

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**DIMENSIONAMENTO DE AQUECEDORES DE ÁGUA
EMPREGANDO GASES RESIDUAIS UTILIZANDO A
FERRAMENTA EES**

LUÍS CLÁUDIO DOS SANTOS JÚNIOR

São Paulo
2017

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**DIMENSIONAMENTO DE AQUECEDORES DE ÁGUA
EMPREGANDO GASES RESIDUAIS UTILIZANDO A
FERRAMENTA EES**

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em
Engenharia

Luís Cláudio dos Santos Júnior

Orientador: Prof. Dr. Marcos de
Mattos Pimenta

Área de Concentração: Engenharia
Mecânica

São Paulo
2017

Catalogação-na-publicação

dos Santos Júnior, Luís Cláudio

Dimensionamento de aquecedores de água empregando gases residuais utilizando a ferramenta EES / L. C. dos Santos Júnior -- São Paulo, 2017.

48 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Termelétrica 2.Coogeração 3.Pré-aquecedor 4.EES I.Universidade de São Paulo.
Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

Resumo

Neste trabalho são apresentadas a verificação e análise de uma usina termelétrica de cogeração de vapor através da modelagem da mesma pelo software EES. O foco principal é dado para o estágio de pré-aquecimento da água de alimentação do gerador de vapor através do dimensionamento de um trocador de calor entre o sistema de alimentação e o gás residual proveniente da combustão no seu acionamento. Uma vez realizado o dimensionamento do pré-aquecedor de água para o projeto termelétrico, é indicada a forma de construção e disposição dos tubos e o mesmo é comparado com equipamentos já existentes no mercado para a validação deste trabalho.

Palavras-chave: termelétrica, cogeração, pré-aquecedor, EES.

Abstract

This project presents a checking and analysis of a Thermal Power Plant of steam Cogeneration through the modeling in EES software. The main focus is given to the pre-heating of the feed water of the steam generator through the dimensioning of a heat exchanger between this system and the residual gas from combustion in the process. Once the water pre-heater has been designed for the thermoelectric project, the arrangement of the pipes is indicated and it is compared with equipments that already exist in the market for the validation of this work.

Keywords: Thermal Power Plant, cogeneration, pre-heating, EES.

Lista de abreviaturas e siglas

EES	Engineering Equation Solver
Q_{disp}	Fluxo de energia disponível na fornalha
Q_{rad}	Fluxo de energia irradiado nas paredes da caldeira
Q_{eco}	Fluxo de energia no economizador
Q_{preaq}	Fluxo de energia no pré-aquecedor
m_{cb}	Fluxo de massa de combustível
m_{ar}	Fluxo de massa de ar
m_g	Fluxo de massa de vapor d'água
m_{cz}	Fluxo de massa de cinzas
m_{ag}	Fluxo de massa de água
PCI	Poder calorífico superior do combustível
c_{cb}	Calor específico do combustível
c_{Par}	Calor específico do ar
c_{Pg}	Calor específico do vapor
c_{cz}	Calor específico das cinzas
T_1	Temperatura do ar de entrada do sistema
T_2	Temperatura do ar na entrada da fornalha
T_3	Temperatura do combustível na entrada
T_4	Temperatura do vapor na saída da caldeira
T_5	Temperatura dos gases residuais após o superaquecedor
T_6	Temperatura dos gases residuais após o economizador

T_7	Temperatura dos gases residuais após o pré-aquecedor de ar
T_{ref}	Temperatura de referência
T_{ad}	Temperatura adiabática de chama
T_{rm}	Temperatura média de radiação dos gases
T_p	Temperatura na parede da fornalha
h_a	Entalpia da água antes do economizador
h_b	Entalpia da água depois do economizador
h_c	Entalpia da água depois da caldeira
S_i	Área da superfície da caldeira
ε_c	Emissividade da superfície da parede da caldeira
σ	Constante de Stefan-Boltzmann
A_{eco}	Área de troca de calor no economizador
A_{preaq}	Área de troca de calor no pré-aquecedor
A_{super}	Área de troca de calor no superaquecedor

Lista de figuras

Figura 1: Matriz elétrica brasileira em 2015.....	8
Figura 2: Usina de Paratiniga/SP - Potência instalada de 190 MW	9
Figura 3: Esquema simplificado de sistema de potência a vapor	12
Figura 4: Esquema de uma caldeira aquotubular.....	15
Figura 5: Ciclo Rankine	18
Figura 6: Esquema simplificado de sistema de potência a vapor.....	19
Figura 7: Caldeira Aquotubular, Fixa e Vertical.....	21
Figura 8: Fornalha de leito fixo para combustíveis sólidos	23
Figura 9: Esquema do modelo para a simulação	29
Figura 10: Janela de resultados Software EES	31
Figura 11: Modelo esquemático com temperaturas e fluxos mássicos locais indicados	32
Figura 12: Economizador para caldeira APU Caldema	34
Figura 13: Detalhes dos tubos lisos do economizador	35
Figura 14: Modelo esquemático parcial do economizador projetado	35
Figura 15: Disposição tubos a) em linha e b) escalonado	37

Lista de tabelas

Tabela 1: Geração de energia elétrica no Brasil em 2014 e 2013.....	8
Tabela 2: Oferta interna de energia interna em 2014 e 2015.....	26
Tabela 3: Dados agrícolas e industriais	27
Tabela 4: Dados da caldeira	27
Tabela 5: Composição bagaço de cana.....	28
Tabela 6: Calor trocado e área de troca nos equipamentos.....	33
Tabela 7: Comparativo técnico entre Caldeira APU CALDEMA e Caldeira dimensionada.....	34

Sumário

1.	Introdução	8
2.	Objetivos	10
3.	Revisão bibliográfica	11
3.1	Software EES.....	11
3.2	Usinas termelétricas.....	12
3.3	Equipamentos típicos de usinas termelétricas	13
3.4	Caldeiras.....	17
3.5	Definição do arranjo físico.....	20
4.	Modelagem do sistema	25
4.1	Hipóteses simplificadoras	25
4.2	Combustível	25
4.3	Definição dos parâmetros	27
4.4	Modelo esquemático	29
4.5	Equacionamento	30
4.6	Programação software EES.....	31
4.7	Análise preliminar.....	33
4.8	Disposição dos tubos	36
5.	Considerações finais	38
6.	Referências Bibliográficas.....	40
	Anexo A.....	42

1. Introdução

O Brasil é um país com ampla capacidade de geração de energia diante o cenário mundial. Atualmente, essa matriz é majoritariamente constituída pela geração energética por usinas hidrelétricas que produzem cerca de 65% da energia do país. Completam o setor de geração brasileiro as centrais termoelétricas e os parques eólicos e solares, estes últimos ainda em desenvolvimento.

Antes vistas apenas como um complemento para a geração nacional, nos últimos anos as usinas termoelétricas ganharam importância devido a vulnerabilidade do sistema hidrelétrico. Em 2015, por exemplo, diante da severa situação de seca nos reservatórios do Sudeste e Centro-Oeste, as termoelétricas bateram recorde de geração energética, correspondendo a aproximadamente 35% da produção do país naquele ano.

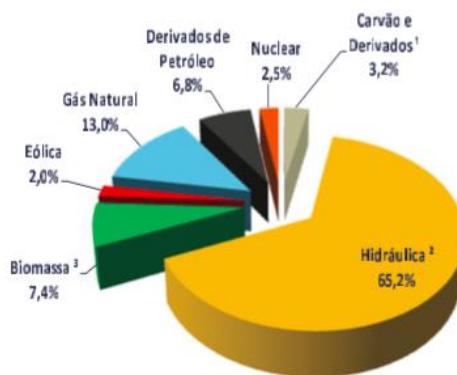


Figura 1: Matriz elétrica brasileira em 2015 (extraído de: MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA)

Tabela 1: Geração de energia elétrica no Brasil em 2014 e 2013 (extraído de: MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA)

Fonte	2014	2013
Hidrelétrica	373.439	390.992
Gás Natural	81.075	69.003
Biomassa ³	14.733	39.679
Derivados do Petróleo ²	31.668	22.090
Nuclear	15.378	15.450
Carvão Vapor	18.385	14.801
Eólica	12.210	6.578
Outras ³	13.590	12.241
Geração Total	590.479	570.835

Por mais eficiente que seja um gerador termelétrico, a maior parte da energia contida no combustível utilizado para seu acionamento e transformada em calor é perdida para o ambiente. Sendo o custo da energia gerada por uma central termoelétrica consideravelmente mais oneroso que a hidrelétrica e sabendo da relevância de encontrar fontes de energia renováveis, todos os modos de aumentar a eficiência das usinas térmicas são bem aceitos.



Figura 2: Usina de Paratinha/SP - Potência instalada de 190 MW (extraído de: Termelétricas Petrobrás)

Uma das maneiras de incrementar a eficiência térmica da produção energética das termelétricas é o uso de trocadores de calor que utilizam os gases residuais provenientes da combustão para pré-aquecer a água de alimentação da caldeira. Isso faz com que boa parte da energia, antes desperdiçada, seja reaproveitada no próprio sistema.

2. Objetivos

Este trabalho consiste na análise, dimensionamento e avaliação da influência do sistema de pré-aquecimento da água de alimentação na eficiência térmica em geradores de vapor em usinas termelétricas.

Para isso, será realizada a modelagem de um gerador de vapor e demais equipamentos de uma usina termelétrica, seguido do dimensionamento do pré-aquecedor ou economizador de água adequado para tal sistema. As etapas seguintes são a validação e a análise do projeto.

Finalmente, sucederá a indicação da melhor forma e disposição dos tubos e a comparação do dispositivo dimensionado com equipamentos já existentes.

3. Revisão bibliográfica

3.1 Software EES

O EES é um software desenvolvido pela empresa F-Chart e com aplicação tanto no cenário comercial quanto no educacional na análise de situações termodinâmicas.

O propósito principal de tal software é a resolução numérica de equações algébricas e diferenciais não-lineares previamente programadas. O EES também pode ser utilizado para resolver equações integrais, fornecer análise de incerteza, realizar regressões lineares e não-lineares, gerar gráficos e analisar a consistência de unidades. A peculiaridade do EES que faz com que tal software seja amplamente utilizado na área de ciências térmicas é a vasta base de dados de propriedades termodinâmicas e de transporte de alta precisão de centenas de fluidos.

