetro	$r$	Raio do tubulão de vapor, característica geométrica
Parâmetro	$\mathcal{V}_r$	Volume do feixe tubular
Parâmetro	$k_{cir}$	Coefficiente de atrito adimensional para circulação natural
Parâmetro	$Ad$	Área da seção transversal no <i>downcomer</i>
Parâmetro	$g$	Aceleração da gravidade

Fonte: Próprio autor

### 5.3.4. Feixe Tubular

Tabela 5.4: Entradas, saídas, estados e parâmetros para o bloco que modela a região do feixe tubular

Classificação	Simbologia	Descrição
Entrada	$\dot{m}_d$	Vazão mássica advinda do downcomer
Entrada	$\dot{Q}_{rr}$	Taxa de calor absorvido - advindo da fornalha
Entrada	$h_l$	Entalpia específica da água líquida - advinda do <i>downcomer</i>
Entrada	$T_v$	Temperatura do vapor
Entrada	$\rho_v$	Massa específica do vapor
Entrada	$\rho_{ls}$	Massa específica da água em estado líquido saturado
Entrada	$h_v$	Entalpia específica do vapor no tubulão
Entrada	$h_{ls}$	Entalpia específica da água em estado líquido saturado
Estado	$h_r$	Entalpia específica da mistura nos <i>risers</i>
Estado	$T_{tr}$	Temperatura da tubulação dos <i>risers</i>
Estado	$\dot{m}_{sr}$	Vazão mássica da mistura na saída
Saída	$\dot{m}_{sr}$	Vazão mássica da mistura na saída
Saída	$x$	Título da mistura
Parâmetro	$\mathcal{V}_r$	Volume total de tubos no feixe tubular
Parâmetro	$m_{tr}$	Massa total da tubulação metálica
Parâmetro	$\tau_r$	Constante de tempo no economizador
Parâmetro	$c_{tr}$	Capacidade térmica específica do material da tubulação nos <i>risers</i>
Parâmetro	$k_r$	Coefficiente experimental para convecção no interior dos <i>risers</i>

Fonte: Próprio autor

### 5.3.5. Superaquecedor

Tabela 5.5: Entradas, saídas, estados e parâmetros para o bloco que modela a região do superaquecedor

Classificação	Simbologia	Descrição
Entrada	$\dot{m}_{des}$	Vazão mássica de água advinda do dessuperaquecedor
Entrada	$\dot{m}_{ss}$	Vazão mássica de vapor saindo do superaquecedor
Entrada	$P_v$	Pressão do vapor vindo do tubulão
Entrada	$\rho_v$	Massa específica do vapor vindo do tubulão
Entrada	$\dot{Q}_s$	Taxa de calor absorvido pela superfície da tubulação do superaquecedor
Entrada	$h_v$	Entalpia específica do vapor vindo do tubulão
Entrada	$h_{se}$	Entalpia específica da água do dessuperaquecedor - saída do economizador
Estado	$\rho_s$	Massa específica do vapor superaquecido
Estado	$T_{ts}$	Temperatura da tubulação no superaquecedor
Estado	$\rho_s h_s$	Densidade de energia por volume de vapor superaquecido
Saída	$\dot{m}_v$	Demanda de vapor - vazão mássica de vapor vinda do tubulão
Saída	$T_{ts}$	Temperatura da tubulação no superaquecedor
Saída	$P_s$	Pressão do vapor no superaquecedor
Saída	$T_s$	Temperatura do vapor no superaquecedor
Saída	$h_s$	Entalpia específica do vapor no superaquecedor
Saída	$\rho_s$	Massa específica do vapor no superaquecedor
Parâmetro	$f_s$	Coefficiente de perda de carga no superaquecedor
Parâmetro	$k_s$	Coefficiente experimental para convecção no interior do superaquecedor
Parâmetro	$\mathcal{V}_s$	Volume total do superaquecedor
Parâmetro	$m_{ts}$	Massa da tubulação do superaquecedor
Parâmetro	$c_{ts}$	Capacidade térmica específica do material da tubulação no superaquecedor
Parâmetro	$cp_v$	Calor específico do vapor a pressão constante
Parâmetro	$R_s$	Constante de gás ideal para o vapor superaquecido

Fonte: Próprio autor

### 5.3.6. Pré-aquecedor de Ar

Tabela 5.6: Entradas, saídas, estados e parâmetros para o bloco que modela a região do pré-aquecedor de ar

Classificação	Simbologia	Descrição
Entrada	$\dot{m}_{ep}$	Vazão mássica de ar fresco na entrada
Entrada	$\dot{Q}_{cp}$	Taxa do calor convectivo absorvido pela superfície do pré-aquecedor
Estado	$\rho_{ar}$	Massa específica do ar no pré-aquecedor
Estado	$T_{tp}$	Temperatura superficial da tubulação do pré-aquecedor de ar
Estado	$\rho_{ar} h_{ar}$	Densidade de energia por volume de ar
Estado	$\dot{m}_{ar}$	Vazão mássica do ar aquecido na saída
Saída	$T_{tp}$	Temperatura superficial da tubulação do pré-aquecedor de ar
Saída	$\dot{m}_{ar}$	Vazão mássica do ar aquecido na saída
Saída	$T_{ar}$	Temperatura do ar na saída
Saída	$\rho_{ar}$	Massa específica do ar no pré-aquecedor
Saída	$h_{ar}$	Entalpia específica do ar na saída
Parâmetro	$T_{ep}$	Temperatura do ar na entrada do pré-aquecedor (temperatura ambiente)
Parâmetro	$\mathcal{V}_p$	Volume físico do pré-aquecedor
Parâmetro	$m_{tp}$	Massa total da tubulação no pré-aquecedor
Parâmetro	$c_{tp}$	Capacidade térmica específica do material da tubulação no pré-aquecedor
Parâmetro	$\tau_p$	Constante de tempo relacionada ao tempo de resposta do pré-aquecedor de ar
Parâmetro	$k_p$	Coefficiente experimental para convecção no interior do pré-aquecedor

Fonte: Próprio autor

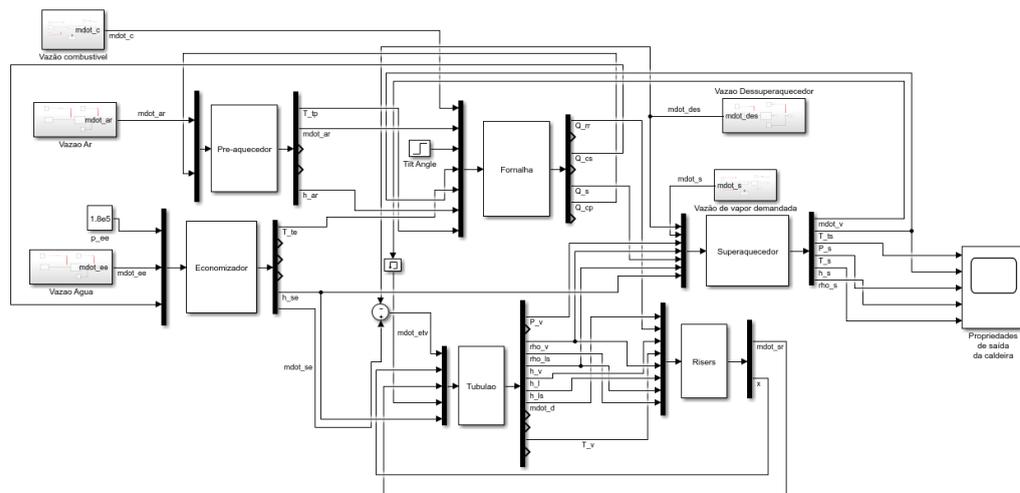
## 5.4. MODELO COMPLETO

Após a construção dos blocos separados, finalmente é possível realizar as integrações entre as entradas e saídas de cada subprocesso, para obter a montagem do modelo final.

### 5.4.1. Modelo em Malha Aberta

A figura (5.1) apresenta a montagem final do modelo sem nenhuma malha de controle integrada. Nota-se que a entrada de alguns blocos são dependentes da saída de outros, conforme observado pelas interações simultâneas de diferentes etapas do processo de geração de vapor.

Figura 5.1: Diagrama de blocos do modelo computacional integrado através do SIMULINK®

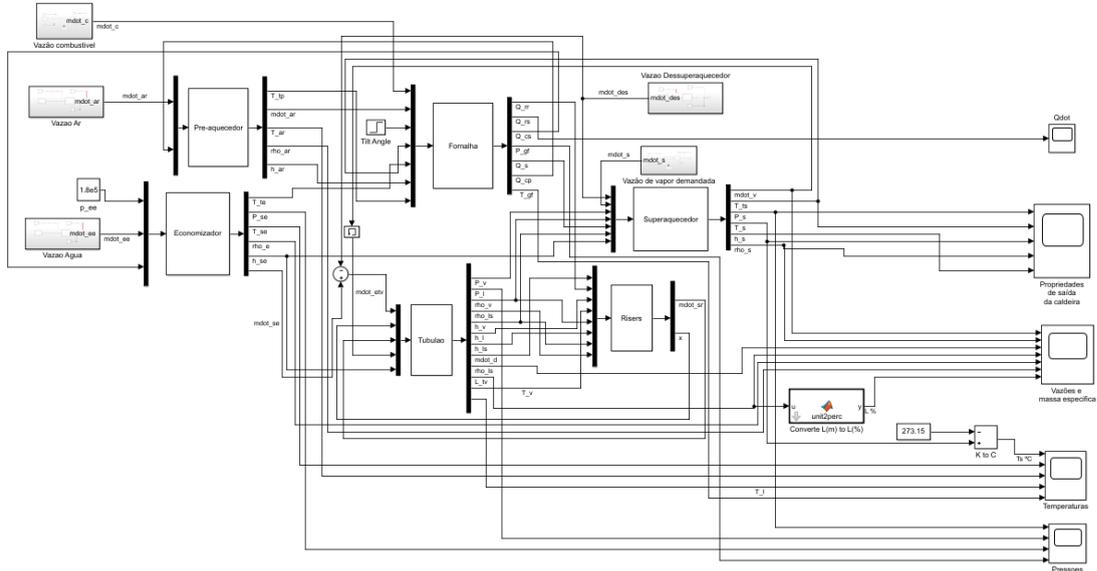


Fonte: Próprio Autor

O último bloco - à direita - da figura auxilia apenas no monitoramento do comportamento das variáveis de saída da caldeira. Saídas de alguns blocos que não são entradas de um próximo estão omitidas na imagem para facilitar a compreensão visual do modelo. Contudo, estas também são monitoradas. Algumas inclusive- como o nível de água do tubulão - são de fundamental importância para os processos de geração de vapor através de caldeiras aquatubulares. Portanto, a figura (5.2) complementa e apresenta a ligação dessas variáveis a outros blocos de monitoramento.

Figura 5.2: Diagrama de blocos do modelo computacional integrado através do SIMULINK®:

Monitoramento de todas as saídas calculadas



Fonte: Próprio Autor

Através do diagrama de blocos também é possível notar a existência das variáveis de entrada globais do modelo da caldeira: As vazões mássicas de combustível, ar primário, a alimentação de água antes do economizador e a quantidade de água adicionada ao dessuperaquecedor.

Tipicamente em processos industriais, essas são as principais variáveis manipuladas indiretamente por meio de controles automáticos ou pela própria equipe de operação. Por exemplo, para controlar o nível de água no tubulão de vapor se manipula a quantidade de água no sistema de alimentação da caldeira. Para controlar a pressão interna, a manipulação ocorre nas vazões de ar e combustível - normalmente de maneira proporcional para manter a relação ar/combustível. Já a quantidade de água utilizada pelo sistema de dessuperaquecimento é útil para manter a temperatura do vapor na saída da caldeira dentro dos limites desejados.

#### 5.4.2. Inserção de válvula reguladora de consumo e controladores feedback

Como o vapor é o produto consumido pelos processos que se encontram à jusante da caldeira, a vazão desejada na saída do equipamento é uma imposição externa ao modelo.

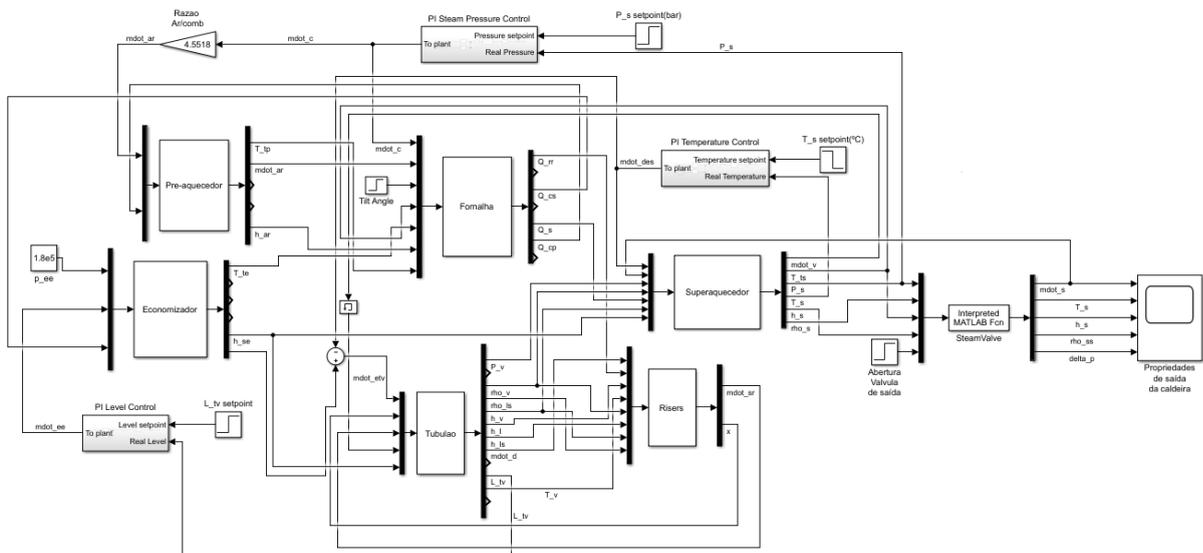
No diagrama apresentado na figura (5.3), a função da válvula reguladora de fluxo adicionada à saída do superaquecedor consiste em representar um consumidor de vapor, proporcionando essa característica.

Simulações no modelo de acordo com os diagramas de blocos apresentado pelas figuras (5.1) e (5.2) representam o comportamento de uma caldeira em malha de controle aberta. Por ser objeto de motivação do desenvolvimento deste modelo, o autor entendeu ser interessante adicionar os principais controles relacionados ao processo - citados na seção anterior - ao modelo construído. Cabe ressaltar que para equipamentos industriais complexos como uma caldeira de geração de vapor, várias outras malhas de controle são incorporadas, tanto para controle de variáveis importantes para o processo quanto para sistemas de segurança.

Apesar de não ser uma exigência inicial para as análises deste trabalho, o fechamento das malhas de controle aproxima o modelo do comportamento real dos equipamentos na indústria, pois em cenários reais a busca pela manutenção das variáveis de interesse em níveis controlados acaba por propiciar, muitas vezes, o distúrbio de um subprocesso sobre outro, devido às interações entre as regiões do equipamento. Assim, as flutuações observadas através da adição de controles tendem a ser mais realistas, além de manter as variáveis do modelo em valores condizentes com a realidade de campo.

