

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO DE GRADUAÇÃO**

**ANÁLISE EXERGÉTICA DO SISTEMA DE PRODUÇÃO DE VAPOR E
AQUECIMENTO DE ÁGUA DO RESTAURANTE UNIVERSITÁRIO DA
UFES E PROPOSTA DE MELHORIA UTILIZANDO AQUECIMENTO
SOLAR**

**FELIPE ROSSATI FABRES
MAXUEL ANTONIO TAFFNER**

**VITÓRIA – ES
JUNHO/2009**

**FELIPE ROSSATI FABRES
MAXUEL ANTONIO TAFFNER**

**ANÁLISE EXERGÉTICA DO SISTEMA DE PRODUÇÃO DE VAPOR E
AQUECIMENTO DE ÁGUA DO RESTAURANTE UNIVERSITÁRIO DA
UFES E PROPOSTA DE MELHORIA UTILIZANDO AQUECIMENTO
SOLAR**

Projeto de Graduação dos alunos Felipe Rossati Fabres e Maxuel Antonio Taffner, apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

**VITÓRIA – ES
JUNHO/2009**

**FELIPE ROSSATI FABRES
MAXUEL ANTONIO TAFFNER**

**ANÁLISE EXERGÉTICA DO SISTEMA DE PRODUÇÃO DE VAPOR E
AQUECIMENTO DE ÁGUA DO RESTAURANTE UNIVERSITÁRIO DA
UFES E PROPOSTA DE MELHORIA UTILIZANDO AQUECIMENTO
SOLAR**

COMISSÃO EXAMINADORA

**Prof. Rogério Silveira de Queiroz
Universidade Federal do Espírito Santo
Orientador**

**Prof. Alex Salgado
Universidade Federal do Espírito Santo**

**Prof. Márcio Martins
Universidade Federal do Espírito Santo**

DEDICATÓRIA

Dedicamos esse trabalho a nossos pais, parentes, amigos e professores que, com certeza, contribuíram de forma grandiosa na nossa caminhada ao longo do curso.

AGRADECIMENTOS

Agradecemos primeiramente a Deus que nos deu força para transpor os obstáculos encontrados e chegar até aqui.

Aos pais pelo apoio e ajuda durante o projeto e caminhada estudantil.

Ao professor Rogério Silveira de Queiroz pela confiança, apoio e pela dedicação de parte do seu tempo para nos ajudar a realizar este projeto.

Aos operadores de caldeira Antonio e Jorge que foram fundamentais para a realização do projeto, e por estarem dispostos a ajudar sempre que precisávamos.

A amiga Michelly dos Santos Silva por disponibilizar recursos que nos ajudaram a desenvolver este projeto.

A diretora do Restaurante Universitário Amélia Lopes Lima por autorizar a entrada e a coleta de dados e fotos dos equipamentos da casa de caldeiras.

Enfim, por todos aqueles que passaram nas nossas vidas durante esses anos.

"É fazendo que se aprende a fazer aquilo que se deve aprender a fazer."

Aristóteles

RESUMO

A exergia é um parâmetro de grande utilidade para verificação de perdas energéticas em sistemas térmicos e como consequência auxilia o estudo de possíveis melhorias. Ela foi utilizada no presente projeto para estimar a eficiência exergética de um trocador de calor instalado na casa de caldeiras do restaurante universitário da Universidade Federal do Espírito Santo – UFES campus de Goiabeiras. O projeto também analisa a destruição e transferência de exergia no sistema de geração de vapor e no sistema de aquecimento da água. Por meio desse estudo foi possível identificar a possibilidade do aumento da eficiência exergética do trocador de calor e elaborar uma proposta para utilizar energia solar para aquecer a água de alimentação do mesmo. A economia de energia e o retorno financeiro dessa proposta também foram abordados. Ao final do projeto conclui-se que a análise da exergia foi fundamental para verificar o potencial máximo do sistema e como ele é reduzido ao longo de suas etapas. Também concluiu-se que a proposta de implantação de coletores solares é viável.

ABSTRACT

Exergy is a useful parameter to verify energetic losses in thermal systems. Therefore it supports studies of possible improvements. It was used in this project to estimate the exergetic efficiency of a heat exchanger installed in Universidade Federal do Espírito Santo – UFES, Goiabeiras campus in the university restaurant boiler house. The project also analyzes the exergy destruction and transference on the steam production and water heating systems. By means of this study it was possible to identify the possibility of a heat exchanger exergy efficiency increase. Also, it was possible to propose the use of solar energy to heat up the water entering in the heat exchanger. The energy economy and financial return of this propose are also discussed. It is concluded that the exergy analysis was very important to verify the system maximum potential and how it is reduced along its stages. Also it is concluded that the solar collector propose is viable.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquema de um sistema fechado.	19
Figura 2 – Esquema de um volume de controle.	19
Figura 3 – Esquema de uma instalação de potência e suas vizinhanças.	22
Figura 4 – Esquema de um sistema combinado composto pelo sistema fechado e pelo ambiente.	24
Figura 5 – Esquema mostrando uma transferência de calor em um sistema fechado.	26
Figura 6 – Esquema de um trocador de calor com duas correntes.	27
Figura 7 – Esquema mostrando convecção forçada (esquerda) e convecção livre (direita).	32
Figura 8 – Esquema mostrando uma troca de calor por radiação.	36
Figura 9 – Esquema de uma caldeira Flamotubular.	43
Figura 10 – Esquema de um trocador de calor de tubos concêntricos de correntes paralelas.	44
Figura 11 – Esquema de um trocador de calor de tubos concêntricos de correntes contrárias.	44
Figura 12 – Esquema de um trocador de calor de correntes cruzadas aletado com os dois fluidos não misturados (esquerda) e aletado com um fluido misturado e o outro não-misturado (direita).	45
Figura 13 – Esquema de um trocador de calor de casco e tubo com um passe no casco e um passe nos tubos.	45
Figura 14 – Esquema de um trocador de calor de casco e tubo com um passe no casco e dois passes nos tubos.	46
Figura 15 – Esquema de um trocador de calor de casco e tubo com dois passes no casco e quatro passes nos tubos.	46
Figura 16 – Esquema de trocadores de calor compactos.	47
Figura 17 – Esquema da abertura de um purgador termodinâmico.	49
Figura 18 – Esquema do fechamento de um purgador termodinâmico.	50
Figura 19 – Esquema de um purgador termodinâmico fechado.	50
Figura 20 – Esquema dos orifícios no disco.	51
Figura 21 – Esquema de um reservatório térmico.	52

Figura 22 – Esquema de um coletor solar.....	53
Figura 23 – Esquema de um sistema de circulação termossifão.	55
Figura 24 – Esquema de um sistema de circulação forçada.	56
Figura 25 – Casa de Caldeiras.....	59
Figura 26 – Caldeira Flamotubular.	60
Figura 27 – Trocador de Calor.	61
Figura 28 – Sistema de abastecimento de água do trocador de calor.	62
Figura 29 – Sistema de abastecimento e saída de vapor do trocador de calor.....	63
Figura 30 – Purgador termodinâmico.	64
Figura 31 – Tanque de condensado.....	65
Figura 32 – Tanque para óleo pesado Bpf.	66
Figura 33 – Reservatório intermediário de óleo Bpf.	67
Figura 34 – Aquecedor automático de óleo.....	68
Figura 35 – Barrilete distribuidor de vapor.	68
Figura 36 – Planta esquemática dos processos e equipamentos.	69
Figura 37 – Esquema dos fluxos no trocador de calor.	71
Figura 38 – Superfícies consideradas para o cálculo de troca de calor com o ambiente.....	77
Figura 39 – Valores das temperaturas medidas no costado do trocador de calor.....	78
Figura 40 – Volume de controle ao redor do trocador de calor.	79
Figura 41 – Gráfico mostrando a variação de vazão mássica de vapor em função da variação de temperatura de entrada da água.....	80
Figura 42 – Gráfico mostrando a variação de destruição de exergia em função da variação de temperatura de entrada da água.....	81
Figura 43 – Gráfico mostrando a variação de eficiência exergética em função da variação de temperatura de entrada da água.....	82
Figura 44 – Gráfico mostrando a variação de economia de energia em função da variação de temperatura de entrada da água.....	83
Figura 45 – Gráfico mostrando a variação de economia de exergia em função da variação de temperatura de entrada da água.....	84
Figura 46 – Gráfico da área de coletor em função da temperatura de entrada.	89
Figura 47 – Gráfico do custo do investimento em função da área do coletor.....	91
Figura 48 – Gráfico da economia mensal em função da área de coletor.	92

Figura 49 – Gráfico do tempo de retorno de investimento em função da área de
coletor.93

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Principais características para diferentes tipos de purgadores.	49
Tabela 2 – Valores da vazão de condensado no dia 07/05/2009.....	76
Tabela 3 – Valores de exergia para várias partes do sistema.....	86
Tabela 4 – Tipos de custos do projeto e seus respectivos valores.	90
Tabela 5 – Valores de entalpia dos componentes dos gases de combustão.....	114
Tabela 6 – Valores de entropia dos componentes dos gases de combustão.	115
Tabela 7 – Valores de exergia dos componentes dos gases de combustão.....	116

LISTA DE SÍMBOLOS

E = Energia.

Q = Transferência de Calor.

W = Energia associada ao Trabalho.

$\dot{m}$ = Vazão mássica.

$\dot{Q}$ = Taxa temporal de Transferência de calor.

$\dot{W}$ = Taxa temporal de transferência de energia associada ao trabalho.

h = Entalpia específica.

V = Velocidade.

g = Aceleração da gravidade.

z = Altura.

E = Exergia.

V = Volume.

S = Entropia.

U = Energia interna.

EC = Energia cinética.

EP = Energia potencial.

T = Temperatura.

p = Pressão.

e_f = Exergia específica de fluxo.

s = Entropia específica.

$\dot{E}_d$ = Taxa temporal de destruição de exergia.

q_{conv} = Taxa de transferência de calor por convecção.

h = Coeficiente de transferência por convecção.

A = Área.

$\bar{h}$ = Coeficiente de convecção médio.

L = Comprimento característico da superfície.

x = Distância a partir da borda de ataque de uma placa.

Nu = Número de Nusselt.

k = Condutividade térmica.

$\overline{Nu}$ = Número de Nusselt médio.

Pr = Número de Prandtl.

ν = Viscosidade cinemática.

T_f = Temperatura de filme.

Gr = Número de Grashof.

Ra = Número de Rayleigh.

D = Diâmetro.

P = Perímetro.

q_{rad} = Taxa de transferência de calor por radiação.

$\bar{h}_f^\circ$ = Entalpia de formação.

$\bar{h}$ = Entalpia específica na base molar.

$\dot{n}_C$ = Vazão molar de combustível.

$\bar{h}_{RP}$ = Entalpia de combustão

n = Coeficiente que fornece os moles de certas moléculas por mol de combustível.

PCI = Poder calorífico inferior.

s° = Entropia absoluta.

$\bar{s}^\circ$ = Entropia absoluta na base molar.

$\bar{R}$ = Constante universal dos gases.

$\bar{s}$ = Entropia específica na base molar.

y = fração molar.

$I_{solar_diária}$ = Incidência solar diária.

c_p = Calor específico a pressão constante.

v_{esp} = Volume específico.

M = Massa molar.

Letras Gregas

η = Eficiência em termos de taxas de energia.

ε = Eficiência exergética.

α = Difusividade térmica.

β = Coeficiente de expansão térmica volumétrico.

ρ = Massa específica.

θ = Ângulo de inclinação.

ε_{rad} = Emissividade da superfície.

σ = Constante de Stefan – Boltzmann.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	Energia	18
1.1.1	Sistema Fechado	18
1.1.2	Volume de Controle	19
1.1.3	Primeira Lei da Termodinâmica	20
1.1.4	Balanço de Massa em um Volume de Controle	20
1.1.5	Balanço de Energia em um Volume de Controle	20
1.2	Exergia	21
1.2.1	Ambiente de Referência para Exergia	22
1.2.2	Estado Morto	22
1.2.3	Exergia de um Sistema	23
1.2.4	Exergia de Fluxo	24
1.2.5	Balanço de Exergia para Volumes de Controle	25
1.2.6	Eficiência Exergética	25
1.2.7	Eficiência Exergética de um Trocador de Calor sem Mistura	27
1.3	Transferência de Calor por Convecção	29
1.3.1	Tipos de Escoamento	29
1.3.2	Número de Nusselt	30
1.3.3	Número de Prandtl	30
1.3.4	Temperatura de Filme	31
1.3.5	Tipos de Convecção	31
1.3.5.1	Convecção livre em escoamentos externos	33
1.3.5.1.1	Placa Vertical	34
1.3.5.1.2	Placas Horizontais e Inclínadas	34
1.4	Transferência de Calor por Radiação	35
1.5	Misturas Reagentes e Combustão	36
1.5.1	Entalpia de Formação	37
1.5.2	Entalpia Específica	37
1.5.3	Balanço de Energia para Sistemas Reagentes	38
1.5.4	Entalpia de Combustão	38
1.5.5	Poder Calorífico	39

1.5.6	Temperatura Adiabática de Chama	39
1.5.7	Entropia Específica	40
1.6	Caldeiras a Vapor	41
1.6.1	Funcionamento	41
1.6.2	Tipos	42
1.6.3	Características e Utilização	42
1.7	Trocadores de Calor	44
1.7.1	Classificação	44
1.8	Purgadores	47
1.8.1	Tipos de Purgadores	48
1.8.2	Purgadores Termodinâmicos	49
1.9	Aquecimento Solar de Água	51
1.9.1	Equipamentos	51
1.9.1.1	Reservatório Térmico	52
1.9.1.2	Coletor Solar	52
1.9.2	Especificação do Sistema de Aquecimento Solar	53
1.9.2.1	Área de Coletor Solar	53
1.9.2.2	Eficiência do Coletor	54
1.9.2.3	Sistema de Circulação da água	54
1.9.2.3.1	Sistema de Circulação Termossifão	54
1.9.2.3.2	Sistema de Circulação Forçada	55
1.9.2.4	Incidência Solar	56
1.9.3	Energia Útil Diária	56
1.9.4	Variação de Temperatura	57
2	DESCRIÇÃO DO SISTEMA ATUAL	58
2.1	Casa de caldeiras	59
2.1.1	Caldeira	59
2.1.2	Trocador de Calor	60
2.1.3	Tanque de Condensado	64
2.1.4	Tanque para Óleo Pesado Bpf	65
2.1.5	Reservatório Intermediário de Óleo Bpf	66
2.1.6	Aquecedor Automático de Óleo	67
2.1.7	Barrilete Distribuidor de Vapor	68
2.1.8	Planta Esquemática dos Processos e Equipamentos	69

3	PROJETO	70
3.1	Descrição dos Fluxos no Trocador de Calor	71
3.2	Estimativa das vazões	73
3.2.1	Vazão de Condensado	74
3.2.1.1	Metodologia para a Medição da Vazão de Condensado	74
3.2.1.2	Cálculo da Vazão de Condensado	75
3.2.2	Cálculo da Vazão de Água	76
3.2.2.1	Cálculo do Calor Cedido ao Ambiente	77
3.2.2.2	Balanço de Energia	79
3.3	Análise do Processo	79
3.3.1	Variação da Vazão Mássica	79
3.3.2	Variação da Destruição de Exergia	80
3.3.3	Variação da Eficiência Exergética	81
3.3.4	Variação da Economia de Energia	83
3.3.5	Variação da Economia de Exergia	84
3.4	Análise da Exergia no Sistema	84
3.5	Análise da Implantação de um Sistema de Aquecimento Solar de Água	87
3.5.1	Incidência Solar	87
3.5.2	Inclinação do Coletor	87
3.5.3	Eficiência do Coletor	88
3.5.4	Eficiência do Gerador de Vapor	88
3.5.5	Eficiência do Trocador de Calor	88
3.5.6	Reservatório Térmico	88
3.5.7	Área Útil de Coletor Solar	88
3.5.8	Custo do Investimento	89
3.5.9	Retorno do investimento	91
4	CONCLUSÃO	94
5	REFERÊNCIAS	95
	ANEXO I – MEMORIAL DE CÁLCULOS	97

1 INTRODUÇÃO

O estudo da exergia em um sistema identifica o maior potencial de trabalho que poderia ser fornecido pelo mesmo. Por isso um estudo minucioso do sistema e dos equipamentos envolvidos deve ser feito, assim como de toda a teoria envolvida no processo de transferência de calor.

Os principais equipamentos abordados no presente projeto (caldeira, trocador de calor, purgador e coletor solar) serão apresentados na revisão bibliográfica assim como as teorias utilizadas para os cálculos (energia, exergia, transferência de calor por convecção, transferência de calor por radiação, mistura reagentes e combustão).

1.1 Energia

A energia pode ser armazenada no interior de sistemas sob várias formas macroscópicas. A energia também pode ser transformada de uma forma para outra e transferida entre sistemas. A quantidade total de energia é conservada em todas as transformações e transferências. [1]

1.1.1 Sistema Fechado

Um sistema fechado é definido quando uma certa quantidade de matéria encontra-se em estudo, ou seja, um sistema fechado sempre contém a mesma quantidade de matéria. Um sistema isolado é um sistema fechado que não interage com suas vizinhanças. [1]

1.1.2 Volume de Controle

Análises termodinâmicas feitas em dispositivos podem ser feitas através da análise de uma região do espaço onde a massa escoa. Essa região é chamada de Volume de Controle. [1]

Quando sistemas fechados ou volumes de controle são utilizados, a fronteira do sistema é normalmente chamada de superfície de controle. [1]

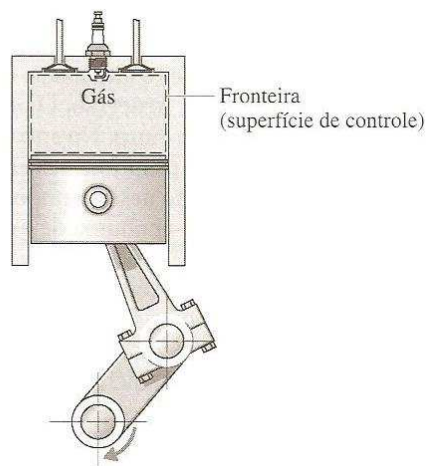


Figura 1 – Esquema de um sistema fechado.

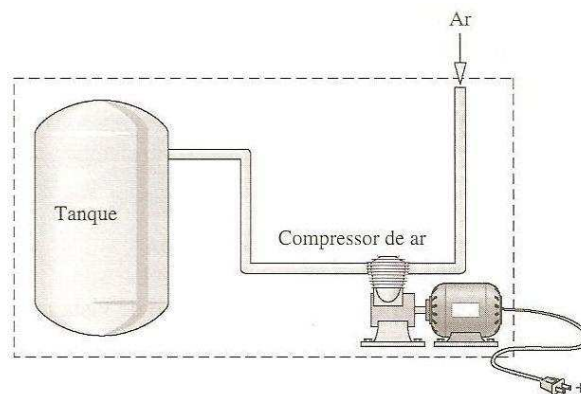


Figura 2 – Esquema de um volume de controle.

1.1.3 Primeira Lei da Termodinâmica

A primeira lei da termodinâmica enuncia o princípio da conservação de energia, que para um sistema fechado se dá pela expressão: [1]

$$E_2 - E_1 = Q - W \quad (1)$$

Onde:

E_1 = Energia em um sistema para um dado Estado 1.

E_2 = Energia em um sistema para um dado Estado 2.

Q = Calor trocado entre o sistema e sua vizinhança.

W = Trabalho trocado entre o sistema e sua vizinhança.

1.1.4 Balanço de Massa em um Volume de Controle

O balanço de massa em um volume de controle com várias entradas e saídas pode ser formulado pela equação: [1]

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \quad (2)$$

Onde:

$\frac{dm_{vc}}{dt}$ = Taxa temporal de variação de massa contida no interior do volume de controle.

$\dot{m}_e$ = Vazão mássica instantânea na entrada e do volume de controle.

$\dot{m}_s$ = Vazão mássica instantânea na entrada s do volume de controle.

1.1.5 Balanço de Energia em um Volume de Controle

O balanço de energia em um volume de controle com várias entradas e saídas pode ser formulado pela equação: [1]

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (3)$$

Onde:

$\frac{dE_{vc}}{dt}$ = Taxa de energia no interior do volume de controle.

$\dot{Q}_{vc}$ = Taxa de Transferência de calor ao longo da fronteira do volume de controle.

$\dot{W}_{vc}$ = Taxa de transferência de energia associada ao trabalho excluindo-se o trabalho de fluxo ao longo da fronteira do volume de controle.

h_e = Entalpia específica na entrada e .

V_e = Velocidade na entrada e .

g = Aceleração da gravidade.

z_e = Altura na entrada e em relação a um referencial.

h_s = Entalpia específica na saída s .

V_s = Velocidade na saída s .

z_s = Altura na saída s em relação a um referencial.

1.2 Exergia

Uma conclusão da Segunda lei da Termodinâmica é que existe uma oportunidade para a realização de trabalho sempre que dois sistemas em diferentes estados são colocados em contato, já que, em princípio, trabalho pode ser desenvolvido quando se permite que os sistemas atinjam o equilíbrio. Quando um desses ambientes for um sistema apropriadamente idealizado, chamado de ambiente de referência de exergia, ou simplesmente ambiente, e o outro for um sistema de interesse, a exergia é o maior trabalho teórico possível de ser obtido conforme eles interajam até o equilíbrio. [1]

1.2.1 Ambiente de Referência para Exergia

Em qualquer sistema, é importante fazer distinção entre o ambiente utilizado para o cálculo de exergia e as vizinhanças do sistema.

As vizinhanças referem-se a tudo que não inclua o sistema, porém faz-se uma distinção entre vizinhanças imediatas, onde as propriedades intensivas podem variar durante as interações com o sistema, e uma parte maior das vizinhanças, a uma distância tal que as propriedades intensivas não são afetadas por processo algum que envolva o sistema e suas vizinhanças imediatas, esta é denominada ambiente.

[1]

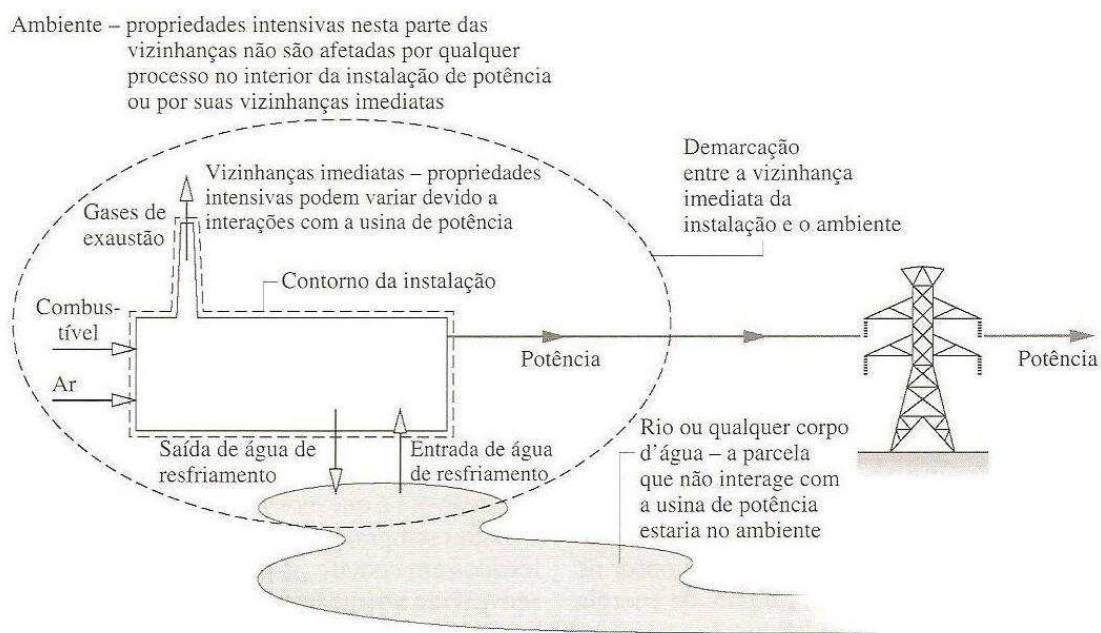


Figura 3 – Esquema de uma instalação de potência e suas vizinhanças.

1.2.2 Estado Morto

Quando um estado de uma quantidade fixa de matéria, um sistema fechado particular, se desvia daquele do ambiente, uma oportunidade para o desenvolvimento de trabalho se apresenta. No entanto, conforme o estado de um

sistema evolui na direção daquele do ambiente, essa oportunidade decresce e cessa de existir quando os dois estão em equilíbrio entre si. Esse estado do sistema é chamado de estado morto. [1]

1.2.3 Exergia de um Sistema

Através da aplicação dos balanços de energia e entropia para um sistema combinado (que consiste de um sistema fechado e um ambiente), chega-se a seguinte equação para exergia de um sistema E , em um certo estado. [1]

$$E = (E - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (4)$$

Em que:

$$E = (U + EC + EP) \quad (5)$$

Onde:

E = Energia do sistema.

V = Volume do sistema.

S = Entropia do sistema.

U = Energia interna do sistema.

EC = Energia cinética do sistema.

EP = Energia potencial do sistema.

U_0 = Energia interna do estado morto.

V_0 = Volume do estado morto.

S_0 = Entropia do estado morto.

T_0 = Temperatura do ambiente.

p_0 = Pressão do ambiente.

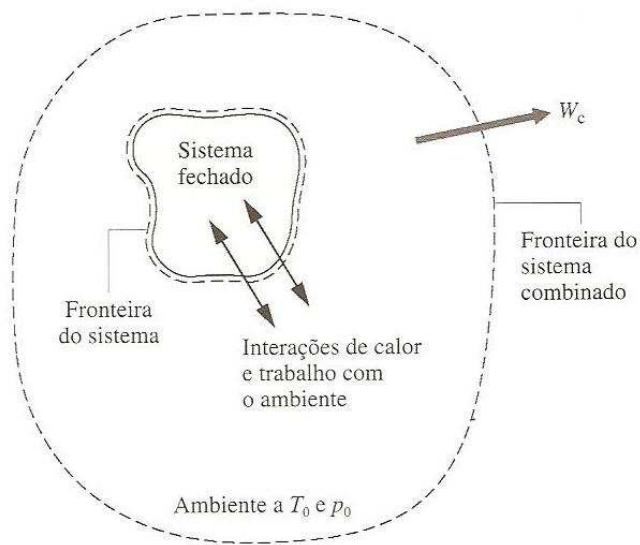


Figura 4 – Esquema de um sistema combinado composto pelo sistema fechado e pelo ambiente.