Essas características fazem com o EES seja o software ideal para ser empregado no presente projeto, uma vez que o mesmo pode simplificar assuntos frequentemente abordados neste trabalho, como balanços de massa e energia em sistemas.

3.2 Usinas termelétricas

Uma usina termelétrica é uma central de geração de energia elétrica e é um processo que consiste em três etapas. A primeira etapa consiste na queima do combustível na caldeira para a geração de calor. Tal combustível pode ser sólido, líquido ou gasoso, abrangendo o uso de fósseis (petróleo e carvão), nuclear, gás natural ou biomassa. A caldeira é alimentada por um fluxo de água que, através do calor produzido pela combustão, é transformado em um fluxo de vapor. A segunda etapa consiste na utilização deste vapor, em alta pressão, para girar uma turbina que, por sua vez aciona um gerador elétrico acoplado mecanicamente e permite a geração de energia elétrica. Na terceira etapa, o vapor é condensado, transferindo o resíduo de sua energia térmica para um circuito independente de refrigeração, retornando a água à caldeira e completando o ciclo.

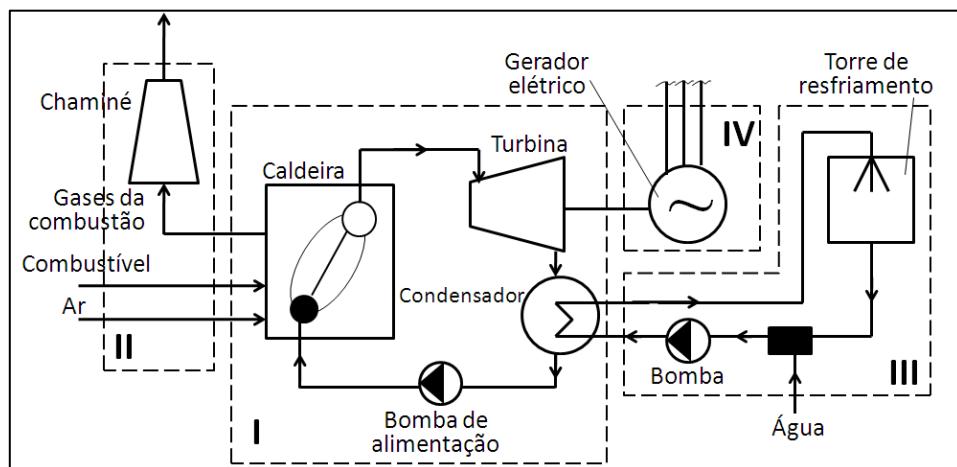


Figura 3: Esquema simplificado de sistema de potência a vapor (extraído de: LORA e NASCIMENTO, 2004).

Em comparação com as usinas hidrelétricas, as termelétricas têm o processo de construção mais acessível, assim suprindo a demanda energética de forma mais ágil. Além disso, elas não dependem de fatores ambientais, podendo ser construídas próximas aos centros de consumo. Por não depender exclusivamente de fatores ambientais, as termelétricas são a alternativa para países que não possuem outra forma de geração de energia. Em contrapartida, as desvantagens das centrais termelétricas são a grande liberação de poluentes na queima de combustíveis para geração de energia, a baixa eficiência térmica dos ciclos e o maior custo final deste tipo de energia, em comparação às hidrelétricas.

3.3 Equipamentos típicos de usinas termelétricas

Os principais componentes de um gerador de vapor são dados por (MARTINELLI, 2008):

- Aquecedor de Ar: aproveita o calor residual dos gases de combustão pré-aquecendo o ar utilizado na queima de combustível. Aquece o ar entre 100 e 300 °C, dependendo do tipo de instalação e do tipo de combustível queimado;
- Câmara de Combustão: às vezes se confundem com a fornalha, sendo que, em outras é completamente independente. É um volume que tem a função de manter a chama numa temperatura elevada com duração suficiente para que o combustível queime totalmente antes dos produtos alcançarem os feixes (dutos) de troca de calor;
- Caldeira de Vapor (Tambor de Vapor): constituída por um vaso fechado à pressão contendo água que será transformada em vapor;
- Chaminé: tem função de retirar os gases da instalação lançando-os na atmosfera (tiragem);

- Cinzeiro: local de deposição das cinzas e restos de combustível que caem da fornalha;
- Condutos de Fumo: são canais que conduzem os gases da combustão até a chaminé.;
- Economizador: utilizando o calor residual dos gases, aquece a água de alimentação. É normalmente instalado após os superaquecedores. Além de melhorar o rendimento da unidade, sua instalação minimiza o choque térmico entre a água de alimentação e a já existente no tambor. É o componente de estudo deste trabalho;
- Fornalha: principal equipamento para a queima do combustível. Entre as suas funções estão incluídas: a mistura ar-combustível, a atomização e vaporização do combustível e a conservação de uma queima contínua da mistura;
- Grelhas: utilizadas para amparar o material dentro da fornalha, podendo ser fixas, rotativas e inclinadas;
- Reaquecedor: tem função equivalente a dos superaquecedores. A sua presença torna-se necessária quando se deseja elevar a temperatura do vapor proveniente de estágios intermediários de uma turbina;
- Retentor de Fuligem: tem como função separar a fuligem, resultante da queima não estequiométrica do combustível, dos gases antes dos mesmos saírem pela chaminé;
- Superaquecedor: consiste de um ou mais feixes tubulares, destinados a aumentar a temperatura do vapor gerado na caldeira.

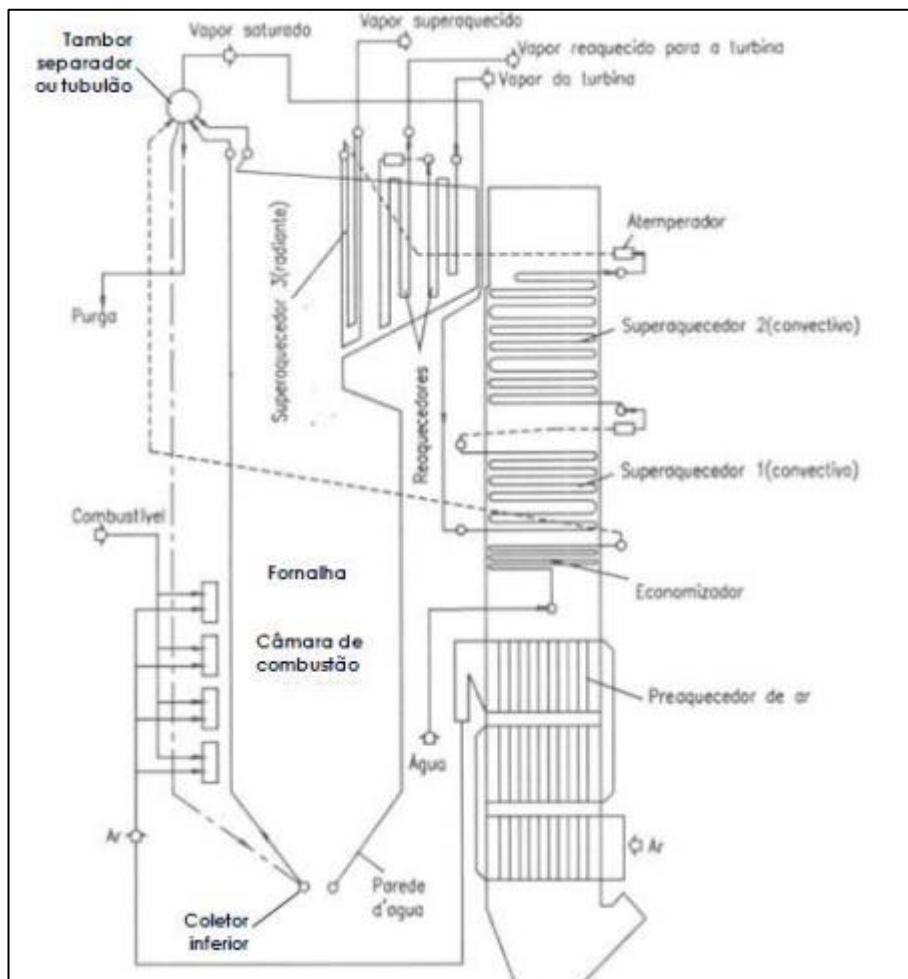


Figura 4: Esquema de uma caldeira aquotubular (extraído de: LORA e NASCIMENTO, 2004)

Além dos já citados, são acessórios comuns:

- Alarme de Falta D'água: sinal sonoro e luminoso que dispara quando o nível de água na caldeira está muito baixo;
- Controlador de Nível: controlam o nível de água na caldeira. Podem ser constituídos de várias formas, sendo os mais usados os de eletrodos e o sistema de boia;
- Fusível Térmico (tampão): sistema para extinguir o fogo da fornalha pelo derretimento de um parafuso tampão caso a mesma atinja temperaturas muito altas;
- Indicadores de Pressão (manômetros): são instrumentos utilizados para medir a pressão de líquidos, gases e vapores;

- Injetor de Água: é um dispositivo destinado à alimentação de água, como alternativa em caso de falha nas bombas;
- Pressostatos: são dispositivos de segurança que comandam o regime de trabalho das caldeiras, de acordo com a pressão do vapor;
- Purificadores de Vapor: são dispositivos auxiliares que tem a finalidade de minimizar o arraste de umidade, sais e sólidos em suspensão;
- Válvulas de Segurança: têm como função promover o escape do excesso do vapor caso a pressão de trabalho venha a ser ultrapassada e os outros dispositivos não atuem;
- Visor de Nível: é um tubo de vidro colocado no tambor de vapor, que tem por finalidade dar ao operador a noção exata da altura onde se encontra a água da caldeira.

3.4 Caldeiras

Os geradores de vapor, chamados de caldeiras, utilizam a energia química liberada durante a queima do combustível para promover a mudança de fase da água do estado líquido para vapor, a uma pressão várias vezes maior que a atmosférica. Não há contato entre o combustível e a água neste processo. O vapor resultante pode ser utilizado para acionamento de máquinas térmicas, para geração de energia mecânica e elétrica, ou para fins de aquecimento no processo industrial (SANTOS, 2012).