Figura 5.3: Diagrama de blocos do modelo computacional integrado através do SIMULINK®:

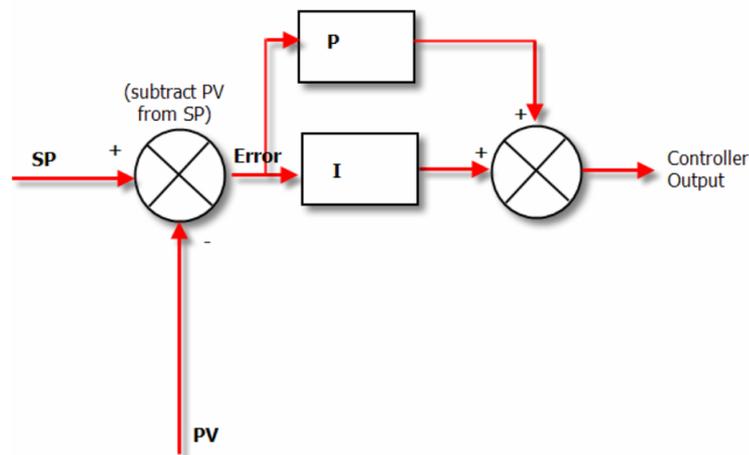
### Integração de alguns controles



Fonte: Próprio Autor

A figura (5.4) representa o esquema de um controlador proporcional integral como os que são incorporados ao modelo. Um sinal de erro é gerado pelo resultado da subtração entre o setpoint  $SP$  desejado e o valor real da variável de processo  $PV$  a ser controlada. Este sinal de erro é então multiplicado por uma constante proporcional  $P$  enquanto o termo integral  $I$  multiplica o resultado da integração deste erro ao longo do tempo. Os dois termos resultantes das operações são somados para definir o valor da variável manipulada  $MV$ , a saída do controlador.

Figura 5.4: Representação esquemática dos controladores PI incorporados ao modelo da caldeira



Fonte: Finn Peacock (2008)

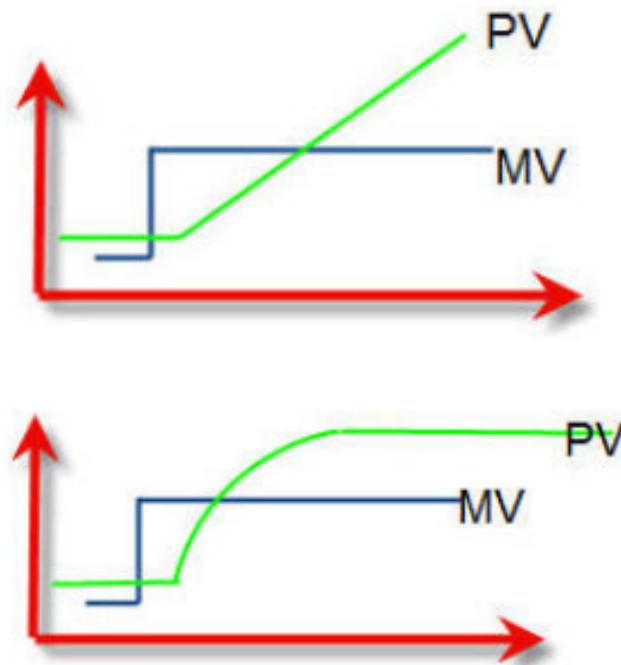
Contudo, com o intuito de se atingir maior proximidade com a realidade industrial faz-se necessário o ajuste destes controladores.

Neste trabalho, o *tuning* das malhas de controle seguem a metodologia apresentada por Finn Peacock (2010), pois a mesma fora testada em controles convencionais - como PI ou PID - em diferentes processos da indústria. O passo-a-passo para o uso desta metodologia se encontra disponível para consulta na referência. Aqui se apresenta a simplificação destes passos.

1. Identificação do tipo de processo:

A planta a ser controlada pode responder como um processo auto-regulador ou um processo integrativo (não auto-regulador). A identificação pode ser feita através de um degrau unitário na variável manipulada.

Figura 5.5: Resposta dinâmica de um processo integrativo (acima) e de um sistema auto-regulador (abaixo)



Fonte: Finn Peacock (2010)

## 2. Identificação do controlador utilizado:

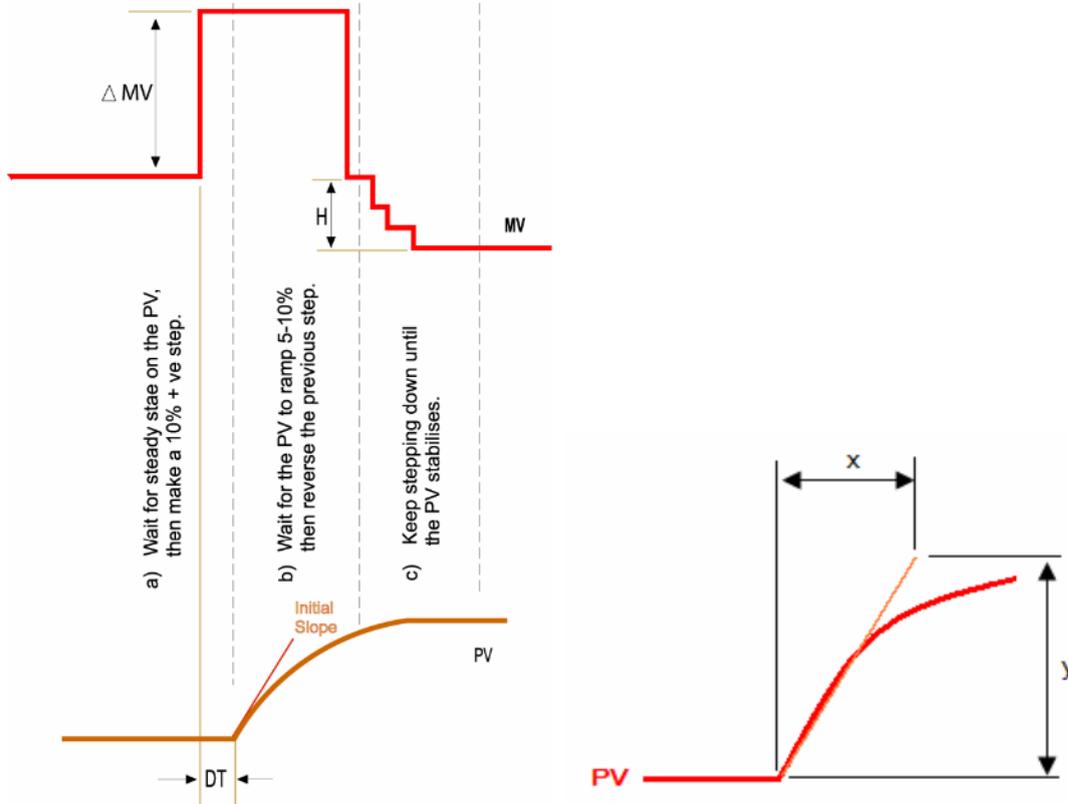
Identifica-se as unidades das constantes de ajuste do controlador, seu intervalo de atuação, a existência de algum recurso implementado como *Anti-Reset Windup* e o tipo de algoritmo utilizado - ideal, serial ou paralelo.

## 3. Teste em malha aberta e caracterização dinâmica:

Teste realizado sem a atuação dos controles com atuação feedback. Existem algumas diferenças dependendo da característica da resposta dinâmica identificada no primeiro passo.

Caso se trate de uma resposta integrativa procede-se com um degrau positivo de aproximadamente 10% na variável manipulada, aguardando a resposta da variável de processo em um nível de 5 a 10%. Em seguida, retorna-se o MV para o valor inicial e, se necessário em caso de histerese, segue-se com a realização de pequenos degraus negativos - de aproximadamente 1% - até que o PV se estabilize novamente.

Figura 5.6: Teste em malha aberta para resposta dinâmica com característica integrativa (à esquerda) e determinação da inclinação na resposta da variável de processo (à direita)



Fonte: Finn Peacock (2008)

Assim, o deadtime  $DT$  da resposta e a histerese  $H$  do processo são facilmente observados, enquanto a determinação do ganho do processo e das constantes proporcional e integral do controle seguem as Eqs. (5.1), (5.2) e (5.3), respectivamente.

$$PG = \frac{(y/x)}{\Delta MV} \quad (5.1)$$

$$P = \frac{1}{2 DT PG}, \quad (5.2)$$

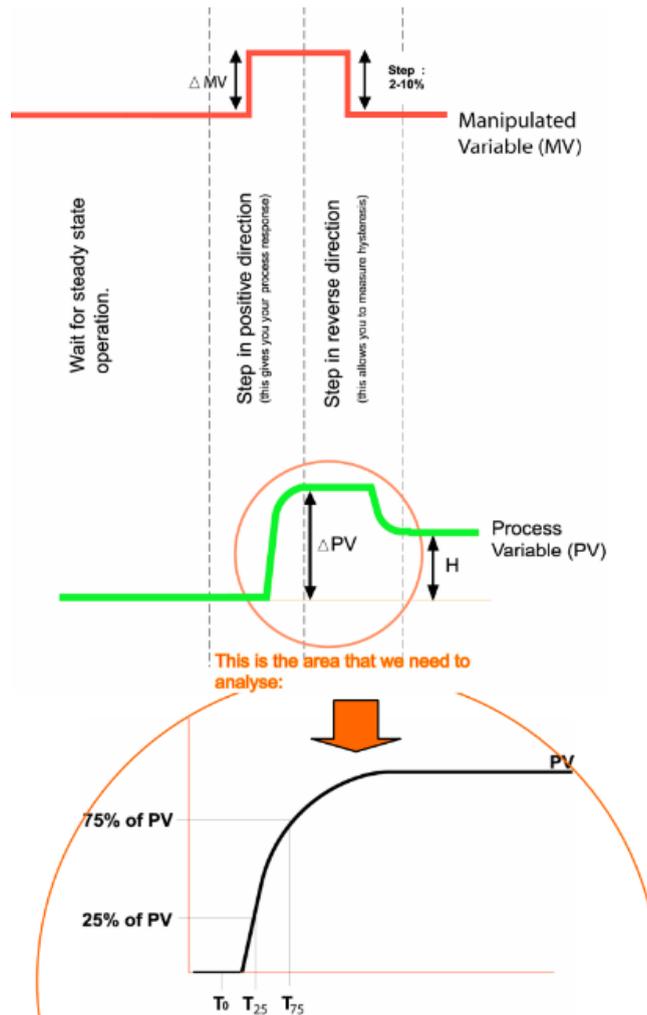
$$I = \frac{4}{PG P}, \quad (5.3)$$

Já no caso de uma resposta auto-reguladora antes de tudo é necessário verificar se a resposta da variável de processo tem uma relação linear de acordo com as alterações da variável manipulada - não em unidades de engenharia, o correto é que controladores sempre

atuem com *MV* e *PV* escalados em valores percentuais. Essa verificação é feita através da alteração da variável manipulada no máximo possível ao longo de sua faixa de atuação, em degraus de aproximadamente 5% separados pelo período de estabilização da variável de processo. Caso a relação encontrada não seja linear, o ideal é seguir com a implementação de um linearizador para tratar o sinal de saída do controlador. O linearizador é uma função inversa à relação encontrada entre *PV* e *MV*, fazendo com que o sinal seja corrigido antes de seguir para o atuador.

Na sequência, após a implementação do linearizador se reinicia o teste com o sistema próximo ao regime estacionário. Executa-se um degrau na variável manipulada entre 2 e 10% na direção positiva, aguardando a estabilidade da variável de processo em seu novo patamar. Em seguida retorna-se a variável manipulada para o valor inicial.

Figura 5.7: Teste em malha aberta para resposta dinâmica com característica auto-reguladora



Fonte: Finn Peacock (2008)

A histerese  $H$  do processo pode ser facilmente mensurada enquanto a determinação do ganho do processo, sua constante de tempo e do deadtime seguem as Eqs. (5.4), (5.5) e (5.6)

$$PG = \frac{\Delta PV}{\Delta MV}, \quad (5.4)$$

$$TC = 0,9(T75 - T25) \quad (5.5)$$

$$DT = (T75 - T0) - (1,4TC) + \text{Taxa de atuação do controlador}, \quad (5.6)$$

onde  $T0$  é o instante do degrau na variável manipulada e  $T25$  representa o tempo necessário para se atingir 25% da diferença entre o valor final da variável de processo e seu valor inicial, antes do degrau. O mesmo raciocínio se aplica para  $T75$ , representando o tempo para 75% da resposta total da PV. Já a determinação das constantes proporcional e integral do controle seguem as Eqs. (5.7) e (5.8).

$$P = \frac{0,758}{PG} \left( \frac{DT}{TC} \right)^{-0,986}, \quad (5.7)$$

$$I = \frac{TC}{0,608 \left( \frac{DT}{TC} \right)^{-0,707}}, \quad (5.8)$$

As constantes de ajuste nas Eqs. (5,2), (5,3), (5,7) e (5,8) são calculadas para controladores com algoritmo PI na sua forma ideal. Contudo Peacock (2010) apresenta uma tabela de conversão para casos de algoritmos na forma serial ou paralela.

## 6. ANÁLISE DE RESULTADOS

Os resultados computacionais para diferentes simulações são expostos neste capítulo. Estas simulações têm o intuito de validar o modelo desenvolvido e avaliar o seu comportamento através da manipulação de variáveis de interesse. As relações diretas e indiretas entre diversas variáveis são avaliadas, buscando coerência entre as relações observadas no modelo comparado a processos reais da indústria.

Por ser um dos motivadores da construção deste modelo, o sucesso do ajuste das malhas de controle incorporadas é encarado como uma importante etapa de validação, ao mesmo tempo em que exemplifica uma aplicação para o próprio modelo.

Os parâmetros do modelo - apresentados nas tabelas abaixo - foram levantados com base em Ordys *et al.* (1994).