1.2.4 Exergia de Fluxo

Quando há um escoamento mássico ao longo das fronteiras de um volume de controle, existe uma transferência de exergia que acompanha o fluxo de massa. Além disso, existe uma transferência de exergia que acompanha o trabalho de fluxo. A exergia específica de fluxo e_f leva em conta essas duas transferências, e é dada por: [1]

$$e_f = h - h_0 - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (6)$$

Onde:

h = Entalpia específica.

h_0 = Entalpia específica do estado morto.

s = Entropia específica.

s_0 = Entropia específica do estado morto.

V = Velocidade.

g = Aceleração da gravidade.

z = Altura em relação a um referencial.

1.2.5 Balanço de Exergia para Volumes de Controle

O balanço de exergia sob a forma de taxa para Volume de Controle é dado por: [1]

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{vc} - p_0 \frac{dV_{vc}}{dt}\right) + \sum_e \dot{m}_e e_{fe} - \sum_s \dot{m}_s e_{fs} - \dot{E}_d \quad (7)$$

Onde:

$\frac{dE_{vc}}{dt}$ = Taxa temporal de variação de exergia.

T_j = Temperatura na Região j do volume de controle.

$\dot{Q}_j$ = Taxa temporal de transferência de calor na região do contorno onde a temperatura é T_j .

$\dot{W}_{vc}$ = Taxa temporal de transferência de trabalho excluindo-se o trabalho de fluxo.

$\frac{dV_{vc}}{dt}$ = Taxa temporal de variação de volume.

$\dot{m}_e$ = Vazão mássica na entrada e do volume de controle.

e_{fe} = Exergia específica de fluxo na entrada e do volume de controle.

$\dot{m}_s$ = Vazão mássica na saída s do volume de controle.

e_{fs} = Exergia específica de fluxo na saída s do volume de controle.

$\dot{E}_d$ = Taxa temporal de destruição de exergia devida às irreversibilidades no interior do volume de controle.

1.2.6 Eficiência Exergética

A Figura 5 mostra um sistema fechado recebendo um calor transferido a uma taxa $\dot{Q}_f$ de uma fonte a uma temperatura T_f e fornecendo $\dot{Q}_u$ em uma temperatura de uso T_u . A energia é perdida para as vizinhanças a uma taxa $\dot{Q}_p$ ao longo de uma parcela da superfície T_p . [1]

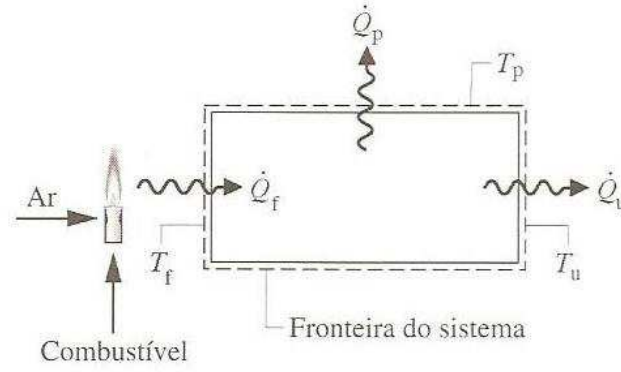


Figura 5 – Esquema mostrando uma transferência de calor em um sistema fechado.

Admitindo-se que o sistema da Figura 5 opera em regime permanente e que não existe trabalho, os balanços de energia e exergia simplificam-se, respectivamente para: [1]

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_u + \dot{Q}_p \quad (8)$$

$$\left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) \dot{Q}_f = \left(1 - \frac{T_0}{T_u}\right) \dot{Q}_u + \left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right) \dot{Q}_p + \dot{E}_d \quad (9)$$

O que indica que a energia transportada pelo calor transferido ($\dot{Q}_f$), é usada ($\dot{Q}_u$), ou perdida para as vizinhanças ($\dot{Q}_p$). Isso pode ser descrito por uma eficiência em termos de taxas de energia na forma de produto/entrada η como: [1]

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_f} \quad (10)$$

Além disso, indica que a exergia associada ao calor $\dot{Q}_f$ transportada para o sistema é transferida para fora do sistema acompanhando as transferências de calor $\dot{Q}_u$ e $\dot{Q}_p$ ou destruídas pelas irreversibilidades no interior do sistema. O que pode ser descrito por um rendimento na forma produto/entrada como: [1]

$$\varepsilon = \frac{(1 - T_0 / T_u) \dot{Q}_u}{(1 - T_0 / T_f) \dot{Q}_f} \quad (11)$$

Onde o parâmetro ε é a eficiência exergética.

1.2.7 Eficiência Exergética de um Trocador de Calor sem Mistura

Considerando um volume de controle em volta de um trocador de calor conforme Figura 6. [1]

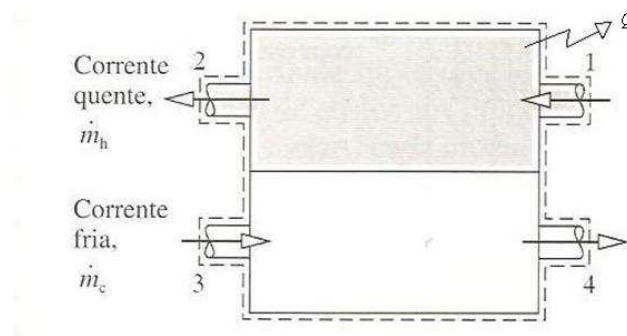


Figura 6 – Esquema de um trocador de calor com duas correntes.

Aplicando Balanço de exergia conforme a equação (7) tem-se:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{vc} - p_0 \frac{dV_{vc}}{dt} \right) + \sum_e \dot{m}_e e_{fe} - \sum_s \dot{m}_s e_{fs} - \dot{E}_d$$

Pode-se avaliar essa equação para vários trocadores de calor sem mistura, avaliando para o caso particular de um trocador de calor que opera em regime permanente e com duas correntes (uma quente e uma fria) tem-se:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = 0 \quad (\text{regime permanente})$$

$\dot{W}_{vc} = 0$ (não há taxa temporal de transferência de trabalho excluindo-se o trabalho de fluxo)

$$\frac{dV_{vc}}{dt} = 0 \quad (\text{regime permanente})$$

$$\sum_e \dot{m}_e e_{fe} - \sum_s \dot{m}_s e_{fs} = (\dot{m}_h e_{f1} + \dot{m}_c e_{f3}) - (\dot{m}_h e_{f2} + \dot{m}_c e_{f4})$$

Onde: $\dot{m}_h$ é a vazão mássica da corrente quente e $\dot{m}_c$ é a vazão mássica da corrente fria.

Com isso, a equação (7) torna-se:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j + (\dot{m}_h e_{f1} + \dot{m}_c e_{f3}) - (\dot{m}_h e_{f2} + \dot{m}_c e_{f4}) - \dot{E}_d$$

Logo:

$$\dot{m}_h (e_{f1} - e_{f2}) = - \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j + \dot{m}_c (e_{f4} - e_{f3}) + \dot{E}_d \quad (12)$$

A corrente quente é aquela que fornece o aumento de exergia à corrente fria, e também é a responsável pela transferência de calor entre o volume de controle e as vizinhanças e pela destruição de exergia. Então a eficiência exergética neste caso é definida como: [1]

$$\varepsilon = \frac{- \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j + \dot{m}_c (e_{f4} - e_{f3})}{\dot{m}_h (e_{f1} - e_{f2})} \quad (13)$$

1.3 Transferência de Calor por Convecção

É a transferência de calor que irá ocorrer entre uma superfície e um fluido em movimento quando eles se encontram em temperaturas diferentes. [2]

A taxa de transferência de calor por convecção q_{conv} é dada pela expressão: [2]

$$q_{conv} = hA(T_s - T_\infty) \quad (14)$$

Onde:

h = Coeficiente de transferência por convecção.

A = Área da superfície.

T_s = Temperatura da superfície.

T_∞ = Temperatura do fluido.

Como em várias aplicações de engenharia, as condições de escoamento variam de ponto a ponto sobre uma superfície, o coeficiente de transferência por convecção h e o fluxo de calor q''_{conv} variam ao longo da superfície. Logo a taxa total de transferência de calor por convecção pode ser formulada como: [2]

$$q_{conv} = \bar{h}A(T_s - T_\infty) \quad (15)$$

Onde:

$\bar{h}$ = Coeficiente de convecção médio.

L = Comprimento característico da superfície.

1.3.1 Tipos de Escoamento

O atrito superficial e as taxas de transferência de calor por convecção dependem fortemente do tipo de escoamento, que pode ser laminar ou turbulento. [2]

Escoamento laminar é o escoamento no qual o movimento do fluido é altamente ordenado e é possível identificar linhas de corrente ao longo das quais as partículas se movem. [2]

Escoamento turbulento é o escoamento no qual o movimento do fluido é altamente irregular e é caracterizado por flutuações de velocidade. [2]

1.3.2 Número de Nusselt

O número de Nusselt Nu é um importante parâmetro, que é igual ao gradiente de temperatura adimensional na superfície, e fornece uma medida da transferência de calor por convecção ocorrendo na superfície. Esse número pode ser expressado por: [2]

$$Nu = \frac{hL}{k_f} \quad (16)$$

Onde:

k_f = Condutividade térmica do fluido.

Para casos em que se utilizam um coeficiente de transferência de calor médio, um número de Nusselt médio $\overline{Nu}$ pode ser expressado como: [2]

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h}L}{k_f} \quad (17)$$

1.3.3 Número de Prandtl

O número de Prandtl Pr é um número adimensional dado pela seguinte razão: [2]

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (18)$$

Onde:

ν = Viscosidade cinemática.

α = Difusividade térmica.

1.3.4 Temperatura de Filme

Em análises de convecção, as propriedades do fluido variam com a temperatura através da camada limite e essa variação pode influenciar a taxa de transferência de calor. Faz-se necessário calcular as propriedades do fluido em uma camada limite média de temperatura T_f que é denominada Temperatura de filme e é dada por: [2]

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (19)$$

Onde:

T_s = Temperatura da superfície.

T_∞ = Temperatura do ambiente.

1.3.5 Tipos de Convecção

A convecção pode acontecer de dois modos diferentes, ela pode ser livre ou forçada. [2]

Na convecção forçada, o movimento relativo entre o fluido e a superfície é mantido por meios externos, tais como ventilador ou bomba ou pode resultar da propulsão de um sólido através do fluido. [2]

A convecção livre é originada quando uma força de corpo atua sobre um fluido no qual existem gradientes de massa específica. O efeito líquido é a força de empuxo, que induz correntes de convecção livre. No caso mais comum, o gradiente de massa

específica é devido ao gradiente de temperatura, e a força de corpo é devida ao campo gravitacional. [2]

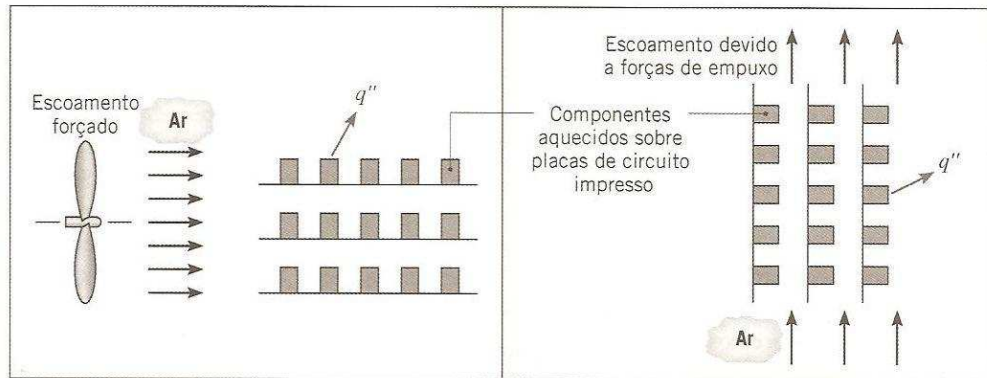


Figura 7 – Esquema mostrando convecção forçada (esquerda) e convecção livre (direita).

Em convecção livre, há uma importante razão da força de empuxo e da força viscosa atuando no fluido. Esta razão é indicada pelo número de Grashof Gr_L que é dado por: [2]

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (20)$$

Onde:

g = Aceleração da gravidade.

β = Coeficiente de expansão térmica volumétrico.

β é dado por: [2]

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (21)$$

Onde:

ρ = Massa específica.

p = Pressão.

A propriedade β é uma propriedade termodinâmica do fluido e fornece uma medida da quantidade na qual a massa específica varia em resposta a uma variação na temperatura a uma pressão constante. Para um gás ideal, β pode ser dado por: [2]

$$\beta = \frac{1}{T} \quad (22)$$

Onde:

T = Temperatura absoluta.

1.3.5.1 Convecção livre em escoamentos externos

Em casos de convecção livre em escoamentos externos, pode-se calcular um $\overline{Nu}_L$, que é o número de Nusselt médio em uma superfície de comprimento característico L , e é expresso por: [2]

$$\overline{Nu}_L = \frac{\overline{h}L}{k} \quad (23)$$

As camadas limites de convecção livre não são restritas ao escoamento laminar. Os distúrbios no escoamento podem ser aumentados, levando à transição de escoamento laminar para turbulento. A transição na camada limite térmica de convecção livre depende da grandeza relativa das forças de empuxo e viscosas no fluido. É usual correlacionar essa ocorrência em função do número de Rayleigh, que é simplesmente o produto dos números de Grashof e de Prandtl, que em uma superfície de comprimento característico L , seu valor Ra_L é dado por: [2]

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (24)$$

Onde todas as propriedades são avaliadas na temperatura de filme T_f . E para placas verticais o número de Rayleigh crítico (onde ocorre a transição na camada de convecção livre) é aproximadamente 10^9 . [2]

1.3.5.1.1 Placa Vertical

Em uma placa vertical, uma correlação que pode ser aplicada sobre toda a faixa de Ra_L é dada por: [2]

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0,492 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (25)$$

Uma precisão ligeiramente melhor pode ser obtida para escoamento laminar através da expressão: [2]

$$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,670 Ra_L^{1/4}}{\left[1 + (0,492 / Pr)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad Ra_L \leq 10^9 \quad (26)$$

Essas expressões também podem ser aplicadas a cilindros verticais com comprimento característico L igual a sua altura, se a espessura da camada limite δ for muito menor que o diâmetro do cilindro D . Essa condição é considerada satisfeita quando: [2]

$$\frac{D}{L} \geq \frac{35}{Gr_L^{1/4}} \quad (27)$$

1.3.5.1.2 Placas Horizontais e Inclínadas

Em uma placa horizontal ou inclinada algumas considerações devem ser feitas: [2]

É recomendado que no cálculo de Ra_L , que g seja substituído por $g \cos \theta$ para um ângulo de inclinação $0 \leq \theta \leq 60^\circ$ nas superfícies superior e inferior das placas. [2]

Uma melhor precisão do comprimento característico L da placa pode ser relacionado pela sua área superficial A_s e seu perímetro P pela relação: [2]

$$L = \frac{A_s}{P} \quad (28)$$

E o $\overline{Nu}_L$ agora é calculado como descrito a seguir: [2]

Para Superfície Superior da Placa Aquecida ou Superfície Inferior da Placa Resfriada: [2]

$$\overline{Nu}_L = 0,54 Ra_L^{1/4} \quad (10^4 \leq Ra_L \leq 10^7) \quad (29)$$

ou

$$\overline{Nu}_L = 0,15 Ra_L^{1/3} \quad (10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}) \quad (30)$$

Para Superfície Inferior da Placa Aquecida ou Superfície Superior da Placa Resfriada: [2]

$$\overline{Nu}_L = 0,27 Ra_L^{1/4} \quad (10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}) \quad (31)$$

1.4 Transferência de Calor por Radiação

Todas superfícies a uma temperatura não nula emitem energia na forma de ondas eletromagnéticas. Assim, na ausência de um meio que se interponha entre duas superfícies a diferentes temperaturas existe transferência de calor por radiação. [2]

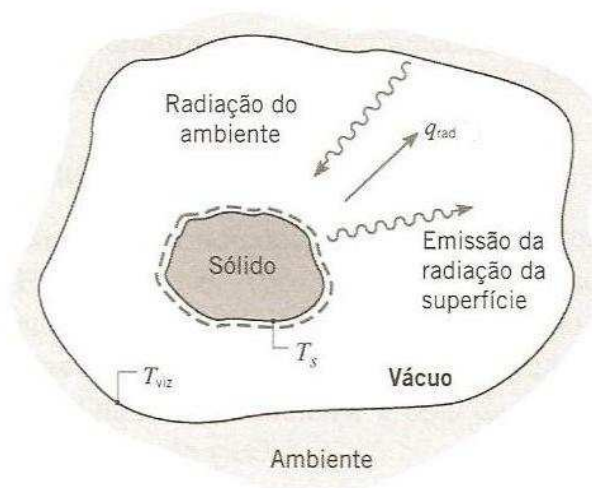


Figura 8 – Esquema mostrando uma troca de calor por radiação.

A taxa de transferência de calor por radiação q_{rad} é dada pela expressão: [2]

$$q_{rad} = \varepsilon_{rad} \sigma A (T_s^4 - T_{viz}^4) \quad (32)$$

Onde:

ε_{rad} = Emissividade da superfície.

σ = Constante de Stefan – Boltzmann = $5,67 \times 10^{-8} \text{ W / m}^2 \text{ K}^4$.

A = Área da superfície.

T_s = Temperatura da superfície.

T_{viz} = Temperatura da vizinhança.

1.5 Misturas Reagentes e Combustão

Quando uma reação química acontece, as ligações entre as moléculas dos reagentes e os átomos e os elétrons rearrumam-se formando os produtos. Nas reações de combustão, a rápida oxidação dos elementos resulta em uma liberação de energia à medida que os produtos de combustão são formados. [1]

Uma combustão é dita completa quando todo o carbono presente no combustível se queima formando dióxido de carbono, todo hidrogênio se queima formando água,

todo enxofre queima formando dióxido de enxofre e todos outros elementos combustíveis forem totalmente oxidados. Se estas condições não forem satisfeitas, a combustão é dita incompleta. [1]

A quantidade mínima de ar que fornece oxigênio suficiente para a combustão completa é denominada quantidade teórica de ar. Normalmente, a quantidade de ar fornecida é maior ou menor que a quantidade teórica. A quantidade de ar que é de fato fornecida é comumente expressa em termos da porcentagem de ar. A quantidade de ar fornecida pode ser expressa como uma porcentagem de excesso ou uma porcentagem de deficiência do ar. [1]

1.5.1 Entalpia de Formação

Um valor de entalpia para o estudo de sistemas reagentes pode ser estabelecido atribuindo-se um valor arbitrário nulo para a entalpia dos elementos estáveis em um estado denominado estado de referência padrão e definido por $T_{\text{ref}} = 298,15K$ (25°C) e $p_{\text{ref}} = 1\text{atm}$. Apenas os elementos que se encontram em uma forma quimicamente estável recebem o valor nulo para entalpia no estado padrão. [1]

A entalpia de um composto no estado padrão é igual a sua entalpia de formação $\bar{h}_f^{\circ}$. A entalpia de formação é a energia liberada ou absorvida quando o composto é formado pelos seus elementos, estando ambos o composto e os elementos a T_{ref} e p_{ref} . [1]

1.5.2 Entalpia Específica

A entalpia específica de um composto em um estado que não é o padrão $\bar{h}(T, p)$, é determinada pela adição da variação de entalpia específica $\Delta\bar{h}$ entre o estado padrão e o estado de interesse à entalpia de formação. [1]

$$\bar{h}(T, p) = \bar{h}_f^o + [\bar{h}(T, p) - \bar{h}(T_{\text{ref}}, p_{\text{ref}})] = \bar{h}_f^o + \Delta \bar{h} \quad (33)$$

1.5.3 Balanço de Energia para Sistemas Reagentes

O balanço de energia em um volume de controle em regime permanente que envolve uma combustão é dado por: [1]

$$\frac{\dot{Q}_{\text{vc}}}{\dot{n}_C} - \frac{\dot{W}_{\text{vc}}}{\dot{n}_C} = \bar{h}_p - \bar{h}_R \quad (34)$$

Onde:

$\dot{n}_C$ = Vazão molar de combustível.

$\bar{h}_p$ = Entalpia dos produtos.

$\bar{h}_R$ = Entalpia dos reagentes.

1.5.4 Entalpia de Combustão

A entalpia de combustão $\bar{h}_{\text{RP}}$ é definida como a diferença entre a entalpia dos produtos e a entalpia dos reagentes quando ocorre uma combustão completa em uma certa temperatura e pressão. [1]

$$\bar{h}_{\text{RP}} = \sum_P n_s \bar{h}_s - \sum_R n_e \bar{h}_e \quad (35)$$

Onde:

n_s = Coeficiente na reação química que fornece os moles dos produtos por mol de combustível.

$\bar{h}_s$ = Entalpia dos produtos.

n_e = Coeficiente na reação química que fornece os moles dos reagente por mol de combustível.

$\bar{h}_e$ = Entalpia dos reagentes.

1.5.5 Poder Calorífico

O poder calorífico de um combustível é um número positivo e igual ao módulo da entalpia de combustão. Dois poderes caloríficos são reconhecidos por este nome: o poder calorífico superior (PCS) e o poder calorífico inferior (PCI). O poder calorífico superior é obtido quando toda a água formada na combustão é um líquido; o poder calorífico inferior é obtido quando toda a água formada na combustão é vapor. A diferença entre o poder calorífico superior e o poder calorífico inferior equivale à energia que seria necessária para vaporizar o líquido formado. [1]

1.5.6 Temperatura Adiabática de Chama

Na ausência de trabalho e de efeitos relevantes de energia cinética e potencial, a energia liberada na combustão é transferida de duas maneiras: pela energia que acompanha os produtos de combustão na saída e pela transferência de calor para as vizinhanças. Quanto menor for esta última transferência de calor, maior será a energia descarregada com os produtos de combustão e conseqüentemente maior será a temperatura dos produtos. A temperatura que será atingida pelos produtos em um limite de operação adiabática do reator é denominada temperatura adiabática de chama ou temperatura adiabática de combustão. [1]

A temperatura adiabática de chama pode ser determinada pelo uso dos princípios de conservação de massa e energia, resultando em: [1]

$$\sum_P n_s \bar{h}_s = \sum_R n_e \bar{h}_e \quad (36)$$

Para um certo combustível e uma certa temperatura e pressão dos reagentes, a temperatura adiabática de chama máxima está associada à combustão completa com a quantidade teórica de ar. No entanto por uma série de razões o valor medido da temperatura dos produtos de combustão pode estar várias centenas de graus abaixo da temperatura adiabática de chama máxima calculada. [1]

1.5.7 Entropia Específica

A terceira lei da termodinâmica enuncia que a entropia de uma substância cristalina pura é zero em uma temperatura de zero absoluto. Substâncias que não têm uma estrutura cristalina pura no zero absoluto apresentam um valor não-nulo de entropia. A importância da terceira lei está no fato de que ela fornece uma referência pela qual a entropia de cada substância que participa de uma reação pode ser avaliada sem que surjam ambiguidades ou conflito. A entropia relativa a esta referência é chamada de entropia absoluta. A entropia absoluta a 1atm e uma temperatura T é designada por $s^{\circ}(T)$ ou $\bar{s}^{\circ}(T)$, dependendo se o valor é baseado em uma unidade mássica ou molar, (admitindo-se comportamento de gás ideal para todos os gases). [1]

Para um gás ideal, a entropia específica a uma dada pressão e temperatura $\bar{s}(T, p)$ pode ser determinada por: [1]

$$\bar{s}(T, p) = \bar{s}^{\circ}(T) - \bar{R} \ln \frac{p}{p_{\text{ref}}} \quad (37)$$

Onde:

$\bar{R}$ = Constante universal dos gases= 8,314kJ/kmolK

A entropia do i -ésimo componente de uma mistura de gases ideais $\bar{s}_i(T, p_i)$ é determinada pela temperatura da mistura T e pela pressão parcial p_i . A pressão parcial é dada por: [1]

$$p_i = y_i p \quad (38)$$

Onde:

y_i = fração molar do componente i e p é a pressão da mistura.

Assim $\bar{s}_i(T, p_i)$ pode ser dada por: [1]

$$\bar{s}_i(T, p) = \bar{s}_i^{\circ}(T) - \bar{R} \ln \frac{p_i}{p_{\text{ref}}} \quad (39)$$

Onde:

$\bar{s}_i^o(T)$ = Entropia absoluta do componente i a temperatura T e p_{ref} .