Na literatura há diversos tipos de classificação dentre as Caldeiras de Vapor. Algumas categorias comumente utilizadas são (HORTA, 1991):

- 1) Quanto à posição dos gases quentes e da água:
 - Aquatubulares ou aquotubulares;
 - Flamotubulares, fogotubulares ou pirotubulares.
- 2) Quanto à posição dos tubos:
 - Verticais;
 - Horizontais;
 - Inclinados.
- 3) Quanto à forma dos tubos:
 - Retos;
 - Curvos.
- 4) Quanto à natureza da aplicação:
 - Fixas;
 - Portáteis;
 - Locomóveis (geração de força e energia);
 - Marítimas.

5) Quanto ao combustível:

- Combustível gasoso;
- Combustível líquido;
- Combustível sólido.

6) Quanto ao processo de combustão:

- Grelha fixa ou rotativa (leito Fixo);
- Queima em suspensão;
- Leito fluidizado.

Do ponto de vista termodinâmico, a caldeira está inserida no ciclo de Rankine, apresentado na figura 5, onde podemos observar também o diagrama T-S característico. Os processos que compõem o ciclo são:

- 1-2: Processo de bombeamento adiabático reversível, na bomba;
- 2-3: Transferência de calor a pressão constante, na caldeira;
- 3-4: Expansão adiabática reversível, na turbina;
- 4-1: Transferência de calor a pressão constante, no condensador.

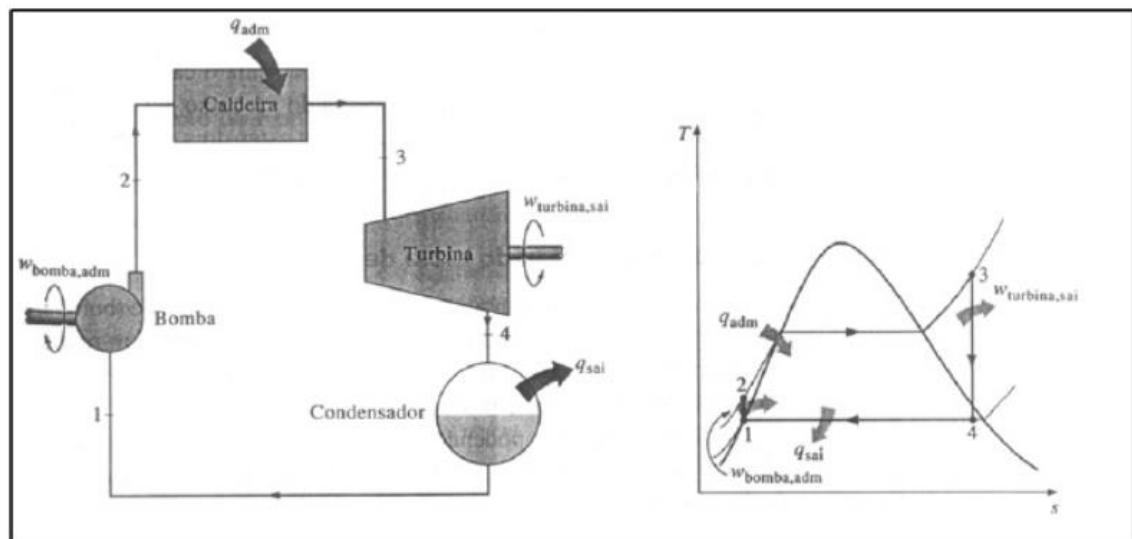


Figura 5: Ciclo Rankine (extraído de: VAN WYLEN, 2013)

Cabe ressaltar que, no ciclo típico de geração termelétrica a vapor, outros componentes essenciais também cooperam, conforme a figura 6. Dividindo-os em blocos, podem ser citados os seguintes equipamentos:

- I - Equipamentos do ciclo de geração de potência mecânica (ciclo de Rankine): caldeira, turbina a vapor, condensador e bomba de água de alimentação;
- II - Equipamentos de manuseio do combustível e exaustão dos gases de escape à atmosfera;
- III - Equipamentos do sistema de resfriamento de água do condensador e reposição de água ao ciclo;
- IV - Gerador síncrono para conversão da energia mecânica em elétrica.

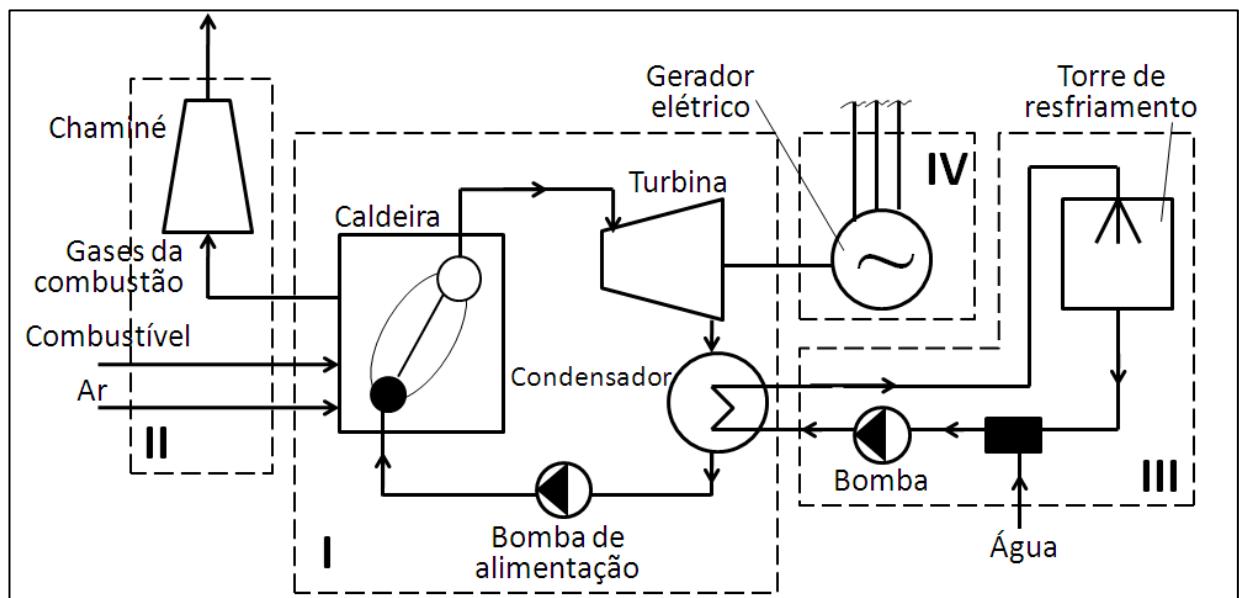


Figura 6: Esquema simplificado de sistema de potência a vapor (extraído de: LORA e NASCIMENTO, 2004).

3.5 Definição do arranjo físico

Para proceder com o dimensionamento do pré-aquecedor de água, é necessário escolher o tipo de caldeira à vapor para ser modelada e estudada. O gerador de vapor escolhido foi do tipo aquatubular, vertical, de tubos curvos, fixo, de combustível sólido e leito fixo e com 1 tambor. Isso pois se trata do arranjo físico utilizado em larga escala na indústria energética atual, por motivos de segurança, economia e possibilidade de geração de grandes quantidades de vapor.

Para uma caldeira aquotubular, como na figura 7, com auxílio de um ventilador, o ar atmosférico passa pelo pré-aquecedor. Já aquecido, o ar vai para a fornalha onde se mistura com o combustível e ocorre a combustão. Pelo fenômeno da tiragem, realizado pela chaminé, os gases quentes, produtos da combustão, circulam por todo o gerador até ser lançado na atmosfera. Neste trajeto, ele cede calor para a água dos seguintes modos: aquecendo a água no economizador; vaporizando-a na caldeira e transformando o vapor saturado em vapor superaquecido no superaquecedor.

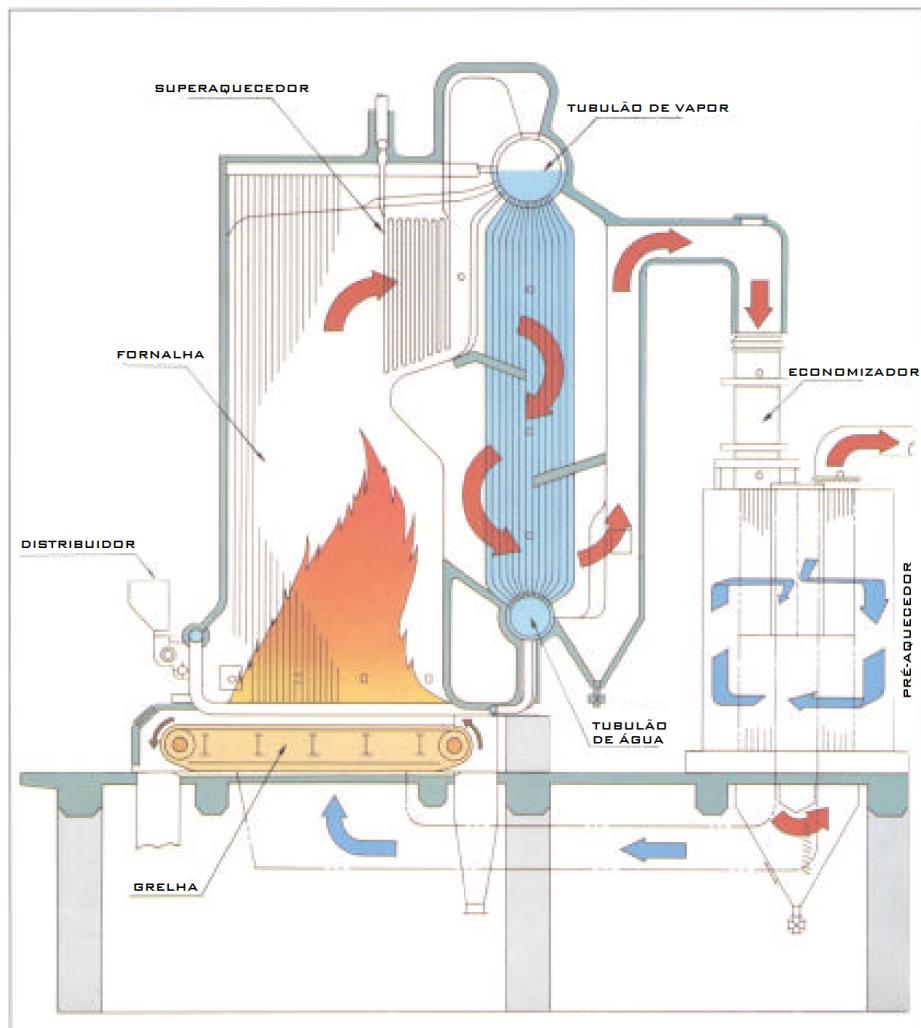


Figura 7: Caldeira Aquotubular, Fixa e Vertical (extraído de: MARTINELLI, 2008)

A maior parcela da energia é absorvida nas superfícies expostas diretamente às chamas na câmara de combustão, onde predomina a troca de calor por radiação. Em caldeiras bem dimensionadas, as paredes d'água representam menos de 10% da superfície de troca de calor total e são capazes de absorver até 50% da energia liberada na combustão. Nas partes posteriores da caldeira, os gases fornecem calor por convecção e radiação gasosa (MARTINELLI, 2008).