Tabela 6.1: Valores dos parâmetros referentes ao subprocesso da fornalha

Simbologia	Descrição	Valor
$k_f$	Coefficiente de atrito para o fluxo de gases na exaustão	0.001 m.s
$k$	Coefficiente de atenuação	0.18
$k_{gs}$	Coefficiente experimental para convecção na região do superaquecedor	3532 J/(kg.K)
$k_{ge}$	Coefficiente experimental para convecção na região do economizador	247.549 J/(kg.K)
$k_{gp}$	Coefficiente experimental para convecção na região do pré-ar	$1.3926 \times 10^4$ J/(kg.K)
$V_f$	Volume físico da fornalha	2000 m <sup>3</sup>
$pc_c$	Poder calorífico inferior do combustível	$2.91 \times 10^7$ J/kg
$R_{est}$	Razão estequiométrica ar-combustível em base volumétrica	3.5
$cp_{gc}$	Calor específico à pressão constante dos gases quentes	1045 J.s/(kg.K)
$R_{gc}$	Constante de gás ideal para os gases quentes na fornalha	$0.28762 \times 10^3$ J/(kg.K)
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann	$5.67 \times 10^{-8}$ (W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> )
$T_{ref}$	Temperatura de referência para os gases produtos da combustão	200 °C
$h_{ref}$	Entalpia específica de referência para os gases produtos da combustão	$2.0 \times 10^5$ J/kg

Fonte: Próprio autor

Tabela 6.2: Valores dos parâmetros referentes ao subprocesso do economizador

Simbologia	Descrição	Valor
$\mathcal{V}_e$	Volume físico do economizador	3 m <sup>3</sup>
$m_{te}$	Massa total da tubulação no economizador	7000 kg
$c_{te}$	Capacidade térmica específica do material da tubulação no economizador	481 J/(kg.K)
$\tau_e$	Constante de tempo no economizador	1 s
$k_e$	Coefficiente experimental para convecção no interior do economizador	4.37x10 <sup>4</sup> J/(kg.K)
$T_{ref}$	Temperatura de referência para a água	393 K
$h_{ref}$	Entalpia específica de referência para a água	507.19x10 <sup>3</sup> J/kg

Fonte: Próprio autor

Tabela 6.3: Valores dos parâmetros referentes ao subprocesso do tubulão de vapor

Simbologia	Descrição	Valor
$\mathcal{V}_{tv}$	Volume do tubulão de vapor	9.253 m <sup>3</sup>
$k_{ev}$	Coefficiente para a taxa de evaporação no tubulão	0.6124 kg/(K.s)
$r$	Raio do tubulão de vapor, característica geométrica	0.61 m
$\mathcal{V}_r$	Volume do feixe tubular	6.53 m <sup>3</sup>
$k_{cir}$	Coefficiente de atrito adimensional para circulação natural	0.1
$d$	Diâmetro da tubulação do downcomer	0.05 m
$g$	Aceleração da gravidade	9.81 m/s <sup>2</sup>

Fonte: Próprio autor

Tabela 6.4: Valores dos parâmetros referentes ao subprocesso do feixe tubular

Simbologia	Descrição	Valor
$\mathcal{V}_r$	Volume total de tubos no feixe tubular	6.53 m <sup>3</sup>
$m_{tr}$	Massa total da tubulação metálica	2.25 x10 <sup>4</sup> kg
$\tau_r$	Constante de tempo no economizador	1 s

$c_{tr}$	Capacidade térmica específica do material da tubulação nos <i>risers</i>	481.4 J/(kg.K)
$k_r$	Coefficiente experimental para convecção no interior dos <i>risers</i>	444.2 J/(s.K <sup>3</sup> )

Fonte: Próprio autor

Tabela 6.5: Valores dos parâmetros referentes ao subprocesso do superaquecedor

Simbologia	Descrição	Valor
$f_s$	Coefficiente de perda de carga no superaquecedor	$2615 m^{-4}$
$k_s$	Coefficiente experimental para convecção no interior do superaquecedor	0.6124 kg/(K.s)
$\mathcal{V}_s$	Volume total do superaquecedor	8.462 m <sup>3</sup>
$m_{ts}$	Massa da tubulação do superaquecedor	$1.04 \times 10^4$ kg
$c_{ts}$	Capacidade térmica específica do material da tubulação no superaquecedor	481.4 J/(kg.K)
$cp_v$	Calor específico do vapor a pressão constante	2330 J/(kg.K)
$R_s$	Constante de gás ideal para o vapor superaquecido	461.5 J/(kg.K)

Fonte: Próprio autor

Tabela 6.6: Valores dos parâmetros referentes ao subprocesso do pré-aquecedor

Simbologia	Descrição	Valor
$T_{ep}$	Temperatura do ar na entrada do pré-aquecedor (temperatura ambiente)	298.15 K
$\mathcal{V}_p$	Volume físico do pré-aquecedor	3 m <sup>3</sup>
$m_{tp}$	Massa total da tubulação no pré-aquecedor	7000 kg
$c_{tp}$	Capacidade térmica específica do material da tubulação no pré-aquecedor	481.4 J/(kg.K)
$\tau_p$	Constante de tempo relacionada ao tempo de resposta do pré-aquecedor de ar	4 s
$k_p$	Coefficiente experimental para convecção no interior do pré-aquecedor	23700 J/(kg.K)

Fonte: Próprio autor

A seguir serão apresentadas etapas para avaliação do modelo computacional construído, abordando desde condições de estabilidade ao longo do tempo e a caracterização dinâmica de alguns subprocessos para ajuste de malhas de controle, até o comportamento geral com os controladores atuando simultaneamente sobre o sistema.

## 6.1. ANÁLISE INICIAL: ESTABILIDADE DO MODELO

O primeiro teste realizado tem o intuito de verificar a capacidade do modelo se comportar de maneira estável quando simuladas condições que devem levar a um comportamento em regime permanente - para os parâmetros e características determinados.

Para isso foram assumidos valores constantes para as variáveis de entrada, sugeridos por Ordys *et al.* (1994), de forma análoga ao que foi feito para os valores de parâmetros do modelo. Segundo a referência, esses valores devem levar a simulação a condições de regime permanente.

Tabela 6.7: Valores de entrada impostos ao modelo para verificação de condição de regime permanente

Simbologia	Descrição	Valor
$\dot{m}_c$	Vazão mássica de combustível	14.083 kg/s
$\dot{m}_{ep}$	Vazão mássica de ar fresco na entrada	64.093 kg/s
$\dot{m}_{ee}$	Vazão mássica de água na entrada do economizador	12.5 kg/s
$\dot{m}_{ss}$	Vazão mássica de vapor saindo do superaquecedor (demanda de consumo)	12 kg/s
$\dot{m}_{des}$	Vazão mássica de água advinda do dessuperaquecedor	0 kg/s
$P_{ee}$	Pressão da água na entrada do economizador	$1.8 \times 10^5$ Pa
$\theta$	Coefficiente para o <i>tilt angle</i>	0.88041 rad

Fonte: Próprio autor

Em um sistema real as variáveis impostas na tabela anterior são manipuladas através da atuação de controles e/ou condições externas, não sendo objeto de interesse de análise neste momento. Ainda nota-se que as condições de entrada - impostas - no modelo computacional, não necessariamente são coincidentes com as variáveis que entram

fisicamente - à montante - nos volumes de controle. Por exemplo, a demanda de consumo dos equipamentos que se alimentam do vapor produzido na caldeira impõe determinada vazão de vapor de vapor  $\dot{m}_{ss}$  na saída do superaquecimento, tornando-a uma condição de entrada do modelo computacional, embora fisicamente seja uma vazão na saída do equipamento.

Ainda seguindo a Ordys *et al.* (1994), as condições iniciais dos estados de cada subprocesso para a estabilidade durante a simulação são apresentadas nas próximas tabelas.

Tabela 6.8: Condições iniciais dos estados definidas para o subprocesso da fornalha

Simbologia	Descrição do estado	Valor
$\rho_{gc}$	Massa específica dos gases quentes na fornalha	0.45052 kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{gc} h_{gc}$	Densidade de energia por unidade de volume dos gases quentes na fornalha	3.9984 x10 <sup>5</sup> J/m <sup>3</sup>

Fonte: Próprio autor

Tabela 6.9: Condições iniciais dos estados definidas para o subprocesso do economizador

Simbologia	Descrição	Valor
$\rho_e$	Massa específica da água	1188.7 kg/m <sup>3</sup>
$T_{te}$	Temperatura da tubulação do economizador	412.68 K
$\rho_e h_{se}$	Densidade de energia por volume de água no economizador	6.6826 x10 <sup>8</sup> J/m <sup>3</sup>
$\dot{m}_{se}$	Vazão mássica na saída do economizador	12.5 kg/s

Fonte: Próprio autor

Tabela 6.10: Condições iniciais dos estados definidas para o tubulão de vapor

Simbologia	Descrição	Valor
$m_l$	Massa de água em estado líquido no tubulão	3817.6 kg
$m_l h_l$	Energia acumulada no tubulão pela água líquida	4.2708 x10 <sup>9</sup> J
$\mathcal{V}_v \rho_v$	Massa de vapor no tubulão	100.396 kg

Fonte: Próprio autor

Tabela 6.11: Condições iniciais dos estados referentes ao subprocesso do feixe tubular

Simbologia	Descrição	Valor
$h_r$	Entalpia específica da mistura nos <i>risers</i>	$1.17 \times 10^6$ J/kg
$T_{tr}$	Temperatura da tubulação dos <i>risers</i>	567.9 K
$\dot{m}_{sr}$	Vazão mássica da mistura na saída	564.11 kg/s

Fonte: Próprio autor

Tabela 6.12: Condições iniciais dos estados referentes ao subprocesso do superaquecedor

Simbologia	Descrição	Valor
$\rho_s$	Massa específica do vapor superaquecido	13.662 kg/m <sup>3</sup>
$T_{ts}$	Temperatura da tubulação no superaquecedor	737.66 K
$\rho_s h_s$	Densidade de energia por volume de vapor superaquecido	$4.5244 \times 10^7$ J/m <sup>3</sup>

Fonte: Próprio autor

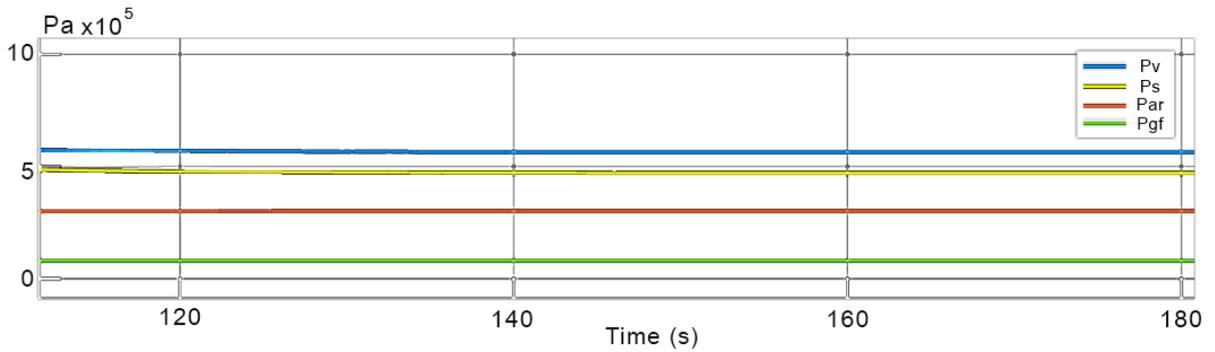
Tabela 6.13: Condições iniciais dos estados referentes ao subprocesso do pré-aquecedor

Simbologia	Descrição	Valor
$\rho_{ar}$	Massa específica do ar no pré-aquecedor	1.225 kg/m <sup>3</sup>
$T_{tp}$	Temperatura superficial da tubulação do pré-aquecedor de ar	352 K
$\rho_{ar} h_{ar}$	Densidade de energia por volume de ar	365.8095 J/m <sup>3</sup>
$\dot{m}_{ar}$	Vazão mássica do ar aquecido na saída	64.093 kg/s

Fonte: Próprio autor

Para estas condições iniciais e condições de contorno, um modelo com as configurações e parâmetros como os que foram adotados deve convergir para uma condição de regime permanente, alcançando estabilidade. As Figs.(6.1) e (6.2) apresentam o comportamento esperado para algumas variáveis durante a simulação por 180 segundos.

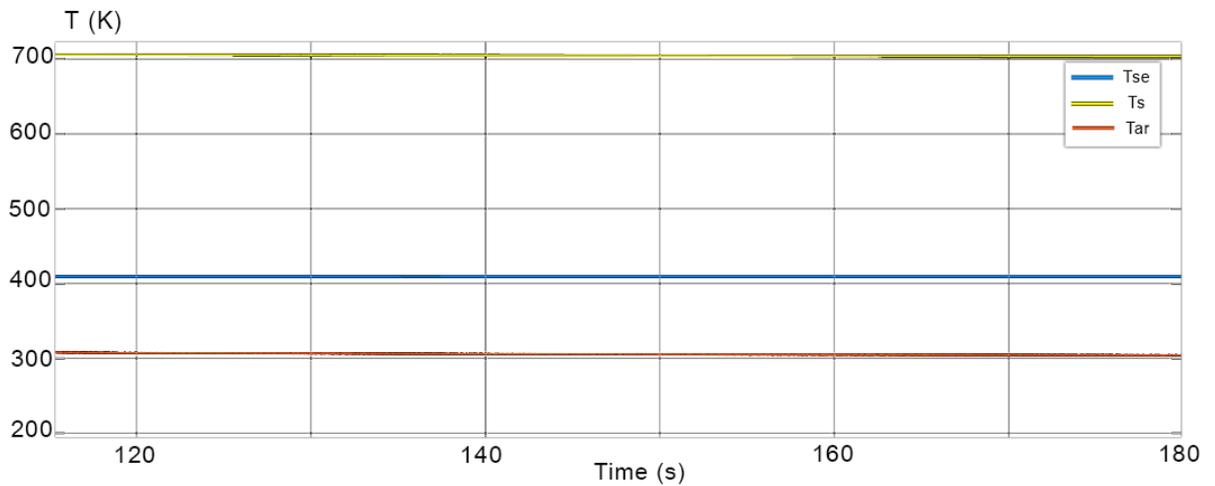
Figura 6.1: Diferentes pressões com comportamento estável em diferentes regiões do processo.



Fonte: Próprio Autor

Observa-se um comportamento estável para as pressões em diferentes regiões do processo modelado: vapor na saída do equipamento  $P_s$ , tubulão de vapor  $P_v$ , ar insuflado para a fornalha na saída do pré-aquecedor  $P_{ar}$  e pressão dos gases na fornalha  $P_{gf}$ .

Figura 6.2: Diferentes temperaturas com comportamento estável em diferentes regiões do processo.



Fonte: Próprio Autor

De maneira análoga às pressões, nota-se também para diferentes regiões um comportamento estável das temperaturas do vapor na saída  $T_s$ , da água aquecida após o economizador  $T_{se}$  e do ar quente após o pré-aquecedor  $T_{ar}$ .

Nota-se que o processo modelado de fato converge para regime permanente conforme esperado para as condições impostas durante a simulação. Além dessa verificação,

ressalta-se a importância da análise quantitativa dos valores de convergência das variáveis. Encontra-se coerência entre os valores das observados se confrontados com processos reais de geração de vapor através de caldeiras aquatubulares.

A pressão do vapor é máxima no tubulão de vapor, decaindo até a saída do dessuperaquecedor devido à perda de carga ao longo da passagem do fluido pela tubulação. A pressão do ar à montante da fornalha é maior em comparação com a pressão no seu interior. Esta pressão no seu interior, por sinal, se encontra próximo da pressão ambiente, em concordância com o observado na indústria, onde na maioria dos casos tende a assumir valores abaixo da pressão atmosférica do local, sendo chamada de "pressão negativa" da fornalha.

Já a temperatura do vapor assume seu valor máximo após a passagem pelo superaquecedor conforme o esperado, temperatura essa em nível muito superior ao encontrado na água líquida antes do processo de transformação de fase. Entre as regiões de troca térmica, as temperaturas mais inferiores se encontram no pré-aquecedor, justamente por ter contato com os gases quentes quando estes possuem um nível térmico mais baixo em relação às outras regiões. Este fato é concordante com o valor da temperatura do ar na saída do pré-aquecedor, inferior à temperatura de água no economizador.

## **6.2. CARACTERÍSTICAS DO MODELO EM MALHA ABERTA**

Na sequência da avaliação do modelo construído são realizadas análises dinâmicas. Conforme mencionado no capítulo anterior, a caracterização dinâmica de um processo industrial real é um bom caminho para o *tuning* de controles PIDs. Também foi ressaltado que sistemas industriais de geração de vapor em larga escala necessitam de controles automáticos em determinadas etapas, visando manter as principais variáveis do processo próximas a patamares desejados. Portanto, a identificação das características do modelo em malha aberta, isto é, na ausência de influência externa de controles feedbacks, exemplifica uma utilização prática do modelo construído, trazendo consigo passos realizados para o ajuste das malhas de controle aplicadas aos subprocessos.