1.6 Caldeiras a Vapor

Caldeira a Vapor é uma máquina térmica cuja função é gerar vapor devido às trocas térmicas entre os produtos de combustão e a água. Esse equipamento possui uma ampla aplicação no meio industrial e também na geração de energia elétrica nas centrais termelétricas. [3]

A necessidade de gerar vapor veio da revolução industrial. Os meios da época eram de pouca utilização, mas o vapor no início serviu para a finalidade de mover máquinas e turbinas para geração de energia e locomotivas. Com o aumento da necessidade industrial, e da necessidade de cozimentos e higienização, a evolução das caldeiras foi necessária. [3]

1.6.1 Funcionamento

Com um ventilador, ar é soprado dentro do combustor onde se mistura com o combustível, acontecendo assim a combustão. Os gases de combustão circulam pela caldeira até saírem pela chaminé para a atmosfera (processo de tiragem, que pode ser natural ou forçada). Neste trajeto eles cedem calor para a água. Ao iniciar-se a produção de vapor, primeiramente todo o calor fornecido à água (pela queima do combustível e pelos gases de combustão) é usado para aumentar sua temperatura. À medida que o calor é fornecido à água, a pressão e a temperatura da mesma aumentam até que aconteça a abertura da válvula que dá passagem ao vapor. Na temperatura de saturação relativa à pressão de abertura da válvula (pressão de trabalho da caldeira) inicia-se a geração de vapor com alta intensidade e todo o calor fornecido à água é para sua mudança de fase, que acontece à pressão e temperatura constantes. [4]

1.6.2 Tipos

No geral, as caldeiras a vapor são classificadas em Flamotubulares (Fogotubulares), Aquatubulares ou Mistas. [3]

As caldeiras Flamotubulares são aquelas cuja troca térmica se dá com gases quentes passando por dentro dos tubos e a água por fora dos tubos. [3]

As caldeiras Aquatubulares são aquelas cuja troca térmica se dá com gases quentes passando por fora dos tubos e a água por dentro dos tubos. São as mais comuns em se tratando de plantas termelétricas ou geração de energia elétrica em geral, exceto em unidades de pequeno porte. [3]

As caldeiras Mistas são aquelas que possuem uma mescla de partes Aquatubulares e outras Flamotubulares. [3]

1.6.3 Características e Utilização

Se o vapor obtido na vaporização apresenta título igual a 1, esse vapor é chamado de vapor saturado seco. Se a esse vapor for transferido calor (através de superaquecedores), isso fará aumentar sua temperatura e provocará seu superaquecimento, gerando assim vapor superaquecido em um determinado grau de superaquecimento (quantidade de temperatura aumentada acima da temperatura de saturação). Em geral, o vapor é empregado para aquecimento e para produção de potência. [3]

Para aquecimento, o vapor pode ser usado diretamente ou indiretamente. No processo de aquecimento direto, o vapor entra em contato direto com o material a ser aquecido. Por exemplo: aquecimento de água ou outros líquidos com injeção direta de vapor, lavagem de garrafas, curtimento de couro, esterilização, engomagem de tecidos. No uso indireto, o vapor não entra em contato com o material a ser aquecido e fica, portanto, separado por superfície. Esse método é

empregado quando for necessária uma grande quantidade de calor e/ou em processos que devem ser livres de contaminação. Exemplos: calandras, boilers, radiadores, autoclaves. [3]

Para produção de potência, o vapor é utilizado em máquinas alternativas e em turbinas, sendo que nessas o vapor é em geral superaquecido. Exemplo de máquinas alternativas: prensas, martelo para forjaria, locomóveis, locomotivas. [3]

O vapor pode ser empregado também para extração de gases não condensáveis, tais como o ar, dos espaços evacuados, nas chamadas bombas de jato. Outra aplicação muito comum do vapor é no bombeio da água de alimentação de caldeiras nos chamados injetores. [3]

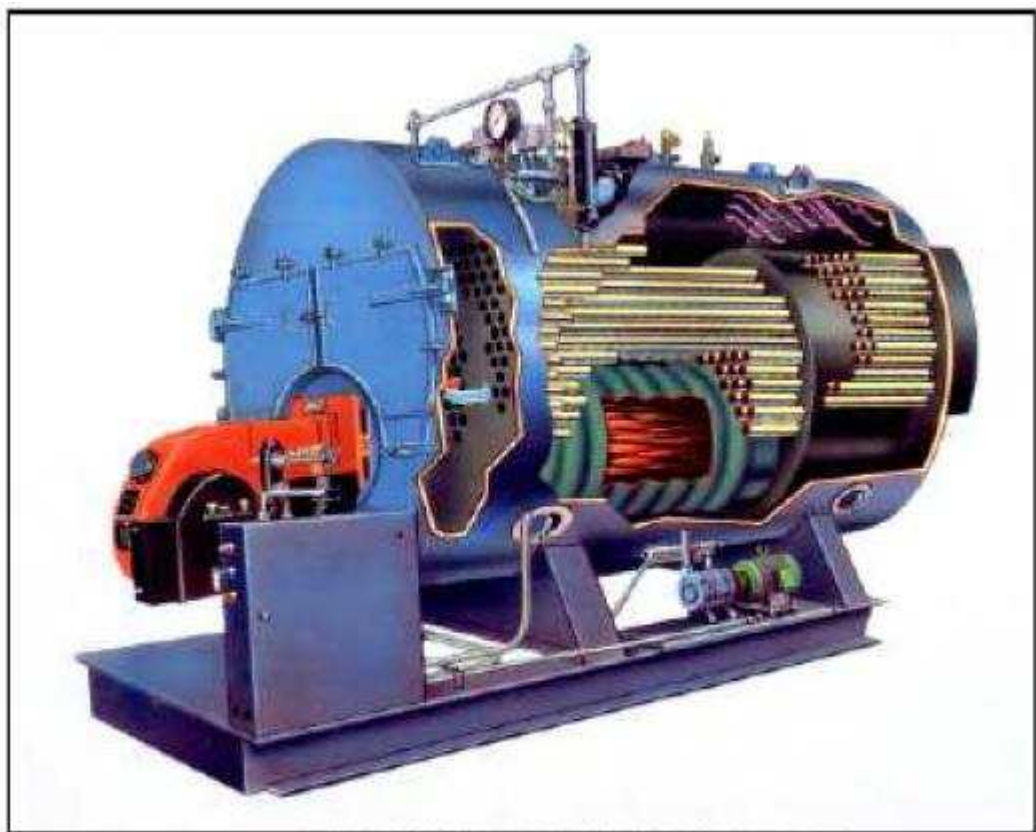


Figura 9 – Esquema de uma caldeira Flamotubular.

1.7 Trocadores de Calor

Trocador de calor é um dispositivo utilizado para implementar a troca de calor entre dois fluidos que estão a diferentes temperaturas e separados por uma parede sólida. Entre as aplicações existentes podemos citar o aquecimento de ambientes e ar condicionado, produção de potência, recuperação do calor perdido e processamento químico. [2]

1.7.1 Classificação

Os trocadores de calor podem ser classificados de acordo com o arranjo do escoamento em três formas: correntes paralelas, correntes contrárias e correntes cruzadas. [2]

No arranjo de correntes paralelas os fluidos quente e frio entram pela mesma extremidade conforme Figura 10. [2]

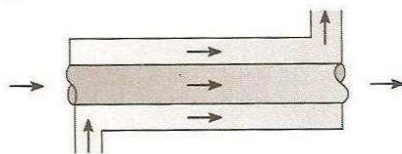


Figura 10 – Esquema de um trocador de calor de tubos concêntricos de correntes paralelas.

No arranjo de correntes contrárias os fluidos entram por extremidades opostas, escoam em sentidos opostos e saem por extremidades opostas conforme Figura 11. [2]

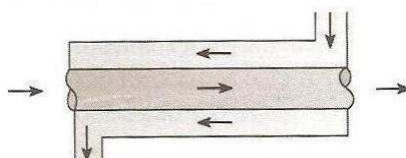


Figura 11 – Esquema de um trocador de calor de tubos concêntricos de correntes contrárias.

No arranjo de correntes cruzadas os fluidos se movem em correntes cruzadas, conforme mostrado nos trocadores de calor tubulares aletados e não-aletados da Figura 12. As duas configurações diferem pelo fato de o fluido que escoar pelo lado externo dos tubos se encontrar ou não misturado. [2]

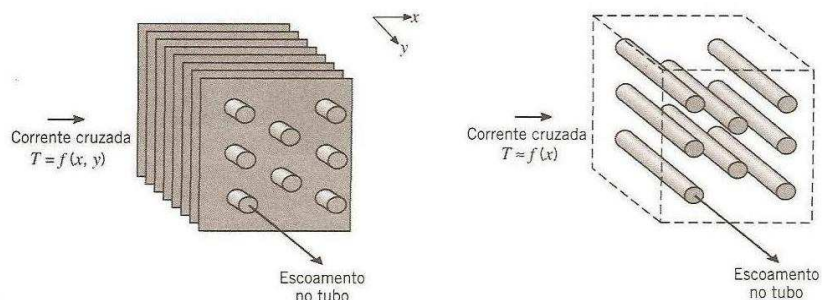


Figura 12 – Esquema de um trocador de calor de correntes cruzadas aletado com os dois fluidos não misturados (esquerda) e aletado com um fluido misturado e o outro não-misturado (direita).

Também podem ser classificados de acordo com o tipo de construção em três formas: tubos coaxiais, cascos e tubos e compactos. [2]

O trocador de calor de tubos coaxiais são arranjos de tubos que estão dispostos coaxialmente como que em um feixe de tubos onde a corrente pode ser paralela ou contrária, conforme as Figuras 10 e Figura 11. [2]

O trocador de calor de casco e tubo é muito comum. Consiste em vários tubos que são dispostos no interior de um tubo, conforme Figura 13. [2]

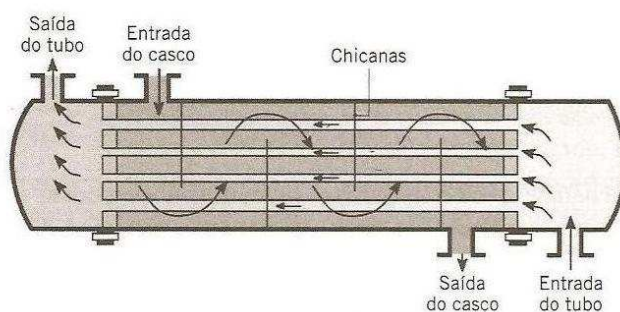


Figura 13 – Esquema de um trocador de calor de casco e tubo com um passe no casco e um passe nos tubos.

Formas específicas diferem de acordo com o número de passes no casco e tubo. A Figura 14 refere-se a um trocador de calor de casco e tubo com um passe no casco e dois passes nos tubos. Já a Figura 15 refere-se a um trocador de calor de casco e tubo com dois passes no casco e quatro passes nos tubos. [2]

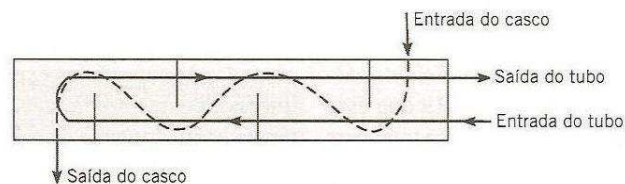


Figura 14 – Esquema de um trocador de calor de casco e tubo com um passe no casco e dois passes nos tubos.

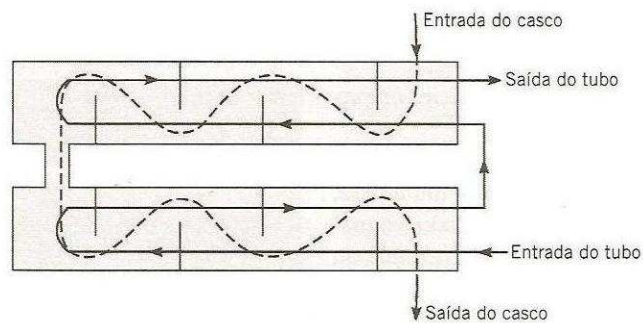


Figura 15 – Esquema de um trocador de calor de casco e tubo com dois passes no casco e quatro passes nos tubos.

Os trocadores de calor compactos (Figura 16) são utilizados para se obter uma área de superfície de transferência de calor por unidade de volume muito alta ($> 700\text{m}^2 / \text{m}^3$). Eles apresentam arranjos densos de tubos aletados ou placas e são tipicamente utilizados quando no mínimo um dos fluidos é um gás e, portanto, caracterizado por um pequeno coeficiente de convecção. [2]

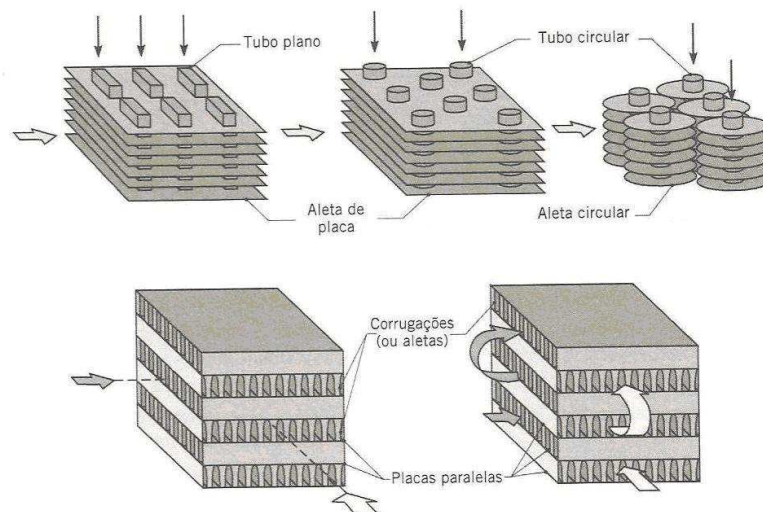


Figura 16 – Esquema de trocadores de calor compactos.

1.8 Purgadores

Os purgadores de vapor são dispositivos automáticos que separam e eliminam o condensado formado nas tubulações de vapor e nos aparelhos de aquecimento, sem deixar escapar o vapor ou, em alguns casos, permitir que uma pequena quantidade de vapor escape. A maioria dos purgadores, além de removerem o condensado, eliminam também o ar e outros gases incondensáveis (CO_2 por exemplo) que possam estar presentes. [5]

O condensado que aparece nas tubulações industriais é proveniente da condensação do vapor saturado ou superaquecido em consequência das perdas de calor por irradiação ao longo da linha, do arrastamento de água proveniente da caldeira através do vapor, da condensação do vapor quando o sistema está frio e inicia a operação ou quando o sistema é tirado de operação e o vapor que ficou no sistema se resfria. O condensado forma-se também em aparelhos onde o vapor é usado como meio de aquecimento para outro fluido o que, conseqüentemente, resfria o vapor. Exemplos de equipamentos que utilizam o vapor para trocar calor são: refervedores, aquecedores a vapor, serpentinas, autoclaves, estufas, etc. [5]

A remoção do condensado do ar e de outros gases existentes nas linhas de vapor deve ser feita para conservar a energia do vapor evitando que ele se resfrie em contato com o condensado. Ela também evita golpes de aríete nas tubulações causados pelo condensado empurrado pelo vapor, evita erosão das palhetas das turbinas causada pelo impacto das gotas de condensado, diminui os efeitos da corrosão e evita a redução da seção transversal útil de escoamento do vapor devido à acumulação do condensado. [5]

1.8.1 Tipos de Purgadores

Os purgadores podem ser classificados em três categorias: [5]

- Purgadores mecânicos, que agem por diferença de densidades, tais como: purgadores de bóia, panela invertida e panela aberta. [5]
- Purgadores termostáticos, que agem por diferença de temperatura, tais como: purgadores de expansão metálica, expansão líquida e expansão balanceada (de fole). [5]
- Purgadores especiais, tais como: purgadores termodinâmicos e purgadores de impulso. [5]

A Tabela 1 apresenta as principais características para cada tipo de purgador. [5]

Devido a existência de um purgador termodinâmico no atual projeto, este será melhor detalhado.

Tabela 1 – Principais características para diferentes tipos de purgadores.

TIPO	Pressão máxima do vapor (kg/cm ²)	Capacidade máxima (kg/h)	Permite descarga contínua?	Eliminação do ar	Resistência a golpes de aríete	Perda de vapor	Necessidade de manutenção
Bóia	35	50.000	sim	pode ser	não	pouca	regular
Panela invertida	180	15.000	não	sim	sim	pouca	bastante
Panela aberta	100	6.000	não	sim	sim	pouca	bastante
Expansão metálica	50	4.000	pode ser	sim	sim	bastante	regular
Expansão líquida	35	4.000	pode ser	sim	não	bastante	regular
Expansão balanceada	35	1.000	pode ser	sim	não	bastante	regular
Termodinâmico	100	3.000	não	sim	sim	regular	quase nenhuma
Impulso	100	5.000	não	não	sim	regular	quase nenhuma

1.8.2 Purgadores Termodinâmicos

É um aparelho simples, que apresenta como única peça móvel um disco que trabalha dentro de uma pequena câmara abrindo ou fechando simultaneamente as passagens que dão para a entrada do vapor e para a saída do condensado. [5]

O condensado ou o ar quando chegam ao purgador, empurrados pela pressão do vapor, levantam o disco e escapam para fora do purgador (Figura 17). No início o vapor escapa mas logo em seguida o jato de vapor em alta velocidade passando por baixo do disco cria uma zona de baixa pressão (explicada pelo Teorema de Bernoulli) e o disco abaixa tendendo a fechar a saída do vapor. Assim que o disco começa a se abaixar, o vapor passa para a câmara acima do disco e a pressão do vapor força o disco para baixo (Figura 18). [5]

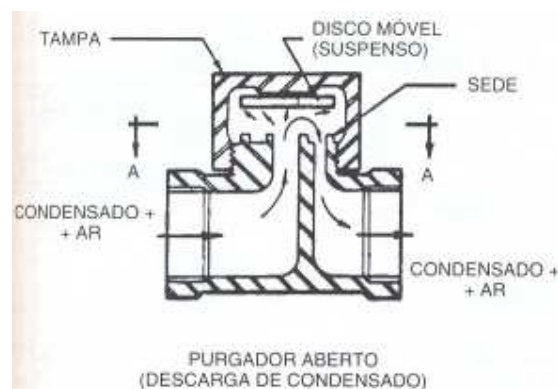


Figura 17 – Esquema da abertura de um purgador termodinâmico.

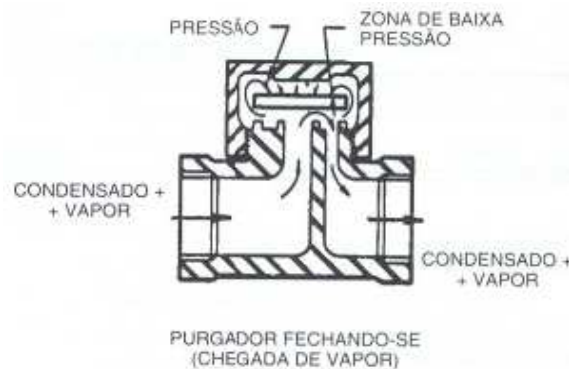


Figura 18 – Esquema do fechamento de um purgador termodinâmico.

Ao mesmo tempo esse movimento do disco causa uma redução na seção de saída de vapor e em consequencia a velocidade aumenta e a depressão causada também, até que o disco encosta-se na sede, fechando a saída do vapor (Figura 19). [5]

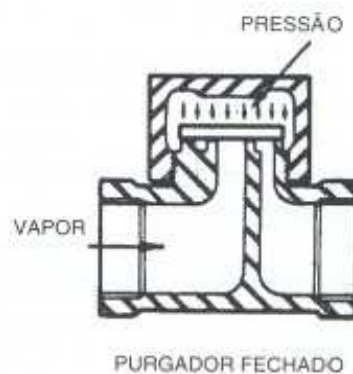


Figura 19 – Esquema de um purgador termodinâmico fechado.

Como a área útil da face superior do disco é muito maior do que a área útil da face inferior (Figura 20), a pressão do vapor retido acima do disco mantém o purgador fechado, com o disco apertado contra a sede, enquanto houver vapor quente no purgador. Com a chegada do condensado (mais frio do que o vapor) o vapor retido acima do disco começa a se condensar, perde pressão e o disco levanta-se, repetindo todo o ciclo novamente. [5]

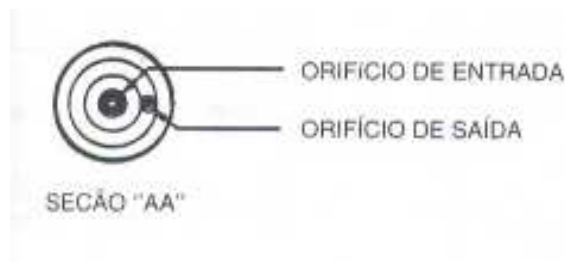


Figura 20 – Esquema dos orifícios no disco.

Se quando o purgador se abrir, em consequência da condensação do vapor retido acima do disco, não houver condensado para sair, escapará um pouco de vapor em alta velocidade que preenchendo o espaço acima do disco, fechará de novo rapidamente o purgador. [5]

1.9 Aquecimento Solar de Água

O aquecimento solar de água tem sido amplamente estudado nas últimas décadas e novos modelos e materiais tem sido empregados na fabricação dos componentes do painel solar, o que vem aumentando a eficiência térmica do sistema de aquecimento solar. Com isso, o sistema que a princípio era pouco eficiente e de retorno financeiro demorado passou a ser uma alternativa viável para substituir ou até mesmo aumentar a eficiência de sistemas mais complexos. [6]

1.9.1 Equipamentos

O sistema de aquecimento solar funciona como um acumulador térmico, no qual a energia é captada pelo coletor solar e armazenada no reservatório térmico. Desta forma o coletor solar e o reservatório térmico constituem os principais equipamentos do sistema de aquecimento solar. [6]

1.9.1.1 Reservatório Térmico

O reservatório térmico (Figura 21) funciona como um acumulador térmico. Ele consiste basicamente num tanque cilíndrico (normalmente fabricado em aço inoxidável) e apresenta um isolamento térmico (normalmente constituído por poliuretano). Apresenta também uma tampa lateral, uma proteção externa e um termostato para medir temperatura. O reservatório também pode vir com resistência elétrica que funciona como um sistema auxiliar de aquecimento de água. O reservatório pode ser classificado com relação à pressão de trabalho como de alta pressão (normalmente até 40mca) ou de baixa pressão (até 5mca). [6]

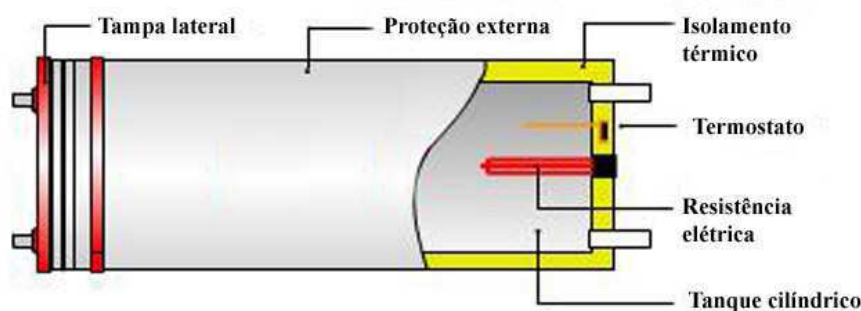


Figura 21 – Esquema de um reservatório térmico.

1.9.1.2 Coletor Solar

O coletor solar (Figura 22) capta a radiação do sol e transfere para a água em forma de calor. Consiste numa caixa externa com um isolamento térmico no fundo para conservar ao máximo o calor dentro do coletor. Uma serpentina de tubos de cobre ou alumínio passam por dentro da caixa externa e são ligados a uma aleta de alumínio ou cobre que ajudam a captar maior quantidade de calor. Na parte superior do coletor uma camada de vidro aumenta a sua eficiência gerando um efeito estufa dentro do coletor onde grande parte da radiação que entrou no coletor não consegue sair. [6]

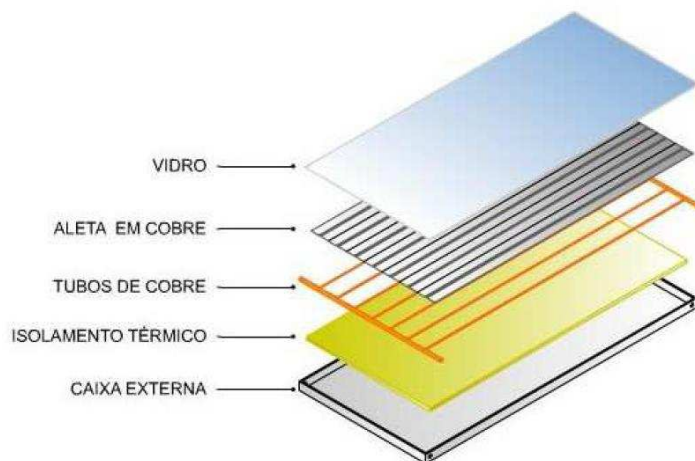


Figura 22 – Esquema de um coletor solar.

1.9.2 Especificação do Sistema de Aquecimento Solar

O sistema de aquecimento de água utilizando coletores solares depende de alguns fatores para ser especificado. Esses fatores são: Área de coletor solar, eficiência do coletor solar, incidência solar, inclinação do coletor solar, tamanho do reservatório térmico e o tipo de circulação. [6]

1.9.2.1 Área de Coletor Solar

A área de coletor solar é a soma da área útil de cada coletor que recebe a incidência do sol. Quanto maior a área de coletor maior será o calor fornecido para a água. Porém, algumas limitações são impostas ao tamanho da área, como por exemplo o espaço suficiente para instalar todos os coletores e o custo de uma quantidade elevada de coletores. Portanto o retorno do investimento em função do tamanho da área deve ser estudado. [6]

Os coletores devem ser instalados de forma inclinada, portanto devem ser instalados afastados entre si de uma distância tal que um coletor não faça sombra sobre o outro. Esse fator deve ser considerado para se calcular a área de coletor solar a ser instalada dentro de uma área de instalação pré-determinada. [6]

1.9.2.2 Eficiência do Coletor

Os coletores solares são classificados e etiquetados pelo INMETRO de acordo com a sua eficiência energética. [6]

1.9.2.3 Sistema de Circulação da água

Existem dois processos convencionais de circulação da água em projetos de aquecimento solar, o sistema de circulação termossifão e o sistema de circulação forçada. [6]

1.9.2.3.1 Sistema de Circulação Termossifão

O sistema de circulação termossifão consiste na circulação da água através da diferença de densidade da água devido a diferença de temperatura da água no circuito. Para o bom funcionamento desse sistema o fundo do reservatório térmico deve estar acima do nível superior dos coletores solares, como indicado na Figura 23. Esse sistema é normalmente utilizado em residências e sistemas de pequeno porte com até dez coletores. [6]

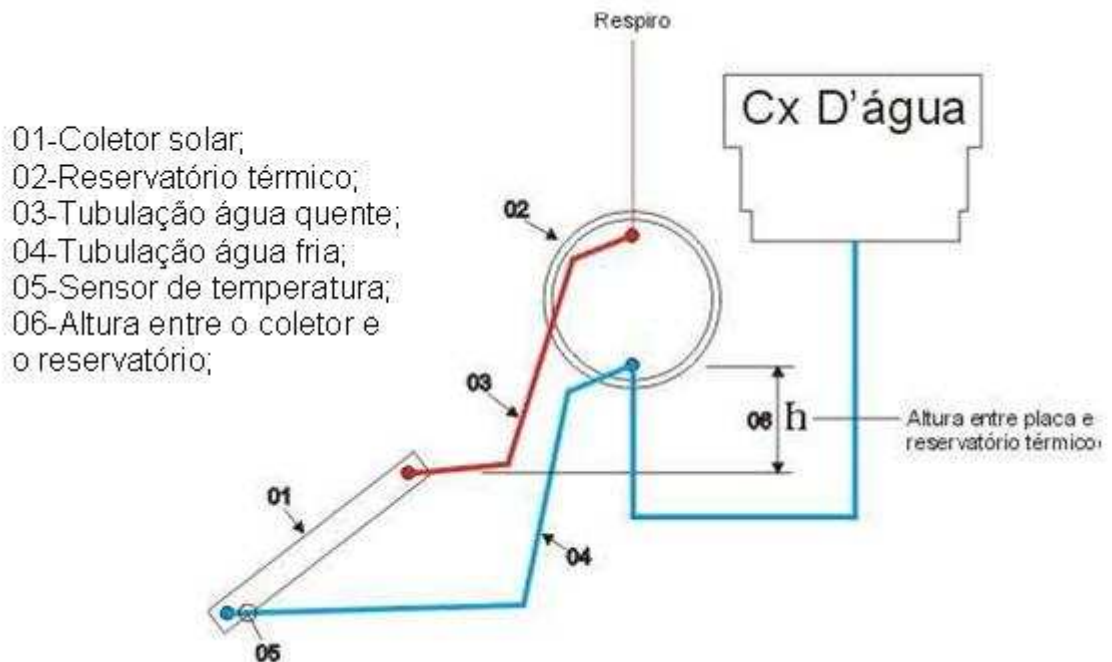


Figura 23 – Esquema de um sistema de circulação termossifão.