Os tubos curvos se dão pela exigência de geradores de grande capacidade de produção, devido à sua ilimitada capacidade de produzir vapor, tomaram uma posição de grande importância para casos desta natureza. As caldeiras deste tipo são ligadas a tambores e suas concepções

iniciais possuíam quatro e até cinco tambores, sendo revestidos completamente por alvenaria. Atualmente, por motivos de segurança, economia e para eliminar o uso de peças de grande diâmetro, o número de tambores foi reduzido a dois ou com um único tambor, sendo este último aplicado à unidade de altas pressões e capacidades. As paredes de refratário representavam um custo enorme das instalações por isto desenvolveu-se estudos quanto a um melhor aproveitamento do calor irradiado, e a aplicação de paredes de água veio eliminar o uso destes custosos refratários. Com o maior proveito do calor gerado, além de reduzir o tamanho da caldeira, promove-se uma vaporização mais rápida e aumenta-se a vida do revestimento das câmaras de combustão (MARTINELLI, 2008).

As vantagens desse tipo de caldeira são a fácil manutenção para limpeza ou reparos, rápida vaporização, sendo o tipo que atinge maior vaporização específica com valores de 28 a 30 kg.v/m² nas instalações normais, podendo atingir até 50 kg.v/m² nas caldeiras de tiragem forçada. A principal desvantagem se dá pela necessidade de controle especial da água de alimentação (tratamento da água).

A aplicação de combustível sólido para leito fixo se dá conforme ilustrado na figura 8. Pretende-se mostrar o processo do ponto de vista macroscópico, sem acompanhar uma partícula sólida ao longo de sua trajetória. Ao longo da altura do leito, podem ser distinguidas as seguintes regiões:

- a) zona de secagem (região 1);
- b) zona de pirólise (região 2);
- c) zona de redução (região 3);
- d) zona de oxidação (região 4);
- e) zona de cinzas (região 5).

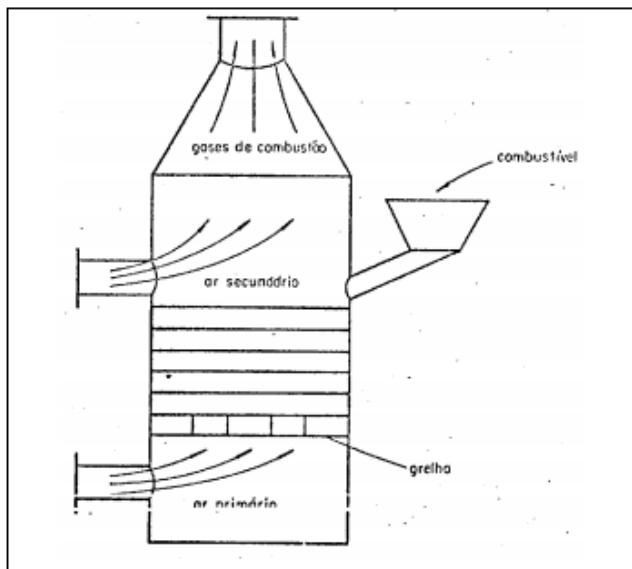
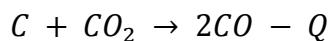


Figura 8: Fornalha de leito fixo para combustíveis sólidos

Inicialmente, entrando na fornalha, o ar primário atravessa a grelha, a zona das cinzas, atingindo a zona de oxidação. As cinzas, apesar de todos os inconvenientes, protegem a grelha contra as altas temperaturas reinantes na região de oxidação. Na zona de oxidação, as partículas sólidas, com alta concentração de carbono (coque), reagem com o oxigênio do ar primário, produzindo gases que em sua composição possuem, predominantemente, CO_2 . Nessa zona, as reações são exotérmicas e atingem temperaturas elevadas. O CO_2 formado, ao entrar em contato com o coque incandescente e, na falta de oxigênio, totalmente consumido na zona anterior, reage segundo a reação:



onde Q representa uma dada quantidade de calor. Como a reação acima é endotérmica, isso contribui para a diminuição da temperatura do leito. A região onde prevalece tal reação é denominada zona de redução. Os gases quentes, agora compostos principalmente por CO , CO_2 (e N_2 do ar primário) atingem então, uma região um pouco mais fria do leito. É nessa região, denominada zona de pirólise, onde são retiradas as frações combustíveis mais leves do sólido, bem como os alcatrões, que são as frações mais pesadas. Em realidade, o processo acima fornece um espectro

de substâncias vaporizadas muito amplo, e de difícil quantificação. No estado sólido, após essa fase, o que resta é o coque agregado às cinzas.

Antes de atingir a zona de pirólise, o combustível sólido passa pela zona de secagem, onde se perde grande parte de sua umidade. Naturalmente, a unidade residual vai sendo evaporada nas zonas subsequentes. Os gases que deixam o leito são compostos por CO₂, CO, vapor d'água, N₂ e uma série de vapores e gases combustíveis. A admissão de ar secundário propicia a combustão completa dos produtos combustíveis restantes. No caso de combustíveis sólidos, pobres em substâncias voláteis, a maior parte do ar deve ser primário; caso contrário, uma grande quantidade de ar secundário deve ser admitida, para a combustão daqueles últimos (MARTINELLI, 2008).

4. Modelagem do sistema

Como definido anteriormente, a caldeira adotada para este estudo foi do tipo aquatubular, vertical, de tubos curvos, fixo, de combustível sólido e leito fixo e com 1 tambor. Além disso, para obter resultados concretos, devem ser estabelecidas as hipóteses simplificadoras, o tipo de combustível e os parâmetros do projeto.

4.1 Hipóteses simplificadoras

Para realizar a modelagem do sistema foram adotadas as seguintes hipóteses simplificadoras:

- Fluxo térmico uniforme;
- Propriedades constantes;
- Líquido incompressível;
- Dissipação viscosa desprezível;
- Regime estacionário;
- Ar com comportamento de gás ideal;
- Efeitos gravitacionais desprezados;
- Parcada de convecção dentro da fornalha é desprezível perante a parcada de transferência de calor por radiação.

4.2 Combustível

Dentre a ampla gama de combustíveis disponíveis para geração de energia por meio de usinas termelétricas, a biomassa é uma das fontes para produção de energia que mais evoluíram na última década e com maior potencial de crescimento nos próximos anos, tendo em vista que, tanto no mercado internacional quanto no interno, ela é considerada uma das principais alternativas para a diversificação da matriz energética e desvinculação com os combustíveis fósseis e não-renováveis.

A partir da década de 70, com o Programa Pró-Álcool do governo federal e com o objetivo de estimular a substituição da gasolina pelo álcool em função da crise do petróleo, o Brasil tem-se destacado no cenário mundial como o segundo maior produtor de etanol do mundo. Inserido neste contexto, a cana-de-açúcar é um recurso com grande potencial, dentre as fontes de biomassa, para geração de eletricidade existente no país, por meio da utilização do bagaço e da palha, subprodutos do processo de produção do etanol.

A tabela 2 mostra os principais combustíveis utilizados na geração de energia no Brasil atualmente. Percebe-se a importância do bagaço de cana na oferta de energia nacional brasileira, sendo terceira principal fonte e correspondendo à 5,5% do total fornecido.

Tabela 2: Oferta interna de energia interna em 2014 e 2015 (extraído de: MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA)

ESPECIFICAÇÃO	GWh		15/14 %	Estrutura (%)	
	2014	2015		2014	2015
HIDRO	373.439	359.743	-3,7	59,8	58,4
BAGAÇO DE CANA	32.303	34.163	5,8	5,2	5,5
EÓLICA	12.210	21.626	77,1	2,0	3,5
SOLAR	16	59	266,4	0,003	0,010
OUTRAS RENOVÁVEIS	13.879	14.864	7,1	2,2	2,4
ÓLEO	31.668	25.662	-19,0	5,1	4,2
GÁS NATURAL	81.075	79.490	-2,0	13,0	12,9
CARVÃO	18.385	19.096	3,9	2,9	3,1
NUCLEAR	15.378	14.734	-4,2	2,5	2,4
OUTRAS NÃO-RENOVÁVEIS	12.125	12.049	-0,6	1,9	2,0
IMPORTAÇÃO	33.775	34.422	1,9	5,4	5,6
TOTAL	624.254	615.908	-1,3	100,0	100,0
<i>Dos quais renováveis</i>	465.623	464.877	-0,2	74,6	75,5

Notas: (a) inclui 52,7 TWh de autoprodutor cativo em 2015 (que não usa a rede básica); (b) Gás industrial inclui gás de alto forno, gás siderúrgico, gás de coqueria, gás de processo, gás de refinaria, enxofre e alcatrão

Assim, visto a possibilidade de diversificar a produção energética e a grande oferta desta matéria-prima no Brasil, o combustível escolhido foi o bagaço de cana.

4.3 Definição dos parâmetros

Em seu trabalho, Santos F. A. (2012) apresenta os dados de operação de uma usina sucroalcooleira de médio porte. As tabelas 3 e 4 fornecem os principais parâmetros para a usina utilizados para equacionar este caso.