Em conformidade com a seção 5.4.2, três malhas de controle são ajustadas de acordo com as características da planta. Ressalta-se que a partir deste ponto os resultados já levam em consideração a integração da válvula reguladora de consumo de vapor no modelo,

influenciando diretamente a taxa de vapor saindo da caldeira, através de sua abertura determinada. Essa incorporação proporciona maior similaridade à maneira como se regula a demanda de vapor em processos industriais.

### 6.2.1. Controle de Nível de Água no Tubulão

A primeira variável controlada é o nível de água no tubulão de vapor, através da manipulação da vazão de água no sistema de alimentação. Portanto, tem-se o intuito de identificar a característica da resposta do nível de água a partir desta manipulação.

Os sinais da variável de processo e da variável manipulada são escalados linearmente.

- $\dot{m}_{ee}$  : 10 a 150 kg/s escalados de 0 a 100 %.
- $L_{tv}$  : 0.2 a 7.9 m escalados de 0 a 100 %.

Exceto quando explicitamente apontados, os valores das variáveis de entrada impostos para a simulação seguem o que se apresenta na tabela 6.14.

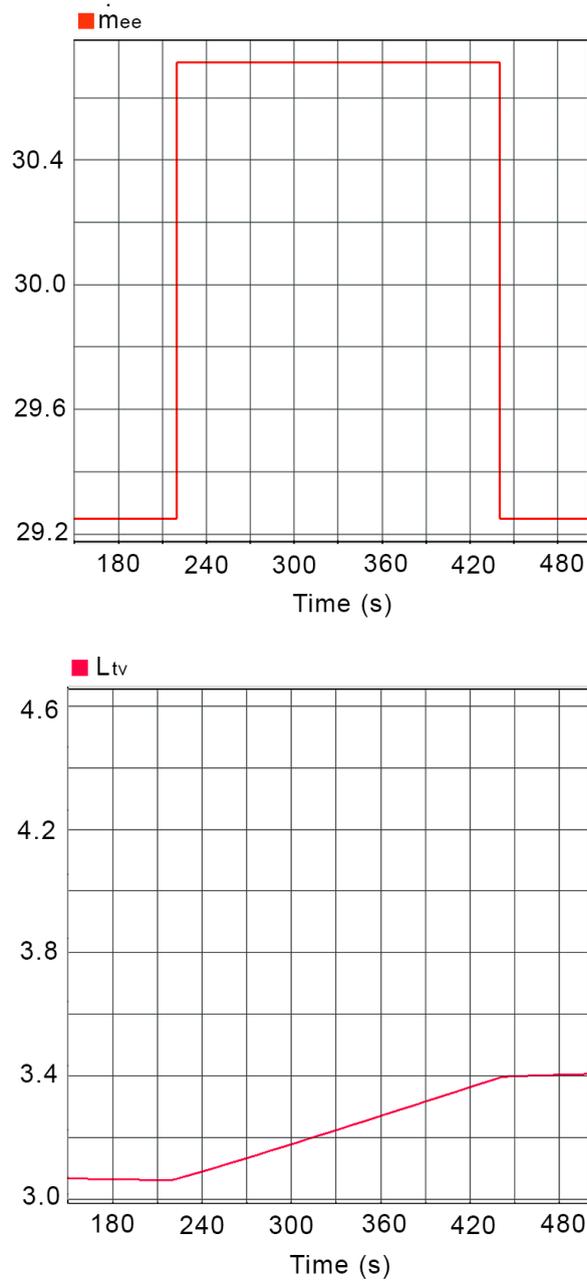
Tabela 6.14: Valores de entrada impostos ao modelo nas simulações para caracterização da resposta do nível de água no tubulão quando a vazão de água na alimentação é manipulada.

Simbologia	Descrição	Valor
$\dot{m}_c$	Vazão mássica de combustível	14.083 kg/s
$\dot{m}_{ep}$	Vazão mássica de ar fresco na entrada	64.093 kg/s
$\dot{m}_{ee}$	Vazão mássica de água na entrada do economizador	30 kg/s
$Abert_v$	Abertura da válvula consumidora de vapor	80 %
$\dot{m}_{des}$	Vazão mássica de água advinda do dessuperaquecedor	0.5 kg/s
$P_{ee}$	Pressão da água na entrada do economizador	$1.8 \times 10^5$ Pa
$\theta$	Coefficiente para o <i>tilt angle</i>	0.88041 rad

Fonte: Próprio autor

A Fig.(6.3) apresenta um degrau de subida na vazão de água entrando no economizador  $\dot{m}_{ee}$ , seguido de outro degrau de descida após um período de observação do nível de água do tubulão de vapor  $L_{tv}$ . Como pode ser notado pelos critérios abordados na seção 5.4.2, a resposta de interesse tem característica integrativa.

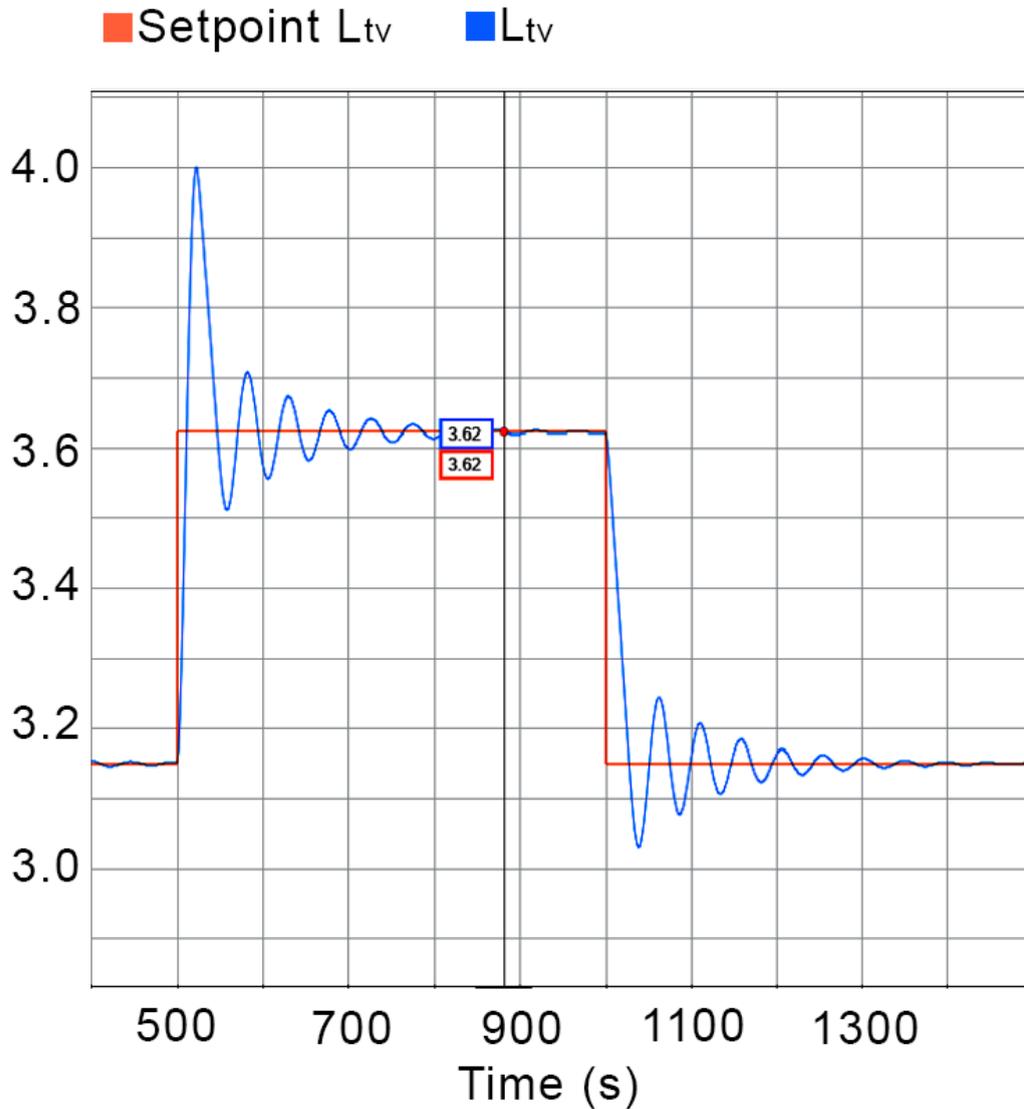
Figura 6.3: Nível do tubulão tem uma resposta integrativa à alteração da vazão de água.



Fonte: Próprio Autor

A Fig.(6.4) apresenta a resposta à alteração do setpoint do nível de água para o controlador PI com constante proporcional  $P=3$  e a constante integrativa  $I=1$ .

Figura 6.4: Oscilação do nível de água do tubulão com controle não ajustado.



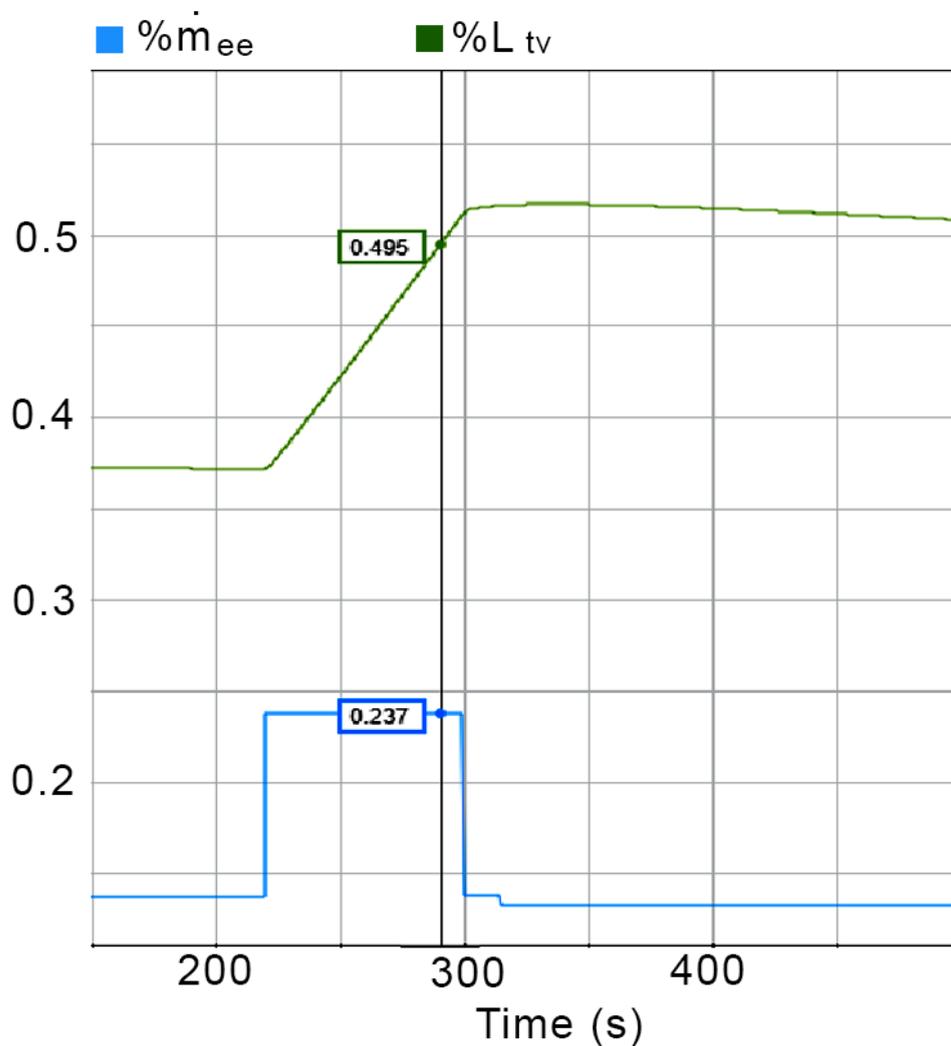
Fonte: Próprio Autor

Conforme observado, o sistema responde agressivamente, de maneira bastante oscilatória e leva muito tempo para se estabilizar próximo do valor do setpoint.

Para a quantificação das características do processo realizam-se as seguintes etapas com o sistema em malha aberta:

1. Com o processo estável, realiza-se um degrau de subida de aproximadamente 10% na vazão de água;
2. Aguardo da elevação do nível de água em aproximadamente 10%;
3. Realiza-se um degrau de descida, retornando a vazão de água para o valor inicial;
4. Para estabilizar a subida do nível de água, realiza-se um degrau de descida de 1%;

Figura 6.5: Manipulação da vazão de água entrando no processo e seu impacto no nível do tubulão.



Fonte: Próprio Autor

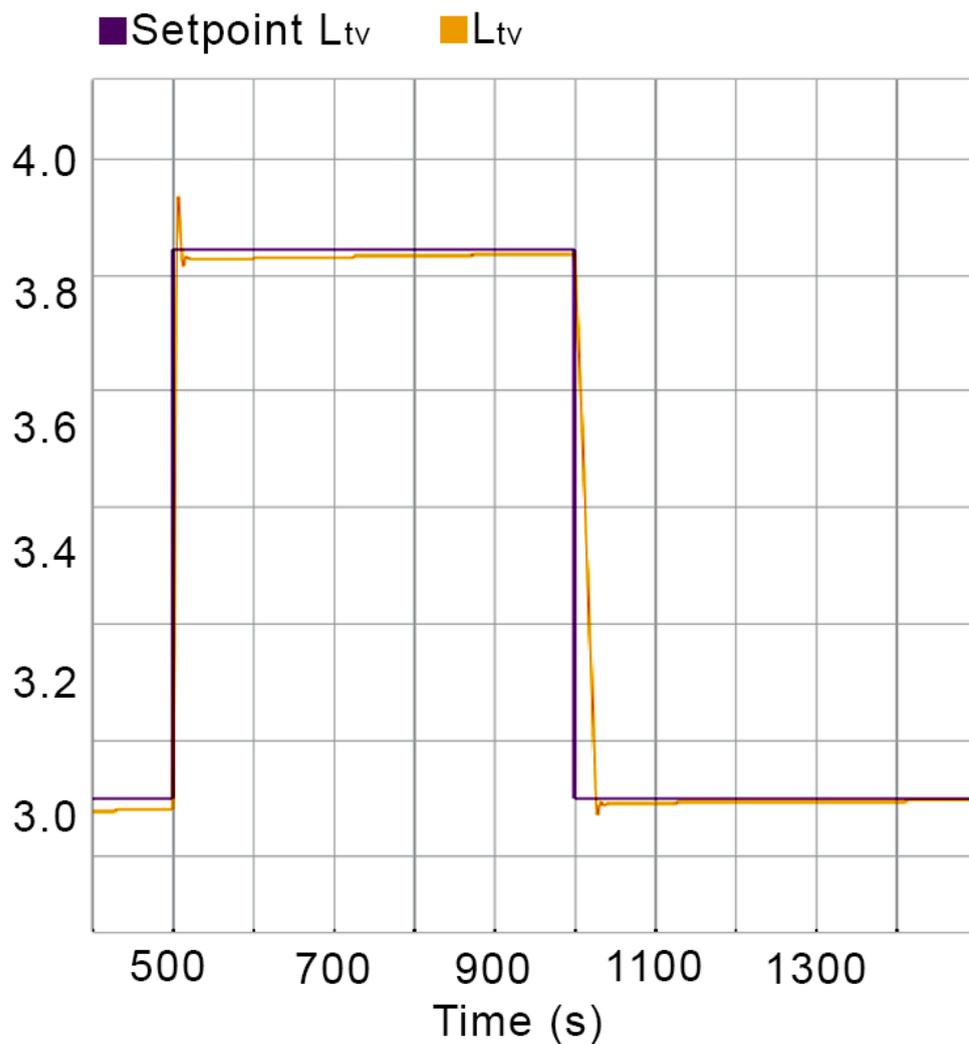
A determinação das constantes que caracterizam a planta para o controle de nível de água realizada após o teste em malha aberta traz os resultados abaixo:

- Histerese: 0,3 %
- Deadtime: 0,5 segundos
- Ganho do processo: 0,02 (%PV/%MV)

Seguindo a metodologia proposta por Finn Peacock (2010) os cálculos das constantes do controle resultam em um proporcional  $P = 50$  e um Integrativo = 0,08 segundos por repetição.