1.9.2.3.2 Sistema de Circulação Forçada

No sistema de circulação forçada a água é circulada através de uma bomba de circulação e comandada por um controlador diferencial de temperatura (CDT) que aciona a bomba sempre que o nível de insolação for suficiente para elevar a temperatura da água nos coletores, conforme indicado na Figura 24. Esse sistema de circulação é indicado para sistemas de médio e grande porte onde existe a possibilidade de se utilizar mais do que dez coletores. [6]

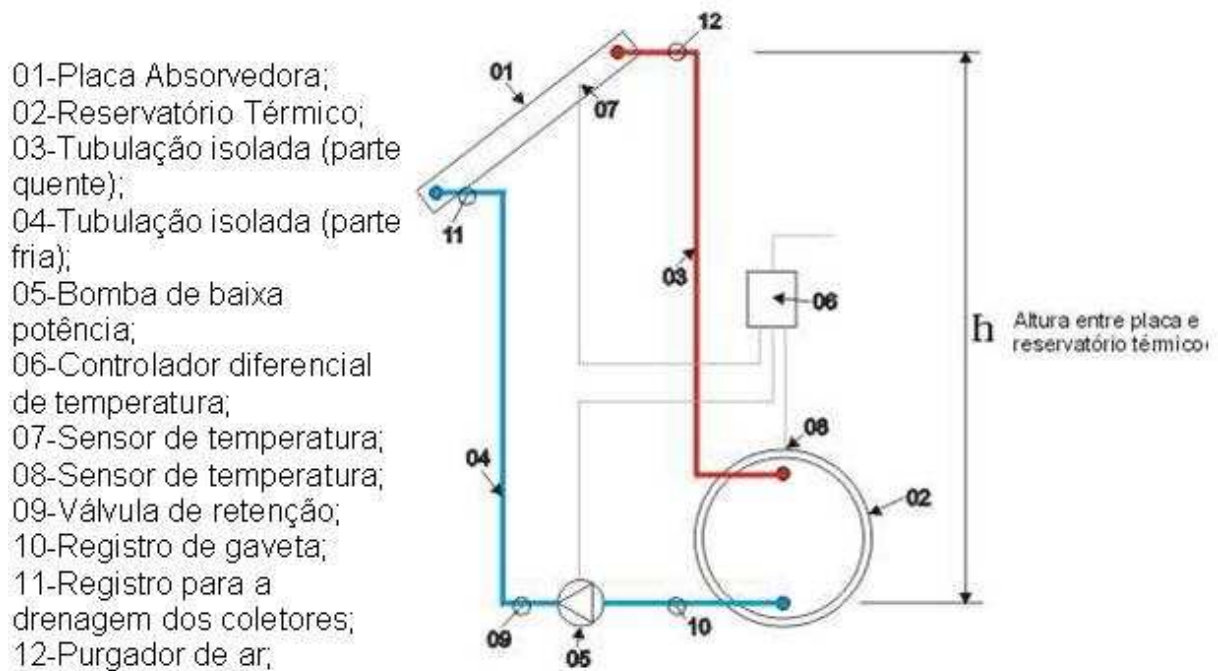


Figura 24 – Esquema de um sistema de circulação forçada.

1.9.2.4 Incidência Solar

É a quantidade de energia incidente por dia em Wh/m^2 . [6]

1.9.3 Energia Útil Diária

$E_{\text{útil_diária}}$ é a quantidade de energia que é possível aproveitar para aquecer a água com a área de coletor solar em um dia, e é dada por: [6]

$$E_{\text{útil_diária}} = I_{\text{solar_diária}} A_{\text{coletor}} \eta_{\text{coletor}} \quad (40)$$

Onde:

$I_{\text{solar_diária}}$ = Incidência solar diária.

A_{coletor} = Área do coletor.

η_{coletor} = Eficiência do coletor.

1.9.4 Variação de Temperatura

O ΔT_{solar} é a diferença de temperatura que é possível atingir com o sistema solar.

Sendo esta variação de temperatura calculada da seguinte forma: [6]

$$\Delta T_{solar} = \frac{E_{\text{útil_diária}} \times 3600}{c_p V \rho} \quad (41)$$

Onde:

c_p = Calor específico da água.

V = Volume de água a ser aquecido.

ρ = Massa específica da água

2 DESCRIÇÃO DO SISTEMA ATUAL

O restaurante universitário da UFES - Campus de Goiabeiras - serve diariamente aproximadamente 3000 refeições no almoço e 400 refeições no jantar. Ele atende aos alunos, servidores, professores e também a pessoas sem vínculo universitário. Parte dessas refeições atendem ao Campus de Maruípe – Centro de Biomédicas.

Uma casa de caldeira encontra-se anexa ao restaurante universitário para suprir o restaurante de vapor e água aquecidos. O vapor d'água é utilizado para cocção e para manter a comida aquecida no local onde as refeições são servidas. A água aquecida é utilizada para lavar os pratos, talheres e bandejas. A limpeza dos utensílios utilizados no jantar é efetuada na manhã do dia seguinte, e os utensílios utilizados no almoço são lavados na parte da tarde. Com isso, o sistema de vapor geralmente funciona de 7:30 hs até as 16:00 hs, contabilizando oito horas e meia de funcionamento diário. Durante o final de semana e feriados o restaurante não funciona, portanto as caldeiras funcionam cinco dias por semana.

O vapor é fornecido por duas caldeiras que produzem vapor aquecido para o restaurante. As caldeiras trabalham em regime alternado, com uma funcionando durante uma semana completa enquanto que a outra irá substituí-la na semana seguinte. O combustível utilizado para dar partida na caldeira é o óleo Diesel e o combustível utilizado durante o funcionamento é o óleo Bpf.

A água de alimentação de todo o circuito de vapor e trocador de calor é proveniente da caixa d'água do restaurante universitário. Ela está localizada ao lado da casa de caldeira e o topo da caixa d'água está a 15 metros de altura do solo.

A água quente é produzida pelo desvio de parte do vapor produzido pelas caldeiras para um trocador de calor que aquece água proveniente da caixa d'água. A pressão da água que provém da caixa d'água faz a circulação da água aquecida pelo trocador de calor até o restaurante. Existem duas bombas, de funcionamento alternado, que são utilizadas durante o dia apenas quando os funcionários do restaurante necessitam de uma vazão maior de água nas torneiras.

2.1 Casa de caldeiras

A fachada da casa de caldeiras pode ser visualizada na Figura 25.



Figura 25 – Casa de Caldeiras.

A seguir serão apresentados os principais equipamentos da Casa de Caldeiras.

2.1.1 Caldeira

Marca: Simili

Modelo: Sim-18

Número: 1.179

Ano de fabricação: 1980

Quantidade: 2

As duas caldeiras Sim-18 (Figura 26) estão ligadas em paralelo e trabalham em regime alternado, com frequência de funcionando de uma semana completa. Elas fornecem vapor saturado operando em uma faixa de pressão de 6kgf/cm^2 a 7kgf/cm^2 que pode ser visualizada no manômetro de marca Willy, modelo 9-200, instalado no topo da caldeira. A caldeira é controlada por um pressostato da marca Penn, modelo P47GA 80-240.

A caldeira apresenta área de superfície de vaporização de 50m², tem capacidade de produção de vapor, com 20°C de temperatura da água de alimentação, igual a 1620 kg/hora e o consumo máximo de óleo combustível é igual a 125kg/hora.

O combustível utilizado para dar partida na caldeira é o óleo diesel e logo em seguida ele é substituído pelo óleo Bpf que abastece a caldeira durante todo o seu funcionamento. O óleo Bpf, por ser muito viscoso, necessita ser pré-aquecido para diminuir a sua viscosidade e ser injetado.



Figura 26 – Caldeira Flamotubular.

2.1.2 Trocador de Calor

Marca: Simili

Capacidade: 11200 litros

Quantidade: 1

O trocador de calor da marca Simili (Figura 27), com capacidade de 1200 litros é responsável por aquecer a água utilizada no restaurante universitário. Ele aquece a

água proveniente da caixa d'água transferindo calor do vapor saturado da caldeira que é desviado para ele. O vapor saturado passa no interior dos tubos, enquanto que a água passa no interior do casco, caracterizando-se assim esse trocador de calor como um de casco e tubos.



Figura 27 – Trocador de Calor.

Duas tubulações fornecem água para o trocador de calor. Uma fornece água quente de retorno do restaurante e a outra fornece água da caixa d'água. Duas bombas de circulação estão ligadas em paralelo nessas duas tubulações e fornecem água para o trocador de calor. Essas bombas de capacidade igual a 5000l/h funcionam em regime intercalado. Elas ficam normalmente desligadas e são ligadas apenas quando os funcionários do restaurante necessitam de uma vazão maior de água quente. Isso ocorre esporadicamente, por pouco tempo (dois minutos em média) e de acordo com a demanda do restaurante.

Portanto a água circula no sistema, na maioria do tempo, devido à pressão de coluna d'água proveniente da caixa d'água. A água quente de retorno do restaurante normalmente não circula no trocador de calor pois a válvula de retenção instalada na extremidade da tubulação de retorno impede a passagem da água quente devido à maior pressão da água da caixa d'água. Quando uma das bombas é ligada ela diminui a pressão após a válvula de retenção e a água quente de retorno também circula no circuito. A Figura 28 indica as bombas, tubulações e a válvula descritos acima.

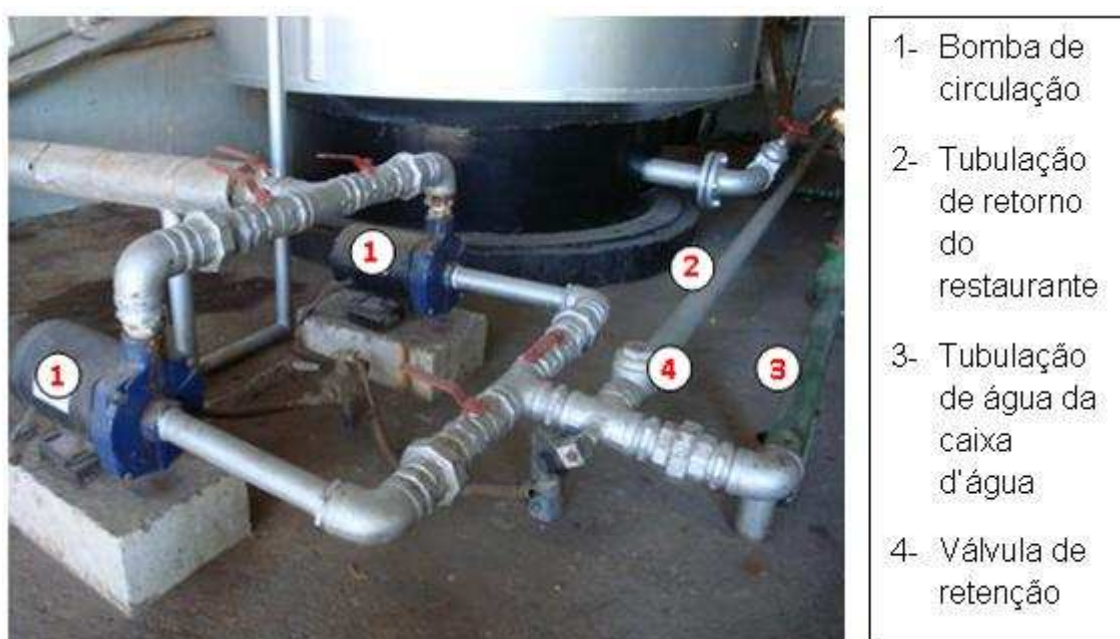


Figura 28 – Sistema de abastecimento de água do trocador de calor.

A Figura 29 indica os componentes do sistema de vapor na entrada e saída do trocador de calor. Na entrada do trocador de calor o vapor sofre uma redução de pressão (manométrica) de 98 lbf/in^2 para 9 lbf/in^2 através de uma válvula redutora de pressão. Uma tubulação de cobre ligada à tubulação de vapor após a válvula redutora pilota a mesma para controlar a pressão de 9 lbf/in^2 na entrada do trocador de calor. Um termostato ligado à válvula redutora de pressão fecha a passagem de vapor quando a temperatura da água atinge 95°C .

A Figura 29 também indica um sistema “by pass” que contorna a linha de redução de pressão do vapor e opera normalmente fechado. Ela também indica a saída de

condensado do trocador de calor, as válvulas de segurança, manômetro, filtro e válvula quebra vácuo do sistema.



1- Registro globo
2- Filtro angular
3- Bulbo do termostato
4- Válvula redutora de pressão
5- Tubo de cobre
6- "By pass" de vapor

7- Manômetro
8- Válvula de segurança
9- Tubulação de entrada de vapor
10- Saída de condensado
11- Válvula quebra vácuo
12- Trocador de calor

Figura 29 – Sistema de abastecimento e saída de vapor do trocador de calor.

Na saída do trocador de calor, o condensado é retirado por um purgador termodinâmico (Figura 30) de 1" da marca Spirax Sarco. O purgador descarta o condensado do trocador de calor para uma tubulação que elimina o condensado para fora da casa de caldeiras.



Figura 30 – Purgador termodinâmico.

2.1.3 Tanque de Condensado

Marca: Simili

Modelo: H-TAC-1000

Quantidade: 1

Capacidade nominal: 1000 litros

O tanque de condensado da marca Simili (Figura 31) é responsável por armazenar o condensado purgado da tubulação de vapor dentro da casa de caldeiras e o condensado que retorna do restaurante. A quantidade de água perdida durante o ciclo, principalmente por perdas para o ambiente e descarte de condensado, é repostada diretamente da caixa d'água para o tanque de condensado. Essa mistura de água na temperatura ambiente mais condensado é bombeada para alimentar a caldeira.



Figura 31 – Tanque de condensado.

2.1.4 Tanque para Óleo Pesado Bpf

Marca: Simili

Modelo: H-TOP-15000

Quantidade: 1

Capacidade nominal: 15000 litros

Capacidade de aquecimento de serpentina: 24000kcal/h

O tanque para óleo pesado Bpf (Figura 32) é utilizado para armazenar o óleo para utilização na caldeira. Uma parte do vapor da caldeira é desviada para o tanque para manter o óleo a uma temperatura de aproximadamente 50°C. Uma resistência elétrica também auxilia a manutenção da temperatura no reservatório. Ele apresenta um termômetro e um termostato instalados. O termostato controla a temperatura do óleo no reservatório.



Figura 32 – Tanque para óleo pesado Bpf.

2.1.5 Reservatório Intermediário de Óleo Bpf

Marca: Simili

Quantidade: 1 para cada caldeira

Capacidade nominal: 515 litros

Potência da resistência elétrica: 1500W

O reservatório intermediário de óleo (Figura 33) é responsável por armazenar o óleo próximo à caldeira e contém uma resistência elétrica para manter a temperatura do óleo a 70°C.



Figura 33 – Reservatório intermediário de óleo Bpf.

2.1.6 Aquecedor Automático de Óleo

Marca: Simili

Quantidade: 1 para cada caldeira

Capacidade nominal: 65kg

Potência da resistência elétrica: 12000W

O aquecedor automático de óleo (Figura 34) está localizado ao lado da caldeira e é responsável por aquecer o óleo Bpf até a temperatura de 120°C. O óleo é bombeado do reservatório intermediário para o aquecedor automático de óleo. O óleo pode ser aquecido no aquecedor por uma resistência elétrica e/ou por uma tubulação que desvia parte do vapor da caldeira para o aquecedor. Atualmente somente a resistência elétrica é utilizada para aquecer o óleo, ficando assim fechado o registro que dá passagem ao vapor para o aquecedor.



Figura 34 – Aquecedor automático de óleo.

2.1.7 Barrilete Distribuidor de Vapor

Quantidade: 1

O barrilete distribuidor de vapor (Figura 35) é responsável por ligar a tubulação de saída de vapor das duas caldeiras em paralelo e distribuir o vapor para o restaurante, o trocador de calor e o reservatório de óleo Bpf. Ele possui um manômetro para indicar a pressão de vapor no distribuidor e um purgador para retirar o condensado do barrilete.

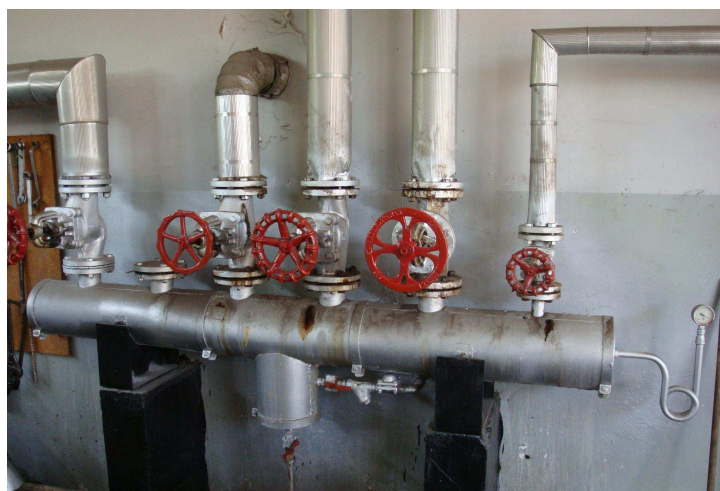


Figura 35 – Barrilete distribuidor de vapor.

2.1.8 Planta Esquemática dos Processos e Equipamentos

A Figura 36 apresenta a planta esquemática dos processos e dos equipamentos utilizados. Os fluxos são identificados por cores e os equipamentos são identificados por números.

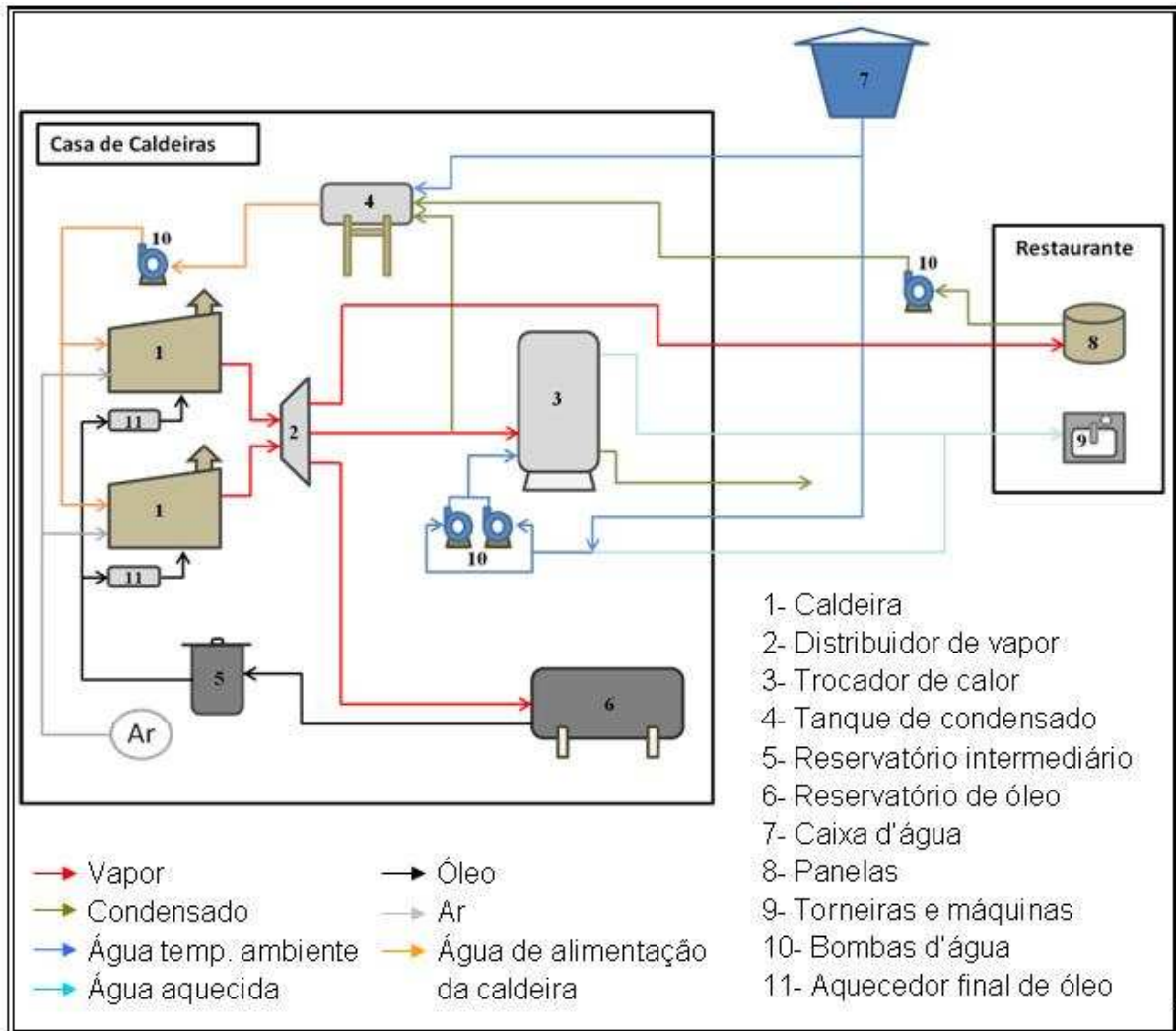


Figura 36 – Planta esquemática dos processos e equipamentos.

3 PROJETO

As instalações e os equipamentos do sistema gerador de vapor e aquecedor de água do restaurante universitário da UFES – Campus de Goiabeiras foram estudadas inicialmente. O estudo tem como objetivo, analisar as perdas exergéticas do sistema e identificar oportunidades de melhoria de eficiência do mesmo. O estudo indicou que uma possível melhoria da eficiência exergética, poderia ser feita via pré-aquecimento da água em alguma parte do processo.

O estudo detalhado de todo o fluxograma do processo mostrou dois possíveis pontos favoráveis ao pré-aquecimento da água utilizando aquecimento solar. O primeiro seria a água de alimentação da caldeira e o segundo seria a água de alimentação do trocador de calor.

A água de alimentação da caldeira é bombeada do tanque de condensado. Este recebe o condensado proveniente do restaurante universitário e o condensado purgado da tubulação de vapor dentro da casa de caldeiras. A quantidade de água que foi perdida no processo é acrescentada ao tanque de condensado utilizando água da caixa d'água central do restaurante.

O tanque de condensado fornece à caldeira água a uma temperatura de aproximadamente 65°C, inviabilizando assim o seu pré-aquecimento. Essa hipótese foi descartada e o segundo ponto favorável foi analisado.

No trocador de calor, a água que é aquecida por ele é proveniente, praticamente em sua totalidade, da caixa d'água na temperatura ambiente (25°C). A água é aquecida até 95°C, gerando assim uma diferença de temperaturas (ΔT) entre a entrada e saída de 70°C. Nesse caso o pré-aquecimento da água foi constatado viável, pois a água poderia ser aquecida diminuindo assim o ΔT .

Quanto maior o ΔT entre a entrada e a saída da água no trocador de calor maior quantidade de calor deverá ser fornecida do vapor para a água. Com a possível redução do ΔT , menor quantidade de calor precisaria ser utilizada para aquecer a

água até 95°C. Com isso, a vazão mássica de vapor necessária para transmitir calor para a água seria menor, e aumentaria a eficiência exergética do trocador de calor.

O ponto chave do projeto foi identificado: pré-aquecer a água de alimentação do trocador de calor com o objetivo de melhorar a eficiência exergética no mesmo.

Os cálculos dos resultados apresentados no projeto estão detalhados no Anexo I.

3.1 Descrição dos Fluxos no Trocador de Calor

Para melhorar a compreensão do presente projeto, segue abaixo os detalhes do funcionamento do trocador de calor. A Figura 37 numera as entradas e saídas dos fluxos no trocador de calor.

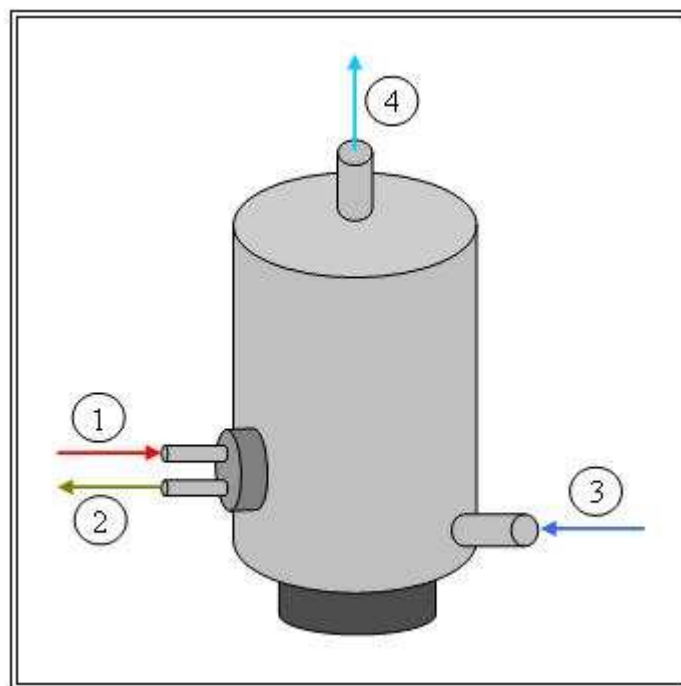


Figura 37 – Esquema dos fluxos no trocador de calor.

Ponto 1

Estado: Vapor saturado

$$p_1 = 9\text{ lbf/in}^2 + 1\text{ atm}$$

$$T_1 = 113,51^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_1 = ?$$

No ponto 1 o vapor saturado que sai da caldeira a uma pressão de 98 lbf/in^2 (manométrica) sofre uma redução de pressão por uma válvula redutora de pressão até a pressão de 9 lbf/in^2 (manométrica). O ponto 1 é localizado após a válvula redutora de pressão. A temperatura do vapor foi encontrada através de tabela termodinâmica [1]. A vazão de vapor é variável, pois depende da vazão de água, e é controlada por um termostato.

Ponto 2

Estado: Líquido Saturado

$$p_2 = p_1 = 9\text{ lbf/in}^2 + 1\text{ atm}$$

$$T_2 = T_1 = 113,51^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 = ?$$

No ponto 2 o vapor cedeu calor latente para a água e foi condensado. Um purgador termodinâmico garante que apenas o condensado do vapor seja liberado para ser descartado. O ponto 2 é localizado antes do purgador termodinâmico e o estado do fluido será considerado líquido saturado devido à formação de condensado antes do purgador. A temperatura e a pressão são as mesmas do ponto 1 pois o fluido apenas muda de fase. Fazendo um balanço de massa no circuito de vapor tem-se que a vazão mássica do condensado é igual à vazão mássica do vapor.

Ponto 3

Estado: Líquido comprimido

$$p_3 = 14\text{ mca} + 1\text{ atm}$$

$$T_3 = 25^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_3 = ?$$

No ponto 3 a água entra na pressão de 14mca (metros de coluna d'água) fornecida pela altura da caixa d'água em relação ao ponto 3. A temperatura é a temperatura ambiente. A vazão de água é variável e depende do consumo do restaurante.

Ponto 4

Estado: Líquido comprimido

$$p_4 = p_3 - 4\text{mca}$$

$$T_4 = 95^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 = ?$$

No ponto 4 a água sai aquecida do trocador de calor a uma pressão igual à pressão do ponto 3 menos a pressão de coluna d'água equivalente a diferença de altura entre o ponto 4 e o ponto 3. A temperatura é igual a (95°C) (indicada por um termômetro instalado no trocador de calor). Fazendo um balanço de massa no circuito de água tem-se que a vazão mássica de água na saída do trocador de calor é igual a vazão mássica de água na entrada do trocador de calor.

3.2 Estimativa das vazões

As vazões de vapor e de água não são conhecidas, porém são fundamentais para os cálculos do projeto. O consumo médio de água é necessário para servir como base para os cálculos de eficiência.

No trocador de calor não existe medidor de vazão do vapor ou da água. Por isso o cálculo dessas vazões é necessário.

3.2.1 Vazão de Condensado

O condensado do trocador é descartado para o ambiente por uma tubulação que sai do purgador e elimina o condensado para fora da casa de caldeiras. Foi constatado que seria possível estimar a vazão mássica de vapor tomando como base as medidas de vazão de condensado em um dia comum de funcionamento do restaurante universitário. Utilizando um reservatório graduado para coletar o condensado e medindo o tempo com um cronômetro foi possível estimar essa vazão.

O purgador termodinâmico é projetado para eliminar o condensado com um título de praticamente zero, ou seja, apenas líquido saturado. O problema da medição de condensado utilizando um coletor (no caso um balde graduado) seria a descompressão que o condensado sofre ao passar da pressão $p_2 = 9\text{ lbf/in}^2 + 1\text{ atm}$ para a pressão atmosférica (1atm) após o purgador. Com isso, a medição utilizando um reservatório iria considerar apenas a quantidade de condensado, deixando de lado assim a quantidade de líquido que evaporou devido a descompressão.

3.2.1.1 Metodologia para a Medição da Vazão de Condensado

Foi utilizada a seguinte metodologia para medir essa vazão:

- O reservatório graduado foi enchido até a marca de dois litros com água a temperatura ambiente (25°C);
- Foi medido o ciclo médio de abertura do purgador para eliminação do condensado, que ficou em torno de 30 segundos;
- Dois canos de PVC ligados por um joelho foram instalados e vedados provisoriamente na extremidade da tubulação de aço que faz a eliminação do condensado;
- O reservatório graduado contendo dois litros de água à temperatura ambiente foi colocado logo abaixo do cano PVC de modo tal que a saída do cano ficasse submersa na água;

- Após aproximadamente 30 segundos, o reservatório foi retirado e a tubulação de PVC também foi retirada para que não se deformasse por ação do calor;
- Foi feita a medição do nível do reservatório e da temperatura final da água no reservatório;
- O mesmo procedimento foi repetido de meia em meia hora;

O posicionamento da saída do cano de PVC submerso na água à temperatura ambiente fez com que o vapor da descompressão cedesse calor para a água que estava a uma temperatura inferior e condensasse novamente. Dessa forma apenas os gases que não se condensaram saíram pela superfície da água para o ambiente. As medições foram feitas das 07:30h até 15:30h com intervalos de meia em meia hora, totalizando assim 17 medições.

3.2.1.2 Cálculo da Vazão de Condensado

A medição da temperatura final da mistura (60°C) possibilitou a identificação do volume específico da mistura e conseqüentemente a massa da mistura. Dessa forma a vazão mássica de vapor pôde ser calculada.

A Tabela 2 mostra as medições de vazão em l/min efetuadas no dia 07/05/2009.

Tabela 2 – Valores da vazão de condensado no dia 07/05/2009.

Horário	Vazão (l/min)
7:30	3,2
8:00	3,0
8:30	2,8
9:00	3,0
9:30	3,0
10:00	2,6
10:30	3,2
11:00	3,0
11:30	3,0
12:00	2,8
12:30	3,2
13:00	2,6
13:30	2,8
14:00	0
14:30	0
15:00	0
15:30	0

Utilizando os dados da tabela, a média das vazões mássicas para um dia de funcionamento de 8,5 horas será $\dot{m}_2 = 3,6818 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$.

3.2.2 Cálculo da Vazão de Água

Para calcular a vazão de água é necessário saber as especificações do trocador de calor. Como isso não foi possível devido à falta de informações técnicas a respeito do trocador de calor, como a quantidade de passes nos tubos, o tipo e espessura do isolamento, a vazão de água foi estipulada através de um balanço de energia em volta do trocador de calor. Para realização do balanço de energia é necessário saber a quantidade de calor cedido ao ambiente, que foi estipulada pelo somatório de calor cedido da superfície do trocador de calor por convecção e por radiação.

3.2.2.1 Cálculo do Calor Cedido ao Ambiente

O trocador de calor está instalado dentro da casa de caldeiras, que é cercada por paredes de alvenaria. Portanto, para fim de cálculos de convecção o ambiente foi considerado quiescente, ou seja, o fluido (ar ambiente) está em repouso e com a temperatura ambiente medida $T_{\infty} = 26^{\circ}\text{C}$. Partindo desse pressuposto, ocorre somente a convecção livre.

O trocador de calor é formado por uma chapa interna e uma externa com um material refratário entre ambas. Porém, como a radiação é uma propriedade da superfície, a chapa externa será considerada a única superfície que emite radiação para o meio. A emissividade foi estimada em $\varepsilon_{rad} = 0,9$ através de tabelas para a superfície do trocador. [2]

Para efeito de cálculos o trocador de calor foi considerado um cilindro e as suas dimensões, perímetro ($P = 6,2\text{m}$) e a altura ($H = 4,25\text{m}$), foram medidas “in loco”, tendo-se assim um diâmetro $D = 1,97\text{m}$. Os cálculos foram feitos considerando o cilindro composto por três superfícies, como indicado na Figura 38. Foram executadas medições de temperatura nas superfícies utilizando um termopar.

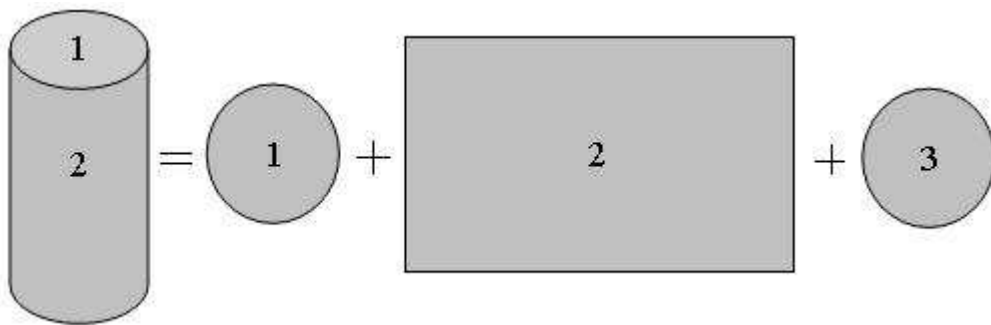


Figura 38 – Superfícies consideradas para o cálculo de troca de calor com o ambiente.

A superfície 1 representa a calota superior do trocador de calor. Ela apresenta temperatura de superfície $T_{s1} = 41^{\circ}\text{C}$ e área $A_{s1} = 3,06\text{m}^2$. A calota cede ao ambiente calor por convecção $q_{conv1} = 197,7874\text{W}$ e calor por radiação $q_{rad1} = 270,2334\text{W}$.

A superfície 2 representa o costado do trocador de calor. Foram executadas medições de temperatura no costado ao longo da sua altura em intervalos de 25 em 25 centímetros, conforme a Figura 39. A temperatura considerada para cálculo $T_{s2} = 35,82^{\circ}\text{C}$ é a média das temperaturas medidas. O costado cede ao ambiente calor por convecção $q_{conv2} = 739,4114\text{W}$ e calor por radiação $q_{rad2} = 1485,145\text{W}$.

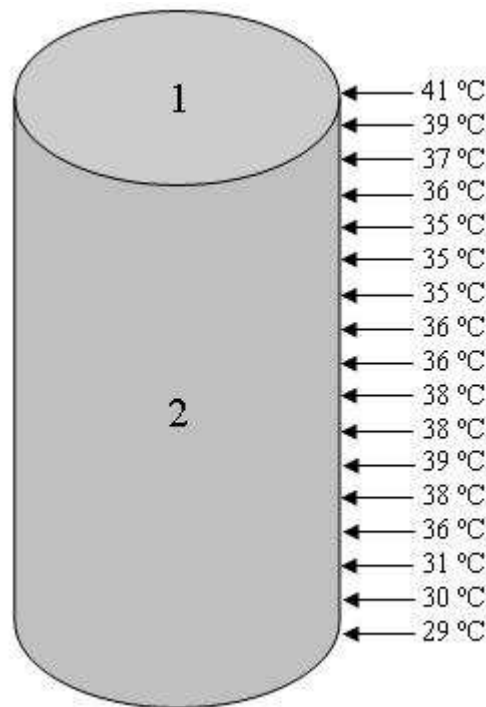


Figura 39 – Valores das temperaturas medidas no costado do trocador de calor.

A superfície 3 representa a calota inferior do trocador de calor. Ela apresenta temperatura de superfície $T_{s3} = 29^{\circ}\text{C}$ e área $A_{s3} = A_{s1} = 3,06\text{m}^2$. A calota cede ao ambiente calor por convecção $q_{conv3} = 9,9991\text{W}$ e calor por radiação $q_{rad3} = 50,9067\text{W}$.

O calor total cedido para o ambiente pelo trocador de calor será $q_{total} = 2753,483\text{W}$. Esse calor é a soma do calor cedido por convecção e radiação das três superfícies.

3.2.2.2 Balanço de Energia

A vazão mássica de água foi calculada através de um balanço de energia em um volume de controle ao redor do trocador de calor e antes do purgador, como indicado na Figura 40. O balanço de energia fornece a vazão mássica $\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = 2,6964 \times 10^{-1} \text{ kg/s}$.

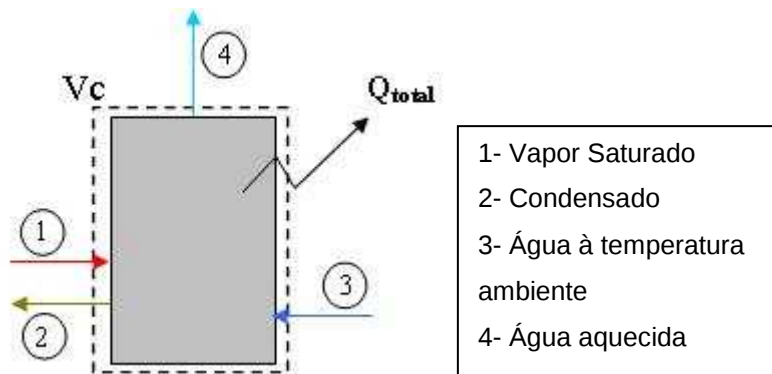


Figura 40 – Volume de controle ao redor do trocador de calor.

3.3 Análise do Processo

Para estudar a melhoria da implementação de um sistema de pré-aquecimento da água de alimentação do trocador de calor, a vazão mássica de água calculada $\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = 0,269668 \text{ kg/s}$ será considerada constante, sendo que normalmente ela varia em torno desse valor. A temperatura de entrada da água foi variada de 5 em 5 graus Celsius, dos atuais 25°C até 95°C. O calor total q_{total} cedido ao ambiente também será considerado constante.

3.3.1 Variação da Vazão Mássica

A variação da vazão mássica de vapor em função da variação de temperatura de entrada de água pode ser visualizada na Figura 41.

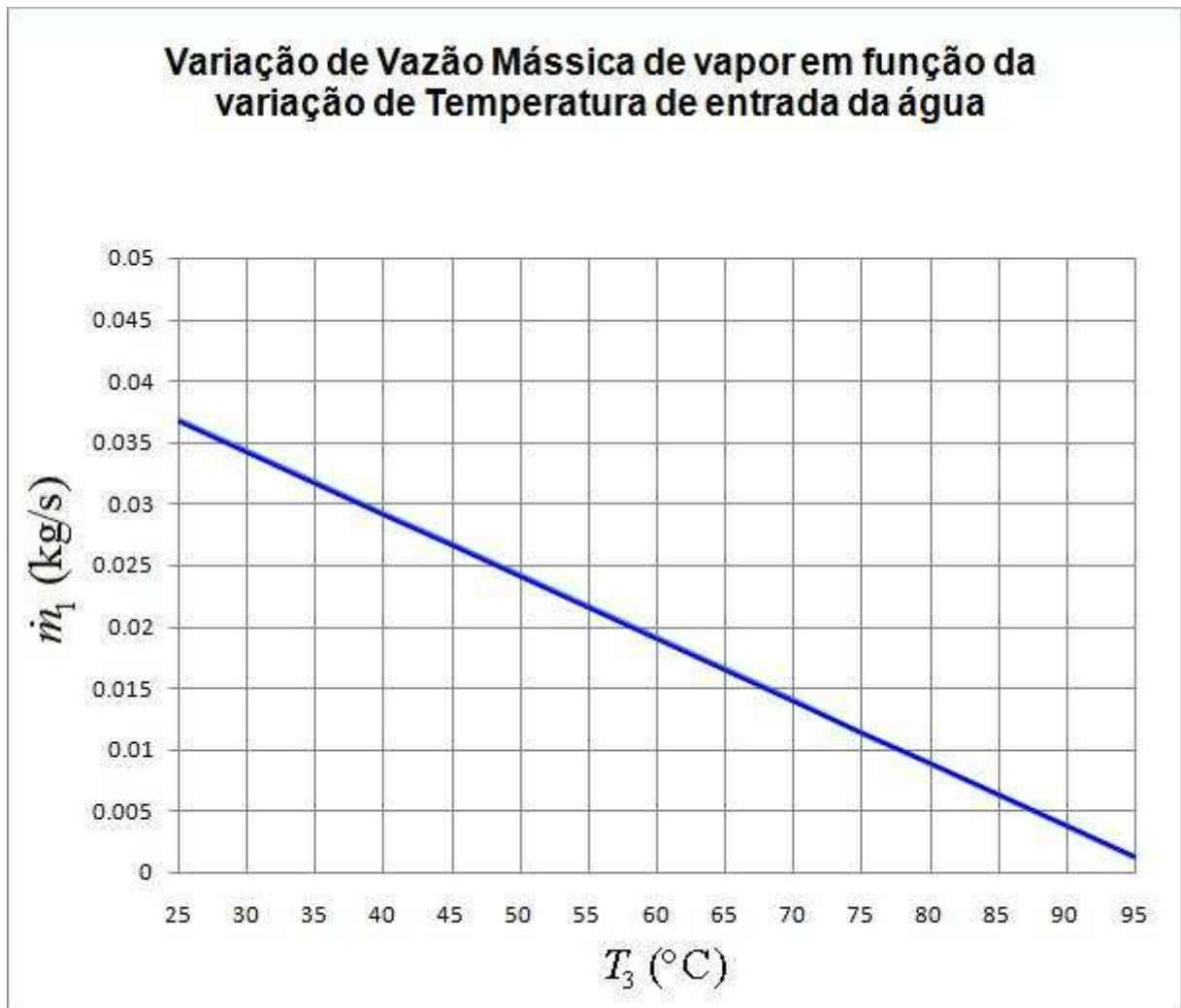


Figura 41 – Gráfico mostrando a variação de vazão mássica de vapor em função da variação de temperatura de entrada da água.

A vazão mássica de vapor diminui de forma linear em função do aumento da temperatura da água fria. Isso ocorre porque uma quantidade menor de vapor será necessária para aquecer a água até os 95°C, visto que ela entra no trocador de calor com uma temperatura maior.

3.3.2 Variação da Destruição de Exergia

O trocador de calor apresenta destruição de exergia devido às irreversibilidades no seu interior. Essa destruição de exergia foi calculada utilizando balanço de exergia para os valores já calculados de q_{total} e vazões mássicas de água e vapor. O valor de

destruição de exergia atual é de $E_d = 10594,5461\text{W}$. A Figura 42 mostra os valores de destruição de exergia em função da variação de temperatura de entrada da água.

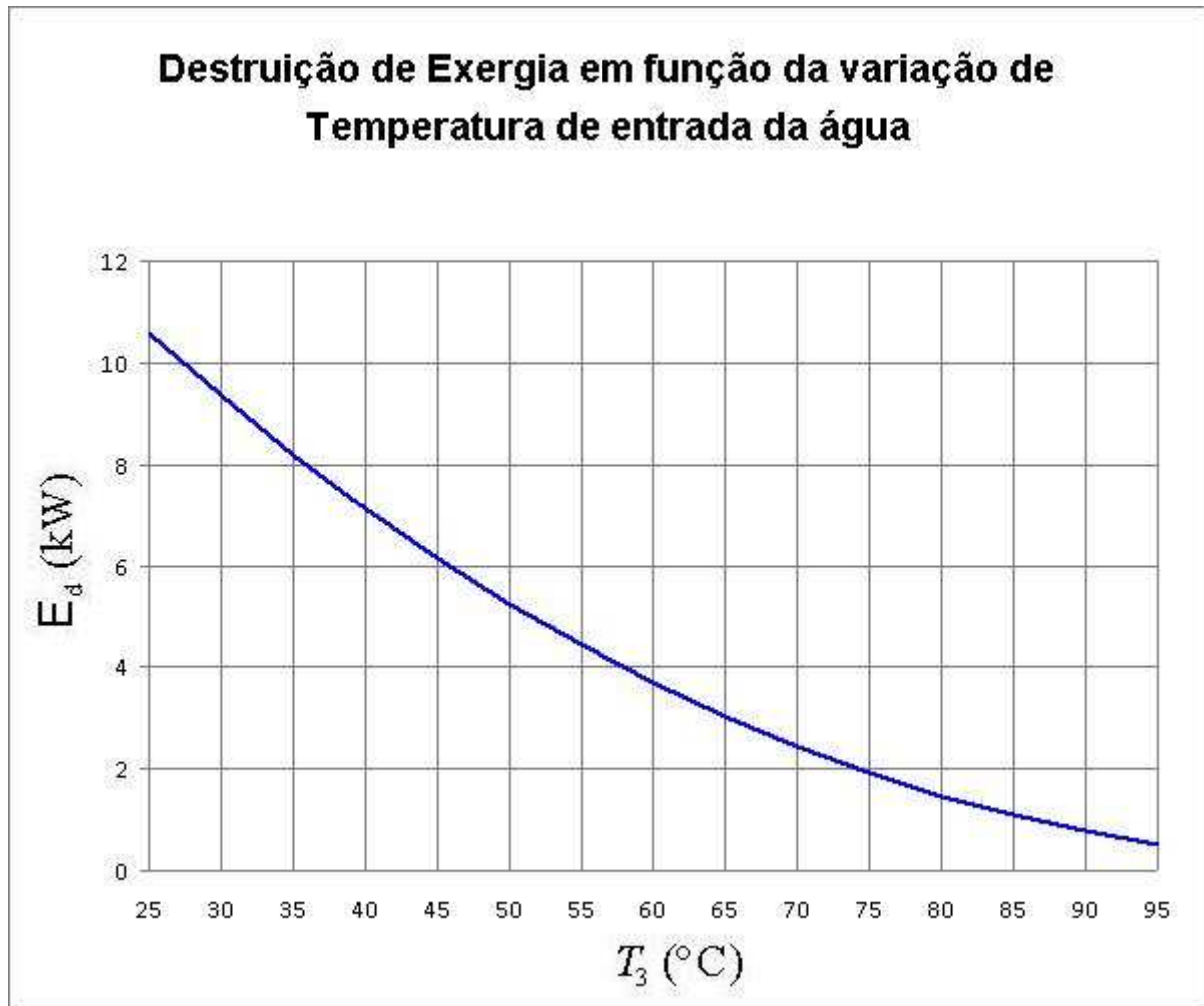


Figura 42 – Gráfico mostrando a variação de destruição de exergia em função da variação de temperatura de entrada da água.

A destruição de exergia diminui com o aumento da temperatura de entrada da água fria pois diminuem as irreversibilidades.

3.3.3 Variação da Eficiência Exergética

A eficiência exergética do trocador de calor foi calculada para o sistema atual e ficou em 42,74%. A Figura 43 mostra a eficiência exergética em função da variação de temperatura de entrada da água.

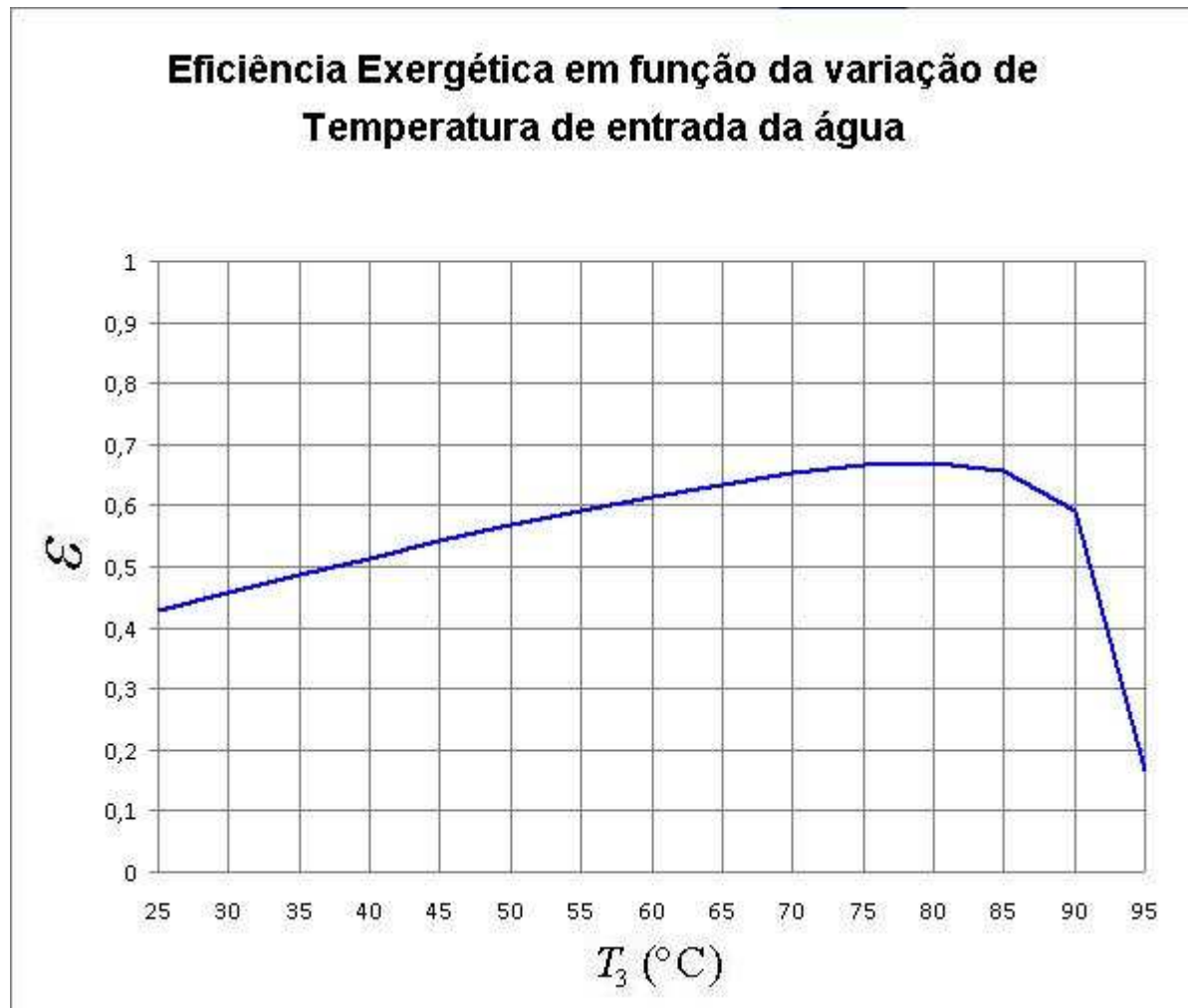


Figura 43 – Gráfico mostrando a variação de eficiência exergética em função da variação de temperatura de entrada da água.

A eficiência exergética aumenta com o aumento da temperatura da água devido a menor destruição de exergia no sistema até o ponto onde a temperatura da água atinge aproximadamente 80°C. Nesse ponto a eficiência exergética atinge 67%. A partir desse ponto a exergia recebida pela água começa a decair muito, fazendo assim a eficiência exergética também decair.

A melhora da eficiência exergética desse sistema é importante porque garante que maior parte da exergia fornecida será utilizada para o propósito do sistema.

3.3.4 Variação da Economia de Energia

A economia de energia em função da variação de temperatura de entrada da água pode ser visualizada na Figura 44.

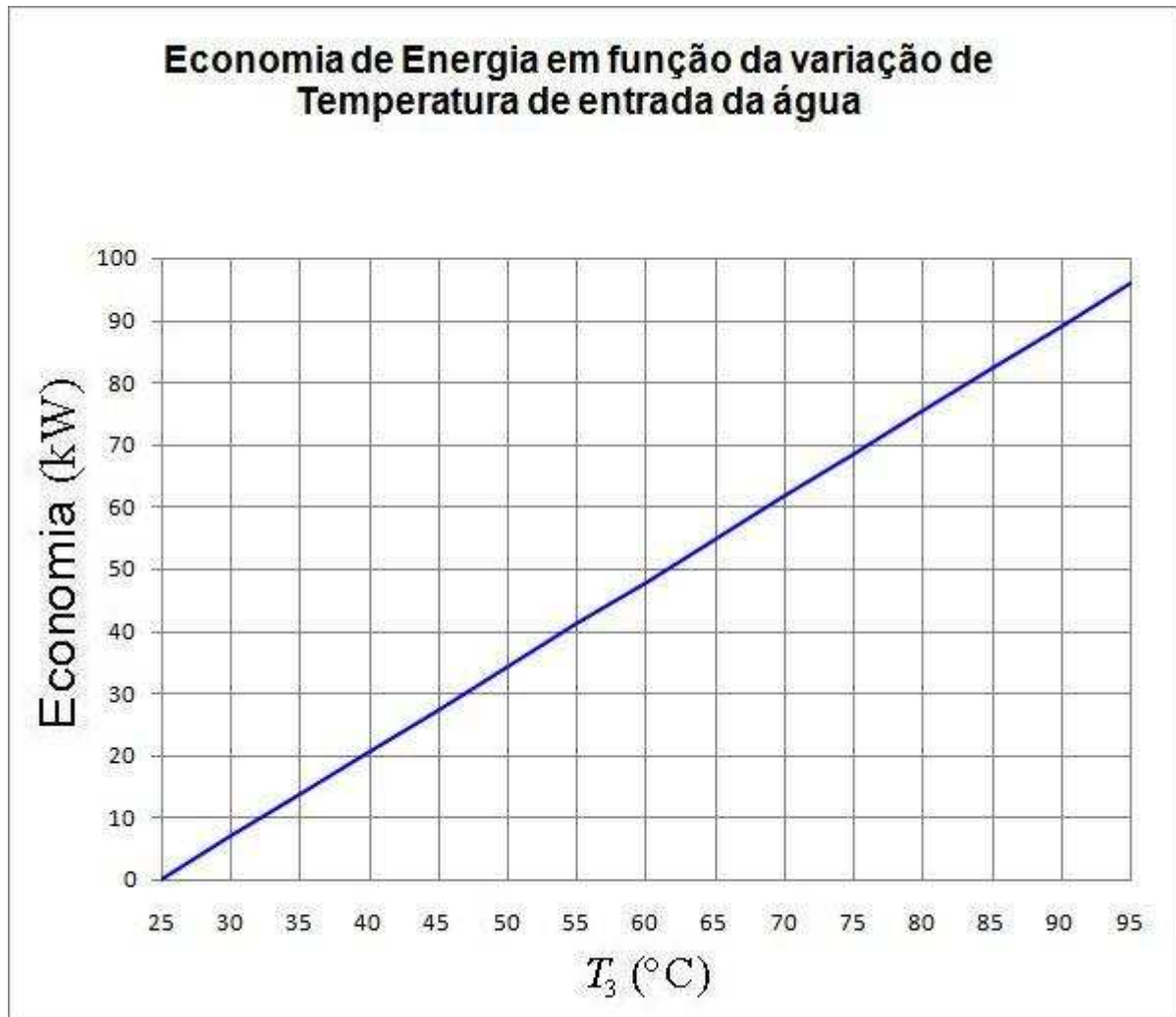


Figura 44 – Gráfico mostrando a variação de economia de energia em função da variação de temperatura de entrada da água.

A economia de energia aumenta linearmente em função do aumento da temperatura de entrada da água devido a menor necessidade de vapor. Essa energia economizada poderá ser utilizada em outro processo e aumentar a eficiência do sistema como um todo.

3.3.5 Variação da Economia de Exergia

A economia de exergia em função da variação de temperatura de entrada da água fria pode ser visualizada na Figura 45.

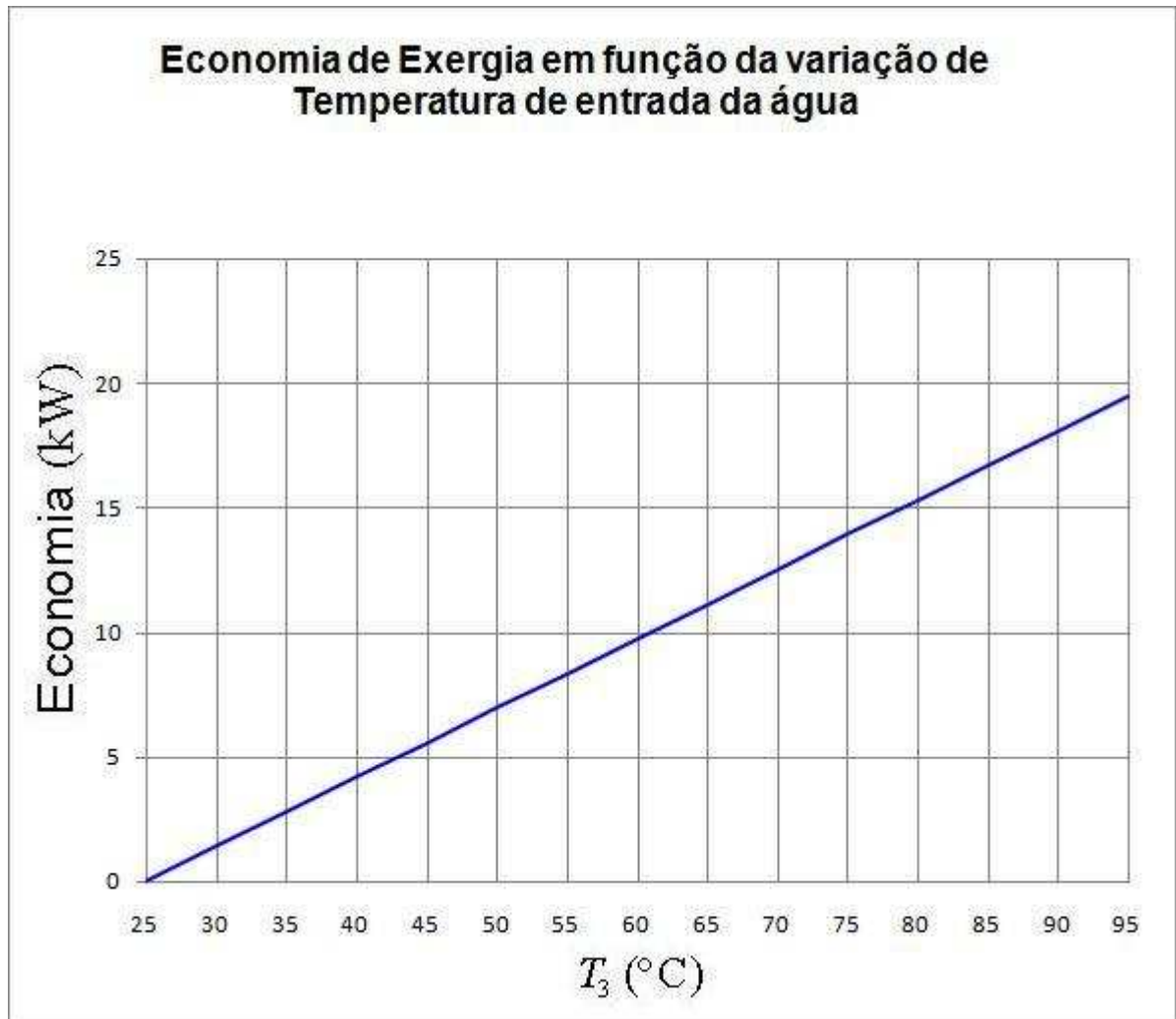


Figura 45 – Gráfico mostrando a variação de economia de exergia em função da variação de temperatura de entrada da água.

A economia de exergia aumenta linearmente em função do aumento da temperatura de entrada da água devido a menor necessidade de vapor. Essa exergia economizada poderá ser utilizada em outro processo e aumentar a eficiência exergética do sistema como um todo.

3.4 Análise da Exergia no Sistema

A exergia fornecida inicialmente pela mistura Combustível + Ar é destruída e transferida ao longo do processo. No processo da queima e transferência de calor para a água dentro da caldeira ela sofre uma parcela de destruição e, em consequência disso, é parcialmente transferida. Grande parte dessa exergia também é perdida pelos gases de combustão da caldeira, que saem a uma temperatura elevada (aproximadamente 230°C). O vapor d'água sai então da caldeira com uma exergia menor do que a exergia inicial da mistura Combustível + Ar.

O processo de combustão apresenta uma destruição significativa de exergia. Porém essa destruição de exergia é inevitável e inerente ao processo de combustão, portanto não será objeto de estudo. A exergia dos gases de combustão será então utilizada como parâmetro para a análise da destruição e perda de exergia ao longo do sistema.

Apenas uma parcela do vapor d'água produzido é direcionado para o trocador de calor, antes de chegar no trocador, o vapor passa por uma válvula redutora de pressão onde sofre uma redução severa de pressão, de 98lbf/in² para 9lbf/in². Essa redução de pressão devido ao estrangulamento também destrói uma parcela da exergia do vapor. No trocador de calor, como já foi visto anteriormente, ocorre também uma destruição elevada de exergia do vapor.

A Tabela 3 mostra os valores de exergia dos gases de combustão, do vapor saturado que sai da caldeira, da parcela do vapor que vai para o trocador de calor antes da redução de pressão, da parcela do vapor após a redução de pressão e do condensado do vapor antes do purgador em kW e para cada mol de combustível.

Tabela 3 – Valores de exergia para várias partes do sistema.

Tipo	Exergia [kW]	Exergia [kJ/mol_{comb}]
Gases de Combustão	560,48	2659,49
Vapor Saturado Produzido na Caldeira	198,53	942,04
Parcela de Vapor Saturado que vai para o Trocador de Calor	27,96	132,67
Parcela de Vapor Saturado que vai para o Trocador de Calor após a Redução de Pressão	20,17	95,72
Condensado que sai do Trocador de Calor	1,67	7,92

Da quantidade inicial de exergia proveniente dos gases de combustão apenas 35,42% é transferida para o vapor saturado, indicando uma perda grandiosa de exergia. A parcela de vapor saturado que vai para o trocador de calor sofre duas reduções de exergia. Ao passar pela válvula redutora de pressão apenas 72,14% da exergia é transferida, indicando assim uma destruição de exergia de aproximadamente 28%. Ao trocar calor no trocador de calor o vapor se condensa e reduz a sua exergia para 5,9% da exergia inicial fornecida pelo vapor antes da redução, indicando assim um decréscimo de exergia no processo de troca de calor de 91,7%.

Considerando a eficiência exergética do processo de troca de calor que, para o padrão atual de utilização ficou em 42,74%, apenas 8,62 kW de exergia foram utilizados. Isso significa que apenas 30,8% da exergia do vapor que vai pro trocador de calor é utilizada para a troca térmica.

3.5 Análise da Implantação de um Sistema de Aquecimento Solar de Água

A hipótese de aumento da temperatura da água de entrada do trocador de calor foi considerada satisfatória, pois diminui a vazão mássica de vapor e reduz a destruição de exergia, aumentando assim a eficiência exergética, além de providenciar uma considerável economia de energia.

Um sistema de aquecimento solar será dimensionado para aquecer a água de entrada do trocador de calor. A temperatura que a água poderá atingir utilizando esse sistema depende de uma série de fatores que serão analisados a seguir.

3.5.1 Incidência Solar

A incidência solar varia de acordo com as coordenadas geográficas da região. No presente trabalho iremos considerar a incidência diária igual a 4,87 (kWh/m²). O valor da incidência solar foi retirado do programa Radiasol, que fornece a incidência diária para a cidade de Vitória-ES. [7]

3.5.2 Inclinação do Coletor

De acordo com dados de fabricantes a inclinação ideal dos coletores solares em relação ao plano horizontal é de 30° para Vitória (latitude 20,320 e longitude 40,330). Esse valor é importante para o dimensionamento da área necessária para a instalação dos coletores solares, pois como os coletores deverão ser instalados inclinados em relação à horizontal, deverá existir um espaço entre eles para que um não faça sombra no outro. [8]

3.5.3 Eficiência do Coletor

O valor utilizado para a eficiência do coletor foi de 58,4% que é o valor de eficiência dos coletores de classificação A da etiquetagem do INMETRO. [6]

3.5.4 Eficiência do Gerador de Vapor

A eficiência do gerador de vapor será considerada igual a 88%, que é a eficiência indicada pelo fabricante. [9]

3.5.5 Eficiência do Trocador de Calor

A eficiência do trocador de calor foi adotada em 85%.

3.5.6 Reservatório Térmico

O reservatório de água será especificado para atender a necessidade de aproximadamente 8200 litros por dia com uma vazão de aproximadamente 0,27l/s. Devido ao alto custo de reservatórios com capacidades elevadas, um reservatório de 5000 litros será especificado para o presente projeto. Dessa forma no início da operação do sistema pela manhã, quando a incidência solar é menor, o reservatório supriria essa necessidade com água aquecida no dia anterior.

3.5.7 Área Útil de Coletor Solar

A área de coletor solar é um fator primordial para o dimensionamento do sistema de aquecimento. No presente trabalho a temperatura de entrada da água de alimentação do trocador de calor é o parâmetro de referência para o cálculo da área de coletor solar. Portanto área de coletor solar variará de zero, quando a água está na temperatura ambiente, até a área suficiente para aquecer a água até os 95°C. A

variação da área de coletores solares em função da variação da temperatura de entrada pode ser visualizada na Figura 46.

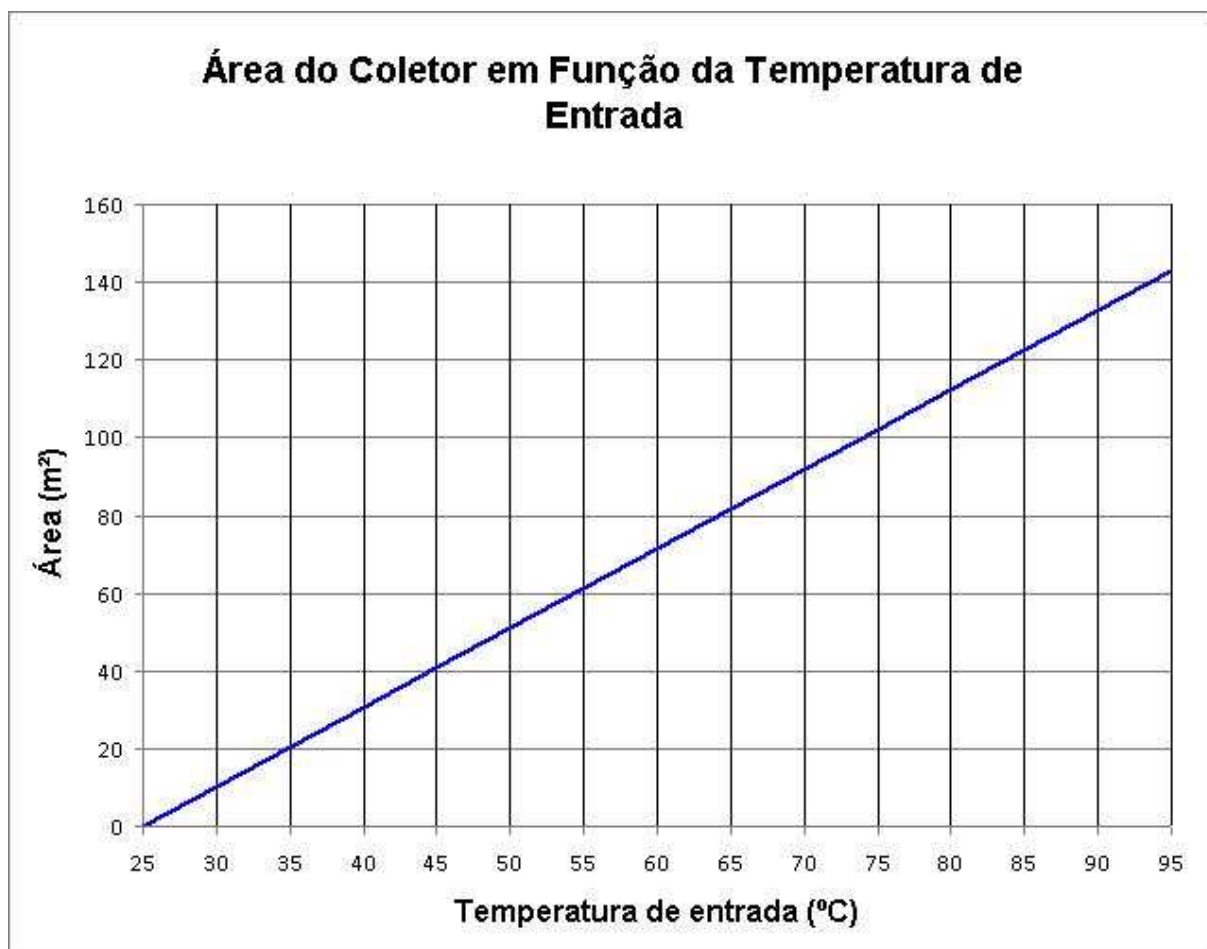


Figura 46 – Gráfico da área de coletor em função da temperatura de entrada.

Os coletores solares poderão ser instalados sobre o telhado da casa de caldeiras que possui uma área de 189m².

3.5.8 Custo do Investimento

O custo do investimento será baseado na aquisição do reservatório térmico e dos coletores solares. O custo do reservatório é fixo e o custo dos coletores depende da quantidade que será utilizada. Os custos de mão de obra para fazer a instalação dos equipamentos e outros custos adicionais não especificados no presente projeto serão adotados em 50% do valor dos coletores somado ao valor do reservatório

térmico. O custo anual de manutenção do sistema será considerado R\$ 1200,00 devido ao baixo custo de manutenção desse sistema. Para efeito de cálculo será considerado um coletor solar padrão de 2m² de área.

Os valores referentes ao preço unitário de coletor solar e do reservatório térmico foram retirados de um orçamento realizado pela empresa CHAMA – Indústria, Comércio e Instalações Ltda. O reservatório térmico ficou orçado em R\$ 22.000,00 e a unidade de coletor solar com 2m² em R\$500,00.

A Tabela 4 demonstra os tipos de custos e seus respectivos valores.

Tabela 4 – Tipos de custos do projeto e seus respectivos valores.

Tipo de custo	Quantidade	Preço (R\$)
Reservatório térmico (5000l)	1	22.000,00
Coletor Solar (2m²)	X	500,00
Mão de obra e outros custos não especificados	Por unidade de coletor solar	(22000+500.X).1,5
Manutenção	anual	1.200,00

A variação do custo do investimento em função da área de coletor solar pode ser visualizada na Figura 47.

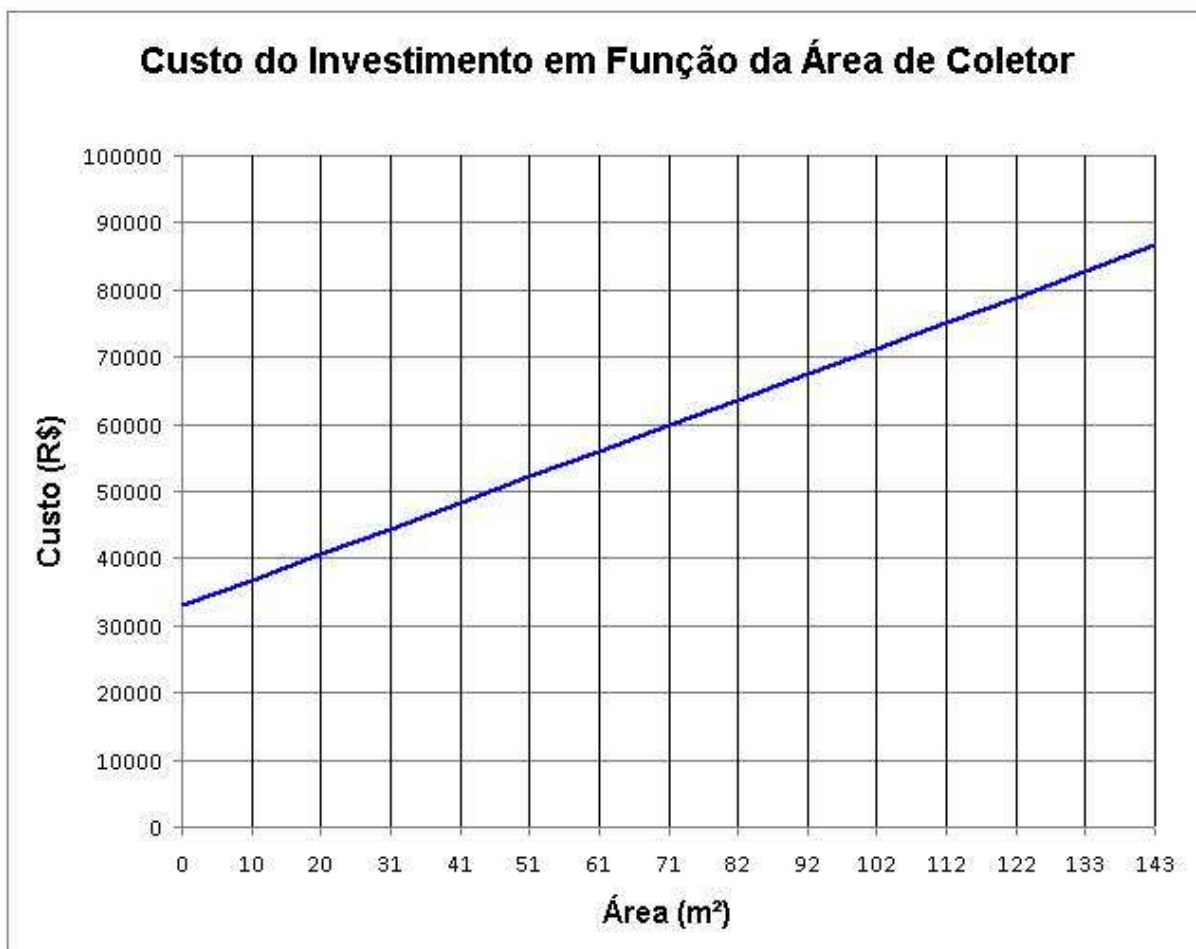


Figura 47 – Gráfico do custo do investimento em função da área do coletor.

3.5.9 Retorno do investimento

A instalação do sistema de coletor solar reduz a quantidade de vapor que será produzida na caldeira e consequentemente reduz a quantidade de Óleo Bpf utilizada providenciando uma economia financeira. O preço do óleo Bpf pago pela administração do Restaurante Universitário é R\$2,24 por kg de combustível. A economia mensal de combustível em função da área de coletor solar instalada foi calculada como sendo $R\$15,7352 \times A_{\text{coletor}}$. A Figura 48 demonstra a economia mensal de combustível em função da área de coletor solar instalado.

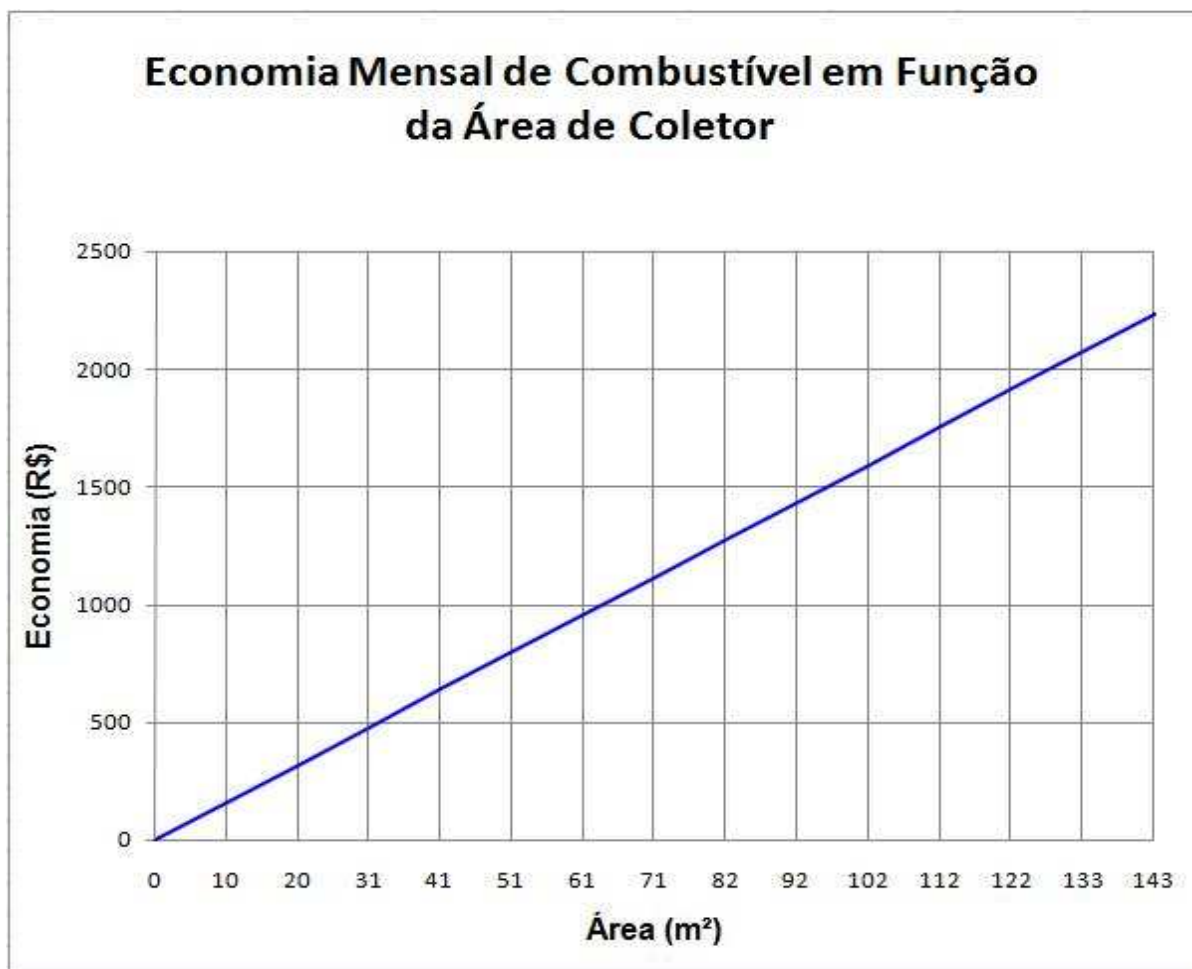


Figura 48 – Gráfico da economia mensal em função da área de coletor.

O tempo de retorno do investimento para este projeto é o tempo necessário para que a economia gerada com a instalação do sistema solar de aquecimento de água subtraído de seu investimento inicial e das despesas de manutenção seja nulo. Para realizar esse cálculo foi utilizado o método Pay Back Period. Como o tempo de retorno do investimento não é imediato foi considerada uma taxa de atratividade do investimento de 9,25% ao ano.

O retorno do investimento em função da área de coletor solar instalada pode ser visualizado na Figura 49.

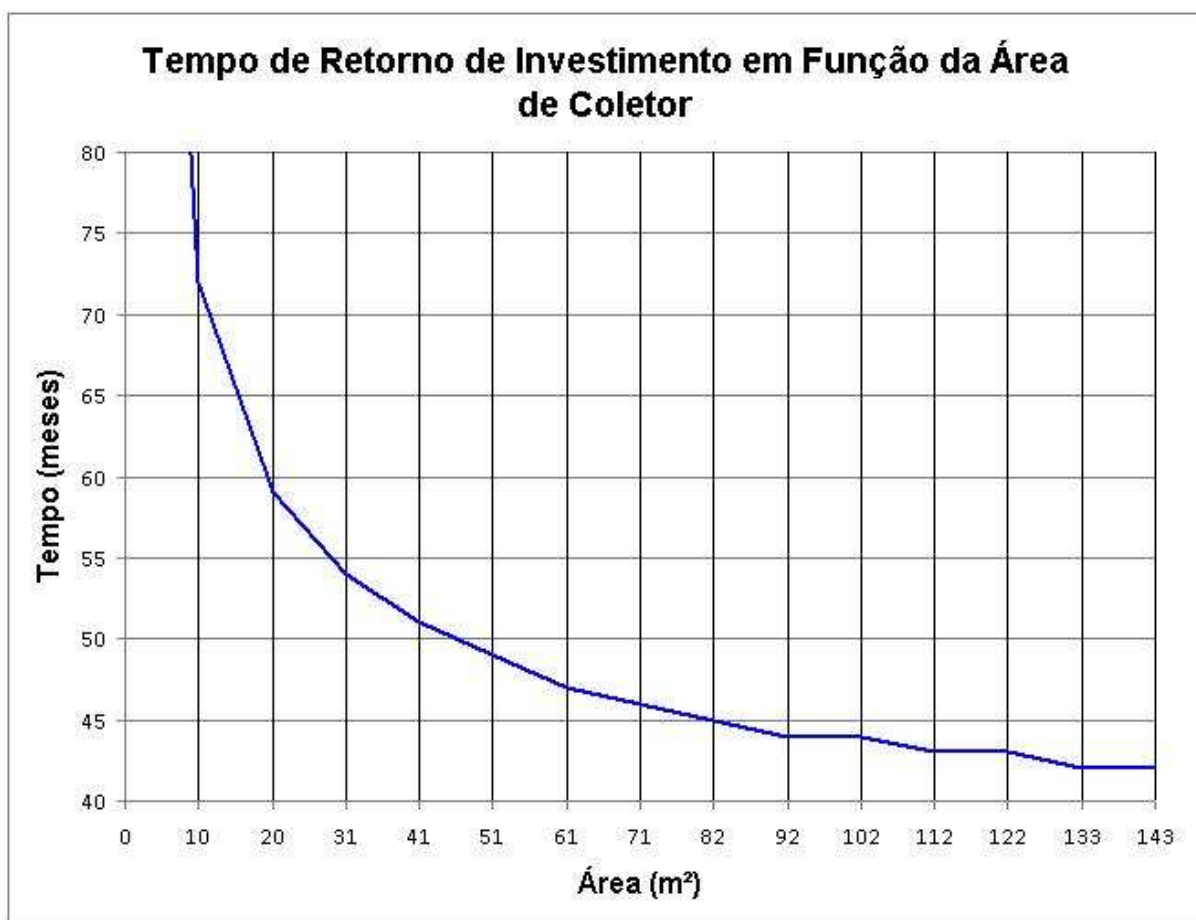


Figura 49 – Gráfico do tempo de retorno de investimento em função da área de coletor.

O investimento se mostrou viável a partir de 10m² de área de coletor solar instalado. Porém o gráfico do tempo de retorno do investimento começa a convergir a partir de 60m² sofrendo uma variação desprezível de tempo. Porém o custo do investimento cresce linearmente, então o ponto ótimo de instalação do sistema está situado entre 60 e 70m² aproximadamente. A água poderá então ser aquecida entre 55 e 60 graus Celsius, o custo do investimento ficará entre R\$ 50.000,00 e R\$ 60.000,00 e a economia mensal de combustível entre R\$ 950,00 a R\$ 1.200,00.

4 CONCLUSÃO

A análise exergética do sistema de geração de vapor e aquecimento de água do restaurante universitário da UFES foi fundamental para a identificação das perdas de potencial de realização de trabalho em termos de sua localização, tipo e valores reais no decorrer do sistema.

A análise da eficiência exergética no trocador de calor indicou que o aumento da temperatura de alimentação do trocador de calor através de um sistema de coletores solares aumentaria a eficiência exergética no trocador de calor e economizaria combustível. Essa proposta de melhoria mostrou-se viável economicamente porque retorna o investimento inicial em um prazo satisfatório.

A importância de um sistema térmico que utilize eficientemente recursos energéticos não renováveis se baseia não apenas na viabilidade econômica do investimento, mas também na melhor utilização de recursos energéticos com capacidade finita e na menor emissão de poluentes para a atmosfera.

5 REFERÊNCIAS

- [1] MORAN, Michael J./ SHAPIRO, Howard N. LTC Editora S.A. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 4ª ed. Rio de Janeiro, 2002.
- [2] INCROPERA, Frank P./ WITT, David P. De. LTC Editora S.A. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 5ª ed. Rio de Janeiro, 2003.
- [3] ALTAFINI, Carlos Roberto. **Curso de Engenharia Mecânica: Disciplina de Máquinas Térmicas: Apostila sobre Caldeiras**. Universidade de Caxias do Sul; Centro de Ciências Exatas e Tecnologia; Departamento de Engenharia Mecânica.
- [4] CEDTEC, Escola Técnica. **Máquinas Térmicas II – Geradores de Vapor**. Apostila do Curso Técnico em Mecânica Módulo III - Técnico em Mecânica.
- [5] TELLES, Pedro C. Silva. LTC Editora S.A. **Tubulações Industriais: Materiais, Projeto, Montagem**. 10ª ed. Rio de Janeiro, 2001.
- [6] NAKABA, Shigeharu. **Sistema Solar para Pré-aquecimento da Água do Restaurante Universitário ‘Bandeirão Central’ – Campus São Paulo**. Trabalho de conclusão do curso de graduação do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.
- [7] UFRGS, Grupo de Estudos Térmicos e Energéticos: Laboratório de Energia Solar do GESTE. **Radiasol**. Versão 2.1, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, abril de 2001.
- [8] KRAUSE, Cláudia Barroso. **Instalação de Coletor Solar. Dicas para arquitetura**. Faculdade de Arquitetura e Urbanismo - UFRJDTCC - Departamento de Tecnologia da Construção PROARQ - Programa de Pós-graduação em Arquitetura, Conforto Ambiental e Eficiência Energética

[9] SIMILI. **Manual de Instruções do Sistema Gerador de Vapor Automático instalado no Restaurante Universitário da UFES.** Juiz de Fora, 31 de março de 1981.

[10] DADAM, Alessandro Pedro/ NICOLAU, Vicente de Paulo/ JAHN, Tales Gottlieb/ HARTKE, Rafael Fernando. **Trabalho sobre Análise Numérica Comparativa de Combustíveis Utilizados em Fornos Túneis.** LabCet, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.

ANEXO I – MEMORIAL DE CÁLCULOS

O presente anexo tem a função de mostrar os cálculos utilizados para encontrar os resultados mostrados no projeto.

Balanço de Massa

Considerando que o trocador de calor trabalha em regime permanente e utilizando a equação (2) em um volume de controle que engloba apenas o circuito de vapor temos:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s$$

$$0 = \dot{m}_1 - \dot{m}_2$$

Logo

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

Utilizando a equação (2) em um volume de controle que engloba apenas o circuito de água temos:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s$$

$$0 = \dot{m}_3 - \dot{m}_4$$

Logo

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$$

Cálculo da Vazão de Condensado

Através da Tabela 1 – pode-se calcular por média aritmética a vazão média diária de condensado.

Fazendo a média aritmética dos valores encontrados, tem-se:

$$\text{Vazão média diária} = \frac{38,2}{17} = 2,2471 \text{ l/min} = 3,7451 \times 10^{-5} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Utilizando uma tabela termodinâmica [1]. Tem-se o volume específico da mistura para 60°C, $v_{esp} = 1,0172 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{kg}$, logo pela relação:

$$v_{esp} = \frac{\text{Vazão}}{\text{Vazão mássica}}$$

Tem-se:

$$\text{Vazão mássica} = \dot{m}_2 = \dot{m}_1 = 3,6818 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$$

Cálculo do Calor Cedido ao Ambiente

As trocas de calor por convecção e por radiação nas três superfícies são calculadas respectivamente pelas equações (15) e (32). Porém para o cálculo da convecção é necessário calcular o $\bar{h}$ de cada superfície.

Cálculo de $\bar{h}$ para Superfície 1

A Temperatura de filme T_{f1} pela equação (19) é dada por:

$$T_{f1} = \frac{T_{s1} + T_{\infty}}{2} = \frac{41 + 26}{2} = 33,5^\circ \text{C} = 306,65 \text{K}$$

Pela equação (22):

$$\beta_1 = \frac{1}{T_{f1}} = \frac{1}{306,65} = 3,261 \times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

Usando tabelas de propriedades dos fluidos [2], tem-se para o Ar a $T_{f1} = 306,65 \text{ K}$.

$$\alpha_1 = 2,348 \times 10^{-5} \text{ m/s}$$

$$\nu_1 = 1,6559 \times 10^{-5} \text{ m/s}$$

$$Pr_1 = 0,706$$

$$k_1 = 0,0268 \text{ W/mK}$$

O comprimento característico da superfície é dado pela equação (28):

$$L_1 = \frac{A_{s1}}{P_1} = \frac{3,0589}{6,2} = 0,493 \text{ m}$$

Pela equação (24) tem-se:

$$Ra_{L1} = Gr_{L1} Pr_1 = \frac{g \beta_1 (T_{s1} - T_{\infty}) L_1^3}{\nu_1 \alpha_1} = \frac{9,81 \times 3,261 \times 10^{-3} \times (41 - 26) \times 0,493^3}{1,6559 \times 10^{-5} \times 2,348 \times 10^{-5}} = 1,482 \times 10^8$$

Pela equação (30) tem-se:

$$\overline{Nu}_{L1} = 0,15 Ra_{L1}^{1/3} = 0,15 \times (1,482 \times 10^8)^{1/3} = 79,3796$$

Pela equação (23) tem-se:

$$\overline{Nu}_{L1} = \frac{\bar{h}_1 L_1}{k_1} \text{ ou } \bar{h}_1 = \frac{\overline{Nu}_{L1} k_1}{L_1} = \frac{79,3796 \times 0,0268}{0,493} = 4,31 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Cálculo de $\bar{h}$ para Superfície 2

A Temperatura de filme T_{f2} pela equação (19) é dada por:

$$T_{f2} = \frac{T_{s2} + T_{\infty}}{2} = \frac{35,82 + 26}{2} = 30,91^{\circ}\text{C} = 304,06\text{K}$$

Pela equação (22):

$$\beta_2 = \frac{1}{T_{f2}} = \frac{1}{304,06} = 3,289 \times 10^{-3} \text{K}^{-1}$$

Usando tabelas de propriedades dos fluidos [2], tem-se para o Ar a $T_{f2} = 304,06\text{K}$.

$$\alpha_2 = 2,31 \times 10^{-5} \text{m/s}$$

$$\nu_2 = 1,6298 \times 10^{-5} \text{m}^2/\text{s}$$

$$Pr_2 = 0,7064$$

$$k_2 = 0,0266 \text{W/mK}$$

O comprimento característico da superfície é sua altura $L_2 = H = 4,25\text{m}$

Pela equação (24) tem-se:

$$Ra_{L2} = Gr_{L2} Pr_2 = \frac{g\beta_2(T_{s2} - T_{\infty})L_2^3}{\nu_2\alpha_2} = \frac{9,81 \times 3,289 \times 10^{-3} \times (35,82 - 26) \times 4,25^3}{1,6298 \times 10^{-5} \times 2,31 \times 10^{-5}} = 6,4597 \times 10^{10}$$

O número de Grashof Gr_L para a superfície 2 é dado pela equação (20):

$$Gr_{L2} = \frac{g\beta_2(T_{s2} - T_{\infty})L_2^3}{\nu_2^2} = \frac{9,81 \times 3,289 \times 10^{-3} \times (35,82 - 26) \times 4,25^3}{(1,6298 \times 10^{-5})^2} = 9,1441 \times 10^{10}$$

Para que se possa usar a equação (25) em um cilindro é necessário que:

$$\frac{D}{L_2} \geq \frac{35}{Gr_{L2}^{1/4}}$$

Calculando tem-se:

$$\frac{1,9735}{4,25} \geq \frac{35}{(9,1441 \times 10^{10})^{1/4}} \text{ ou } 0,464 \geq 0,0636 \quad \text{OK}$$

Pela equação (25) tem-se:

$$\overline{Nu}_{L2} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_{L2}^{1/6}}{\left[1 + (0,492 / Pr_2)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \times (6,4597 \times 10^{10})^{1/6}}{\left[1 + (0,492 / 0,7064)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 = 456,556$$

Pela equação (23) tem-se:

$$\overline{Nu}_{L2} = \frac{\bar{h}_2 L_2}{k_2} \text{ ou } \bar{h}_2 = \frac{\overline{Nu}_{L2} k_2}{L_2} = \frac{456,556 \times 0,0266}{4,25} = 2,847 \text{ W / m}^2 \text{K}$$

Cálculo de $\bar{h}$ para Superfície 3

A Temperatura de filme T_{f3} pela equação (19) é dada por:

$$T_{f3} = \frac{T_{s3} + T_{\infty}}{2} = \frac{29 + 26}{2} = 27,5^\circ \text{C} = 300,65 \text{K}$$

Pela equação (22):

$$\beta_3 = \frac{1}{T_{f3}} = \frac{1}{300,65} = 3,326 \times 10^{-3} \text{K}^{-1}$$

Usando tabelas de propriedades dos fluidos [2], tem-se para o Ar a $T_{f3} = 300,65 \text{K}$.

$$\alpha_3 = 2,2596 \times 10^{-5} \text{ m/s}$$

$$\nu_3 = 1,5955 \times 10^{-5} \text{ m/s}$$

$$Pr_3 = 0,707$$

$$k_3 = 0,0263 \text{ W/mK}$$

O comprimento característico da superfície é dado pela equação (28):

$$L_3 = \frac{A_{s3}}{P_3} = \frac{3,0589}{6,2} = 0,493 \text{ m}$$

Pela equação (24) tem-se:

$$Ra_{L3} = Gr_{L3} Pr_3 = \frac{g\beta_3(T_{s3} - T_\infty)L_3^3}{\nu_3\alpha_3} = \frac{9,81 \times 3,326 \times 10^{-3} \times (29 - 26) \times 0,493^3}{1,5955 \times 10^{-5} \times 2,2596 \times 10^{-5}} = 3,2608 \times 10^7$$

Pela equação (31) tem-se:

$$\overline{Nu}_{L3} = 0,27 Ra_{L3}^{1/4} = 0,27 \times (3,2608 \times 10^7)^{1/4} = 20,4031$$

Pela equação (23) tem-se:

$$\overline{Nu}_{L3} = \frac{\bar{h}_3 L_3}{k_3} \text{ ou } \bar{h}_3 = \frac{\overline{Nu}_{L3} k_3}{L_3} = \frac{20,4031 \times 0,0263}{0,493} = 1,09 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

De posse dos valores de $\bar{h}$ para as 3 superfícies e utilizando a equação (15) tem-se:

$$q_{conv1} = \bar{h}_1 A_1 (T_{s1} - T_\infty) = 4,31 \times 3,0589 \times (41 - 26) = 197,7874 \text{ W}$$

$$q_{conv2} = \bar{h}_2 A_2 (T_{s2} - T_\infty) = 2,847 \times 6,2 \times 4,25 \times (35,82 - 26) = 739,4114 \text{ W}$$

$$q_{conv3} = \bar{h}_3 A_3 (T_{s3} - T_\infty) = 1,09 \times 3,0589 \times (29 - 26) = 9,9991 \text{ W}$$

Utilizando a equação (32) temos:

$$q_{rad1} = \epsilon_{rad} \sigma A_1 (T_{s1}^4 - T_{viz}^4) = 0,9 \times 5,67 \times 10^{-8} \times 3,0589 \times (314,5^4 - 299,15^4) = 270,2334 \text{ W}$$

$$q_{rad2} = \varepsilon_{rad} \sigma A_2 (T_{s2}^4 - T_{viz}^4) = 0,9 \times 5,67 \times 10^{-8} \times 6,2 \times 4,25 \times (308,97^4 - 299,15^4) = 1485,145 \text{ W}$$

$$q_{rad3} = \varepsilon_{rad} \sigma A_3 (T_{s3}^4 - T_{viz}^4) = 0,9 \times 5,67 \times 10^{-8} \times 3,0589 \times (302,15^4 - 299,15^4) = 50,9067 \text{ W}$$

Logo o calor total cedido ao ambiente é a soma do calor cedido por cada superfície:

$$q_{total} = \sum_{x=1}^3 (q_{convx} + q_{radx}) = 197,7874 + 739,4114 + 9,9991 + 270,2334 + 1485,145 + 50,145$$

$$q_{total} = 2753,483 \text{ W}$$

Balanco de Energia

Considerando que o trocador de calor trabalha em regime permanente, que não há nenhuma taxa de transferência de energia associada ao trabalho excluindo-se o trabalho de fluxo ao longo da fronteira do volume de controle e utilizando a equação (3) em um volume de controle que engloba todo o trocador tem-se:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right)$$

Logo

$$0 = \dot{Q}_{vc} - 0 + \dot{m}_1 \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \right) + \dot{m}_3 \left(h_3 + \frac{V_3^2}{2} + gz_3 \right) - \dot{m}_2 \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \right) - \dot{m}_4 \left(h_4 + \frac{V_4^2}{2} + gz_4 \right)$$

Ou

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{Q}_{vc} + \dot{m}_1 \left[(h_1 - h_2) + \left(\frac{V_1^2}{2} - \frac{V_2^2}{2} \right) + g(z_1 - z_2) \right]}{\left[(h_4 - h_3) + \left(\frac{V_4^2}{2} - \frac{V_3^2}{2} \right) + g(z_4 - z_3) \right]}$$

Valores medidos “in loco” para as alturas são: $z_1 = 1,5\text{m}$, $z_2 = 0,9\text{m}$, $z_3 = 1\text{m}$ e $z_4 = 5\text{m}$ em relação ao solo.

A Velocidade no ponto 3 é praticamente a mesma no ponto 4, devido a variação desprezível de volume específico que a água sofre mudando de temperatura, além de que o diâmetro do tubo nos pontos 3 e 4 é igual (3 polegadas). Sendo assim:

$$\frac{(V_3^2 - V_4^2)}{2} = 0$$

As velocidades no pontos 1 e 2 são calculados pela relação:

$$V = \frac{\dot{m}v_{esp}}{A}$$

O volume específico é determinado através de tabelas termodinâmicas [1]. O diâmetro dos tubos nos pontos 1 e 2 são respectivamente 3 e 1 polegadas.

Logo:

$$V_1 = \frac{\dot{m}_1 v_{esp1}}{A_1} = \frac{3,6818 \times 10^{-2} \times 1,159}{\pi (0,0254 \times 1,5)^2} = 9,3571 \text{m/s}$$

E

$$V_2 = \frac{\dot{m}_2 v_{esp2}}{A_2} = \frac{3,6818 \times 10^{-2} \times 1,0528 \times 10^{-3}}{\pi (0,0254 \times 0,5)^2} = 7,6497 \times 10^{-2} \text{m/s}$$

As entalpia dos pontos 1 e 2 foram determinadas por tabelas termodinâmicas [1]. As entalpias dos pontos 3 e 4 foram determinadas pela relação:

$$h = u + pv_{esp}$$

Em que: $u = u_f(T)$ e $v_{esp} = v_{espf}(T)$

Onde:

u = Energia interna específica.

E onde o índice f significa propriedades de líquido saturado.

E pelo uso de tabelas termodinâmicas [1]. Sendo assim:

$$h_1 = 2696,74 \text{ kJ / kg}$$

$$h_2 = 476,13 \text{ kJ / kg}$$

$$h_3 = 105,1177 \text{ kJ / kg}$$

$$h_4 = 398,0859 \text{ kJ / kg}$$

Pode-se determinar então a vazão mássica de água:

$$\dot{m}_3 = \frac{-2753,483 + 3,6818 \times 10^{-2} \times \left[(2696740 - 476130) + \left(\frac{(9,3571)^2}{2} - \frac{(7,6497 \times 10^{-2})^2}{2} \right) + 9,81 \times (1,5 - 0,9) \right]}{[(398085,9 - 105117,7) + (0) + 9,81 \times (5 - 1)]}$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = 2,6964 \cdot 10^{-1} \text{ kg / s}$$

Destuição de Exergia

Para calcular a exergia destruída no trocador de calor é necessário fazer um balanço de exergia, conforme equação (7):

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{vc} - p_0 \frac{dV_{vc}}{dt} \right) + \sum_e \dot{m}_e e_{fe} - \sum_s \dot{m}_s e_{fs} - \dot{E}_d$$

Usando-se as mesmas considerações usadas no balanço de energia tem-se:

$$0 = \left(1 - \frac{T_0}{T_1} \right) \dot{Q}_1 + \left(1 - \frac{T_0}{T_2} \right) \dot{Q}_2 + \left(1 - \frac{T_0}{T_2} \right) \dot{Q}_j - (0 - 0) + \dot{m}_1 e_{f1} + \dot{m}_3 e_{f3} - \dot{m}_2 e_{f2} - \dot{m}_4 e_{f4} - \dot{E}_d$$

Ou

$$\dot{E}_d = \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) \dot{Q}_1 + \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) \dot{Q}_2 + \left(1 - \frac{T_0}{T_3}\right) \dot{Q}_3 + \dot{m}_1(e_{f1} - e_{f2}) - \dot{m}_3(e_{f4} - e_{f3})$$

Calculando tem-se:

$$\left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) \dot{Q}_1 = \left(1 - \frac{299,15}{314,15}\right) \times (-197,7874 - 270,2334) = -22,347 \text{ W}$$

$$\left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) \dot{Q}_2 = \left(1 - \frac{299,15}{308,97}\right) \times (-739,4114 - 1485,145) = -70,7031 \text{ W}$$

$$\left(1 - \frac{T_0}{T_3}\right) \dot{Q}_3 = \left(1 - \frac{299,15}{302,15}\right) \times (-9,9991 - 50,9067) = -0,6047 \text{ W}$$

e_f é dada pela equação (6), assim:

$$e_f = h - h_0 - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz$$

As entropias dos pontos 1 e 2 foram determinadas por tabelas termodinâmicas [1].

As entropias dos pontos 3 e 4 foram determinadas pela relação:

$$s = s_f(T)$$

E pelo uso de tabelas termodinâmicas [1]. Sendo assim:

$$s_1 = 7,2002 \text{ kJ / kgK}$$

$$s_2 = 1,4568 \text{ kJ / kgK}$$

$$s_3 = 0,3674 \text{ kJ / kgK}$$

$$s_4 = 1,25 \text{ kJ / kgK}$$

Assim:

$$\dot{m}_1(e_{f1} - e_{f2}) = \dot{m}_1 \left[h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right]$$

$$\dot{m}_1(e_{f1} - e_{f2}) = 3,6818 \times 10^{-2} \times \left[2696740 - 476130 - 299,15 \times (7200,2 - 1456,8) + \frac{(9,3571)^2 - (7,6497 \times 10^{-2})^2}{2} + 9,81 \times (1,5 - 0,9) \right]$$

$$\dot{m}_1(e_{f1} - e_{f2}) = 18501,6956 \text{ W}$$

$$\dot{m}_3(e_{f4} - e_{f3}) = \dot{m}_3 \left[h_4 - h_3 - T_0(s_4 - s_3) + \frac{V_4^2 - V_3^2}{2} + g(z_4 - z_3) \right]$$

$$\dot{m}_3(e_{f4} - e_{f3}) = 2,6964 \times 10^{-1} \times \left[398085,9 - 105117,7 - 299,15 \times (1250 - 367,4) + \frac{0}{2} + 9,81 \times (5 - 1) \right]$$

$$\dot{m}_3(e_{f4} - e_{f3}) = 7813,4947 \text{ W}$$

Pode-se determinar então a destruição de exergia:

$$\dot{E}_d = -22,347 - 70,7031 - 0,6047 + 18501,6956 - 7813,4947$$

$$\dot{E}_d = 10594.5461 \text{ W}$$

Eficiência Exergética

Usando-se as mesmas considerações usadas no balanço de energia e usando a equação (13) tem-se:

$$\varepsilon = \frac{-\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j + \dot{m}_c(e_{f4} - e_{f3})}{\dot{m}_h(e_{f1} - e_{f2})}$$

$$\varepsilon = \frac{-(-22,347 - 70,7031 - 0,6047) + 7813,4947}{18501,6956}$$

$$\varepsilon = 0,4274 \text{ ou } \varepsilon = 42,74\%$$

Quantidade de Energia Entrando no Trocador de Calor

Temos que a Quantidade de energia entrando no Trocador de Calor é igual a:

$$E_1 = \dot{m}_1 \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \right)$$

$$E_1 = 3,6818 \times 10^{-2} \times \left(2696740 + \frac{(9,3571)^2}{2} + 9,81 \times 1,5 \right) = 99289,9601 \text{ W}$$

Quantidade de Exergia do Vapor Entrando no Trocador de Calor

Com as propriedades $h_0 = 109,07 \text{ kJ/kg}$ e $s_0 = 0,3814 \text{ kJ/kgK}$, que são as propriedades da água líquida saturada na temperatura ambiente $T_0 = 26^\circ \text{C}$ fornecidas por tabelas termodinâmicas, [1] tem-se que a Quantidade de exergia entrando no Trocador de Calor é igual a:

$$e_{f1} = \dot{m}_1 \left(h_1 - h_0 - T_0 (s_1 - s_0) + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \right)$$

$$e_{f1} = \left[2696740 - 109070 - 299,15 \times (7200,2 - 381,4) + \frac{(9,3571)^2}{2} + 9,81 \times 1,5 \right] = 547884,4725 \text{ J/kg}$$

$$E_1 = \dot{m}_1 e_{f1}$$

$$E_1 = 3,6818 \times 10^{-2} \times 547884,4725 = 20171,8547 \text{ W}$$

Quantidade de Exergia do Vapor Antes da Válvula Redutora de Pressão

Antes da válvula redutora de pressão certos parâmetros se mantêm constantes, como a vazão mássica $\dot{m}_1' = \dot{m}_1$, a altura em relação ao solo $z_1' = z_1$ e o diâmetro da tubulação (3 polegadas). O volume específico, a entalpia específica e a entropia específica do vapor podem ser obtidos através de tabelas termodinâmicas,

$\dot{v}_{esp1} = 2,7761 \times 10^{-1} \text{ m}^3 / \text{kg}$, $\dot{h}_1 = 2762,763 \text{ kJ} / \text{kg}$, $\dot{s}_1 = 6,7137 \text{ kJ} / \text{kgK}$ [1]. A velocidade pode ser calculada pela expressão:

$$\dot{V}_1 = \frac{\dot{m}_1 \dot{v}_{esp1}}{A_1} = \frac{3,6818 \times 10^{-2} \times 2,7761 \times 10^{-1}}{\pi (0,0254 \times 1,5)^2} = 2,2413 \text{ m/s}$$

A quantidade de exergia antes da válvula redutora de pressão é igual a:

$$\dot{e}_{f1} = \left(\dot{h}_1 - h_0 - T_0 (\dot{s}_1 - s_0) + \frac{V_1^2}{2} + g z_1 \right)$$

$$\dot{e}_{f1} = \left[2762763 - 109070 - 299,15 \times (6713,7 - 381,4) + \frac{(2,2413)^2}{2} + 9,81 \times 1,5 \right] = 759402,6816 \text{ J} / \text{kg}$$

$$\dot{E}_1 = \dot{m}_1 \dot{e}_{f1}$$

$$\dot{E}_1 = 3,6818 \times 10^{-2} \times 759402,6816 = 27959,472 \text{ W}$$

Quantidade de Exergia do Condensado Saindo do Trocador de Calor

A quantidade de exergia saindo do trocador de calor é igual a:

$$\dot{e}_{f2} = \left(\dot{h}_2 - h_0 - T_0 (\dot{s}_2 - s_0) + \frac{V_2^2}{2} + g z_2 \right)$$

$$\dot{e}_{f2} = \left[476130 - 109070 - 299,15 \times (1456,8 - 381,4) + \frac{(7,6497 \times 10^{-2})^2}{2} + 9,81 \times 0,9 \right] = 45362,9219 \text{ J} / \text{kg}$$

$$\dot{E}_2 = \dot{m}_2 \dot{e}_{f2}$$

$$\dot{E}_2 = 3,6818 \times 10^{-2} \times 45362,9219 = 1670,1592 \text{ W}$$

Quantidade de Exergia dos Gases de Combustão Saindo da Caldeira

Tem-se que a composição mássica do Óleo BPF A1 é basicamente de 83% de Carbono, 10% de Hidrogênio e 6% de Enxofre.

Para realização dos cálculos o óleo será considerado apenas como um hidrocarboneto ($C_x H_y$).

A massa molar dos componentes é: [1]

$$M_c = 12 \text{ kg / kmol}$$

$$M_H = 1 \text{ kg / kmol}$$

O poder calorífico inferior do combustível é: [10]

$$\text{PCI} = 42869 \text{ kJ / kg}$$

O calor específico foi estimado para uma média de óleos pesados. [1]

$$c_p = 1,9 \text{ kJ / kg}^\circ \text{C}$$

Seja:

X = Quantidade de mols de Carbono.

Y = Quantidade de mols de Hidrogênio.

Z = Massa total da mistura (kg).

Logo:

$$C \rightarrow 12(\text{kg / kmol}) \times X (\text{kmol}) = 0,83 \times Z$$

$$H \rightarrow 1(\text{kg / kmol}) \times Y (\text{kmol}) = 0,1 \times Z$$

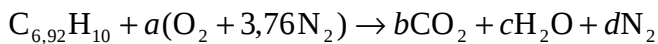
Fazendo $Z = 100\text{kg}$ tem-se:

$$X = 6,92\text{kmol}$$

$$Y = 10\text{kmol}$$

Logo tem-se que a fórmula molecular do combustível será $\text{C}_{6,92}\text{H}_{10}$ com peso molecular igual a $93,04\text{kg/kmol}$

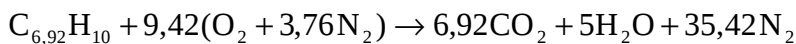
Fazendo-se a combustão completa do combustível tem-se a seguinte reação estequiométrica:



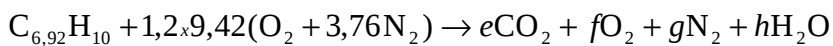
Fazendo-se o balanço estequiométrico tem-se:

$$a = 9,42 \quad ; \quad b = 6,92 \quad ; \quad c = 5 \quad ; \quad d = 35,42$$

Logo a reação toma a forma:



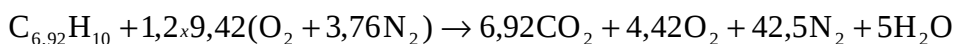
Fazendo a combustão completa com 20% de excesso de ar tem-se:



Fazendo-se o balanço estequiométrico tem-se:

$$e = 6,92 \quad ; \quad f = 4,42 \quad ; \quad g = 42,50 \quad ; \quad h = 5$$

Logo a reação toma a forma:



Calculando-se a entalpia de combustão para uma combustão completa em uma mesma temperatura e pressão dos produtos e reagentes utilizando a equação (35) e (33) tem-se:

$$\bar{h}_{RP} = \sum_P n_s \bar{h}_s - \sum_R n_e \bar{h}_e$$

$$\bar{h}_{RP} = \sum_P n_s (\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h})_s - \sum_R n_e (\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h})_e$$

Ou

$$\bar{h}_{RP} = 6,92(\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h})_{CO_2} + 5(\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h})_{H_2O} - (\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h})_{C_{6,92}H_{10}} - 9,42(\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h})_{O_2}$$

Os componentes que nas condições ambientes são quimicamente estáveis, tem $\bar{h}_f^o = 0$, e como os produtos e reagentes estão considerados na mesma temperatura e pressão então:

$$(\Delta \bar{h})_{CO_2} = (\Delta \bar{h})_{H_2O} = (\Delta \bar{h})_{C_{6,92}H_{10}} = (\Delta \bar{h})_{O_2} = 0$$

Assim a equação se torna:

$$\bar{h}_{RP} = 6,92(\bar{h}_f^o)_{CO_2} + 5(\bar{h}_f^o)_{H_2O} - (\bar{h}_f^o)_{C_{6,92}H_{10}}$$

$$\bar{h}_{RP} = 6,92(\bar{h}_f^o)_{CO_2} + 5(\bar{h}_f^o)_{H_2O} - (\bar{h}_f^o)_{C_{6,92}H_{10}} = \text{PCLM}_{C_{6,92}H_{10}}$$

$$\text{PCLM}_{C_{6,92}H_{10}} = 42869,93,04 = 3988531,76 \text{ kJ / kmol}$$

Fazendo o balanço de energia para regime permanente em sistemas reagentes tem-se segundo equação (34):

$$\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{n}_C} - \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{n}_C} = \bar{h}_p - \bar{h}_R$$

Considerando que não há troca de calor com o ambiente nem trabalho externo a equação toma a forma:

$$\bar{h}_R = \bar{h}_P$$

Ou:

$$\sum_P n_s (\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h})_s = \sum_R n_e (\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h})_e$$

Onde:

$$\sum_P n_s (\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h})_s = 6,92(\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h})_{\text{CO}_2} + 4,42(\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h})_{\text{O}_2} + 42,5(\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h})_{\text{N}_2} + 5(\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h})_{\text{H}_2\text{O}}$$

$$(\bar{h}_f^o)_{\text{O}_2} = (\bar{h}_f^o)_{\text{N}_2} = 0, \text{ logo:}$$

$$\sum_P n_s (\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h})_s = 6,92(\bar{h}_f^o)_{\text{CO}_2} + 5(\bar{h}_f^o)_{\text{H}_2\text{O}} + 6,92(\Delta \bar{h})_{\text{CO}_2} + 5(\Delta \bar{h})_{\text{H}_2\text{O}} + 4,42(\Delta \bar{h})_{\text{O}_2} + 42,5(\Delta \bar{h})_{\text{N}_2}$$

E

$$\sum_R n_e (\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h})_e = (\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h})_{\text{C}_{6,92}\text{H}_{10}} + 11,3(\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h})_{\text{O}_2} + 42,5(\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h})_{\text{N}_2}$$

$(\bar{h}_f^o)_{\text{O}_2} = (\bar{h}_f^o)_{\text{N}_2} = 0$, e $(\Delta \bar{h})_{\text{O}_2} = (\Delta \bar{h})_{\text{N}_2} = 0$ pois o ar está nas condições ambiente, logo:

$$\sum_R n_e (\bar{h}_f^o + \Delta \bar{h})_e = (\bar{h}_f^o)_{\text{C}_{6,92}\text{H}_{10}} + (\Delta \bar{h})_{\text{C}_{6,92}\text{H}_{10}}$$

Assim tem-se:

$$6,92(\bar{h}_f^o)_{\text{CO}_2} + 5(\bar{h}_f^o)_{\text{H}_2\text{O}} + 6,92(\Delta \bar{h})_{\text{CO}_2} + 5(\Delta \bar{h})_{\text{H}_2\text{O}} + 4,42(\Delta \bar{h})_{\text{O}_2} + 42,5(\Delta \bar{h})_{\text{N}_2} = (\bar{h}_f^o)_{\text{C}_{6,92}\text{H}_{10}} + (\Delta \bar{h})_{\text{C}_{6,92}\text{H}_{10}}$$

$$6,92(\bar{h}_f^o)_{\text{CO}_2} + 5(\bar{h}_f^o)_{\text{H}_2\text{O}} - (\bar{h}_f^o)_{\text{C}_{6,92}\text{H}_{10}} + 6,92(\Delta \bar{h})_{\text{CO}_2} + 5(\Delta \bar{h})_{\text{H}_2\text{O}} + 4,42(\Delta \bar{h})_{\text{O}_2} + 42,5(\Delta \bar{h})_{\text{N}_2} = (\Delta \bar{h})_{\text{C}_{6,92}\text{H}_{10}}$$

Mas $6,92(\bar{h}_f^o)_{\text{CO}_2} + 5(\bar{h}_f^o)_{\text{H}_2\text{O}} - (\bar{h}_f^o)_{\text{C}_{6,92}\text{H}_{10}} = 42869$, logo:

$$3988531,76 + 6,92(\Delta\bar{h})_{\text{CO}_2} + 5(\Delta\bar{h})_{\text{H}_2\text{O}} + 4,42(\Delta\bar{h})_{\text{O}_2} + 42,5(\Delta\bar{h})_{\text{N}_2} = (\Delta\bar{h})_{\text{C}_{6,92}\text{H}_{10}}$$

Ou:

$$6,92(\Delta\bar{h})_{\text{CO}_2} + 5(\Delta\bar{h})_{\text{H}_2\text{O}} + 4,42(\Delta\bar{h})_{\text{O}_2} + 42,5(\Delta\bar{h})_{\text{N}_2} = (\Delta\bar{h})_{\text{C}_{6,92}\text{H}_{10}} + 3988531,76$$

Tem-se que:

$$(\Delta\bar{h})_{\text{C}_{6,92}\text{H}_{10}} = c(\Delta T)_{\text{C}_{6,92}\text{H}_{10}} M_{\text{C}_{6,92}\text{H}_{10}}$$

$$(\Delta\bar{h})_{\text{C}_{6,92}\text{H}_{10}} = 1,9 \times (120 - 25) \times 93,04 = 16793,72 \text{ kJ / kmol}$$

Assim:

$$6,92(\Delta\bar{h})_{\text{CO}_2} + 5(\Delta\bar{h})_{\text{H}_2\text{O}} + 4,42(\Delta\bar{h})_{\text{O}_2} + 42,5(\Delta\bar{h})_{\text{N}_2} = 16793,72 + 3988531,76 = 4005325,48$$

Usando-se o programa Microsoft Excel, foram realizadas iterações para se encontrar valores de $\Delta\bar{h}$ para diferentes temperaturas até achar uma temperatura que satisfizesse a equação. Esta temperatura foi 2152K, que é a temperatura adiabática de chama.

Logo, para se calcular a entalpia e entropia dos gases de combustão, foi utilizada a temperatura adiabática de chama e o auxílio de tabelas termodinâmicas. [1]
Encontrando-se os seguintes valores:

Tabela 5 – Valores de entalpia dos componentes dos gases de combustão.

Molécula	Entalpia (kJ/kmol)	Peso Molar (Kg/kmol)	Entalpia (kJ/kg)
CO ₂	110019,64	44	2500,4464
O ₂	73649,44	32	2301,5450
N ₂	70298,56	28	2510,6629
H ₂ O	90514,40	18	5028,5778

Para se encontrar a entropia foi utilizado as equações (39) e (38).

$$\bar{s}_i(T, p) = \bar{s}_i^\circ(T) - \bar{R} \ln \frac{py_i}{p_{\text{ref}}}$$

Para todos os cálculos de entropia, as pressões de referência e de saída dos gases, foram consideradas $p_{\text{ref}} = p = 1\text{atm}$, foi também utilizado auxílio de tabelas termodinâmicas.

$$\bar{s}_{\text{CO}_2}(2152\text{K}, 1\text{atm}) = 313,645 - 8,314 \ln 0,1176 = 331,4408 \text{ kJ / kmolK}$$

$$\bar{s}_{\text{O}_2}(2152\text{K}, 1\text{atm}) = 271,4342 - 8,314 \ln 0,0751 = 292,9563 \text{ kJ / kmolK}$$

$$\bar{s}_{\text{N}_2}(2152\text{K}, 1\text{atm}) = 254,6114 - 8,314 \ln 0,7223 = 257,3161 \text{ kJ / kmolK}$$

$$\bar{s}_{\text{H}_2\text{O}}(2152\text{K}, 1\text{atm}) = 268,349 - 8,314 \ln 0,085 = 288,8468 \text{ kJ / kmolK}$$

Assim tem-se:

Tabela 6 – Valores de entropia dos componentes dos gases de combustão.

Molécula	Entropia (kJ/kmol)	Peso Molar (Kg/kmol)	Entropia (kJ/kg)
CO ₂	331,4408	44	7,5327
O ₂	292,9563	32	9,1548
N ₂	257,3161	28	9,1898
H ₂ O	288,8468	18	16,0470

Utilizando a equação (6), e o auxílio de tabelas termodinâmicas tem-se a exergia específica de cada componente dos gases de combustão. Foram desprezados os valores de energia cinética e potencial por serem muito pequenos.

$$e_{\text{fCO}_2} = \left(h_{\text{CO}_2} - h_{0\text{CO}_2} - T_0(s_{\text{CO}_2} - s_{0\text{CO}_2}) + \frac{V_{\text{CO}_2}^2}{2} + gz_{\text{CO}_2} \right)$$

$$e_{\text{fCO}_2} = [2500,4464 - 212,8182 - 299,15 \times (7,5327 - 4,8565) + 0 + 0] = 1487,0362 \text{ kJ / kg}$$

$$e_{fO_2} = \left(h_{O_2} - h_{0O_2} - T_0(s_{O_2} - s_{0O_2}) + \frac{V_{O_2}^2}{2} + gz_{O_2} \right)$$

$$e_{fO_2} = [2301,545 - 271,3125 - 299,15 \times (9,1548 - 6,4073) + 0 + 0] = 1208,3123 \text{ kJ / kg}$$

$$e_{fN_2} = \left(h_{N_2} - h_{0N_2} - T_0(s_{N_2} - s_{0N_2}) + \frac{V_{N_2}^2}{2} + gz_{N_2} \right)$$

$$e_{fN_2} = [2510,6629 - 309,6071 - 299,15 \times (9,1898 - 6,8394) + 0 + 0] = 1497,9208 \text{ kJ / kg}$$

$$e_{fH_2O} = \left(h_{H_2O} - h_{0H_2O} - T_0(s_{H_2O} - s_{0H_2O}) + \frac{V_{H_2O}^2}{2} + gz_{H_2O} \right)$$

$$e_{fH_2O} = [5028,5778 - 550,2222 - 299,15 \times (16,047 - 10,4844) + 0 + 0] = 2814,3171 \text{ kJ / kg}$$

Assim tem-se:

Tabela 7 – Valores de exergia dos componentes dos gases de combustão.

Molécula	Exergia Específica (kJ/kg)	Peso Molar (Kg/kmol)	Exergia Específica (kJ/kmol)	Quantidade de mols da molécula por mol de combustível	Exergia Específica (kJ/kmol _{comb})
CO ₂	1487,0362	44	65429,5923	6,92	452772,7789
O ₂	1208,3123	32	38665,9925	4,42	170903,6869
N ₂	1497,9208	28	41941,7817	42,50	1782525,724
H ₂ O	2814,3171	18	50657,7075	5	253288,5375
TOTAL	7007,5863	-	196695,0741	-	2659490,7273

Assim:

$$E_{\text{gases}} = \text{exergia específica total em kJ/kmol}_{\text{comb}} \times \text{vazão molar}_{\text{comb}}$$

A vazão mássica de combustível da caldeira foi estimada através de dados coletados de gasto mensal de combustível. [9]

$$\text{vazão molar}_{\text{comb}} = \frac{\dot{m}_{\text{comb}}}{\text{peso molar}_{\text{comb}}}$$

$$\text{vazão molar}_{\text{comb}} = \frac{1,9608 \times 10^{-2}}{93,04} = 2,1075 \times 10^{-4} \text{ kmol/s}$$

Assim:

$$E_{\text{gases}} = 2659490,7273 \times 2,1075 \times 10^{-4} = 560478,0418 \text{ W}$$

Quantidade de Exergia do Vapor Saindo da Caldeira

As condições do vapor saindo da caldeira são as mesmas do vapor antes da válvula redutora de pressão, ou seja, $h_{\text{vap}} = h_1'$ e $s_{\text{vap}} = s_1'$. Foram desprezados os valores de energia cinética e potencial por serem muito pequenos. A vazão mássica de vapor da caldeira foi estimada através das informações técnicas de operação da caldeira. [9]

Assim:

$$e_{\text{fvap}} = \left(h_{\text{vap}} - h_0 - T_0 (s_{\text{vap}} - s_0) + \frac{V_{\text{vap}}^2}{2} + gz_{\text{vap}} \right)$$

$$e_{\text{fvap}} = [2762763 - 109070 - 299,15 \times (6713,7 - 381,4) + 0 + 0] = 759385,455 \text{ J/kg}$$

$$E_{\text{vap}} = \dot{m}_{\text{vap}} e_{\text{fvap}}$$

$$E_{\text{vap}} = 2,6144 \times 10^{-1} \times 759385,455 = 198532,1451 \text{ W}$$

Quantidade de Exergia por mol de Combustível

Usando relações de vazão e de peso molecular tem-se:

$$\frac{\dot{m}_{\text{vap}}}{\dot{m}_{\text{comb}}} = \frac{2,6144 \times 10^{-1}}{1,9608 \times 10^{-2}} = 13,3333 \frac{\text{kg (vapor)}}{\text{kg (comb)}} = 13,3333 \frac{\frac{1}{18} \text{ kmol (vapor)}}{\frac{1}{93,04} \text{ kmol (comb)}} = 68,9185 \frac{\text{kmol (vapor)}}{\text{kmol (comb)}}$$

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{\text{comb}}} = \frac{3,6818 \times 10^{-2}}{1,9608 \times 10^{-2}} = 1,8777 \frac{\text{kg (vapor)}}{\text{kg (comb)}} = 1,8777 \frac{\frac{1}{18} \text{ kmol (vapor)}}{\frac{1}{93,04} \text{ kmol (comb)}} = 9,7056 \frac{\text{kmol (vapor)}}{\text{kmol (comb)}}$$

$$\frac{\dot{m}_1'}{\dot{m}_{\text{comb}}} = \frac{3,6818 \times 10^{-2}}{1,9608 \times 10^{-2}} = 1,8777 \frac{\text{kg (vapor)}}{\text{kg (comb)}} = 1,8777 \frac{\frac{1}{18} \text{ kmol (vapor)}}{\frac{1}{93,04} \text{ kmol (comb)}} = 9,7056 \frac{\text{kmol (vapor)}}{\text{kmol (comb)}}$$

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_{\text{comb}}} = \frac{3,6818 \times 10^{-2}}{1,9608 \times 10^{-2}} = 1,8777 \frac{\text{kg (vapor)}}{\text{kg (comb)}} = 1,8777 \frac{\frac{1}{18} \text{ kmol (vapor)}}{\frac{1}{93,04} \text{ kmol (comb)}} = 9,7056 \frac{\text{kmol (vapor)}}{\text{kmol (comb)}}$$

Assim, usando as exergias específicas já calculadas e as relações acima tem-se:

Vapor Saindo da Caldeira:

$$e_{\text{fvap}} = 759385,455 \frac{\text{J}}{\text{kg (vapor)}} = 759385,455 \frac{\text{J}}{\frac{1}{18} \text{ kmol (vapor)}} = 13668938,19 \frac{\text{J}}{\text{kmol (vapor)}}$$

$$13668938,19 \frac{\text{J}}{\text{kmol (vapor)}} \times 68,9185 \frac{\text{kmol (vapor)}}{\text{kmol (comb)}} = 942042969,776 \frac{\text{J}}{\text{kmol (comb)}}$$

Parcela do Vapor Saturado que vai para o Trocador de Calor:

$$e_{\text{f1}}' = 759402,6816 \frac{\text{J}}{\text{kg (vapor)}} = 759402,6816 \frac{\text{J}}{\frac{1}{18} \text{ kmol (vapor)}} = 13669248,2691 \frac{\text{J}}{\text{kmol (vapor)}}$$

$$13669248,2691 \frac{\text{J}}{\text{kmol (vapor)}} \times 9,7056 \frac{\text{kmol (vapor)}}{\text{kmol (comb)}} = 132668813,1158 \frac{\text{J}}{\text{kmol (comb)}}$$

Parcela do Vapor Saturado que vai para o Trocador de Calor após a Redução:

$$e_{f1} = 547884,4725 \frac{\text{J}}{\text{kg (vapor)}} = 547884,4725 \frac{\text{J}}{\frac{1}{18} \text{ kmol (vapor)}} = 9861920,5049 \frac{\text{J}}{\text{kmol (vapor)}}$$

$$9861920,5049 \frac{\text{J}}{\text{kmol (vapor)}} \times 9,7056 \frac{\text{kmol (vapor)}}{\text{kmol (comb)}} = 95716257,5924 \frac{\text{J}}{\text{kmol (comb)}}$$

Condensado que sai do Trocador de Calor:

$$e_{f2} = 45362,9219 \frac{\text{J}}{\text{kg (vapor)}} = 45362,9219 \frac{\text{J}}{\frac{1}{18} \text{ kmol (vapor)}} = 816532,5947 \frac{\text{J}}{\text{kmol (vapor)}}$$

$$816532,5947 \frac{\text{J}}{\text{kmol (vapor)}} \times 9,7056 \frac{\text{kmol (vapor)}}{\text{kmol (comb)}} = 7924972,03 \frac{\text{J}}{\text{kmol (comb)}}$$

Dimensionamento de um sistema de Coletor Solar

Tem-se que a energia útil diária em função da área de coletor é dada pela expressão (40):

$$E_{\text{útil_diária}} = I_{\text{solar_diária}} A_{\text{coletor}} \eta_{\text{coletor}}$$

$$E_{\text{útil_diária}} = 4,87 \times A_{\text{coletor}} \times 0,584 = 2,8441 A_{\text{coletor}} \quad (\text{kWh} / \text{m}^2)$$

$$E_{\text{útil_mensal}} = 2,8441 A_{\text{coletor}} \times 22 = 62,5702 A_{\text{coletor}} \quad (\text{kWh} / \text{m}^2)$$

Logo a área do coletor em função da temperatura é dada pela expressão (41):

$$\Delta T_{\text{solar}} = \frac{E_{\text{útil_diária}} \times 3600}{c_p V \rho}$$

$$\Delta T_{\text{solar}} = \frac{2,8441 A_{\text{coletor}} \times 3600}{4,18 \times 5 \times 1000}$$

$$A_{\text{coletor}} = 2,0412 \Delta T_{\text{solar}} \quad (\text{m}^2 / ^\circ \text{C})$$

A estimativa da massa de óleo BPF que seria economizada por mês com a implantação do sistema de coletor em função da área utilizada pode ser dada pela expressão a seguir: [6]

$$m_{\text{óleo}} = \frac{E_{\text{útil_mensal}} \times 3600}{PCI \times \eta_{\text{gerador}} \times \eta_{\text{trocador}}}$$

$$m_{\text{óleo}} = \frac{62,5702 A_{\text{coletor}} \times 3600}{42869 \times 0,88 \times 0,85} = 7,0247 A_{\text{coletor}} \quad (\text{kg} / \text{m}^2)$$

Logo a economia mensal em Reais (R\$) seria:

$$7,0247 A_{\text{coletor}} \times \text{R\$}2,24 = \text{R\$}15,7352 A_{\text{coletor}} \quad (1 / \text{m}^2)$$