Tabela 3: Dados agrícolas e industriais (extraído de: SANTOS, 2012)

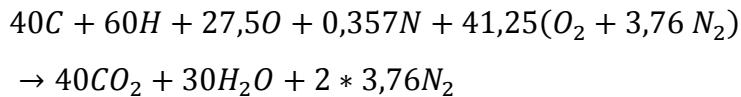
Moagem anual em toneladas de cana	2.000.000 t
Tempo de safra	240 dias
Aproveitamento de tempo	85%
Relação bagaço/cana	25%
Utilização da palha	Não
Consumo específico de vapor por tonelada de cana	450 kg/t
Consumo específico médio de eletricidade por tonelada de cana	30 kWh/t
Reserva de bagaço para partidas da caldeira	4% do total produzido

Tabela 4: Dados da caldeira (extraído de: SANTOS, 2012)

Pressão do vapor de saída	65 bar
Temperatura do vapor de saída	510°C
Entalpia do vapor	3.440 kJ/kg
Pressão da bomba de alimentação	85 bar
Temperatura de água de alimentação	116°C
Entalpia da água de alimentação	493 kJ/kg
Eficiência da caldeira	86%
Capacidade de produção	200 ton vapor/h

Já para o combustível, foi admitido que não há pré-aquecimento, assim, o bagaço de cana é inserido na fornalha na temperatura de referência de 25 °C. O excesso de ar para a queima, utilizando o bagaço como combustível, está entre 1,25 e 1,35 (PEREIRA, 2012). Assim, foi utilizado um excesso de ar de 1,3 neste caso. A composição do bagaço de cana é de 48% de carbono, 44% de oxigênio, 6% de hidrogênio, 1,5% de cinzas e 0,5% de nitrogênio (PEREIRA, 2012). Assim, considerando o ar composto

por 76,6% de nitrogênio e 23,4% de oxigênio, a reação estequiométrica de combustão do bagaço de cana é:



Para 1 kg de bagaço de cana sem umidade, tem-se:

Tabela 5: Composição bagaço de cana (extraído de: PEREIRA, 2012)

	C	H	O	N	Cinzas
Massa do constituinte (g/kg de combustível)	480	60	440	5	15
gmol	40	60	27,5	0,375	-

Assim, a massa de ar necessária para queimar 1kg de bagaço é dada por:

$$m_{ar} = m_{O_2} + m_{N_2} = 41,25 * 32 + 41,25 * 3,76 * 28 = 5662,8 \text{ g}$$

Finalmente, a relação entre o fluxo de ar e o fluxo de combustível é dada por:

$$\frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{cb}} = \frac{5662,8}{1000} * 1,3 = 7,36$$

Vale ressaltar que o bagaço de cana possui uma grande quantidade de umidade na base úmida em sua composição em peso, cerca de 50%. Como os valores de poder calorífico são bastante sensíveis à presença de umidade, o PCI adotado foi de 7.245 KJ/kg à 51% de umidade (ROMÃO JUNIOR, 2009).

Agora para o ar, foi adotado que na entrada do pré-aquecedor ele tem temperatura ambiente de 25 °C e a temperatura do ar na entrada da fornalha, após passar pelo pré-aquecimento, é de 100 °C.

Finalmente, os coeficientes convectivos dos equipamentos responsáveis pelas trocas de calor serão adotados inicialmente como (INCROPERA e outros, 2014):

$$h_{eco} = h_{preaq} = h_{super} = 1 \text{ kW/m}^2 \cdot K$$

4.4 Modelo esquemático

O esquema do modelo escolhido para a futura simulação encontra-se na figura 9.

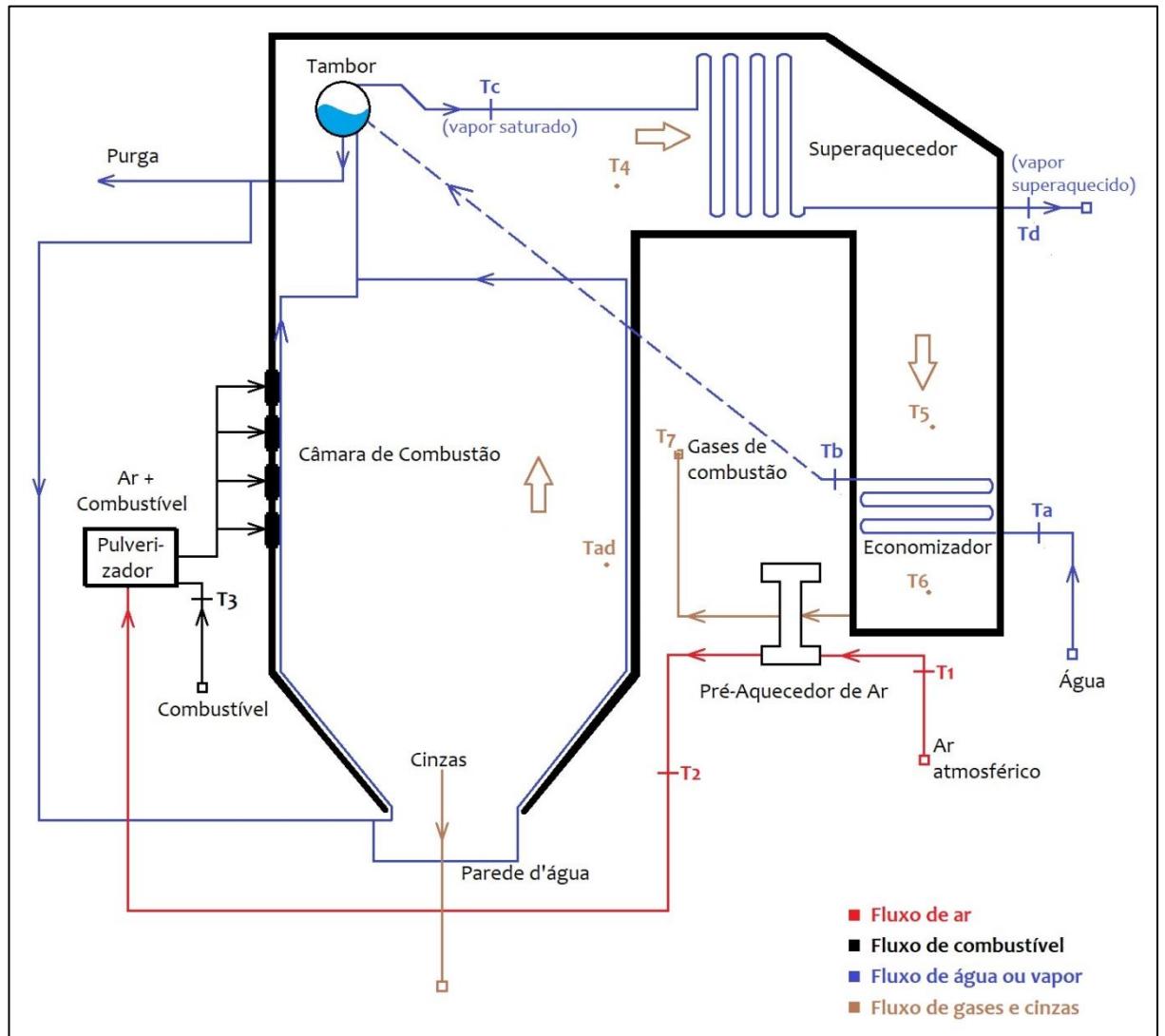


Figura 9: Esquema do modelo para a simulação

Neste modelo estão apresentados os fluxos de ar, de água, dos gases e cinzas e do combustível para o sistema adotado. São mostrados os principais equipamentos empregados: a fornalha, o pré-aquecedor de ar, o superaquecedor e o economizador (objeto do estudo) e também são indicadas as temperaturas em cada ponto dos equipamentos que serão utilizadas no equacionamento do modelo.

4.5 Equacionamento

Realizando o balanço energético nos equipamentos, temos:

Na fornalha:

$$\dot{Q}_{\text{disp}} = \dot{m}_{\text{cb}} \cdot \text{PCI} + \dot{m}_{\text{cb}} \cdot c_{\text{cb}} (T_3 - T_{\text{ref}}) + \dot{m}_{\text{ar}} \cdot c_{P_{\text{ar}}} (T_2 - T_{\text{ref}}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{\text{disp}} = \dot{m}_g \cdot c_{P_g} \cdot (T_{\text{ad}} - T_{\text{ref}}) + \dot{m}_{\text{cz}} \cdot c_{\text{cz}} \cdot (T_{\text{ad}} - T_{\text{ref}}) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = \sigma \cdot S_i \cdot \varepsilon_c \cdot (T_{\text{rm}}^4 - T_p^4) \quad (3)$$

$$\text{Onde: } T_{\text{rm}} = \frac{T_{\text{ad}} + T_4}{2}$$

$$\dot{Q}_{\text{disp}} - \dot{Q}_{\text{rad}} = \dot{m}_g \cdot c_g \cdot (T_4 - T_{\text{ref}}) + \dot{m}_{\text{cz}} \cdot c_{\text{cz}} \cdot (T_4 - T_{\text{ref}}) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = \dot{m}_{\text{ag}} \cdot (h_c - h_b) \quad (5)$$

$$\dot{m}_{\text{ag}} \cdot (h_d - h_c) = (\dot{m}_g \cdot c_p + \dot{m}_{\text{cz}} \cdot c_{\text{cz}}) \cdot (T_4 - T_5) \quad (6)$$

No superaquecedor:

$$\dot{Q}_{\text{super}} = \dot{m}_{\text{ag}} \cdot (h_d - h_c) \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{\text{super}} = (\dot{m}_g \cdot c_{P_g} + \dot{m}_{\text{cz}} \cdot c_{P_{\text{cz}}}) \cdot (T_4 - T_5) \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{\text{super}} = (A_{\text{super}} \cdot h_{\text{super}}) \cdot \left(\frac{(T_4 - T_5)}{2} - \frac{(T_d - T_b)}{2} \right) \quad (9)$$

No economizador:

$$\dot{Q}_{\text{eco}} = \dot{m}_{\text{ag}} \cdot (h_b - h_a) \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{\text{eco}} = (\dot{m}_g \cdot c_{P_g} + \dot{m}_{\text{cz}} \cdot c_{P_{\text{cz}}}) \cdot (T_5 - T_6) \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{\text{eco}} = (A_{\text{eco}} \cdot h_{\text{eco}}) \cdot \left(\frac{(T_5 - T_6)}{2} - \frac{(T_d - T_b)}{2} \right) \quad (12)$$

No pré-aquecedor de ar:

$$\dot{Q}_{preaq} = \dot{m}_{ar} \cdot c_{par} \cdot (T_2 - T_1) \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{preaq} = (\dot{m}_g \cdot c_{Pg} + \dot{m}_{cz} \cdot c_{Pcz}) \cdot (T_6 - T_7) \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{preaq} = (A_{preaq} \cdot h_{preaq}) \cdot \left(\frac{(T_6 - T_7)}{2} - \frac{(T_2 - T_1)}{2} \right) \quad (15)$$

4.6 Programação software EES

Tendo em mãos as hipóteses simplificadoras, as propriedades do combustível escolhido e do ar, o equacionamento do projeto e as principais grandezas do equipamento adotadas, foi feita a programação do caso no software EES. Tal dispositivo foi utilizado conforme tutorial oferecido pela empresa fabricante.