A simulação de acordo com este ajuste resulta na resposta apresentada na Fig.(6.6). Nota-se que o problema de oscilação excessiva foi resolvido, assim como o overshoot observado anteriormente pela Fig.(6.4).

Figura 6.6: Oscilação do nível de água do tubulão após *tuning* do controle.



Fonte: Próprio Autor

Voltando o olhar para a resposta dinâmica do nível de água, verifica-se um *deadtime* muito baixo quando comparado a processos reais. O mesmo pode ser observado para o tempo necessário para a aproximação da variável de processo ao setpoint - o *lagtime*. A principal causa dessa divergência consiste na natureza do modelo, mais especificamente na ausência de um sistema completo de alimentação de água. Neste modelo controlamos diretamente a vazão mássica da água na alimentação, enquanto em processos reais o fluxo é controlado através de bombas e válvulas que influenciam em outros subsistemas antes de impactar na vazão de água propriamente. Com isso, os sistemas reais possuem uma resposta mais lenta.

### 6.2.2. Controle de Temperatura do Vapor

O controle da temperatura final do vapor é realizado através da manipulação da vazão de água adicionada pelo sistema dessuperaquecedor. Para o ajuste dessa malha de controle foram assumidas as escalas abaixo, enquanto a taxa de leitura e atuação do controle é de 0,5 segundo.

- $\dot{m}_{des}$  : 0.5 a 2.5 kg/s escalados de 0 a 100 %.
- $T_s$  : 393 a 505 °C escalados de 0 a 100 %.

Exceto quando explicitamente apontados, os valores das variáveis de entrada impostos para a simulação seguem o que se apresenta na tabela 6.15.

Tabela 6.15: Valores de entrada impostos ao modelo nas simulações para caracterização da resposta da temperatura final do vapor quando a vazão de água no dessuperaquecedor é manipulada

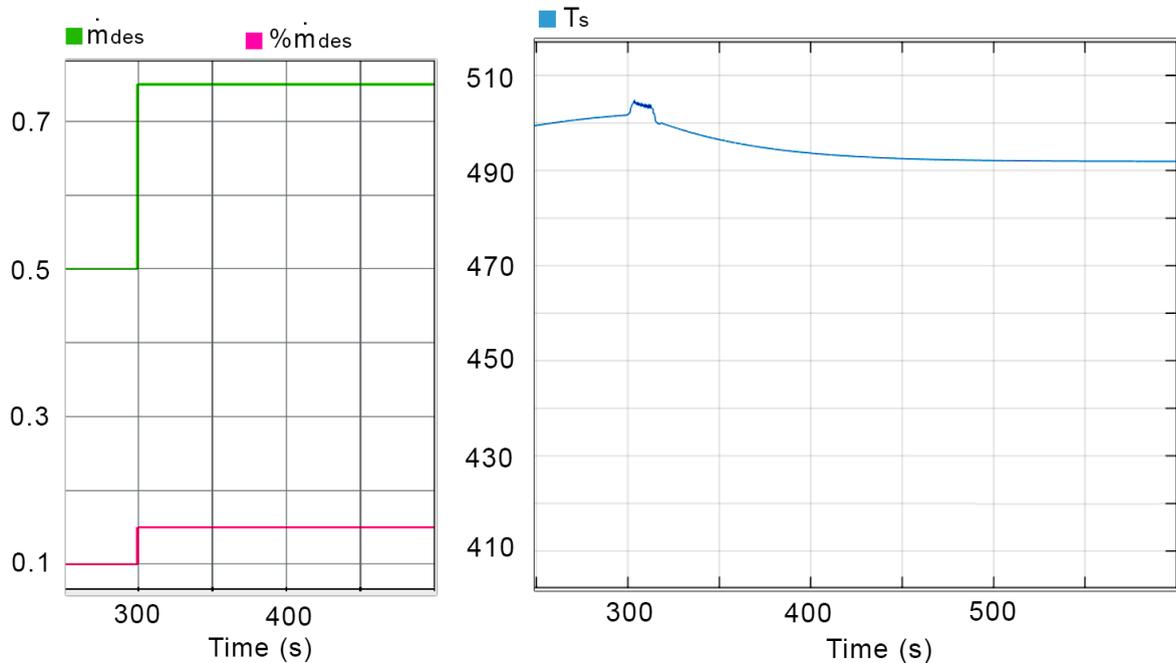
Simbologia	Descrição	Valor
$\dot{m}_c$	Vazão mássica de combustível	14.083 kg/s
$\dot{m}_{ep}$	Vazão mássica de ar fresco na entrada	64.093 kg/s
$\dot{m}_{ee}$	Vazão mássica de água na entrada do economizador	29.25 kg/s
$Abert_v$	Abertura da válvula consumidora de vapor	80 %
$\dot{m}_{des}$	Vazão mássica de água advinda do dessuperaquecedor	0.5 kg/s

$P_{ee}$	Pressão da água na entrada do economizador	$1.8 \times 10^5$ Pa
$\theta$	Coefficiente para o <i>tilt angle</i>	0.88041 rad

Fonte: Próprio autor

A Fig.(6.7) apresenta um degrau de subida na vazão de água no dessuperaquecedor  $\dot{m}_{des}$ , seguido de um período de observação da temperatura do vapor na saída do superaquecedor  $T_s$ . Observa-se que o sistema se comporta de forma auto-reguladora.

Figura 6.7: A temperatura final do vapor responde de forma auto-regulada à vazão de água aplicada no dessuperaquecedor.



Fonte: Próprio Autor

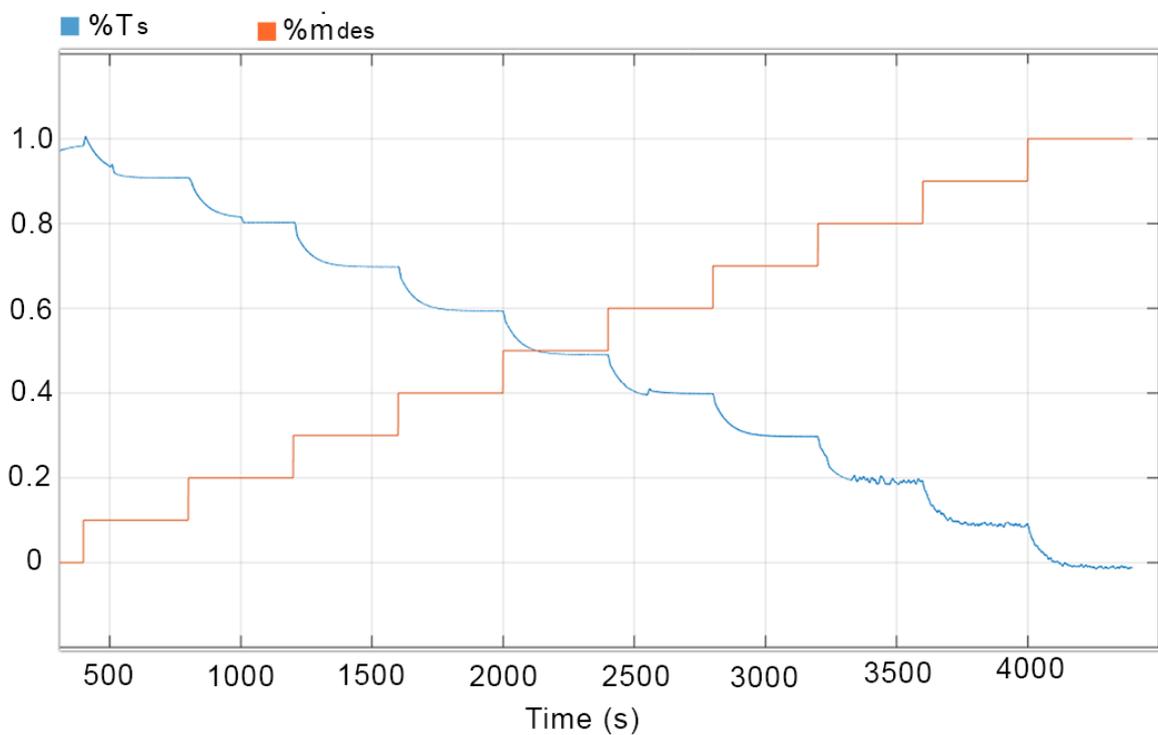
De acordo com Finn Peacock (2010) e como detalhado na seção 5.4.2, os processos auto-regulados tendem a uma melhor resposta quando controlados de maneiras convencionais se a variável de processo tem uma resposta aproximadamente linear para todo *range* de atuação da variável manipulada. Para verificar se essa linearidade está presente na relação entre as variáveis analisadas foram executados sucessivos degraus de 10% a cada 400 segundos na variável manipulada, percorrendo toda a faixa de 0% a 100%, conforme mostra a Fig.(6.8).

Nota-se que a relação entre as variáveis de fato acontece de forma linear. O ajuste linear permite estabelecer a relação

$$PV = - 106,15 MV + 503,67, \quad (6.2)$$

com  $R^2 = 0,9992$ .

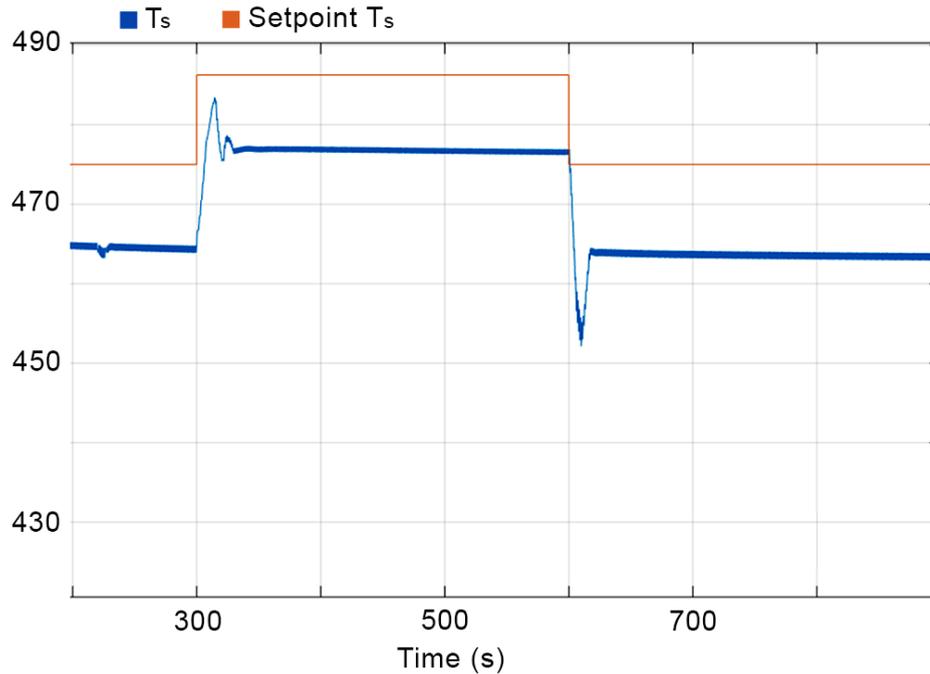
Figura 6.8: Sucessivos degraus para a verificação da linearidade entre temperatura final do vapor e a aplicação de água no dessuperaquecedor.



Fonte: Próprio Autor

A Fig.(6.9) apresenta resposta após alteração do setpoint de temperatura do vapor para o controle PI configurado com a constante proporcional  $P=20$  e a constante integrativa  $I=0.8$ . Nota-se que para tais valores, o controle não consegue levar a temperatura a atingir o setpoint determinado.

Figura 6.9: Comportamento da temperatura do vapor com controle não ajustado.



Fonte: Próprio Autor

Após colocar o sistema de volta em malha aberta, a simulação numérica permite a quantificação das constantes que caracterizam a relação dinâmica entre as variáveis de interesse. Após a estabilização das variáveis realiza-se as seguintes interações:

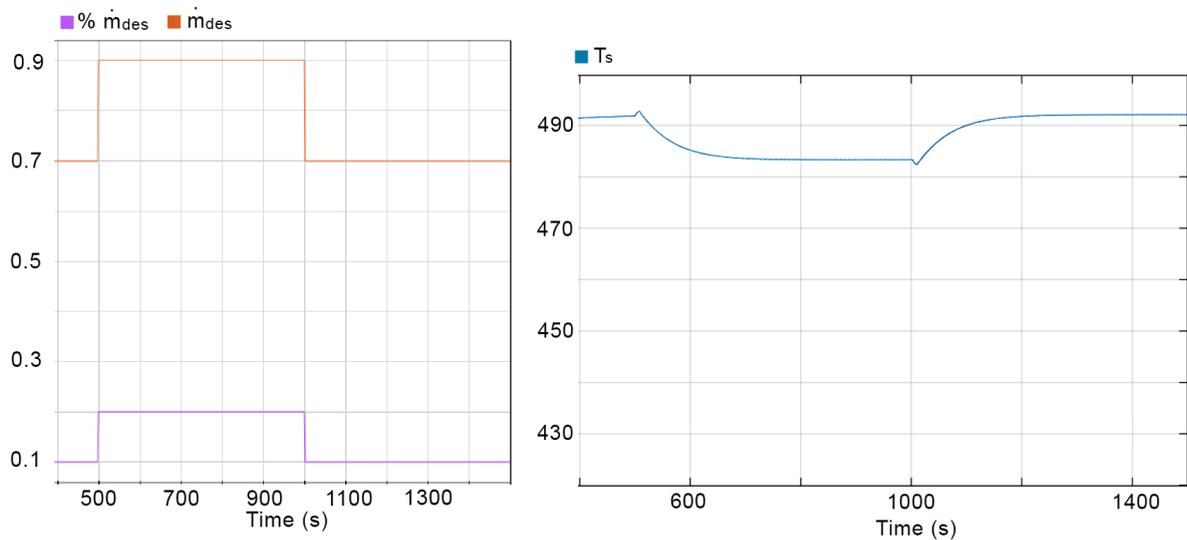
1. Degrau positivo de 10% na vazão de água do dessuperaquecedor;
2. Aguarda-se a estabilização da temperatura do vapor em novo patamar;
3. Degrau negativo de 10%, retornando a vazão de água para o valor do início da simulação;
4. Novo aguardo até a estabilidade da temperatura;

O teste em malha aberta permite a determinação das constantes que caracterizam a planta para o controle de temperatura. Algumas observações podem ser extraídas através do comportamento observado pela Fig.(6.10).

- Tempo necessário para atingir 25% da variação total da temperatura do vapor:  
 $T_{25} = 37$  segundos;

- Tempo necessário para atingir 75% da variação total da temperatura do vapor:  
 $T_{75} = 109$  segundos;
- Constante de tempo:  $TC = 0.9 \times (T_{75} - T_{25}) = 64.8$  segundos;
- DeadTime:  $DT = (T_{75}) - 1.4 \times TC + \text{Taxa de atualização do controle} = 18,78$  segundos;
- Ganho:  $0.8 (\%[PV]/\%[MV])$ ;

Figura 6.10: Manipulação da vazão de água no dessuperaquecedor e seu impacto na temperatura do vapor.