A programação pode ser verificada no anexo A. Após a compilação, os resultados foram obtidos pela janela presente na figura 10.

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg					
$A_{eco} = 352,6$	$A_{preaq} = 13545$	$A_{super} = 146,9$	$c_{par} = 1,004 \text{ [kJ/kg.K]}$	$c_{pcz} = 0,84 \text{ [kJ/kg.K]}$	
$c_{Pg} = 1,2 \text{ [kJ/kg.K]}$	$x_a = 0$	$x_b = 0$	$x_c = 1$	$\varepsilon = 0,95$	
$h_a = 104,8 \text{ [kW/m^2.K]}$	$h_b = 486,8$	$h_c = 2700$	$h_d = 3440$	$h_{eco} = 1,5 \text{ [kW/m^2.K]}$	
$h_{preaq} = 1 \text{ [kW/m^2.K]}$	$h_{super} = 1,5 \text{ [W/m^2.K]}$	$\dot{m}_{ag} = 55,56$	$\dot{m}_{ar} = 1522$	$\dot{m}_{cb} = 123,5$	
$\dot{m}_{cz} = 3,086$	$\dot{m}_g = 1643$	$\dot{m}_{vap} = 55,56$	$PCI = 7536 \text{ [kJ/kg]}$	$P_d = 6500 \text{ [kPa]}$	
$\dot{Q}_{disp} = 1,045E+06$	$\dot{Q}_{eco} = 21224$	$\dot{Q}_{preaq} = 114625$	$\dot{Q}_{rad} = 122974$	$\dot{Q}_{super} = 41118$	
$\sigma = 5,668E-11$	$S_i = 6488$	$T_1 = 25 \text{ [^C]}$	$T_2 = 100 \text{ [^C]}$	$T_3 = 25 \text{ [^C]}$	
$T_4 = 492,1$	$T_5 = 471,3$	$T_6 = 460,6$	$T_7 = 402,5$	$T_a = 25 \text{ [^C]}$	
$T_{ad} = 554,5$	$T_b = 116 \text{ [^C]}$	$T_d = 510 \text{ [^C]}$	$T_p = 200 \text{ [^C]}$	$T_{ref} = 25 \text{ [^C]}$	
$T_{rm} = 523,3$					

Figura 10: Janela de resultados Software EES

Além dos parâmetros iniciais, definidos anteriormente, a compilação retornou os fluxos mássicos e as temperaturas locais. Tais dados podem ser observados no modelo esquemático da figura 11.

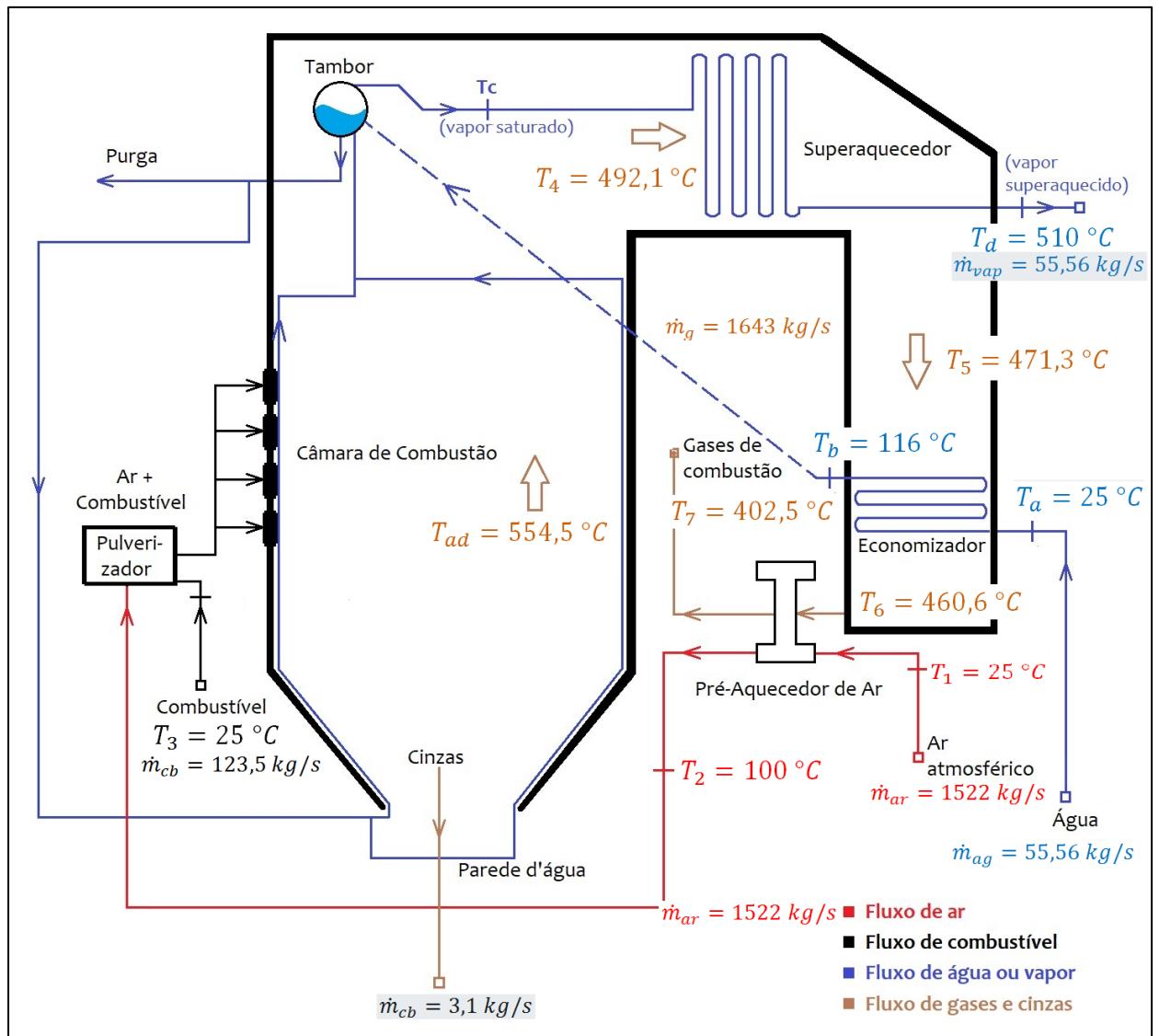


Figura 11: Modelo esquemático com temperaturas e fluxos mássicos locais indicados

Já o calor trocado e a área necessária pra realizá-la em cada equipamento, também retornados pelo programa, podem ser observados na tabela 6.

Tabela 6: Calor trocado e área de troca nos equipamentos

Calor trocado no economizador	\dot{Q}_{eco}	21 224 KJ
Calor trocado no pré-aquecedor	\dot{Q}_{preaq}	114 625 KJ
Calor trocado no superaquecedor	\dot{Q}_{super}	41 118 KJ
Área de troca no economizador	A_{eco}	352,6 m ²
Área de troca no pré-aquecedor	A_{preaq}	13 545 m ²
Área de troca no superaquecedor	A_{super}	146,9 m ²

4.7 Análise preliminar

A partir da tabela 6, percebe-se que o objeto deste estudo, o economizador, foi dimensionado com 352,6 m² de área de troca térmica. Para uma análise preliminar, para efeito de comparação, vamos tomar como base o economizador fabricado pela empresa CALDEMA Equipamentos Industriais Ltda para o tipo de caldeira APU. Conforme o catálogo institucional da empresa, a CALDEMA é uma companhia brasileira, localizada na cidade de Sertãozinho-SP, de equipamentos industriais nas áreas de sucroenergia, óleo e gás, papel e celulose, mineração, petroquímico e siderúrgico. Atualmente, possui um total de 338 fornecimentos industriais, com uma somatória de 29954 megawatts térmico em todo o país. Para efeitos comparativos, a tabela 7 mostra a confrontação entre os dados operacionais da caldeira APU referida e as hipóteses tomadas neste trabalho para dimensionamento do gerador de vapor.

Tabela 7: Comparativo técnico entre Caldeira APU CALDEMA e Caldeira dimensionada
(extraído de: CALDEMA Equipamentos Industriais Ltda)

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	Caldeira APU CALDEMA	Hipóteses para caldeira dimensionada
Capacidade de produção de vapor	250 ton/h	200 ton/h
Temperatura final do vapor	530 °C	510 °C
Pressão de operação	65 kgf/cm	65 kgf/cm
Combustível	Bagaço de cana, palha de cana picada, cavaco de madeira e outras biomassas com até 54% de umidade	Bagaço de cana à 51% de umidade

A figura 12 mostra uma visão geral do economizador utilizado na caldeira APU CALDEMA, enquanto que a figura 13 exibe os detalhes dos tubos lisos utilizados para troca térmica entre a água de alimentação e os gases de saída da caldeira.