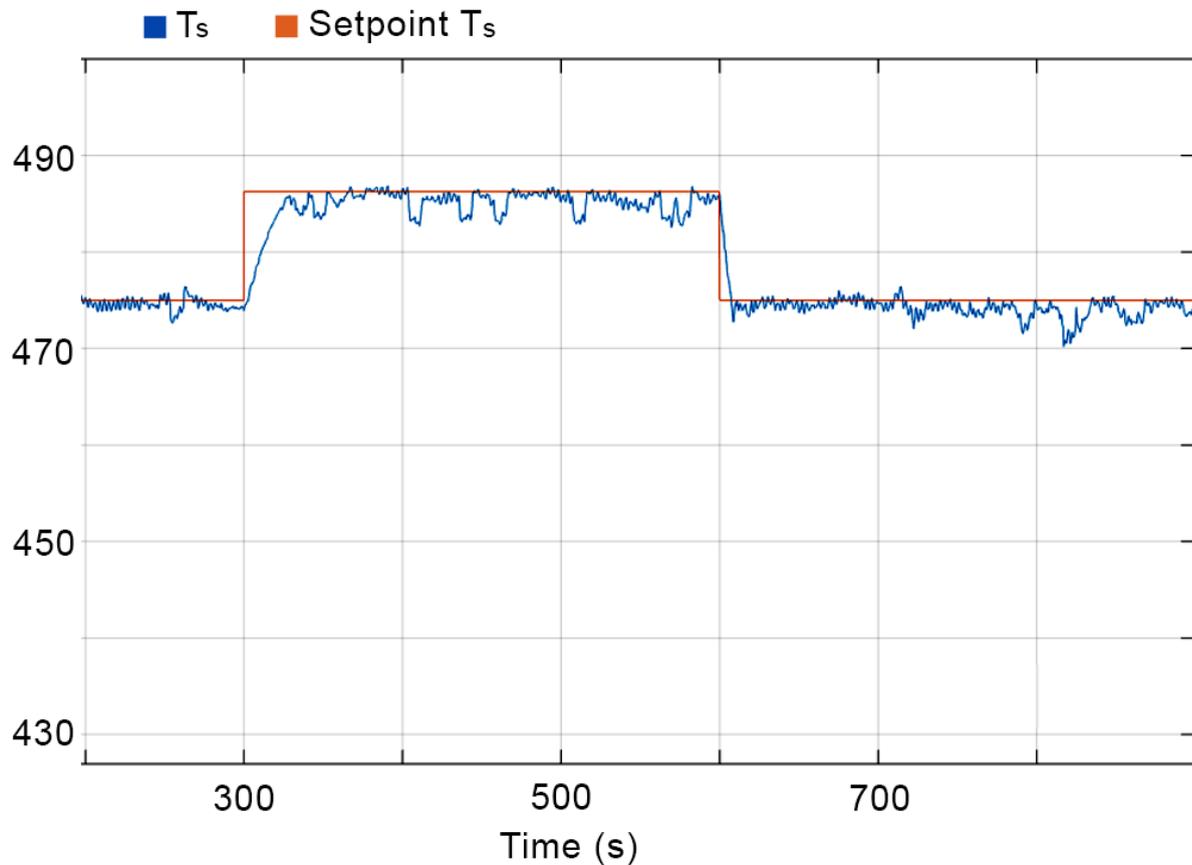


Fonte: Próprio Autor

Essas características levam a um ajuste do controle de forma que a constante proporcional P seja igual a 2.75 e a constante integrativa I assumo o valor de 15.48 segundos por repetição.

Trazendo novamente a atuação do controlador sobre o modelo e repetindo a simulação feita anteriormente após o ajuste das constantes, nota-se pela Fig.(6.11) a melhoria do comportamento do sistema em comparação com o comportamento inicial notado na Fig.(6.9). Por fim, verifica-se que o erro permanente entre a temperatura e o setpoint presente anteriormente foi resolvido após o ajuste realizado.

Figura 6.11: Comportamento da temperatura do vapor no superaquecedor após *tuning* do controle.



Fonte: Próprio Autor

### 6.2.3. Controle de Pressão do Vapor

A energia liberada pela reação de combustão exerce uma das principais influências sobre a pressão no tubulão de vapor da caldeira por impactar diretamente a quantidade de calor transferida para o fluido. Para atuar sobre a combustão manipulam-se a vazão de combustível e a vazão de ar adicionados à região da fornalha, obedecendo a relação ar/combustível na faixa determinada para o equipamento. A resposta dinâmica a partir dessa manipulação também é objeto de interesse neste trabalho.

Para simplificação, considera-se uma manipulação direta na vazão mássica de combustível. Indiretamente, a vazão mássica de ar primário na alimentação do equipamento segue a mesma proporção e por isso não será explicitada nas análises que se seguem.

Para este controle, também adota-se uma taxa de atualização de leitura de 0,5 segundos.

- $\dot{m}_c$  : 10 a 60 kg/s escalados de 0 a 100 %.
- $P_v$  : 4.25 a 7.5 bar (425000 a 750000 Pa) escalados de 0 a 100 %.

Obedecendo a relação mássica de ar/combustível igual a 4,5518, a faixa de variação do ar fresco entrando no pré-aquecedor também pode ser escalada.

- $\dot{m}_{ep}$  : 45.52 a 273.12 kg/s escalados de 0 a 100 %.

Exceto quando são explicitamente apresentados de forma diferente, os valores das variáveis de entrada impostos para a simulação seguem o que se apresenta na tabela 6.16.

Tabela 6.16: Valores de entrada impostos ao modelo nas simulações para caracterização da resposta da pressão do vapor no tubulão quando as vazões de combustível e ar são manipuladas.

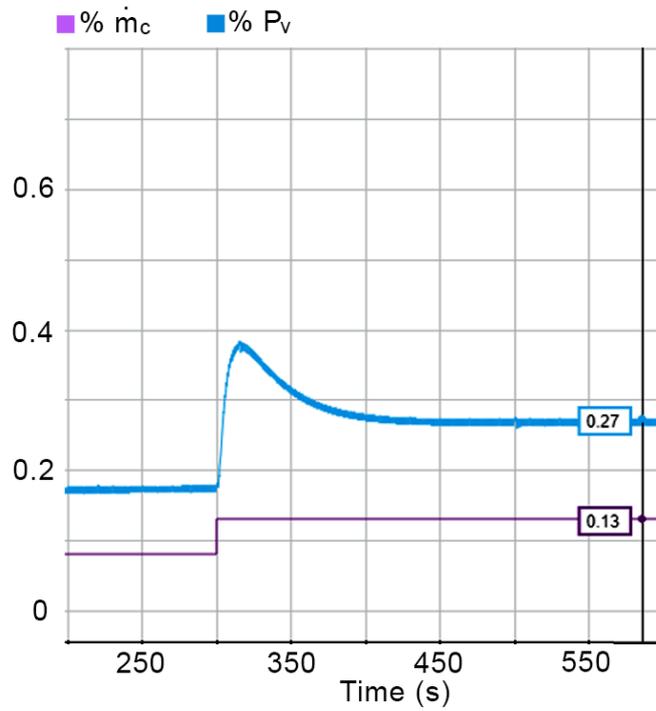
Simbologia	Descrição	Valor
$\dot{m}_c$	Vazão mássica de combustível	14.083 kg/s
$\dot{m}_{ep}$	Vazão mássica de ar fresco na entrada	64.093 kg/s
$\dot{m}_{ee}$	Vazão mássica de água na entrada do economizador	29.25 kg/s
$Abert_v$	Abertura da válvula consumidora de vapor	80 %
$\dot{m}_{des}$	Vazão mássica de água advinda do dessuperaquecedor	0.5 kg/s
$P_{ee}$	Pressão da água na entrada do economizador	$1.8 \times 10^5$ Pa
$\theta$	Coefficiente para o <i>tilt angle</i>	0.88041 rad

Fonte: Próprio autor

A determinação do tipo de processo é realizada através de um degrau de 5% a partir da estabilidade, fazendo com que a vazão de combustível saia de 8% para 13 %. Como a pressão do vapor logo alcança estabilidade em um novo patamar, trata-se de um sistema auto-regulado.

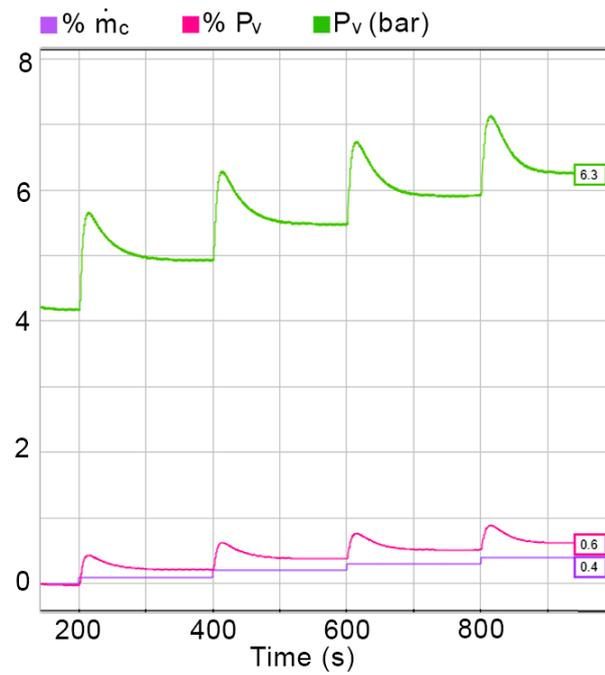
Para verificar a existência de linearidade na relação entre as variáveis analisadas foram realizados sucessivos degraus de 10% a cada 200 segundos na vazão de combustível, de forma análoga ao que foi feito para a malha de controle de temperatura na seção anterior.

Figura 6.12: A pressão no tubulão de vapor responde à variação de combustível de forma auto-reguladora.



Fonte: Próprio Autor

Figura 6.13: Resposta da pressão no tubulão de vapor a sucessivos degraus na alimentação de combustível.



Fonte: Próprio Autor

Os degraus foram realizados normalmente entre 0 e 40% da vazão de combustível, resultando na resposta observada na Fig.(6.13). Nas condições da simulação realizada e para maiores níveis de pressão, o nível de água no tubulão fica abaixo da faixa ideal de operação. O aumento do nível de pressão no tubulão atua como um distúrbio ao nível da água no mesmo - através do efeito swell and shrink - conforme detalhado na seção 3.2. Portanto, para evitar que o modelo atinja um nível de água igual a zero, os degraus na vazão de combustível a partir de 50% se sucedem com o controle de nível em operação com um setpoint de 3.1 metros.

Figura 6.14: Distúrbio causado sobre a resposta da pressão no tubulão de vapor devido a atuação simultânea do controle de nível de água.



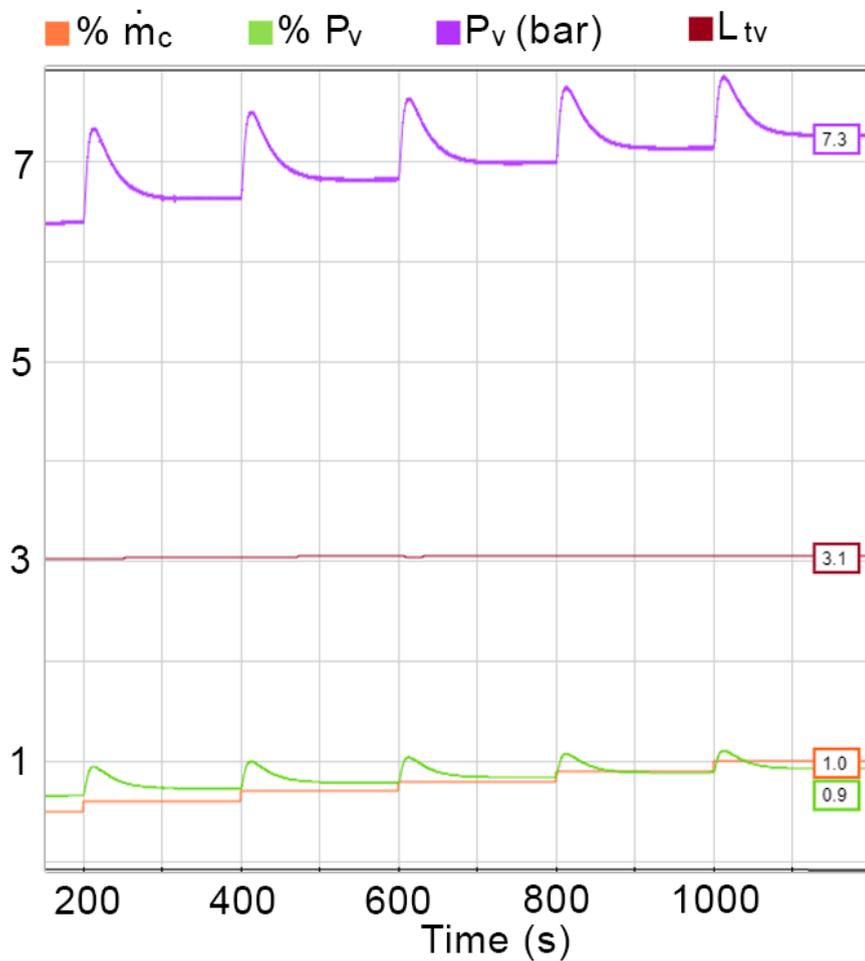
Fonte: Próprio Autor

A Fig.(6.14) abaixo evidencia a diferença na resposta do sistema devido a atuação do controle de nível de água para um degrau na vazão de combustível, de 50% para 60%. A

linha amarela representa a pressão no tubulão para uma vazão de água de alimentação constante - com controle de nível desabilitado - enquanto a linha roxa representa a resposta da mesma pressão com o nível de água no tubulão controlado devido a manipulação da vazão de água de alimentação - com controle de nível habilitado.

A Fig.(6.15) apresenta a resposta da pressão do vapor a sucessivos degraus entre 50% e 100% da vazão de combustível sob interferência do controle de nível.

Figura 6.15: Comportamento da pressão do vapor a sucessivos degraus sob influência do controle de nível.



Fonte: Próprio Autor

Tanto na ausência atuação do controle de nível - visto na Fig.(6.13) - quanto na atuação do controle - Fig.(6.15) - a resposta da pressão aos sucessivos degraus na vazão de

combustível se comporta de forma não linear. No primeiro caso, o melhor ajuste de curva obedece relação

$$PV = - 5MV^2 + 7,2429MV + 4,2143, \quad (6.2)$$

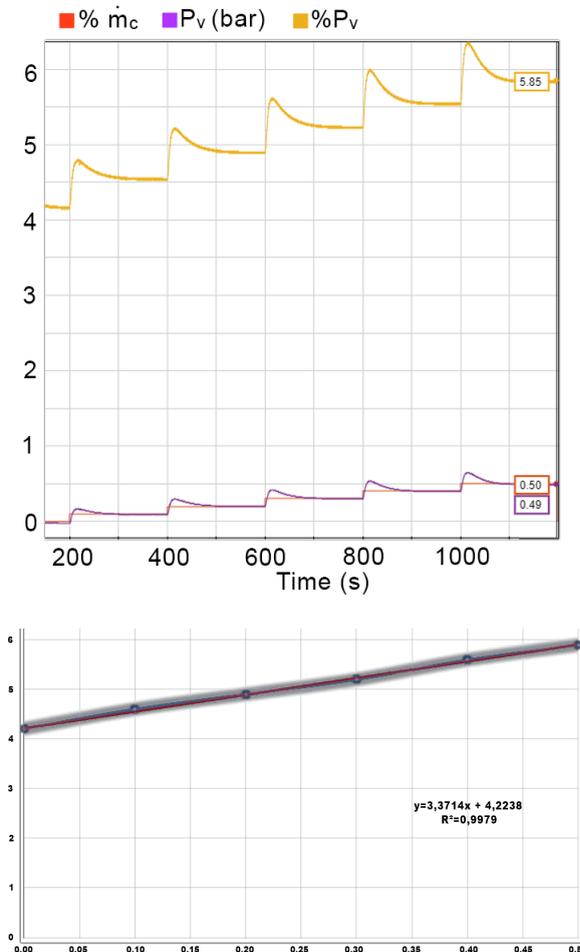
com  $R^2 = 0,991$ , enquanto o segundo caso é melhor representado por

$$PV = - 0,8036MV^2 + 3,0196MV + 5,0857, \quad (6.3)$$

com  $R^2 = 0,995$ .

Assim, tendo por base a relação apresentada pela Eq.(6.2), se faz necessária a implementação de um linearizador para o sinal de pressão do vapor, logo antes de sua entrada no controlador. Para inserir o linearizador, apenas os resultados obtidos com o controlador de nível desligado foram usados. Novamente executando uma sequência de degraus, o sinal observado após a implementação do linearizador é apresentado pela Fig.(6.16).

Figura 6.16: Resposta observada após a implementação do linearizador.

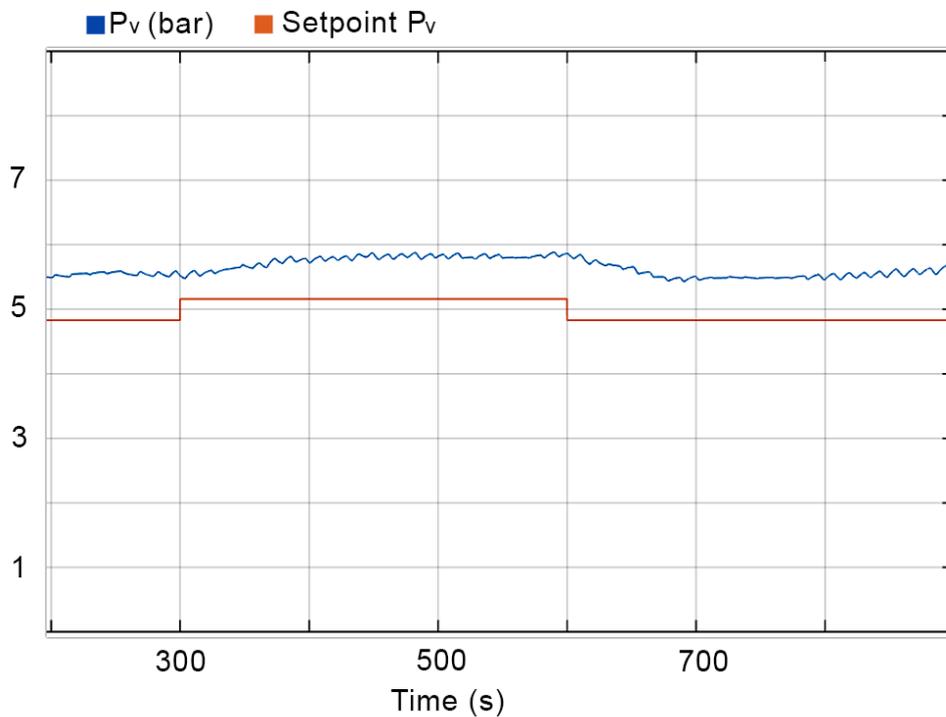


Fonte: Próprio Autor

Pode ser observado que o linearizador de fato faz com que a relação entre o sinal percentual de MV e PV se torne linear, apesar da não linearidade da relação com o sinal real da pressão, em unidades de engenharia. Dessa forma, o controlador PI tende a ter uma resposta mais semelhante por toda a sua faixa de operação.

Para verificação do teste inicial, as constantes de ajuste do controlador proporcional integral foram adotadas como  $P=20$  e  $I=0.8$ , resultando em uma pressão mal controlada em relação ao setpoint desejado.

Figura 6.17: Comportamento da pressão do vapor com controle não ajustado.

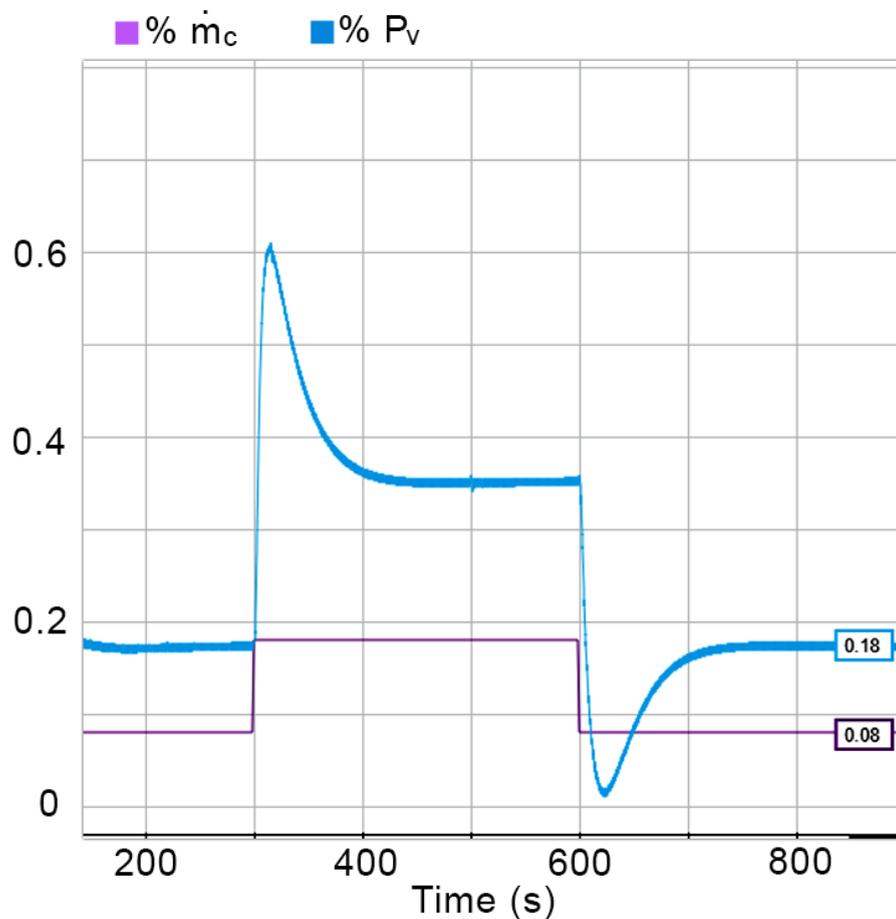


Fonte: Próprio Autor

Após colocar o sistema de volta em malha aberta, a execução da simulação numérica permite a quantificação das constantes que caracterizam a relação dinâmica entre as variáveis de interesse. Após a estabilização das variáveis realiza-se as seguintes intervenções:

1. Degrau positivo de 10% na vazão de combustível;
2. Aguarda-se a estabilização da pressão do vapor em novo patamar;
3. Degrau negativo de 10%, retornando a vazão de combustível para o valor do início da simulação;
4. Novo aguardo até a estabilidade da pressão no tubulão de vapor.

Figura 6.18: Manipulação da vazão de combustível e seu impacto na pressão do vapor.



Fonte: Próprio Autor

O teste em malha aberta permite a determinação das constantes que caracterizam a planta para o controle da pressão de vapor. Algumas observações podem ser extraídas.

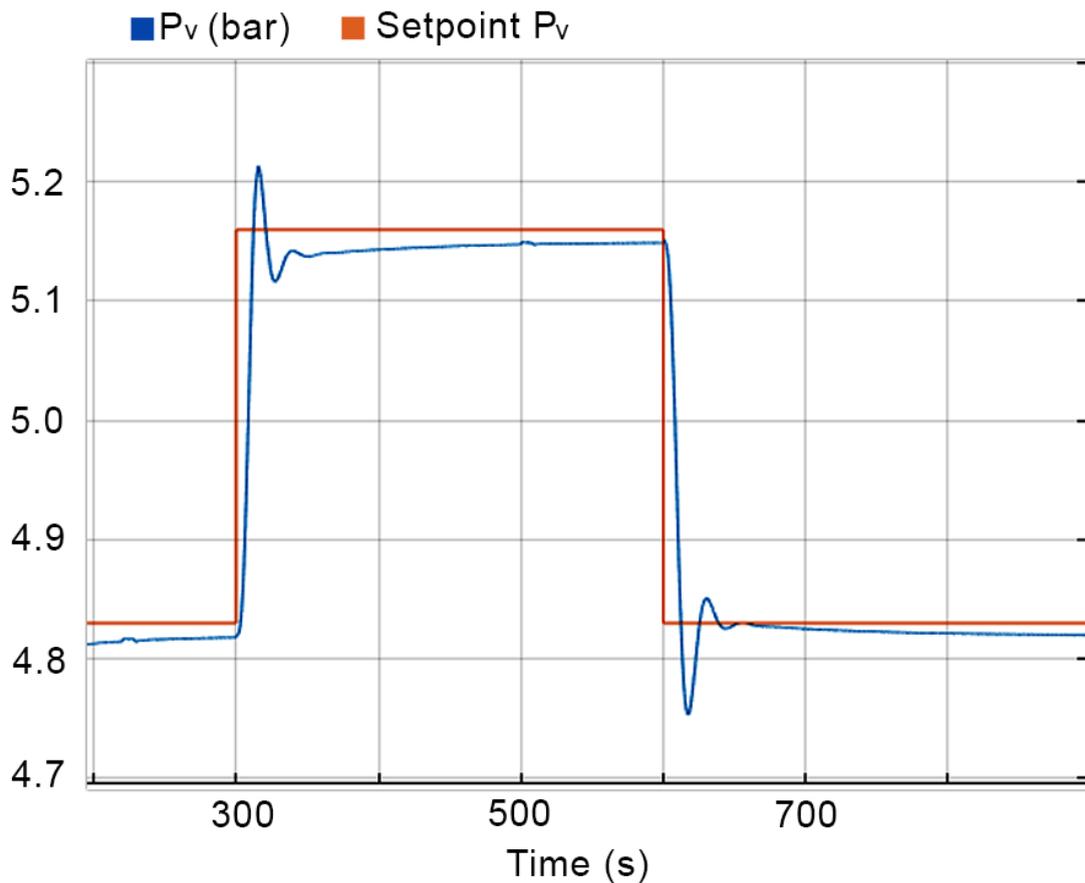
- Tempo necessário para atingir 25% da variação total da pressão do vapor:  $T_{25}=1.8$  segundos;
- Tempo necessário para atingir 75% da variação total da pressão do vapor:  $T_{75}=3.5$  segundos;
- Constante de tempo:  $TC = 0.9 \times (T_{75} - T_{25}) = 1.53$  segundos;
- DeadTime:  $DT = (T_{75}) - 1.4 \times TC + \text{Taxa de atualização do controle} = 1.858$  segundos;
- Ganho:  $1.8$  (%[PV]/%[MV]);

Essas características levam a um ajuste do controlador com a constante proporcional P igual a 0.36 e com a constante integrativa I assumindo o valor de 4.44 segundos por repetição.

Após a repetição da simulação com o sistema em malha fechada - atuação do controle de pressão - para estes valores de ajuste, a resposta se mostra bastante agressiva e o sistema fica instável. O ajuste do controle não atinge as expectativas

Pela observação dos sinais chegou-se à conclusão de que o termo integrativo I foi ajustado com um valor excessivamente alto. Pelo método de tentativa e erro, o mesmo foi reduzido até um valor ideal, chegando a configuração de controle  $P = 0,36$  e  $I = 0,10$ . Finalmente, obtemos o comportamento apresentado na Fig.(6.19).

Figura 6.19: Comportamento da pressão no tubulão de vapor após *tuning* do controle.



Fonte: Próprio Autor

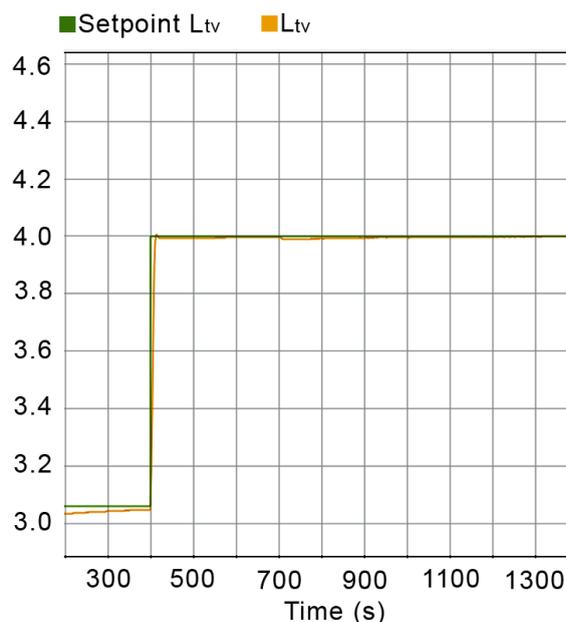
A dificuldade em se obter o ajuste de controle ideal para esta malha se explica pela própria natureza do processo modelado. Como a relação da vazão de combustível com a pressão do vapor não se resulta em um sistema de primeira ordem, o método utilizado para o ajuste se mostra limitado, pois estabelece a hipótese de que a planta utilizada se comporta como tal. Contudo, apesar de não resultar em uma configuração ideal, a técnica utilizada mostra o seu valor, sobretudo na determinação da constante proporcional P ideal.

### 6.3. ATUAÇÃO SIMULTÂNEA DOS CONTROLADORES

A fim de verificar o comportamento geral do modelo submetido a diferentes perturbações e sob influência da atuação simultânea de todos os controladores ajustados, o comportamento das variáveis de interesse nessas condições são comparadas com sinais obtidos em plantas reais. Ressalta-se que foram adotados cuidados quanto à exposição de dados sensíveis ao longo deste texto. Portanto, apesar da comparação com sinais de processos reais, aqui se apresentam apenas os sinais observados nas simulações do modelo construído ao longo do trabalho.

Os parâmetros do modelo e as condições iniciais de simulação obedecem àquelas já citadas ao longo do capítulo. O tempo total adotado para a simulação é de 1400 segundos.

Figura 6.20: Alteração do Setpoint de nível de água no tubulão.

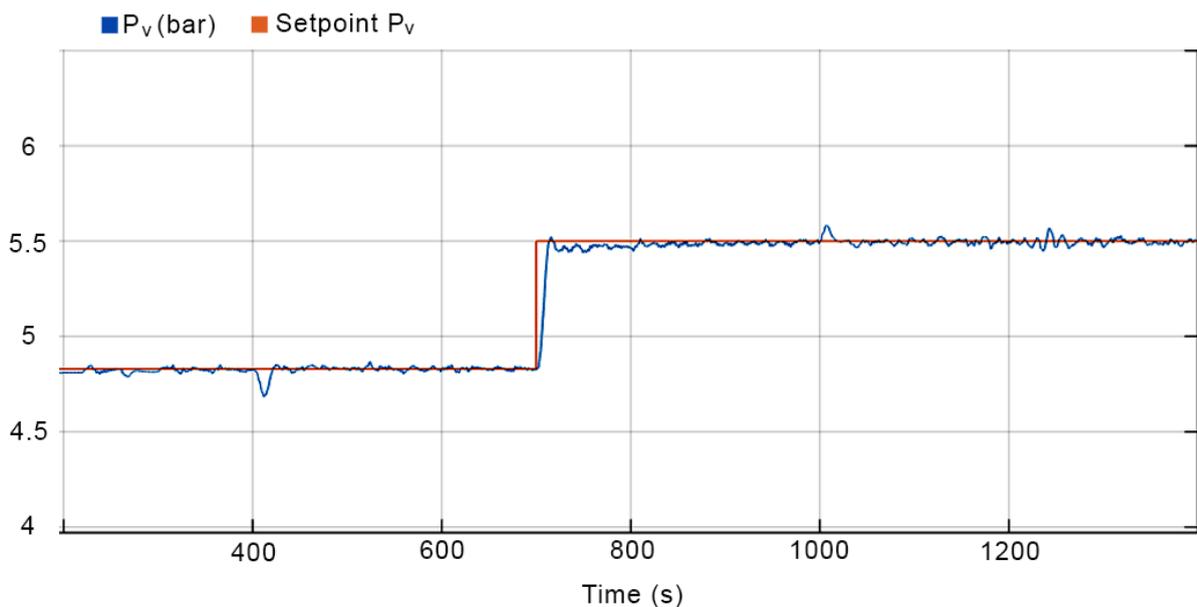


Fonte: Próprio Autor

Nos primeiros 400 segundos, o modelo é controlado a partir das condições iniciais com os setpoints de nível de água no tubulão de vapor em 3,05 metros, temperatura do vapor na saída em 475 °C e pressão do vapor no tubulão em 4,8 bar. Então o setpoint do nível de água é alterado para 4 metros a partir de 400 segundos, conforme a Fig.(6.20).

Outras duas alterações de setpoint se seguem na pressão - com incremento para 5,5 bar - e na temperatura final do vapor - com decremento para 450 °C. As alterações são realizadas em 700 segundos e posteriormente aos 1000 segundos do tempo de simulação. As Figs.(6.21) e (6.22) mostram as alterações dos setpoints e a resposta das variáveis de interesse perante a atuação dos controladores ao longo do tempo.

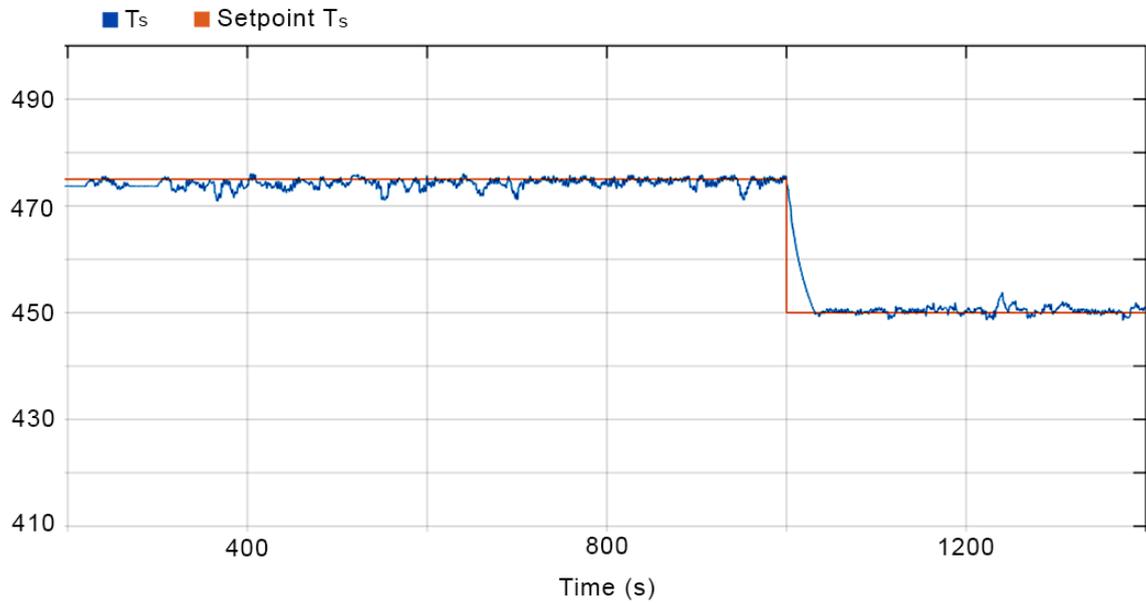
Figura 6.21: Alteração do Setpoint de pressão do vapor no tubulão.



Fonte: Próprio Autor

Além da resposta devido a atuação do controle perante a mudança do setpoint a partir de 700 segundos, através Fig.(6.21) podem ser observadas influências das alterações dos demais setpoints sobre a pressão do vapor, próximo aos segundos 400 e 1000 de simulação.

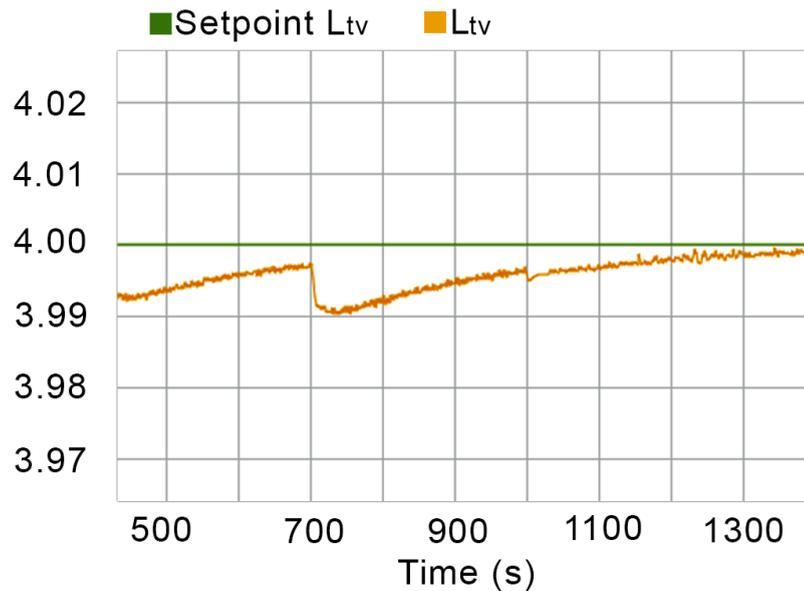
Figura 6.22: Alteração do Setpoint de temperatura do vapor na saída do equipamento



Fonte: Próprio Autor

O efeito dessas influências também pode ser observado no nível de água, como mostrado em detalhe na Fig.(6.23).

Figura 6.23: Resposta do nível de água aos diferentes distúrbios devido às atuações dos controles



Fonte: Próprio Autor

Essa influência é um desafio aos controles convencionais em processos reais, pois de fato a atuação de alguns controles acaba agindo como distúrbios sobre outras variáveis controladas pelos demais controles. Assim, somando a dificuldade natural de *tuning* de um controle em um processo complexo, o desafio de caracterizar dinamicamente a planta a ser manipulada e as instabilidades naturais deste processo, a interação simultânea de vários controladores também fazem com que obter a melhor resposta das variáveis do processo seja um verdadeiro desafio em operações industriais.

O comportamento geral do modelo se apresenta de forma bastante pertinente nas simulações em condições semelhantes às encontradas em operações de caldeiras industriais, tanto a nível de influência entre algumas variáveis, quanto a similaridade de característica das principais variáveis sensoriadas neste processo. Nota-se, por exemplo, um comportamento ruidoso no sinal de temperatura em torno do valor de setpoint e uma menor sensibilidade desta variável à distúrbios de outras variáveis, assim como se observa no comportamento da temperatura em processos industriais de larga escala. O comportamento geral do modelo atinge as expectativas de replicar o comportamento geral de uma caldeira industrial do ponto de vista termodinâmico.

## 7. CONCLUSÃO E PERSPECTIVAS

Ao longo deste trabalho se apresenta a modelagem física, matemática e computacional de um processo de geração de vapor através de uma caldeira aquatubular tradicional, alimentada por biomassa.

A motivação para este desenvolvimento tem suas raízes no desafio da realização de testes e análises criteriosas em caldeiras reais, devido a cuidados com a segurança somadas às condições operacionais restritas de acordo com a realidade e o objetivo de cada sistema industrial onde o equipamento se encontra instalado. Combinando este fator com a dificuldade em replicar situações semelhantes ao processo de geração de vapor em larga escala fora do ambiente industrial, um simulador computacional viabiliza o estudo detalhado das interações entre as variáveis de interesse envolvidas no processo.

No escopo das soluções para indústria 4.0 da empresa Aimirim se encontram integrações de técnicas de controle avançado baseado em inteligência artificial e de otimizadores baseados em um monitoramento do processo em tempo real. Portanto, o objetivo final do trabalho desenvolvido com o suporte da empresa consiste na construção de um modelo computacional que representa a termodinâmica envolvida no processo de geração de vapor, resultando em um simulador testado e validado para desenvolvimento de melhorias nas ferramentas de solução da empresa.

A validação consiste inicialmente em uma verificação do comportamento e da estabilidade do processo modelado, tomando como referência resultados encontrados na literatura e posteriormente passando pela análise de seu comportamento comparado a processos reais de geração de vapor. Por fim, através de simulação computacional se realiza a verificação da resposta geral do modelo sob influência simultânea de diferentes controladores, após ajuste destes sistemas de controle convencionais seguindo uma técnica objetiva que pode ser utilizada em processos reais.

Como perspectivas futuras, este simulador programado no ambiente MATLAB®-SIMULINK® pode ser integrado como parte de um simulador completo de usina termelétrica, desenvolvido para trabalhos futuros com sistemas de controle e otimização aplicados. Equipamentos como turbogeradores ou subprocessos como destilação e secagem de produtos podem ser incorporados como consumidores de vapor. Flaps, ventiladores e válvulas controladoras das variáveis manipuladas também podem ser incorporadas, aproximando mais

o deadtime e o tempo de resposta de algumas variáveis do modelo com observações encontradas na realidade industrial.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

A. W. Ordys, A. W. Pike, M. A. Johnson, R. M. Katebi and M. J. Grimble. Modelling and Simulation of Power Generation Plants. 1st edition. Springer-Verlag, 1994.

J.B. Kitto, S.C. Stultz. Steam: Its Generation and Use. 41st Edition. Babcock & Wilcox Company, 2005.

K.J. Astrom, R.D. Bell. Drum-boiler dynamics. IFAC 13th World Congress. Pergamon, 1999.

David C. Farthing. Boiler Drum Level Measurement and Control. Improving Boiler Room Efficiencies, 2001.

N. Geffroy, L. Brunetti, B. Bolzon, A. Jeremie, J. Lottin. Creation of a State-Space Model from a Finite Element Model for the active control algorithm efficiency tests. June 2007.

Ogata, Katsuhiko. Engenharia de controle moderno. 5ª ed. São Paulo, Pearson Prentice Hall, 2010.

Finn Peacock, An Idiot's Guide To The PID Algorithm: how the algorithm works and why it works, 2008.

Finn Peacock, PID Tuning Blueprint V3.0, 2010

Huizhen Liang , Binjie Zhao, Changcheng Huang, Hao Song, Xiukun Jiang. Numerical simulation study on performance optimization of desuperheater. Elsevier, 2021.

Electrical4U, Boiler Economizer: What is it? (Function & Construction). Electrical4U, 2020. Disponível em: <<https://www.electrical4u.com/boiler-economiser/>>. Acesso em: 12 de abr. de 2021.

Blogger. Water Drum of Steam Boiler. Blogger, [S.I]. Disponível em: <<http://steamofboiler.blogspot.com/2011/03/water-drum-of-steam-boiler.html>>. Acesso em: 07 de abr. de 2021.

OpenSesame. Combustion Air and Flue Gas System. OpenSesame, [S.I]. Disponível em: <<https://www.opensesame.com/c/combustion-air-and-flue-gas-system-training-course/>>. Acesso em: 12 de out. de 2021.

Y. A. Çengel and M. A. Boles. Thermodynamics: An Engineering Approach, 5th ed, McGraw-Hill, 2006.

Y. A. Çengel and M. A. Boles. TERMODINÂMICA, 7ª ed, McGraw-Hill, 2013.

MathWorks. What Is an S-Function?. Disponível em: <<https://www.mathworks.com/help/simulink/sfg/what-is-an-s-function.html>>. Acesso em: 20 de set. de 2021.

MathWorks. S-Function Examples. Disponível em: <<https://www.mathworks.com/help/simulink/sfg/s-function-examples.html>>. Acesso em: 20 de set. de 2021.

MathWorks. S-Function. Disponível em: <<https://www.mathworks.com/help/simulink/slref/sfunction.html>>. Acesso em: 20 de set. de 2021.

Chiacciarini H.G., AC. Desages, A. Romagnoli and A. Palazoglu Variable structure control strategies : application to a MIMO nonlinear steam generating unit. Proc. American Control Conference, 1992.

de Mello F.P. Boiler models for system dynamic performance studies. IEEE Trans. on Power Systems, Vol.6, No.1, 66-74, Feb. 1991.

Ray K.S. and Majumder D.D. Fuzzy logic control of a nonlinear multivariable steam generating unit using decoupling theory. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Vol. SMC-15, No.4, July/August 1985.

Astrom K.J. and R.D.Bell Simple drum boiler models. Proc. IFAC Power Systems Modelling and Control Applications, Brussels, 1988.

Cheres E. Small and medium size drum boiler models suitable for long term dynamic response. IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol.5, No.4, December 1990.

Chien K.L., E.I. Ergin, C. Ling and Allyn Lee Dynamic analysis of a boiler. Transactions of the ASME, November 1958.

Cori R. and T. Busi Parameter identification of a drum boiler power plant. Proc. 3rd Power Plants Dynamics, Control and Testing Symposium, Knoxville, Tennessee, September 7-9, 1977.

McDonald J.P. and H.G. Kwatny A mathematical model for reheat boiler-turbine-generator systems. IEEE Paper 70 CP221-PWR, PES Winter Power Meeting, New York, January 25-30, 1970.

Nicholson H. Dynamic optimisation of a boiler. Proc. IEE Vol.111, No.8, August 1964.

Thomas Y., Ph. de Larminat, D. Sarlat, A. Barraud, J. Descusse and J.M. Piasco Analysis of a DDC experiment based on state space methods. Transactions of ASME, September 1976.

Cori R. and T. Busi Parameter identification of a drum boiler power plant. Proc. 3rd Power Plants Dynamics, Control and Testing Symposium, Knoxville, Tennessee, September 7-9, 1977.

Rhine J.M. and R.J. Tucker Modelling of gas-fired furnaces and boilers. McGraw-Hill, London, 1991.

Knowles I.B. Simulation and control of electrical power stations. John Wiley & Sons, 1990.

Stephanopoulos G. Chemical Process Control, an Introduction to Theory and Practice. Prentice Hall, 1984.

Balchen J.G. and K.I. Mumme Process Control Structures and Applications. Van Nostrand Reinhold Company Inc., 1988.

Welfonder E. Constrained control concepts in power plants and power systems for avoiding emergency conditions. Proceedings of the IFAC Symposium on Control of Power Plants and Power Systems, Munich, 1992.

IEEE Committee. Dynamic models for fossil fueled steam units in power, system studies. IEEE Trans. on Power Systems, Vol.6, No.2, 753-761, May 1991.