Figura 12: Economizador para caldeira APU Caldema (extraído de: Catálogo produtos e equipamentos – CALDEMA)



Figura 13: Detalhes dos tubos lisos do economizador (extraído de: Catálogo produtos e equipamentos – CALDEMA)

Para determinar friamente as grandezas do economizador aqui dimensionado, foram estimadas as grandezas do economizador das figuras anteriores. Pela figura 13, determina-se que os tubos lisos possuem um diâmetro aproximado de 70 mm e que sejam uniformemente distribuídos com uma distância de 150 mm uns dos outros. Para adequar o dimensionamento com a construção, serão utilizadas as dimensões de tubos comerciais disponíveis no mercado, assim, os tubos lisos foram adotados com 2.3/4" de diâmetro. Já seção transversal do equipamento foi considerada quadrada, enquanto que o comprimento do mesmo equivale a três vezes a altura, conforme o modelo esquemático da figura 14.

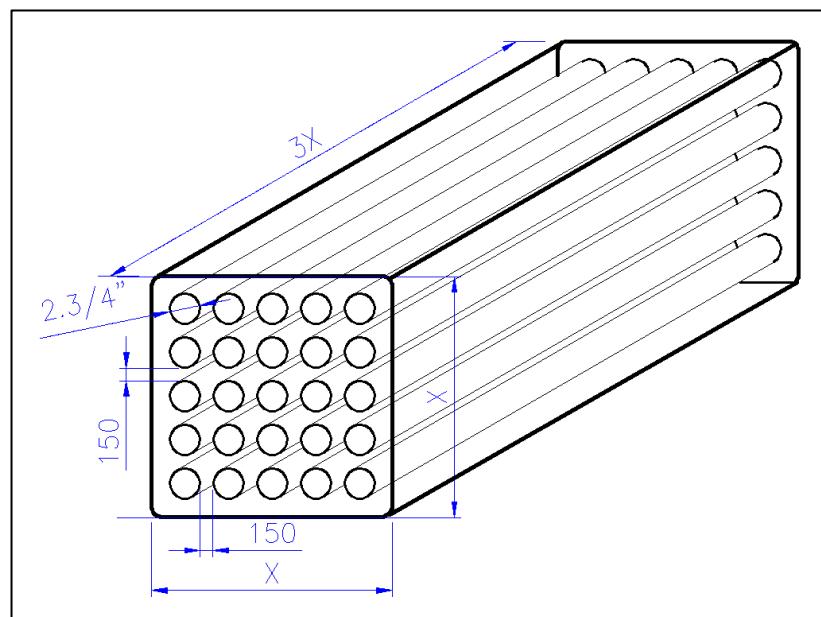


Figura 14: Modelo esquemático parcial do economizador projetado

Para calcular as dimensões do economizador, pela área de troca dimensionada anteriormente e pelas suposições de dimensão adotadas, impõe-se:

$$A_{eco} = \underbrace{\left(2\pi \cdot \frac{d_{tubo}}{2}\right) \cdot 3x}_{\text{Área de troca de um tubo liso}} \cdot \underbrace{\left(\frac{x}{d_{tubo} + e_{tubo}}\right) \cdot \left(\frac{x}{d_{tubo} + e_{tubo}}\right)}_{\text{Quantidade de tubos passantes}}$$

Sendo:

$$\text{Área do economizador: } A_{eco} = 352,6 \text{ } m^2$$

$$\text{Diâmetro dos tubos lisos: } d_{tubo} = 2.3/4" = 69,85 \text{ } mm$$

$$\text{Distância entre os tubos na seção transversal: } e_{tubo} = 0,15 \text{ } m$$

Assim, o resultado é dado por: $x = 2,96 \text{ m}$

Com isso, as grandezas do equipamento valem:

$$\text{Altura} = \text{Largura} = x = 2,96 \text{ m}$$

$$\text{Comprimento} = 3x = 8,88 \text{ m}$$

Finalmente, comparando com as dimensões apresentadas nas figuras 12 e 13, percebe-se que os resultados apresentados são suficientemente pertinentes com o economizador fabricado pela CALDEMA para caldeira APU mostrado, assim, consolidando a validação da modelagem e do equacionamento por comparação com equipamento já existente no mercado e com condições de operação similares às assumidas neste projeto.

4.8 Disposição dos tubos

Trocadores de calor de tubos possuem dois arranjos básicos para construção dos tubos: em linha ou escalonados (tipo staggered) como mostrado a Figura 15. Os arranjos escalonados são mais utilizados, pois,

estes tornam o trocador mais compacto e permite uma maior transferência de calor. O coeficiente de transferência de calor para um tubo na primeira linha é aproximadamente igual ao de um único tubo em fluxo cruzado, enquanto que os coeficientes de transferência de calor maiores estão associados a tubos das fileiras internas. Os tubos da primeira linha atuam como promotores de turbulência, o que aumenta o coeficiente de transferência de calor para tubos nas seguintes linhas. Porém este arranjo dificulta a limpeza e para o caso do escoamento carregar sujeira ou partículas abrasivas, para este caso deve optar pelo arranjo de tubos em linha, pois este permite a limpeza de forma mais fácil (KUPPAN, 2000).

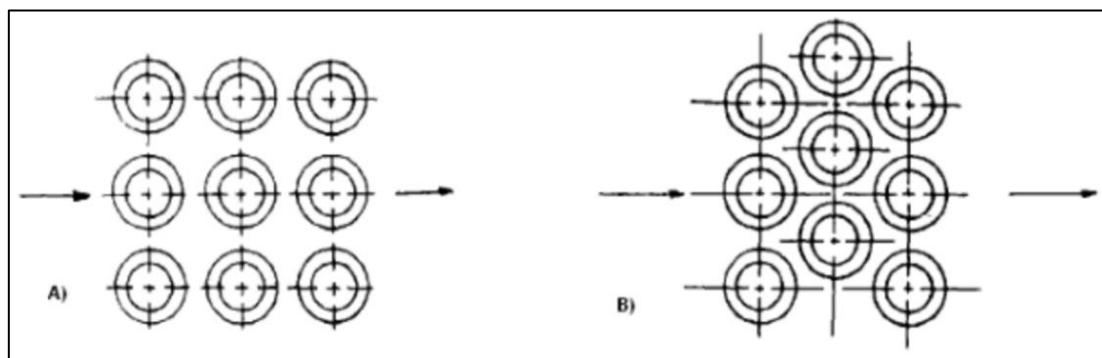


Figura 15: Disposição tubos a) em linha e b) escalonado (extraído de: KUPPAN, 2000)

Os tubos também possuem três formas básicas de construção: os redondos, os elípticos e os planos. Os trocadores do tipo plano e circular são empregados em arranjos do tipo escalonado. A condição de operação é fator chave na hora da escolha dentre as três formas. Por exemplo, trocadores que trabalham com elevada pressão e utiliza fluido com alto poder de incrustação é melhor optar pelo uso de tubos redondos. Tubos planos são mais indicados para aplicações em baixa pressão. Os tubos do tipo elípticos e planos são usados para aumentar a transferência de calor no interior do tubo e reduzir a queda de pressão do lado externo dos tubos (KUPPAN, 2000).

Assim, tendo em vista que o economizador faz a troca de calor entre a água de alimentação da caldeira e os gases de combustão, sendo este

último carregado de partículas, materiais abrasivos e materiais com grande poder de incrustação, mesmo com os processos de filtragem entre a saída da fornalha até a chegada neste dispositivo, recomenda-se que a construção do economizador deve ser com tubos circulares e a disposição em linha, conforme o modelo esquemático da figura 14.

5. Considerações finais

A dissertação proposta teve como objetivo principal a análise e o dimensionamento do sistema de pré-aquecimento da água de alimentação na eficiência térmica em geradores de vapor em usinas termelétricas. Para isso, foi realizada a modelagem de um gerador de vapor. Foram mostrados os principais componentes de um gerador e a importância dos mesmos no sistema de geração de energia.

Ressaltando o tipo de caldeira escolhido para a modelagem (aquatubular, vertical, de tubos curvos, fixo, de combustível sólido e leito fixo e com 1 tambor), ela apresenta as vantagens de fácil manutenção para limpeza e reparos e a rápida vaporização, o que aumenta a vida útil do revestimento das câmaras de combustão. Em contrapartida, a desvantagem se dá pela necessidade do controle especial da água de alimentação para o bom funcionamento do equipamento. No crescente mercado brasileiro termelétrico, tal caldeira é largamente utilizada por possuir uma grande capacidade de produção de vapor, além de ser a mais indicada para a utilização de bagaço de cana de açúcar como combustível.

Já na definição dos parâmetros do projeto, foi verificada a importância da cana de açúcar para a complementação da matriz energética global, pois se trata de um produto renovável, menos poluidor e capaz de reduzir a dependência global em combustíveis fósseis. Ela se destaca pela sua alta disponibilidade, principalmente no Brasil, e pela alta eficiência energética, sendo o papel das indústrias sucro-alcooleiras aproveitar tanto o etanol gerado pelo processamento direto, quanto o bagaço utilizado principalmente nas usinas por combustão.

Após a modelagem e a definição dos parâmetros, destaca-se a importância do uso do software EES para a programação do projeto. A grande base de dados de propriedades termodinâmicas e a resolução de balanços de energia de maneira eficaz fez com que o projeto fosse direcionado de maneira clara e objetiva para a resolução com o uso desta ferramenta computacional.

Finalmente, com a realização da análise final e a com a confrontação com equipamentos já existentes no mercado, o projeto desta dissertação foi validado e obteve uma resposta pertinente diante dos objetivos propostos para este trabalho. É importante ressaltar a relevância da análise prévia e da modelagem para projetos de grande porte. A importância de se modelar sistemas reais é evidenciada no âmbito de que os resultados obtidos podem ser usados para proporcionar um melhor conhecimento sobre tal sistema, possibilitando avanços em múltiplas frentes, como na parte de engenharia, no custo do projeto e na construção.

6. Referências Bibliográficas

CALDEMA EQUIPAMENTOS INDUSTRIAIS LTDA. “**Catálogo institucional de geradores de vapor**”, Sertãozinho, 2017.

F-Chart Software. “**Engineering Equation Solver for Microsoft Windows operating systems**” - 2016.

HORTA, L. A.. “**Geradores de vapor**” - Notas de Aula. EFEI. 1991.

INCROPERA, F., WITT, D., BERGMAN, T., LAVINE, A.. “**Fundamentos da transferência de calor e massa**” - 7^a edição, LTC, Livros Técnicos e Científicos Ltda. – 2014.

KUPPAN, T., “**Heat Exchanger Design Handbook**” - Ed. New York, CRC Press - 2000.

LORA, E.E.S; NASCIMENTO, M.A.R.. “**Geração Termelétrica: planejamento, projeto e operação**” - Rio de Janeiro: Editora Interciência Ltda, 2004.

MARTINELLI, L.C.. “**Geradores de vapor**” - Notas de aula, UERGS, 2008.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA – MME. “**Balanço energético nacional – 2015**” - Brasília – 2016.

PERA, H.. “**Geradores de vapor de água (Caldeiras)**” - São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1996.

PEREIRA FRANCISCO, R.. **“Estudo termoquímico da queima de combustíveis em caldeiras usando balanços de energia”**, 2012. Dissertação (Pós-graduação em Engenharia de Energia) - UFSJ, São João del Rei.

ROMÃO JÚNIOR, R. A.. **“Análise da viabilidade do aproveitamento da palha da cana de açúcar para cogeração de energia numa usina sucroalcooleira”**, 2009. Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira.

SANTOS, F.A.. **“Potencial da palha de cana de açúcar para a produção de etanol”**, UFV 2012.

VAN WYLEN, G., SONNTAG, R., BORGNAKKE, C., **“Fundamentos da termodinâmica”** - Tradução da 8^a edição Americana, Editora Edgar Blucher Ltda., São Paulo – 2013.

WOODRUF, E., LAMMERS, H., LAMMERS, T.. **“Steam Plant Operation”** - 6^a edição, McGraw Hill, 1992.

Anexo A

"FORNALHA:"

"Capacidade [m_dot_vap] = 200 toneladas vapor/h - parâmetro estimado avaliando a capacidade das fornalhas existentes no mercado"

$$m_{dot_vap} = 200 * 1000 / 3600 \text{ [kg/s]}$$

"Para um consumo específico de vapor por tonelada de cana de 450 kg/t [1], para uma capacidade de 200 toneladas de vapor/h:"

$$m_{dot_cb} = m_{dot_vap} / 0,450 \text{ [kg/s]}$$

"Combustível: Poder calorífico inferior (PCI), Temperatura de entrada (T_3) e fluxo mássico (m_dot_cb)"

T_ref = 25 [°C] "Correspondente à temperatura de referência - considerando que não há pré-aquecimento do bagaço de cana"

$$T_3 = T_{ref}$$

$$PCI = 7245 \text{ [kJ/kg]} \quad \text{"Bibliografia [5]"}$$

"Ar: Temperatura de entrada (T_2), Calor específico (c_Par) e fluxo mássico (m_dot_ar)"

"Segundo a bibliografia [3], a composição do bagaço de cana na base seca é dada por: 48% C, 6,2% H, 43% O, 0,2% N e 2,5% cinzas. O excesso de ar para o bagaço está entre 1,25 e 1,35 [3]. Vamos utilizar 1,3."

$$m_{dot_ar} / m_{dot_cb} = (41,25 * 32 + 41,25 * 3,76 * 28) * 1,3 * 0,001 \quad \text{"Relação ar-combustível"}$$

T_2 = 100 [°C] "Parâmetro estimado avaliando os dados das fornalhas já existentes no mercado"

$$c_{Par} = 1,004 \text{ [kJ/kg.K]} \quad \text{"Bibliografia [2]"}$$

"Cinzas: fluxo mássico (m_dot_cz) e calor específico (c_Pcz)"

$$m_{dot_cz} = 0,025 * (m_{dot_cb})$$

$$c_{Pcz} = 0,84 \text{ [kJ/kg.K]} \quad \text{"Bibliografia [2]"}$$

"Gases: fluxo mássico (m_dot_g) e calor específico (c_Pg)"

$$m_{dot_g} = (((m_{dot_ar} / m_{dot_cb}) + 1) * m_{dot_cb}) - m_{dot_cz}$$

$$c_{Pg} = 1,2 \text{ [kJ/kg.K]} \quad \text{"Bibliografia [2]"}$$

"Equação - Balanço energético:"

$Q_{dot_disp} = (m_{dot_cb})*(P_{Cl}) + (m_{dot_ar})*(c_{Par})*(T_2 - T_{ref})$ "Variável de saída:
Calor disponível (Q_{dot_disp})"

"Vale ressaltar que a parcela $[(m_{dot_cb})*(c_{Pcb})*(T_3 - T_{ref})]$ foi subtraída da equação anterior pois $(T_3 - T_{ref})$ é nulo, anulando toda a parcela"

$Q_{dot_disp} = (m_{dot_g})*(c_{Pg})*(T_{ad} - T_{ref}) + (m_{dot_cz})*(c_{Pcz})*(T_{ad} - T_{ref})$
"Variável de saída: Temperatura adiabática (T_{ad})"

"Água: fluxo mássico (m_{dot_ag}), Entalpia de líquido saturado na temperatura de alimentação (h_b), Entalpia de vapor saturado na temperatura de alimentação (h_c)"
"Considerando a temperatura de alimentação 116 °C [1]"

$T_b = 116$ [°C]

$x_b = 0$

$h_b = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_b; x=x_b)$

$x_c = 1$

$h_c = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_b; x=x_c)$

$m_{dot_ag} = m_{dot_vap}$

"Equação - Radiação:"

$Q_{dot_rad} = (m_{dot_ag})*(h_c - h_b)$ "Variável de saída: Calor radiação
(Q_{dot_rad})"

$(Q_{dot_disp}) - (Q_{dot_rad}) = (m_{dot_g})*(c_{Pg})*(T_4 - T_{ref}) + (m_{dot_cz})*(c_{Pcz})*(T_4 - T_{ref})$

"Variável de saída: Temperatura gases na saída fornalha (T_4)"

$\sigma = 5,668 \cdot 10^{-11}$ [kW/m²·T⁴] "Constante de Stefan-Boltzmann"

$\epsilon = 0,95$ "Emissividade combinada"

$T_{rm} = (T_{ad} + T_4) / 2$ "Temperatura média de radiação dos gases"

$T_p = 200$ [°C] "Bibliografia [2]"

$Q_{dot_rad} = \sigma \cdot \epsilon \cdot S_i \cdot ((T_{rm} + 273)^4 - (T_p + 273)^4)$ "Variável de saída: área de troca da parede da fornalha (S_i)"

"SUPERAQUECEDOR:"

"Vapor superaquecido: Temperatura (T_d), Pressão (P_d), entalpia (h_d)"

$T_d = 510$ [°C] "Bibliografia [1]"

$P_d = 6500$ [kPa] "Bibliografia [1]"

$h_d = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; T=T_d; P=P_d)$

"Balancço energético"

$Q_{dot_super} = (m_{dot_ag})*(h_d - h_c)$ "Variável de saída: calor trocado no superaquecedor (Q_{dot_super})"

$Q_{dot_super} = ((m_{dot_g}) * (c_{Pg}) + (m_{dot_cz}) * (c_{Pcz})) * (T_4 - T_5)$ "Variável de saída: temperatura gases na saída do superaquecedor (T_5)"
 $h_{super} = 1,5 \text{ [W/m}^2\text{•K]}$ "Coeficiente de convecção do superaquecedor - Bibliografia [4]"
 $Q_{dot_super} = -(A_{super}) * (h_{super}) * ((T_4 - T_5) / 2 - (T_d - T_b) / 2)$ "Variável de saída: área de troca do superaquecedor (A_{super})"

"ECONOMIZADOR:"

"Entrada da água: Temperatura (T_a), título (x_a)"

$x_a = 0$
 $T_a = 25 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$
 $h_a = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_a; x=x_a)$

"Balanço energético"

$Q_{dot_eco} = (m_{dot_ag}) * (h_b - h_a)$ "Variável de saída: calor trocado no economizador (Q_{dot_eco})"

$Q_{dot_eco} = ((m_{dot_g}) * (c_{Pg}) + (m_{dot_cz}) * (c_{Pcz})) * (T_5 - T_6)$ "Variável de saída: temperatura gases na saída do economizador (T_6)"

$h_{eco} = 1,5 \text{ [kW/m}^2\text{•K]}$ "Coeficiente de convecção do economizador - Bibliografia [4]"

$Q_{dot_eco} = -(A_{eco}) * (h_{eco}) * ((T_5 - T_6) / 2 - (T_b - T_a) / 2)$ "Variável de saída: área de troca do economizador (A_{eco})"

"PRÉ-AQUECEDOR:"

$T_1 = 25 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$ "Temperatura ambiente do ar"

$Q_{dot_preaq} = (m_{dot_ar}) * c_{Par} * (T_2 - T_1)$ "Variável de saída: calor trocado no pré-aquecedor (Q_{dot_preaq})"

$Q_{dot_preaq} = ((m_{dot_g}) * (c_{Pg}) + (m_{dot_cz}) * (c_{Pcz})) * (T_6 - T_7)$ "Variável de saída: temperatura gases na saída do pré-aquecedor (T_7)"

$h_{preaq} = 1 \text{ [kW/m}^2\text{•K]}$ "Coeficiente de convecção do pré-aquecedor - Bibliografia [4]"

$Q_{dot_preaq} = -(A_{preaq}) * (h_{preaq}) * ((T_6 - T_7) / 2 - (T_2 - T_1) / 2)$ "Variável de saída: área de troca do pré-aquecedor (A_{preaq})"

"BIBLIOGRAFIA:"

"[1] - SANTOS, F.A.. - Potencial da palha de cana de açúcar para a produção de etanol", UFV 2012"

- "[2] - BORGNAKKE, C., SONNTAG, R. E... - Série Van Wylen - Fundamentos da termodinâmica - Editora Blucher, 2013"
- "[3] - PEREIRA FRANCISCO, R.. -Estudo termoquímico da queima de combustíveis em caldeiras usando balanços de energia [manuscrito], 2012"
- "[4] - BERGMAN, T. L., LAVINE A. S., INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P.. Fundamentos de transferência de calor e de massa - Editora Gen LTC, 2014"
- "[5] - ROMÃO JÚNIOR, R. A.. "Análise da viabilidade do aproveitamento da palha da cana de açúcar para cogeração de energia numa usina sucroalcooleira", 2009. Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira."