

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA**

**OTIMIZAÇÃO DO PROJETO DE UM GERADOR DE VAPOR
QUE UTILIZA BIODIESEL COMO COMBUSTÍVEL**

Danielle Bonfim Tanaka

São Paulo

2007

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA**

**OTIMIZAÇÃO DO PROJETO DE UM GERADOR DE VAPOR
QUE UTILIZA BIODIESEL COMO COMBUSTÍVEL**

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

Danielle Bonfim Tanaka

Orientador: Eitaro Yamane

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2007

Tanaka, Danielle Bonfim

Otimização do projeto de um gerador de vapor que utiliza biodiesel como combustível, por D. B. Tanaka. São Paulo : EPUSP, 2007. 66 p. + apêndice

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

1. Geradores de Vapor 2. Biodiesel 3. Transferência de Calor I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica

RESUMO

O presente trabalho tem por objetivo o estudo da utilização do biodiesel como combustível do gerador de vapor. Por se tratar de uma fonte de energia relativamente nova, algumas de suas propriedades físico-químicas ainda não são amplamente difundidas, portanto uma das principais fontes para a elaboração deste estudo foram artigos periódicos e publicações acadêmicas. É apresentada uma revisão bibliográfica acerca do funcionamento de um gerador de vapor, assim como um apanhado geral sobre o cenário atual em que se insere o biodiesel. As trocas de calor em cada um dos componentes também são abordadas, e é na fornalha que se nota mais diretamente o efeito do combustível; a radiação na caldeira é o principal modo de transferência de calor, cujo processo baseia-se, entre outros fatores, na emissividade da chama do biodiesel.

ABSTRACT

This work aims to investigate the use of biodiesel as a fuel for steam generator. Because this is a relatively new source of energy, some of its physical and chemical properties are not widely known yet. For this reason, articles in journals and academic publications provide a major source for the theoretical framework of this study. I present a bibliographical review on the working of steam generators, as well as a summary of the current use of biodiesel. I discuss the processes of heat transfer in each one of the components: it is in the furnace that the effect of the fuel is more directly observed; radiation in the boiler is the main means of heat transfer, whose process is based, among other factors, on the biodiesel flame emissivity.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

1	Introdução	1
2	Objetivos	2
3	Biodiesel	3
3.1	Produção de Matérias Prima	3
3.2	Obtenção do biodiesel	4
3.3	Propriedades físico-químicas do biodiesel.	5
4	Geradores de Vapor	6
4.1	Tipos de caldeiras	8
4.2	Componentes	10
4.3	Descrição do Funcionamento	13
4.4	Combustíveis	14
5	Transferência De Calor No Gerador De Vapor	16
5.1	Processos de Transferência de Calor	17
5.2	Estudo da troca de calor ao longo do Gerador de Vapor	20
6	Estudo da Radiação da chama	27

7	Projeto Do Gerador De Vapor	32
7.1	Pré Cálculos	32
7.2	Fornalha	35
7.3	Caldeira	36
7.3.1	Radiação	36
7.3.1.1	Radiação da chama	37
7.3.1.2	Radiação dos gases	39
7.3.2	Convecção dos gases	47
7.4	Economizador	55
7.4.1	Radiação	55
7.4.2	Convecção dos gases	57
8	Análise dos Resultados	62
9	Conclusão	63
10	Referências	65

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Eolípila, uma espécie de turbina a vapor construída nos primeiros anos da era cristã por Heron_____	6
Figura 2. Desenho Esquemático de uma unidade Geradora de Vapor_____	7
Figura 3. Representação esquemática de uma caldeira flamotubular_____	9
Figura 4. Representação Esquemática de uma caldeira Aquatubular_____	10
Figura 5. Princípio de Funcionamento de uma Unidade Complexa que utiliza óleo combustível_____	11
Figura 6. Diagrama termodinâmico do fluido de alimentação do gerador de vapor____	13
Figura 7. Trocador casco e tubo (corrente contrária)_____	17
Figura 8. Esquema simplificado de um Gerador de Vapor Completo_____	20
Figura 9. Diagrama termodinâmico da água e vapor no Gerador_____	21
Figura 10. Representação Esquemática do Volume de Controle da Caldeira Propriamente Dita_____	22
Figura 11. Representação Esquemática do Volume de Controle do Super Aquecedor de Vapor_____	24
Figura 12. Representação Esquemática do Volume de Controle do Economizador____	25
Figura 13. Representação Esquemática do Volume de Controle do Aquecedor de Ar__	26

Figura 14. Comparação da emissão de luz experimental com a equação de Mie assumindo partículas esféricas de $4358\text{\AA}$ usando o índice complexo refrativo . Gráfico de uma chama aerada de propano.	31
Figura 15. Carta psicrométrica	33
Figura 16. Temperatura Adiabática de Chama do biodiesel em função da relação da mistura ar - combustível	36
Figura 17. Diagrama esquemático da distribuição dos feixes de tubo na caldeira	37
Figura 18. Ábaco para a obtenção do fator de forma	37
Figura 19. Gráfico da emissividade de gás carbônico	41
Figura 20. Fator de correção para o gás carbônico	41
Figura 21. Emissividade do vapor de água	42
Figura 22. Fator de correção para o vapor de água	43
Figura 23. Gráficos de emissão e absorção de gases para diversas temperaturas	44
Figura 24. Gráfico para determinação da absortividade do gás carbônico	45
Figura 25. Gráfico para determinação da absortividade do vapor de água	46
Figura 26. Desenho esquemático representativo da caldeira	48
Figura 27. Desenho esquemático do arranjo de tubos na caldeira	49
Figura 28. Desenho esquemático da caldeira e do seu arranjo de tubos	54
Figura 29. Arranjo de tubos no economizador	55

Figura 30. Fator de forma para um trocador de calor de correntes cruzadas_____60

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Especificações de alguns óleos vegetais in natura e do óleo diesel comercial, cuja densidade foi determinada a 20°C_____	4
Tabela 2. Características físico-químicas do biodiesel de várias espécies vegetais e do óleo convencional (tipo C)_____	5
Tabela 3. Comprimento de feixe para diversas geometria de gases_____	40
Tabela 4. Resultados comparativos da otimização do Gerador de Vapor (I)_____	62
Tabela 5. Resultados comparativos da otimização do Gerador de Vapor (II)_____	62

1 INTRODUÇÃO

A necessidade de fontes de energia alternativas ao uso do petróleo tem conduzido pesquisas acerca de novos combustíveis, viáveis comercialmente e industrialmente. É a partir dessas premissas que parte o estudo do biodiesel como uma fonte de energia renovável, ambientalmente limpa.

Vapor de água é usado como meio de geração, transporte e utilização de energia. Isso se deve a vários fatores, dentre eles podemos destacar que a água é o composto mais abundante da Terra e, portanto, de fácil obtenção e baixo custo. Na forma de vapor, tem alto valor de energia por unidade de massa e volume. Toda indústria de processo químico tem vapor como principal fonte de aquecimento: reatores químicos, trocadores de calor, evaporadores, secadores e inúmeros processos e equipamentos térmicos. Mesmo em outros setores industriais, como metalúrgico, metal-mecânico e eletrônico, vapor pode ser utilizado como fonte de aquecimentos de diversos processos.

Através de estudos de viabilidade, características do biodiesel e metodologia para construção de um gerador de vapor, pretende-se otimizá-lo e procurar, na medida do possível, torná-lo uma opção economicamente atraente e ecologicamente viável para as indústrias que o utilizam.

2 OBJETIVOS

O presente trabalho tem como objetivo dar continuidade ao projeto já iniciado em 2006, visando a sua otimização. Uma análise mais profunda e detalhada sobre a construção de um Gerador de Vapor que utiliza como combustível o biodiesel será realizada. Para tanto serão estudadas diversas características suas, bem como o projeto e a construção de um gerador de vapor.

O melhor aproveitamento térmico do combustível, através de estudos e cálculos, será um dos objetivos principais no trabalho.

3 BIODIESEL

O biodiesel é considerado um combustível biodegradável de fontes renováveis, podendo ser utilizado em motores de ciclo diesel com baixa ou até mesmo nula necessidade de adaptação.

Segundo Lopes¹, seu uso é alternativo ao uso do óleo diesel proveniente do petróleo, tanto no que tange à questão energética – seu poder calorífico é comparável ao do óleo diesel mineral – como ambiental –apresenta menor combustão incompleta do que os hidrocarbonetos, reduzindo assim a emissão de monóxido de carbono, óxidos de enxofre e nitrogênio e material particulado (apud Holanda)².

Além disso, o biodiesel é responsável também pela economia de divisas com a importação do petróleo e do óleo diesel mineral, gerando então alternativas de empregos em áreas geográficas menos atraentes para outras atividades econômicas, promovendo então a inclusão social.

O combustível encontrado a venda nos postos de gasolina hoje deve ser precedido da letra B (*blend*, “mistura” do inglês) seguido da porcentagem de biodiesel presente na mistura. Dessa forma, o B20 é uma mistura de 80% de óleo diesel vegetal e 20% de biodiesel.

Pode ser originado a partir de processos como o craqueamento, esterificação ou transesterificação enzimática.

3.1 Produção de Matérias Prima

A reação de óleo vegetal, obtido a partir de plantas oleaginosas, com etanol ou metanol na presença de um catalisador é relativamente simples, no entanto o processo empregado e os tipos de plantas existentes numa determinada região devem ser considerados. Na região Norte do país, nos estados do Amazonas e Pará, devido ao clima equatorial úmido, com solo fértil de pequena profundidade e elevada taxa de

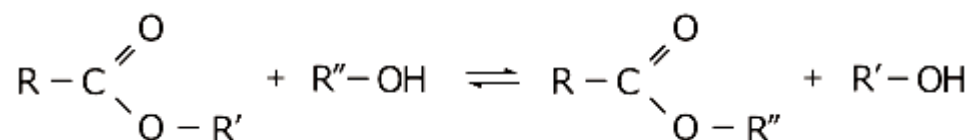
pluviosidade, a produção de oleaginosas de palmeiras, com destaque para o dendê, é a mais recomendada. Já nos estados do Maranhão, Tocantins e parte do Piauí, Goiás, Mato Grosso e Pará, há a predominância da babaçu, com 17 milhões de hectares plantados. A região semi-árida, que abrange quase todos os estados do Nordeste e parte de Minas Gerais, propicia o cultivo da lavoura de sequeiro de oleaginosas, como é o caso da mamona e do algodão (PARK, 2004).

Tabela 1. Especificações de alguns óleos vegetais in natura e do óleo diesel comercial, cuja densidade foi determinada a 20°C³

Características	Tipo de óleo					Óleo diesel*
	mamona	babaçu	dendê	soja	piqui	
Poder calorífico (kcal/kg)	8913	9049	8946	9421	9330	10950
Ponto de névoa (°C)	10	26	31	13	26	0
Índice de cetano	nd	38	38-40	36-39	38	40
Densidade a 25°C	0,9578	0,9153	0,9118	nd	0,9102	0,8497
Viscosidade a 37,8°C (cSt)	285	30,3	36,8	36,8	47,0	2,0-4,3
Destilação a 90% (°C)	nd	349	359	370	nd	338
Teor de cinzas (%)	nd	0,03	0,01	nd	0,01	0,014
Cor (ASTM)	1,0	0,5	1,0	nd	2,0	2,0
Resíduo de carbono Conradson sobre 10% do resíduo seco (%)	nd	0,28	0,54	0,54	nd	0,35

3.2 Obtenção do biodiesel

A transesterificação consiste na reação química de triglicerídeos (gorduras animais ou óleos vegetais) com um álcool de cadeia curta (metanol ou etanol) na presença de catalisador e é atualmente o processo mais utilizado para a obtenção do biodiesel⁴.



Essa reação química pode ser catalisada utilizando-se agentes ácidos ou alcalinos. No entanto observa-se mais comumente o emprego de catalisadores básicos devido a uma maior velocidade de reação verificada nesse meio, bem como problemas relacionados à corrosão. Os mais utilizados são o Hidróxido de Potássio (KOH) e Hidróxido de Sódio (NaOH)⁵.

Os produtos dessa reação são o biodiesel e a glicerina, que agrega alto valor ao produto final, largamente utilizada nas indústrias farmacêutica, de cosméticos e de explosivos.

3.3 Propriedades físico-químicas do biodiesel.

Segue na tabela abaixo algumas características do biodiesel obtido do óleo de mamona, babaçu, dendê e piqui, bem como as do óleo diesel convencional (tipo C).

Tabela 2. Características físico-químicas do biodiesel de várias espécies vegetais e do óleo convencional (tipo C)⁶

Características	Origem do biodiesel					Óleo diesel*
	mamona	babaçu	dendê	algodão	piqui	
Poder calorífico (kcal/kg)	9046	9440	9530	9520	9590	10824
Ponto de névoa (°C)	-6	-6	6	nd	8	1
Índice de cetano	nd	65	nd	57,5	60	45,8
Densidade a 20°C (g/cm ³)	0,9190	0,8865	0,8597	0,8750	0,8650	0,8497
Viscosidade a 37,8° (cSt)	21,6	3,9	6,4	6,0	5,2	3,04
Inflamabilidade (°C)	208	nd	nd	184	186	55
Ponto de fluidez (°C)	-30	nd	nd	-3	5	nd
Destilação a 50% (°C)	301	291	333	340	334	278
Destilação a 90% (°C)	318	333	338	342	346	373
Corrosividade ao cobre	0	0	0	0	0	£2
Teor de cinzas (%)	0,01	0,03	0,01	0,01	0,01	0,014
Teor de enxofre (%)	0	nd	nd	0	0	0,24
Cor (ASTM)	1,0	0	0,5	1,0	1,0	2,0
Resíduo de carbono Conradson (%)**	0,09	0,03	0,02	nd	0,01	0,35

* Diesel do tipo C, cujas propriedades foram determinadas e gentilmente cedidas pelo Prof. Dr. José Carlos Laurindo, do Instituto de Tecnologia do Paraná (Tecpar, Curitiba, PR);

** Resíduo de carbono Conradson sobre 10% do resíduo seco (%);

nd = não determinado

No projeto de gerador de vapor que utiliza o biodiesel como combustível, a emissividade da sua chama é de grande importância, pois ela é fator determinante na troca de calor por radiação na caldeira propriamente dita. No entanto, alguns estudos recentes mostram uma baixa emissividade da chama do biodiesel, sendo mais interessante, dessa maneira, associa-lo ao óleo diesel. Devido à falta de uma fonte segura sobre a emissividade de chama do biodiesel, é razoável adotar um valor da emissividade de chama da mistura como o do próprio óleo diesel.

4 GERADORES DE VAPOR

Calor é o resultado da agitação de moléculas dentro dos corpos. É uma forma de energia que se transfere de um corpo para outro quando há diferença de temperatura entre eles. Essa transferência ocorre basicamente através de três mecanismos: radiação, condução e convecção.

Como forma de energia, o calor é usado pelo homem para produzir trabalho. Atualmente, muitas indústrias usam vapor em seus processos de produção, sendo a sua geração realizada nas caldeiras, nos equipamentos geradores de vapor, ou pelo aproveitamento do calor residual proveniente de alguns tipos de processos industriais.

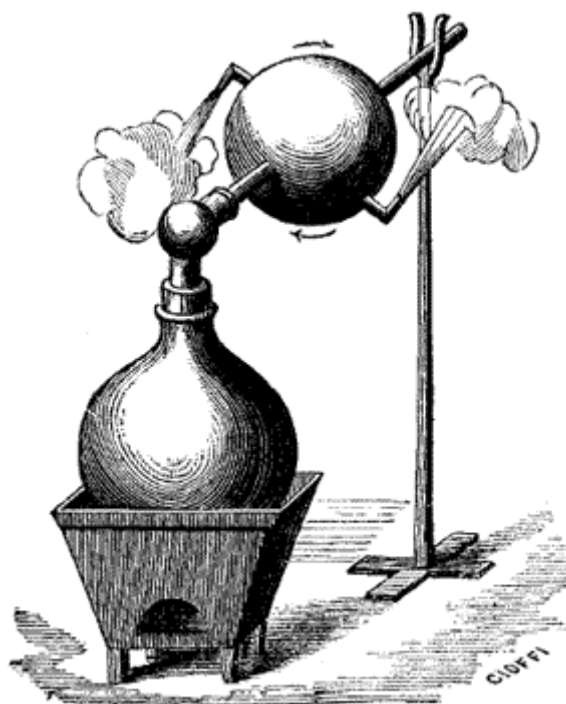


Figura 1. Eolípila, uma espécie de turbina a vapor construída nos primeiros anos da era cristã por Heron

O Gerador de Vapor é um trocador de calor complexo que produz vapor a partir de energia térmica, ar e fluido vaporizante, constituído por diversos equipamentos

associados, perfeitamente integrados, de forma a permitir a obtenção do maior rendimento térmico possível.

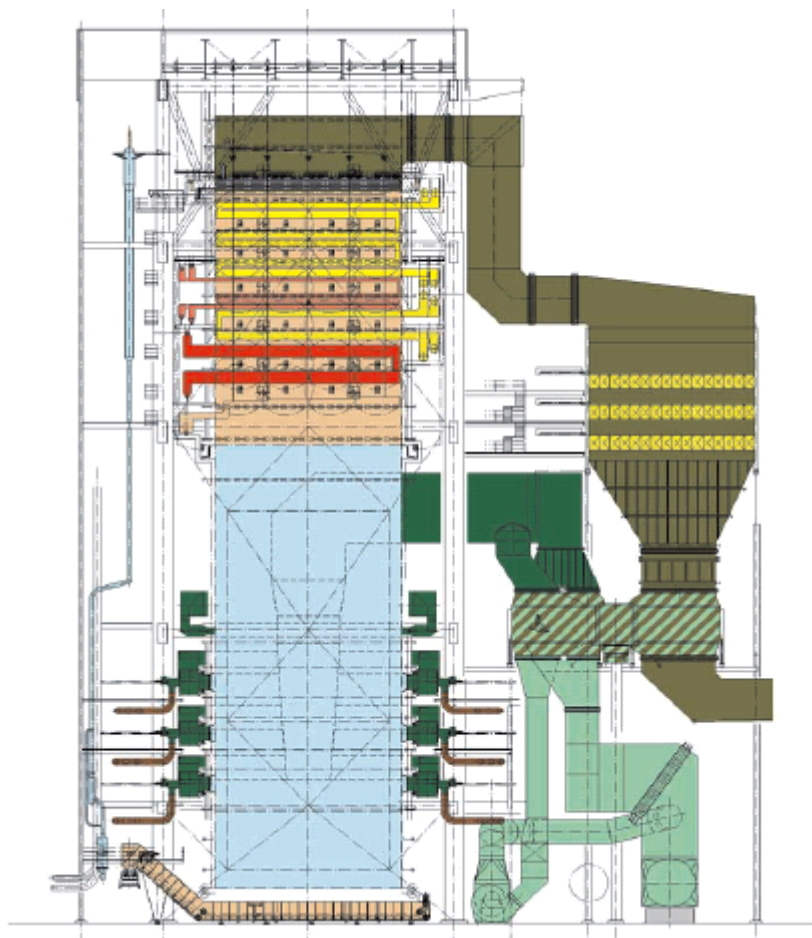


Figura 2. Desenho Esquemático de uma unidade Geradora de Vapor

Ocorre também que nem sempre a fonte produtora de calor é um combustível, podendo ser aproveitados calores residuais de processos industriais, escape de motores diesel ou turbinas a gás, dando ao equipamento a denominação de caldeira de recuperação⁷.

No projeto de um gerador de vapor há diversos aspectos a serem considerados⁸
⁹ para a seleção dos equipamentos, tais como:

- Disponibilidade energética;

- Características da energia;
- Pressão e temperatura do vapor;
- Variação da demanda do vapor;
- Eficiência térmica desejável;
- Custo de instalação, operação e manutenção;
- Espaço disponível;
- Amortização do investimento;
- Futuras ampliações da instalação.

A Partir dessas considerações iniciais, cabe ao engenheiro fazer a melhor escolha quanto ao tipo de Gerador de Vapor a ser construído bem como seus componentes.

4.1 Tipos de caldeiras

A classificação mais usual de caldeiras de combustão refere-se à localização de água e dos gases, e divide-as em: flamotubulares, aquatubulares e mistas.

As caldeiras flamotubulares ou fogotubulares são aquelas em que os gases provenientes da combustão (gases quentes) circulam no interior dos tubos, ficando por fora a água a ser aquecida ou vaporizada. A Figura a seguir é uma representação esquemática da caldeira flamotubular.

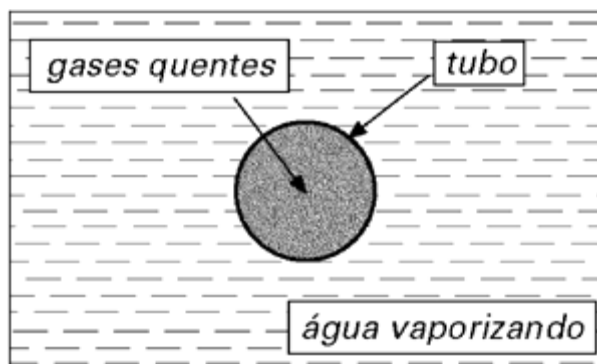


Figura 3. Representação esquemática de uma caldeira flamotubular

Ao se acompanhar o processo evolutivo por que passaram os geradores de vapor, nota-se que nas caldeiras flamotubulares primitivas a superfície de aquecimento era muito pequena, tendo como consequência uma baixa vaporização específica (12 a 14kg de vapor gerado/m²).

Embora essa capacidade tenha sido ampliada com o aumento do número de tubos, a superfície de troca de calor ainda continuava pequena, causando o baixo rendimento térmico e a demora na produção de vapor.

Com a evolução dos processos industriais, a necessidade de uma caldeira que tivesse maior rendimento, menos consumo, rápida geração e grandes quantidades de vapor se viu cada vez mais crescente e, baseados nos princípios da transferência de calor e na experiência com os tipos de caldeiras existentes, a forma de geração de calor foi invertida. Trocaram-se os tubos de fogo por tubos de água, aumentando consideravelmente a superfície de aquecimento, surgindo então a caldeira aquatubular.

Seu princípio de funcionamento baseia-se no princípio da Física que diz que quando um líquido é aquecido, as primeiras partículas aquecidas ficam menos densas e sobem, enquanto que as frias, que são mais densas, descem. Recebendo calor, elas tornam a subir, formando assim um movimento contínuo, até que a água entre em ebulição.

Esquemáticamente na Figura a seguir, a água é vaporizada nos tubos que constituem a parede mais interna, subindo ao tambor de vapor, dando lugar à nova quantidade de água fria que será vaporizada e assim sucessivamente.

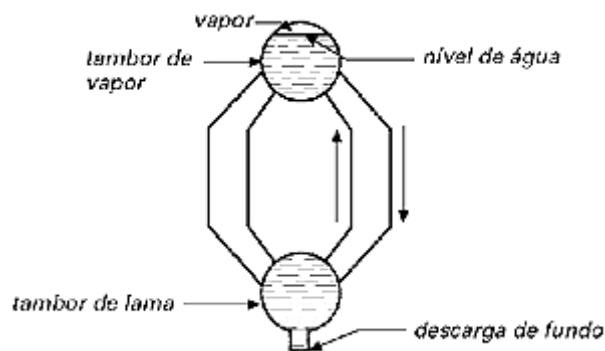


Figura 4. Representação Esquemática de uma caldeira Aquatubular

As caldeiras mistas são caldeiras flamotubulares que possuem uma antefornalha com parede d'água. Normalmente são projetadas para a queima de combustível sólido.

A caldeira elétrica é um equipamento cujo papel principal é transformar energia elétrica em térmica, para transmiti-la a um fluido apropriado, geralmente água. Por efeito Joule, uma resistência é aquecida e transfere calor à água.

4.2 Componentes

Os geradores de vapor atualmente possuem uma associação de componentes de maneira a constituírem um aparelho complexo. Tem-se nesse conjunto superaquecedores, economizadores, pré-aquecedores de ar, captadores de fuligem, extratores mecânicos de cinza, entre outros. A Figura abaixo mostra esquematicamente o princípio de funcionamento de uma unidade complexa com fornalha para queima de óleo.

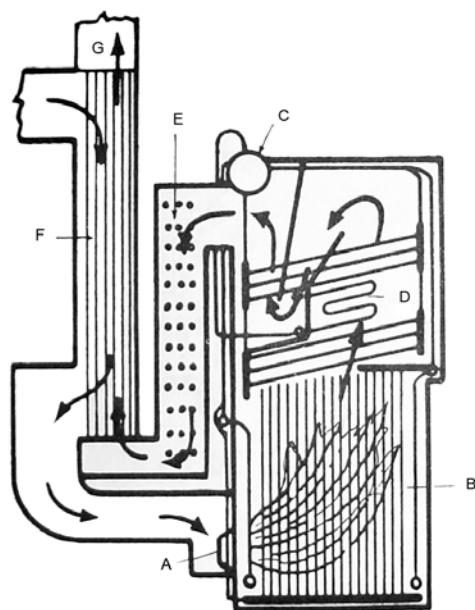


Figura 5. Princípio de Funcionamento de uma Unidade Complexa que utiliza óleo combustível

- A. Fornalha com Grelha ou Queimadores de Óleo
- B. Câmara de Combustão
- C. Caldeira
- D. Superaquecedor
- E. Economizador
- F. Aquecedores de Ar
- G. Canais de Gases

Fornalhas

Local onde se instala o início do processo de queima seja para combustíveis sólidos, líquidos ou gasosos.

Câmara de Combustão

Volume onde se deve extinguir a matéria combustível antes dos produtos da combustão atingirem e penetrarem no feixe de absorção do calor por convecção. Essa

câmara se confunde com a própria fornalha, ora fazendo parte dela, ora separando-se completamente. Pode ser constituída de alvenaria refrataria, ou revestida de tubos (parede de água), ou integralmente irradiada.

Caldeira Propriamente Dita

Vaso fechado, à pressão, com tubos, contendo água no seu interior (dependendo do tipo). Ao receber calor, passa a água do estado líquido saturado ao vapor saturado.

Superaquecedor

Responsável pela elevação da temperatura do vapor saturado gerado na caldeira. Todo vapor ao passar por esse dispositivo se superaquece.

Economizador

Local onde a água de alimentação é levada ao estado de saturação, aproveitando o calor sensível residual dos gases de combustão, antes de serem eliminados pela chaminé.

Aquecedor de Ar

Também denominado pré-aquecedor de ar, sua função é aquecer o ar da combustão para em seguida introduzi-lo na fornalha, utilizando o calor sensível dos gases de combustão após a passagem pelo economizador ou caldeira, e antes de saírem pela chaminé. Promove economia de combustível.

Canais de Gases

São trechos intermediários ou finais, de circulação dos gases de combustão, até a chaminé. Estes canais podem ser de alvenaria ou de chapas de aço, conforme a temperatura dos gases que nele circulam.

4.3 Descrição do Funcionamento

Ar frio atravessa e se aquece no pré-aquecedor de ar, graças ao insulflamento feito por um ventilador, projetando-se em seguida na fornalha, onde reage com combustível, assegurando sua queima contínua. Os gases de combustão provenientes dessa queima circulam através de todas as partes do gerador de vapor (caldeira, superaquecedor, economizador, aquecedor de água), fazendo trocas com todas as superfícies de absorção de calor até atingirem a chaminé e serem eliminados para a atmosfera. Desta forma, resumidamente, a água é aquecida no economizador, vaporizada na caldeira (elevando-se a sua pressão) e superaquecida no superaquecedor até a temperatura de trabalho.

Na figura Figura 6, podemos ver no diagrama termodinâmico os diversos estágios pelo qual passa a água:

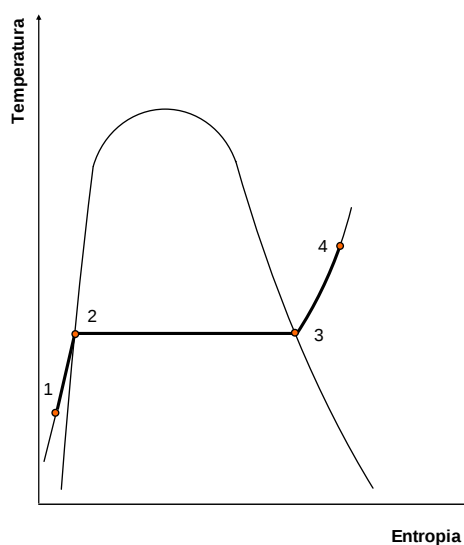


Figura 6. Diagrama termodinâmico do fluido de alimentação do gerador de vapor

1 – 2: Economizador;

2 – 3: Caldeira Propriamente Dita;

3 – 4: Superaquecedor de Vapor.

4.4 Combustíveis

Para a utilização do biodiesel como combustível no gerador de vapor, uma análise quanto ao comportamento do gerador, bem como as propriedades desse combustível, é altamente recomendada, a fim de se prever a melhor performance da unidade. Parâmetros como os citados a seguir devem ser considerados no projeto:

- Limites de inflamação;
- Limites de detonabilidade;
- Temperatura de chama;
- Temperatura de ignição espontânea;
- Peso específico;
- Expansão térmica;
- Condutibilidade térmica;
- Calor específico;
- Poder calorífico.

Além desses, há outros parâmetros importantes como:

Ponto de fulgor, que indica a maior ou menor facilidade de um combustível líquido entrar em combustão permanente.

Resíduo Carbono, que corresponde à porcentagem de carbono residual que resta de uma amostra submetida à evaporação até a extinção da fase líquida.

Viscosidade, resistência ao escoamento do combustível. É função da temperatura em que se encontra também. O conhecimento dessa propriedade permite avaliar os equipamentos de transferência e queima de queima dos combustíveis líquidos,

sendo então de extrema importância o seu valor para a determinação da potência das bombas a serem utilizadas.

A chama é um fenômeno que envolve reação química de um gás que foi aquecido acima do “kindling point” com um outro gás, geralmente oxigênio proveniente do ar atmosférico. A luminosidade da chama é geralmente causada por partículas sólidas e material particulado presentes no gás, que são aquecidos e levados até a incandescência. Chamas não luminosas possuem baixa emissividade, no entanto são muito mais quentes que aquelas luminosas, pelo fato de ter a energia química convertida em energia térmica exclusivamente.

5 TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO GERADOR DE VAPOR

A caldeira propriamente dita, os superaquecedores, os pré-aquecedores e os economizadores, embora sejam aparelhos de composição geométrica diferentes, se comportam como trocadores de calor. O seu dimensionamento implica no estabelecimento do tamanho da área de troca compatível com a quantidade de calor requerida em projeto.

As fornalhas integralmente irradiadas, por disporem tubos em todos os planos da câmara de combustão, recebem forte participação do calor irradiado, que chega a representar 70% do calor total envolvido no processo. O estudo da radiação no projeto é extremamente necessário, pois o combustível está intimamente ligado a ela.

A radiação de corpos sólidos se verifica em comprimentos de ondas luminosas, e estes, quando se encontram a altas temperaturas, são os produtos em combustão e as partículas em combustão, tal como fuligem incandescente e cinzas. Os corpos receptores dessa radiação são as placas metálicas resfriadas pela água. A superfície irradiada corresponde à projeção ortogonal de toda a parede metálica resfriada exposta à irradiação luminosa.

A radiação dos gases ocorre no comprimento de ondas do infravermelho. Gases biatômicos existentes nos produtos de combustão, principalmente o gás carbônico e o vapor d'água, se comportam como bons emissores de energia radiante. A radiação nos gases difere daquela verificada nos corpos sólidos em dois aspectos: no comprimento de onda e na forma da emissão. Nos corpos sólidos, a irradiação é um fenômeno de superfície enquanto que nos gases dependem, além da temperatura, da espessura da camada, pressão de cada componente, do formato e da área da superfície exposta.

5.1 Processos de Transferência de Calor

A transferência de calor entre dois corpos ocorre sempre que existe uma diferença de temperatura entre eles, um potencial térmico. São três os modos de transferência: condução, convecção e radiação. O dispositivo que implementa esse processo de troca de calor entre dois fluidos que estão a diferentes temperaturas separados por paredes sólidas é chamado de trocador de calor.

A caldeira propriamente dita, os superaquecedores, os pré-aquecedores e os economizadores, embora sejam aparelhos de composição geométrica diferentes, se comportam como trocadores de calor, em que o calor gerado pelos gases de combustão é transferido para a água. O seu dimensionamento implica no estabelecimento do tamanho da área de troca compatível com a quantidade de calor requerida em projeto.

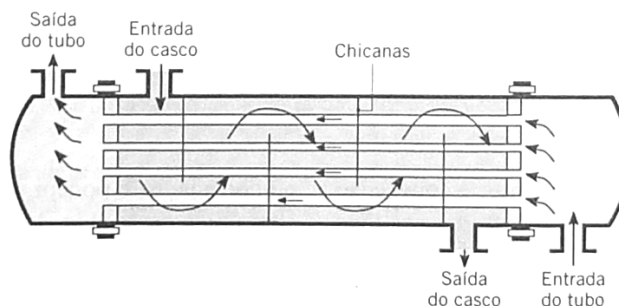
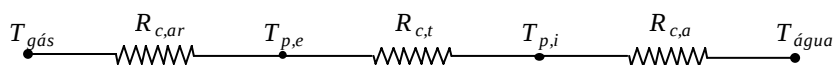


Figura 7. Trocador casco e tubo (corrente contrária)

De um modo simplificado, levando em conta apenas a convecção nos fluidos e a condução na parede do material, a transferência de calor entre dois fluidos que estão a diferentes temperaturas separados por uma parede sólida pode ser esquematizada da seguinte forma:



onde,

T_a é a temperatura dos Gases de Combustão;

$T_{p,e}$ é a temperatura da superfície externa do tubo;

$T_{p,i}$ é a temperatura da superfície interna do tubo;

$T_{\text{água}}$ é a temperatura da água;

E $R_{c,ar}$, $R_{c,t}$ e $R_{c,a}$ são as resistências térmicas do ar, por convecção, do tubo, por condução, e da água, por convecção, respectivamente.

É de grande importância na análise de qualquer trocador de calor a determinação do *coeficiente global de transferência de calor*, que é definido a partir da associação das resistências térmicas dos fluídos e do material que os separa. Tem-se a seguinte relação para o coeficiente global de troca de calor, U :

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_h A_h} = \frac{1}{U_c A_c} \quad (1)$$

onde h e c referem-se aos fluídos quente e frio, respectivamente. É conveniente notar que o produto UA não precisa da designação do lado quente ou frio, no entanto o cálculo do coeficiente global depende de se ele é baseado no lado frio ou quente, uma vez que o coeficiente de cada um deles será diferente se suas áreas também forem. Os termos η_0 e R_f'' referem-se aos efeitos das aletas e incrustações na tubulação, respectivamente. Dessa forma temos:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_0 h A)_c} + \frac{R_{f,c}''}{(\eta_0 A)_c} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi k L} + \frac{R_{f,h}''}{(\eta_0 A)_h} + \frac{1}{(\eta_0 h A)_h} \quad (2)$$

Desprezando os efeitos de incrustações, assim como a existência de aletas na superfície, o coeficiente global de troca de calor pode ser escrito da seguinte forma:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (3)$$

onde os índices e e i referem-se a superfície externa e interna do tubo, respectivamente. Ao longo do gerador de vapor, o que ocorre em cada uma das partes citadas é a troca de calor entre os gases de combustão e a água/ar/vapor, que passa por dentro de tubos (no caso de Geradores Aquatubulares). Dessa forma, podemos escrever também a expressão do coeficiente global de troca de calor em função da área externa ou interna do trocador:

$$U_e = \left(\frac{1}{h_e} + \frac{A_e \ln(D_e/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_i} \frac{A_e}{A_i} \right)^{-1} \quad (4a, 4b)$$

$$U_i = \left(\frac{1}{h_e} \frac{A_i}{A_e} + \frac{A_i \ln(D_e/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_i} \right)^{-1}$$

onde h se refere ao coeficiente de transferência por convecção e k à condutividade térmica do material.

É essencial relacionar a taxa total de transferência de calor a grandezas como a temperatura de entrada e de saída do fluido, o coeficiente global de transferência de calor assim como a área total da superfície de troca. Aqui uma diferença média de temperatura, ΔT_m , é utilizada pois a diferença de temperatura varia com a posição no trocador de calor.

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (5)$$

na qual, para um trocador de calor de correntes contrárias, a expressão de ΔT_{lm} assume a fórmula:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (6)$$

$$\Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,e} - T_{c,s}$$

$$\Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,s} - T_{c,e}$$

À diferença média logarítmica de temperatura, para um trocador de calor de correntes cruzadas, é empregado um fator de correção F , desta forma:

$$\Delta T_{lm} = F \cdot \Delta T_{lm,CC} \quad (7)$$

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{lm,CC} \quad (8)$$

5.2 Estudo da troca de calor ao longo do Gerador de Vapor

De uma forma simplificada, os locais nos quais ocorre troca de calor significativa podem ser divididos em Fornalha (ou Câmara de Combustão), Caldeira Propriamente Dita, Super Aquecedor, Economizador, Aquecedor de Ar e Chaminé, dispostos nessa ordem ao longo do percurso dos gases de combustão através do Gerador de Vapor (Figura 8).

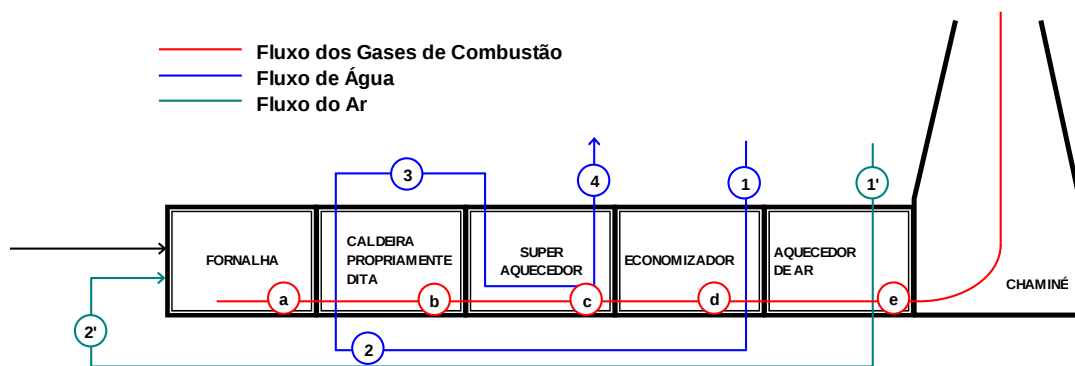


Figura 8. Esquema simplificado de um Gerador de Vapor Completo

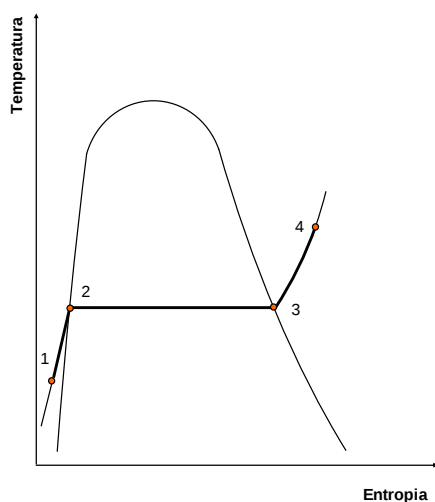


Figura 9. Diagrama termodinâmico da água e vapor no Gerador

As trocas de calor, em cada um desses compartimentos, podem ser estudadas através do conhecimento da temperatura de entrada e saída da água, ou do ar, bem como as dos gases de combustão. Analisando cada uma dessas partes, considerando regime permanente no Gerador de Vapor e considerando as seguintes variáveis de projeto:

- T_1 : Temperatura de entrada do ar no Aquecedor de Ar
- T_2 : Temperatura de saída do ar do Aquecedor de Ar
- T_1 : Temperatura de entrada da água no Economizador
- T_2 : Temperatura de entrada da água na Caldeira
- T_3 : Temperatura de entrada da água no Super Aquecedor
- T_4 : Temperatura de saída da água do Super Aquecedor
- T_a : Temperatura dos Gases de Combustão na entrada da Caldeira
- T_b : Temperatura dos Gases de Combustão na entrada do Super Aquecedor
- T_c : Temperatura dos Gases de Combustão na entrada do Economizador
- T_d : Temperatura dos Gases de Combustão na entrada do Aquecedor de Ar
- T_e : Temperatura dos Gases de Combustão na saída do Aquecedor de Ar
- p : Pressão de operação do Gerador de Vapor
- $\dot{m}_a$: Vazão mássica de Água
- $\dot{m}_g$: Vazão mássica dos Gases de Combustão
- $\dot{m}_{ar}$: Vazão mássica de Ar

e considerando desprezíveis as perdas nas tubulações de um componente para o outro, ou seja, Temperatura de Saída da Caldeira igual a Temperatura de Entrada no Super Aquecedor, Temperatura de Saída do Super Aquecedor igual a temperatura de Entrada do Economizador e Temperatura de Saída do Economizador igual a temperatura de entrada do Aquecedor de Ar, é possível calcular o fluxo de calor transferido entre gases de combustão e água/vapor.

Caldeira Propriamente Dita

Na Caldeira Propriamente Dita, os Gases de Combustão que provém diretamente da Fornalha fornecem calor ao líquido saturado que nela chega, que passa então à condição de Vapor d'água Saturado. Aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica para o volume de controle da Figura 10 e lembrando que as propriedades termodinâmicas da água se referem ao estado de líquido saturado e vapor saturado, na entrada e saída respectivamente, temos:

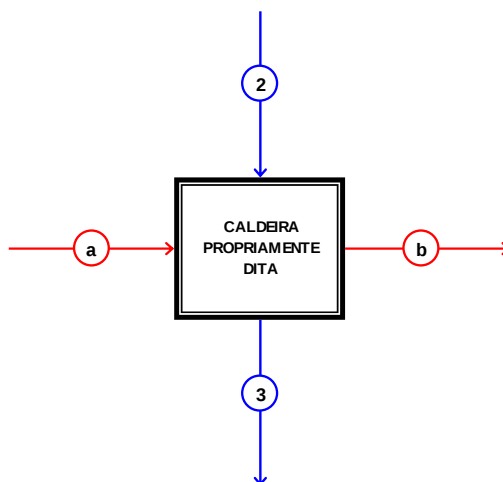


Figura 10. Representação Esquemática do Volume de Controle da Caldeira Propriamente Dita

$$Q = \dot{m}_g \cdot (h_b - h_a)$$

$$Q = \dot{m}_a \cdot (h_2 - h_3)$$

Além disso, o fluxo de calor pode ser calculado também através do coeficiente global de troca de calor, introduzido na seção anterior. Na caldeira propriamente dita, a

transferência de calor por radiação da chama do combustível, não é desprezível, sendo muitas vezes responsável até por 70% do aquecimento dos tubos na caldeira. Desta forma, o coeficiente global de troca de calor fica da seguinte forma:

$$U_e = \left(\frac{1}{h_e + h_{r,e}} + \frac{A_e \ln(D_e/D_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_i} \frac{A_e}{A_i} \right)^{-1}$$

onde $h_{r,e}$ é o coeficiente de radiação na fornalha, definido logo abaixo.

$$Q = (UA)_e \cdot F \cdot \Delta T_{lm} = (UA)_i \cdot F \cdot \Delta T_{lm}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_b - T_2) - (T_a - T_3)}{\ln\left(\frac{T_b - T_2}{T_a - T_3}\right)}$$

No projeto do gerador de vapor que utiliza biodiesel, a radiação da fornalha é o modo de transferência de calor fundamental, uma vez que ele depende da fonte emissora de radiação, nesse caso, a chama do combustível. O que diferencia um combustível do outro na radiação é a sua *emissividade de chama* P . O fluxo de calor por radiação é função da emissividade da chama, do fator geométrico ψ (que é função do diâmetro dos tubos e do espaçamento entre eles), da emissividade do tubo E_p , da área do tubo A , da constante de Stefan-Boltzmann, da temperatura de chama T_{ch} e da temperatura dos tubos T_p . Ela pode ser escrita da seguinte forma:

$$Q = \psi \cdot P \cdot E_p \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_{ch}^4 - T_p^4)$$

$$\Rightarrow h_{r,e} = \frac{Q}{A \cdot (T_{ch} - T_p)}$$

e este é o mesmo fluxo calculado anteriormente

$$Q = (UA)_e \cdot F \cdot \Delta T_{lm} = (UA)_i \cdot F \cdot \Delta T_{lm}$$

Super Aquecedor

No Super Aquecedor o vapor saturado é levado à condição de vapor superaquecido. Os gases de combustão provenientes da Caldeira Propriamente dita são os responsáveis pela elevação de sua entalpia. Aplicando o mesmo procedimento aplicado à Caldeira, tem-se:

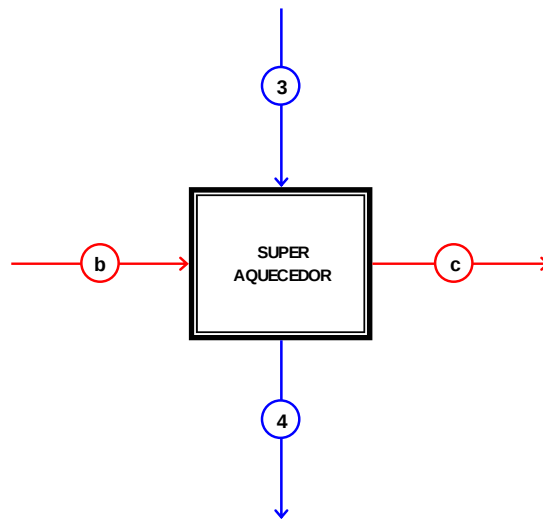


Figura 11. Representação Esquemática do Volume de Controle do Super Aquecedor de Vapor

$$Q = \dot{m}_g \cdot (h_c - h_b)$$

$$Q = \dot{m}_a \cdot (h_4 - h_3)$$

E calculando o fluxo de calor através do coeficiente global de troca de calor, introduzido na seção anterior:

$$Q = (UA)_e \cdot F \cdot \Delta T_{lm} = (UA)_i \cdot F \cdot \Delta T_{lm}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_c - T_3) - (T_b - T_4)}{\ln \left(\frac{T_c - T_3}{T_b - T_4} \right)}$$

Economizador

O Economizador é responsável pela elevação de entalpia da água até a condição de líquido saturado. O seu balanço térmico pode ser escrito da seguinte forma:

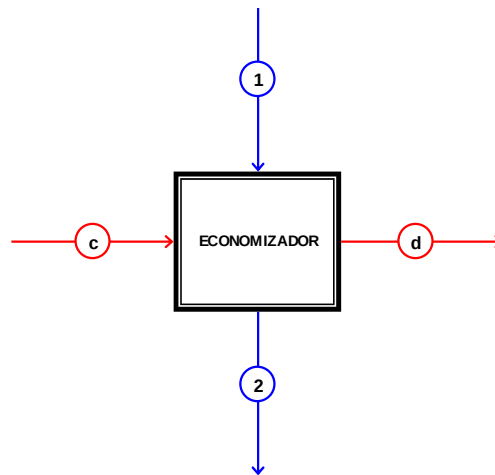


Figura 12. Representação Esquemática do Volume de Controle do Economizador

$$Q = \dot{m}_g \cdot (h_d - h_c)$$

$$Q = \dot{m}_a \cdot (h_2 - h_1)$$

E calculando o fluxo de calor através do coeficiente global de troca de calor, introduzido na seção anterior:

$$Q = (UA)_e \cdot F \cdot \Delta T_{lm} = (UA)_i \cdot F \cdot \Delta T_{lm}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_d - T_1) - (T_c - T_2)}{\ln\left(\frac{T_d - T_1}{T_c - T_2}\right)}$$

Aquecedor de Ar

Na última parte na qual há troca de calor, Aquecedor de Ar, os gases de combustão provenientes do Economizador esquentam o ar antes deste ir para a câmara de combustão:

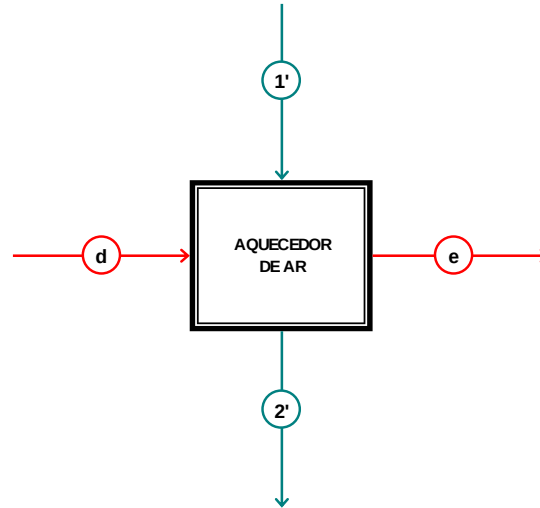


Figura 13. Representação Esquemática do Volume de Controle do Aquecedor de Ar

$$Q = \dot{m}_g \cdot (h_e - h_d)$$

$$Q = \dot{m}_{ar} \cdot (h_{2'} - h_{1'})$$

E calculando o fluxo de calor através do coeficiente global de troca de calor, introduzido na seção anterior:

$$Q = (UA)_e \cdot F \cdot \Delta T_{lm} = (UA)_i \cdot F \cdot \Delta T_{lm}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_d - T_1) - (T_c - T_2)}{\ln\left(\frac{T_d - T_1}{T_c - T_2}\right)}$$

6 ESTUDO DA RADIAÇÃO DA CHAMA [11, 12]

Pequenas partículas formadas em muitas chamas afetam profundamente a sua radiação. O caso mais importante é a formação de fuligem em chamas orgânicas, mas em algumas outras chamas, partículas de óxido metálico como MgO ou Al_2O_3 são formadas. O espectro da chama é, de um modo geral, sempre contínuo, ao invés de ser constituído por bandas discretas, muito parecido com o espectro de um corpo negro. No entanto, é errado assumi-lo como idêntico ao do corpo negro, pois, primeiramente, a emissividade do material das partículas varia de acordo com o comprimento de onda. Isso é aplicável particularmente para os óxidos metálicos, embora o carbono seja suficientemente negro. E a outra razão está associada à disseminação de luz por partículas pequenas. Partículas menores que o comprimento de onda de ondas luminosas não vão apenas disseminar a luz, de acordo com a conhecida lei que diz que a intensidade da luz disseminada é proporcional ao inverso da quarta potência do comprimento de onda, mas também absorver com um coeficiente dependente do comprimento de onda, mesmo se o material das partículas for acinzentado ou preto. Dessa forma, pela lei de Kirchhoff, a emissividade de partículas pequenas também varia de acordo com o comprimento de onda. A emissividade deve ser calculada da equação de Mie se o índice de refração for conhecido; para partículas muito pequenas, a lei da quarta potência de Rayleigh prevalece; para partículas maiores, o seu valor deve se aproximar daquele do material da partícula e, para partículas comparadas no tamanho pelo comprimento de onda, a emissividade mudará de acordo com o comprimento de onda de uma forma mais complexa.

Sempre se acreditou que a temperatura de uma chama luminosa de vela é cerca de 100°C maior que a temperatura da chama de fato. Senftleben e Benedict (1919) afirmam que uma mudança na emissividade em função do comprimento de onda, causada pelo pequeno tamanho das partículas, causa tal efeito. No entanto, mais tarde foram feitas medições da temperatura luminosa de partículas de fuligem nas chamas do benzeno e do acetileno que indicavam forte correlação com a temperatura dos gases.

Os tamanhos das partículas de carbono formadas nas chamas variam em particular de acordo com o tipo de chama, geralmente de 50 a 2000Å. Dessa forma, a emissividade é mais propensa a variar de acordo com o comprimento de onda. No entanto, deve ser lembrado que a emissividade de uma chama e a das partículas que ela contém podem ser diferentes; quanto maior a chama, a auto-absorção se torna considerável, e a emissividade se aproxima a de um corpo negro. Curvas da emissividade em função do comprimento de onda para vários tamanhos e distribuições de tamanho para determinadas concentrações de partículas mostram que para uma concentração muito alta de partículas, a emissividade se aproxima da unidade na região visível, mas mantém-se baixa na região infravermelha. No entanto, praticamente todas as chamas medidas em laboratórios são opticamente estreitas e as suas emissividades são determinadas basicamente pelas características das partículas.

A absorptividade da fuligem deve ser medida diretamente na chama, ou após a coleta num prato de quartzo. Muitas medidas foram tomadas, no entanto há uma grande variação nos valores; isso se deve a distribuição de partículas de tamanhos diferentes em várias chamas. Mesmo para o mesmo combustível, a emissividade depende se uma chama difusa ou pré misturada é usada, se o comburente é oxigênio ou ar atmosférico, como também o tamanho da chama, o que pode afetar o fator tempo.

Devemos considerar também a qual extensão a temperatura das partículas numa chama é mais propensa a ser diferente daquela na chama dos gases. Partículas perdem calor por radiação e ganham calor da chama dos gases por diversos processos de transferência de calor. A temperatura da partícula se ajusta de modo que o seu gradiente é apropriado para equalizar os ganhos e perdas de calor por radiação. Para amplas superfícies, a diferença de temperatura entre gás e sólido deve ser grande, mas a teoria da transferência de calor mostra que para partículas muito pequenas a troca de calor é bem eficiente. Nestas, o coeficiente de troca de calor tende a ser aproximadamente proporcional ao inverso do diâmetro da partícula; a explicação física desse fato é que estamos lidando com um problema tridimensional, no qual o gradiente de temperatura perto de uma partícula pequena é bem maior que aquele encontrado numa partícula

maior. Dessa forma, uma menor diferença de temperatura garante transferência de calor suficiente para neutralizar a perda através da radiação. No entanto, o cálculo é difícil, pois as equações tradicionais de transferência de calor envolvem a velocidade da partícula em relação ao gás; para uma partícula estacionária, não existe equilíbrio. Algumas estimativas indicam que para as partículas de fuligem, a diferença de temperatura entre elas e os gases da chama ocorridos devido a radiação é de apenas 1°C.

Pode-se concluir que as partículas pequenas se aproximam da temperatura de chama apenas é plausível enquanto não é observado aquecimento catalítico. O transporte de energia e massa tendem a ser proporcionais e os efeitos de aquecimento devido a combustão da superfície, isto é, a reação das superfícies de carbono sólido com O₂, aumentam em importância para partículas menores, quando comparado à perda por radiação.

A emissão de luz por partículas pode ser de interesse de duas maneiras: pode-se deduzir o tamanho das partículas e, se forem grandes, elas interferirão óticamente na medida da temperatura dos gases. Para partículas muito menores que o comprimento de onda da luz emitido por elas, podemos aplicar a lei de Rayleigh. Há dois componentes, i_1 e i_2 , polarizados perpendicularmente e paralelos ao plano de observação. Se θ é o ângulo entre a normal desse plano e m é o índice refrativo complexo, então, para uma partícula de raio r e volume V ,

$$i_1(\theta) = \frac{9\pi^2 V^2}{2r^2 \lambda^4} \left(\frac{m^2 - 1}{m^2 + 1} \right) \quad (9a, b)$$

$$i_2(\theta) = \frac{9\pi^2 V^2}{2r^2 \lambda^4} \left(\frac{m^2 - 1}{m^2 + 1} \right) \cos^2 \theta$$

Dessa forma, o componente i_1 é constante, independente da direção, enquanto o componente i_2 vai a zero quando $\theta = 90^\circ$.

Para partículas maiores, devemos usar a equação de Mie, que envolve séries complexas matemáticas, incluindo função de Bessel. Estes problemas são melhores resolvidos com o uso de computadores modernos. Quando o perímetro da partícula ($2\pi R$) é maior que o comprimento de onda, a disseminação é muito mais alta na direção normal e tem, para partículas monodispersivas, valor máximo para um ou mais ângulos θ ; quando a luz branca é disseminada, auréolas coloridas são produzidas.

A emissão por fuligem em chamas foi estudada experimentalmente por Erickson, Williams e Hottel (1964) e Dalzell, Williams e Hottel (1970). A Figura 14 mostra a relação da disseminação com o ângulo θ .

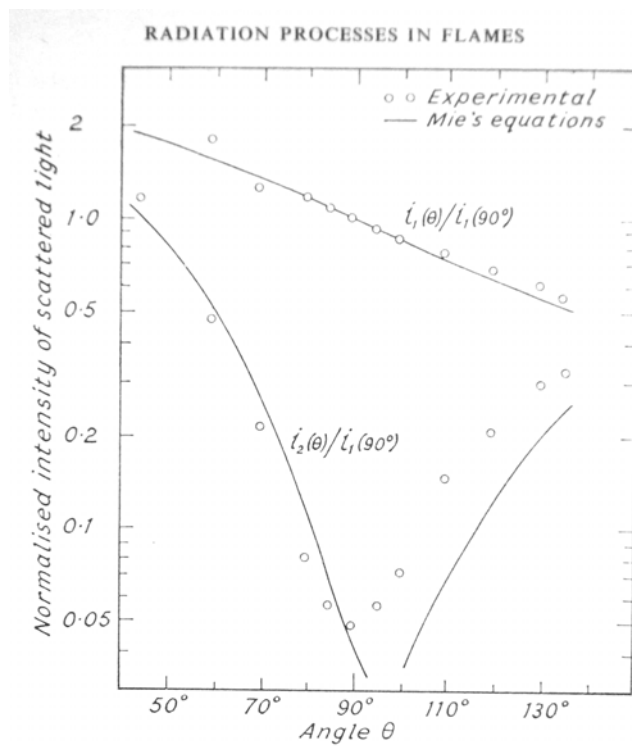


Figura 14. Comparação da emissão de luz experimental com a equação de Mie assumindo partículas esféricas com $2\pi R = 1,20\lambda$ para $\lambda = 4358\text{\AA}$ usando o índice complexo refrativo $m = (1,60 - 0,50i)$. Gráfico de uma chama aerada de propano.

7 PROJETO DO GERADOR DE VAPOR

No projeto anterior, o qual se pretende otimizar, fora estabelecida uma demanda de 10,8 toneladas por hora de vapor de água para a depenagem de frangos na indústria avícola. Para tal projeto, considera-se que não há a necessidade da produção de vapor superaquecido, sendo suficiente apenas o saturado.

7.1 Pré Cálculos¹⁴

A composição do biodiesel, por se tratar de uma substância de estrutura molecular pesada, é de difícil determinação. Entretanto, é razoável a hipótese de que se trata de um éster médio, $C_{19}H_{35}O_2$, derivado de um ácido graxo.

No entanto, para o estudo da combustão, ainda é necessária a determinação da umidade do ar. Adotando a temperatura de bulbo seco de 30°C e a temperatura de bulbo úmido de 25°C, temos a umidade absoluta de 0,018 kg de água/kg de ar seco, conforme mostra a carta psicrométrica abaixo:

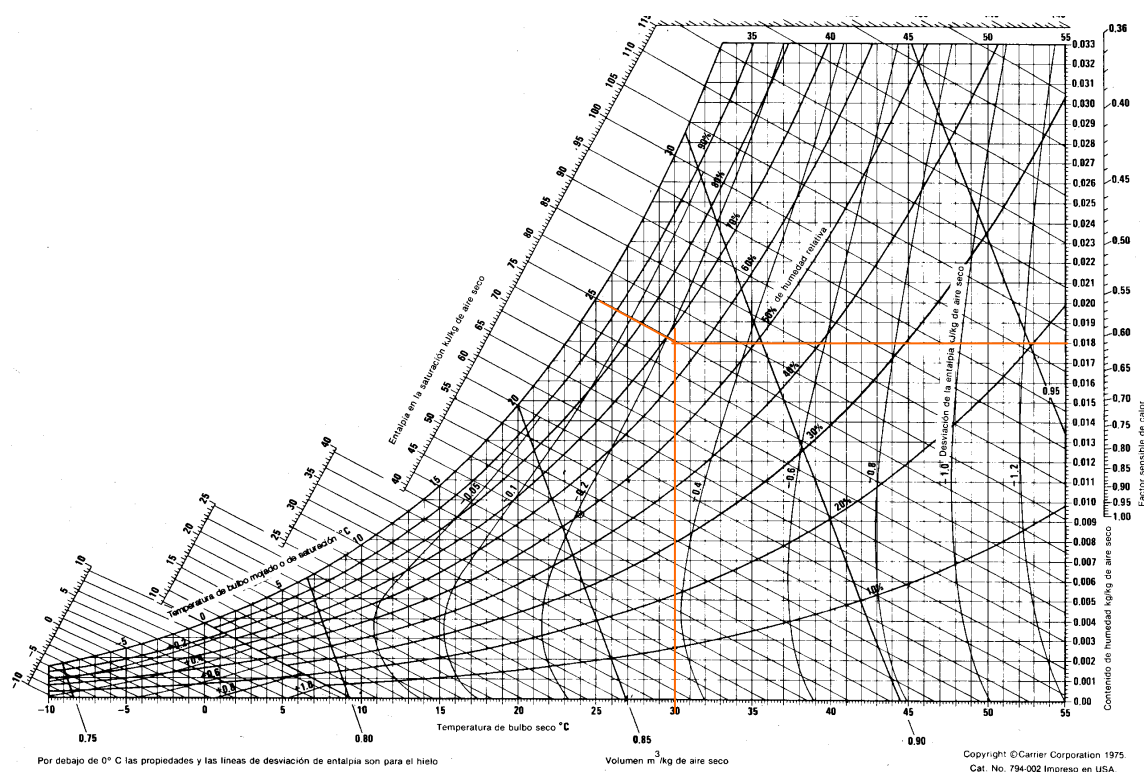


Figura 15. Carta psicrométrica

$$v = 0,018 \frac{\text{kg de água}}{\text{kg de ar seco}}$$

A proporção no ar de oxigênio para nitrogênio é de 1:3,76. Dessa forma:

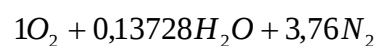
$$\text{Massa Molar } (O_2 + 3,76N_2) = 32 + 3,76 \cdot 28 = 137,28g$$

$$\text{Massa Molar } (H_2O) = 2 + 16 = 18g$$

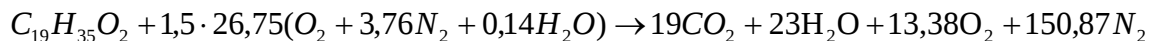
$$v = 18g / kg = 1mol / kg \text{ de ar}$$

$$n_{H_2O} = 1 \cdot 0,13728 = 0,13728$$

E portanto, a composição do ar com tal umidade será:



A combustão do biodiesel, com excesso de ar teórico de 50%, resultará em:



E então a relação ar-combustível pode ser calculada:

$$AC = \frac{m_{ar}}{m_{comb}} = \frac{1,5 \cdot 26,75 \cdot (1 \cdot 32 + 3,76 \cdot 28 + 0,13728 \cdot 18)}{19 \cdot 12 + 35 \cdot 1 + 2 \cdot 16} = 19,008 \frac{kg \text{ de ar}}{kg \text{ de combustível}}$$

A água de alimentação se encontra a temperatura de 25°C, a partir da qual será gerado vapor saturado a pressão de 5 MPa. Temos abaixo os valores referentes às entalpias da água líquida, a 25°C, a de saturação e a da transformação líquido – vapor, na pressão desejada:

$$h_{ent} = 104,5 kJ / kg$$

$$h_{sat} = 1154,2 kJ / kg$$

$$h_{l-v} = 1640,1 kJ / kg$$

A água de alimentação, portanto, deverá ser aquecida até a saturação no economizador e então passará à caldeira, onde será levada até o estado de vapor saturado. Para tanto, será necessário o seguinte fluxo de calor, cujas fórmulas foram vistas nos fundamentos teóricos:

$$\dot{m}_{\acute{a}gua} = 10,8 ton / hora = 10,8 \cdot 10^3 kg / hora = \frac{10,8 \cdot 10^3}{3600} \frac{kg / h}{s / h} = 3 kg / s$$

$$\dot{q}_{econ} = \dot{m}_{\acute{a}gua} \cdot (h_{sat} - h_{ent}) = 3 \cdot (1154,2 - 104,5) = 3149,1 \frac{kJ}{s}$$

$$\dot{q}_{cald} = \dot{m}_{\acute{a}gua} \cdot (h_{l-v}) = 3 \cdot (1640,1) = 4920,3 \frac{kJ}{s}$$

Considerando o poder calorífico inferior do éster dado como 9046 kcal/kg , podemos calcular a vazão mássica necessária de combustível para a geração do calor requerido no processo. Adotando um rendimento de 70% na combustão, temos:

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{q}_{cald} + \dot{q}_{econ}}{\eta \cdot PCI} = \frac{3149,1 + 4920,3}{0,7 \cdot 9046} = 304,2 \text{ g/s}$$

$$\dot{m}_{gases} = (AC + 1) \cdot \dot{m}_{comb} = (19,008 + 1)304,2 = 6,086 \text{ kg/s}$$

7.2 Fornalha

A caldeira no presente projeto é integrada à fornalha. Isso significa que basicamente todo o calor gerado pela queima do biodiesel vai para a geração de vapor, através da convecção e da radiação. A caldeira integrada à fornalha é geralmente vista em projetos de geradores de menor porte. A medida em que se aumenta o porte deste, a segregação desses dois componentes se torna necessária, tanto devido à construção como também à manutenção.

A integração desses dois componentes do gerador de vapor também nos faz pressupor que a temperatura dos gases de combustão na entrada da caldeira é bem próxima à da temperatura adiabática de chama do biodiesel, uma vez que o isolamento da fornalha ao o ambiente externo é feito visando minimizar as perdas de calor.

Para a determinação da temperatura adiabática de chama, Shintani et Yasuda, apud Lapuente¹⁵, obtiveram analiticamente, através da extrapolação de pontos, uma curva da temperatura adiabática de chama em função da razão da relação ar-combustível em excesso / sem excesso de ar. Tal curva pode ser visualizada abaixo:

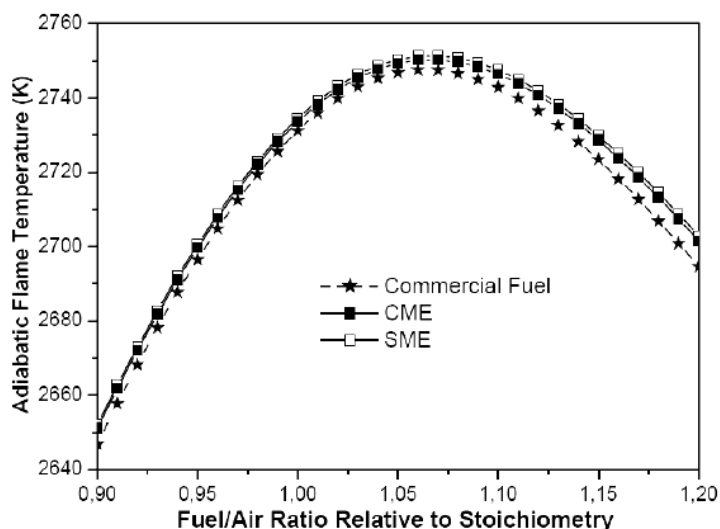


Figura 16. Temperatura Adiabática de Chama do biodiesel em função da relação da mistura ar - combustível

Para o excesso de ar de 50%, foi obtido o valor de temperatura adiabática de chama de 2187K (1914°C). Admitindo que há 3% de perda do calor da chama por irradiação das paredes da fornalha, valida-se a hipótese de que a temperatura dos gases ao longe é de 2165K (1892°C). Essa temperatura é a temperatura de entrada dos gases na caldeira.

7.3 Caldeira

Na caldeira, água entra líquida saturada e sai na forma de vapor saturado. Para 5MPa, a temperatura de saturação da água é de 264°C. Durante a transformação líquido vapor, calor à água é transferido através de dois processos: radiação e convecção.

7.3.1 Radiação

O processo de radiação na caldeira é responsável pela maior parte da transferência de calor à tubulação de água. Tal processo pode ser separado ainda em duas parcelas: radiação dos gases de combustão e radiação da chama do combustível.

p = fator de chama, que pode varia de 0,8 a 1,0. Para o caso do biodiesel, utilizaremos o fator de chama 0,9;

ε_p = emissividade do material. Para aço carbono oxidado, o valor da sua emissividade é de 0,8;

A = Área irradiada (a calcular);

σ = Constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \cdot 10^{-8} W / m^2 \cdot K^4$);

T_{chama} = temperatura de chama do biodiesel;

T_{parede} = temperatura da parede irradiada.

Adotando a hipótese de que a temperatura da parede do tubo será superior em 10°C a temperatura de saturação do vapor,

$$T_{parede} = T_{sat} + 10^\circ C$$

$$T_{parede} = 264 + 10^\circ C$$

$$T_{parede} = 274^\circ C = 547 K$$

Pode-se então calcular o calor transferido da chama a parede dos tubos:

$$Q_{chama} = \Psi \cdot p \cdot \varepsilon_p \cdot A \cdot \sigma \cdot (T_{chama}^4 - T_{parede}^4)$$

$$Q_{chama} = 0,81 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot A \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (2187^4 - 547^4)$$

$$\frac{Q_{chama}}{A} = 723,5 kW / m^2 (I)$$

7.3.1.2 Radiação dos gases

Retomando a hipótese inicial de que a temperatura dos gases pouco difere da temperatura de chama numa caldeira integrada a fornalha, temos então:

$$Q_{gases} = \sigma \cdot A \cdot [\varepsilon_g(T_g) \cdot T_g^4 - \alpha_p(T_p) \cdot T_p^4]$$

onde:

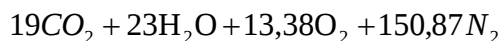
$\varepsilon_g(T_g)$ é a emissividade dos gases;

$\alpha_p(T_p)$ é a absortividade dos gases.

e ainda

$$\varepsilon_g(T_g) = C_{CO_2} \cdot \varepsilon_{CO_2} + C_{H_2O} \cdot \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon$$

nas quais C se refere às correções nos termos de CO_2 e água nos gases da combustão, conforme será visto adiante. Analisando os produtos da combustão, temos:



$$C_{CO_2} = \frac{19}{19 + 23 + 13,38 + 150,87} = 0,0921$$

$$C_{H_2O} = \frac{23}{19 + 23 + 13,38 + 150,87} = 0,1115$$

Hottel [13] desenvolveu um método para a determinação da emissão e absorção de gases. Para a determinação delas, introduz-se o conceito de comprimento médio do feixe, L_e , que correlaciona a dependência da emissividade do gás com a sua geometria de forma. Segue abaixo a tabela que correlaciona o formato do gás com o seu comprimento do feixe.

Tabela 3. Comprimento de feixe para diversas geometria de gases

TABLE 13.1 BEAM LENGTHS FOR GAS RADIATION (HOTTEL (6))

Shape	X Characterizing dimension	Factor by which X is multiplied to obtain mean beam length L	
		When $p_g L = 0$	For average values of $p_g L$
Sphere.....	Diameter	2/3	0.60
Infinite cylinder.....	Diameter	1	0.90
Semi-infinite cylinder, radiating to center of base.....	Diameter	...	0.90
Right-circular cylinder, height = diam- eter, radiating to center of base....	Diameter	...	0.77
Same, radiating to whole surface.....	Diameter	2/3	0.60
Infinite cylinder of half-circular cross sec- tion. Radiating to spot on middle of flat side.....	Radius	...	1.26
<i>Rectangular parallelepipeds:</i>			
1:1:1 (cube).....	Edge	2/3	...
1:1:4, radiating to 1 × 4 face.....	Shortest edge	0.90	...
radiating to 1 × 1 face.....		0.86	...
radiating to all faces.....		0.89	...
1:2:6, radiating to 2 × 6 face.....	Shortest edge	1.18	...
radiating to 1 × 6 face.....		1.24	...
radiating to 1 × 2 face.....		1.18	...
radiating to all faces.....		1.20	...
1:∞:∞ (infinite parallel planes).....	Distance between planes	2	...
<i>Space outside:</i>			
Space outside infinite bank of tubes with centers on equilateral triangles; tube diameter = clearance.....	Clearance	3.4	2.8
Same as preceding, except tube diameter = one-half clearance.....	Clearance	4.45	3.8
Same, except tube centers on squares; diameter = clearance.....	Clearance	4.1	3.5

A caldeira, segundo suas dimensões, pode ser classificada aproximadamente em um cubo. Dessa forma:

$$L_e = \frac{2}{3} \cdot (\text{aresta})$$

$$L_e = 0,667 \cdot 1,0 = 0,667m$$

Entrando com os seguintes dados no gráfico abaixo

$$P_{CO_2} \cdot L_e = 1atm \cdot 0,0921 \cdot 0,667m = 0,0614$$

$$T_g = 2165K$$

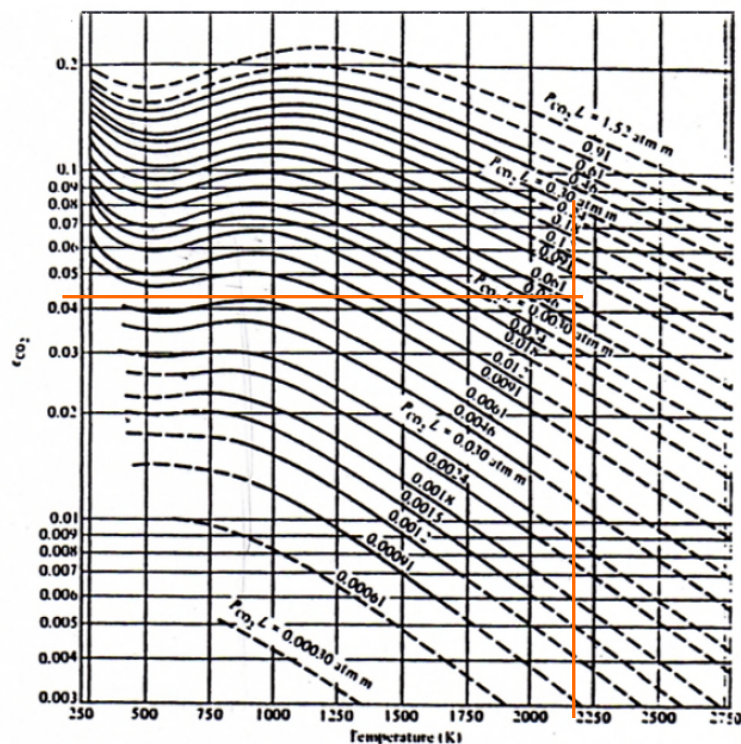


Figura 19. Gráfico da emissividade de gás carbônico

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,041$$

Um ajuste deve ser feito para esse valor, determinado graficamente pelo diagrama abaixo, cujas abscissas denotam a pressão total dos gases.

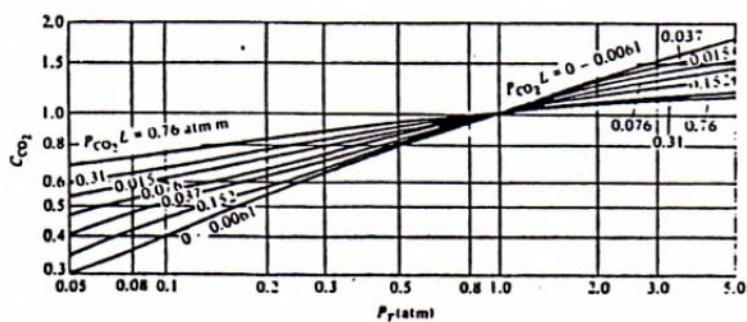


Figura 20. Fator de correção para o gás carbônico

Caso a pressão dos gases não fosse de 1atm, haveria necessidade de um fator para correção.

Fazendo os mesmos cálculos para o vapor de água:

$$P_{H_2O} \cdot L_e = 1atm \cdot 0,1115 \cdot 0,667m = 0,0743$$

$$T_g = 2165K$$

e ainda

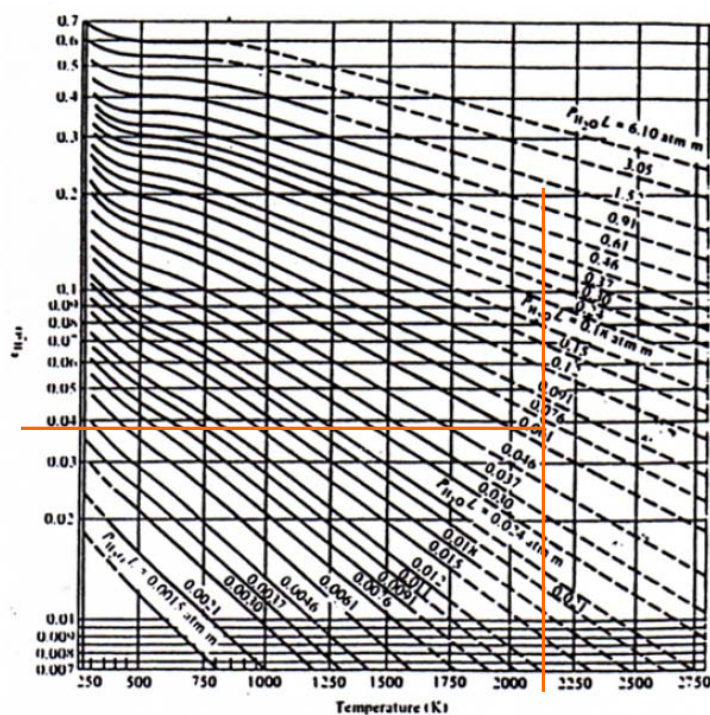


Figura 21. Emissividade do vapor de água

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,038$$

Um ajuste deve ser feito para esse valor, determinado graficamente pelo diagrama abaixo, cujas abscissas contém a seguinte expressão:

$$\frac{P_{H_2O} + P_{atm}}{2} = 0,55575$$

E portanto, do gráfico abaixo:

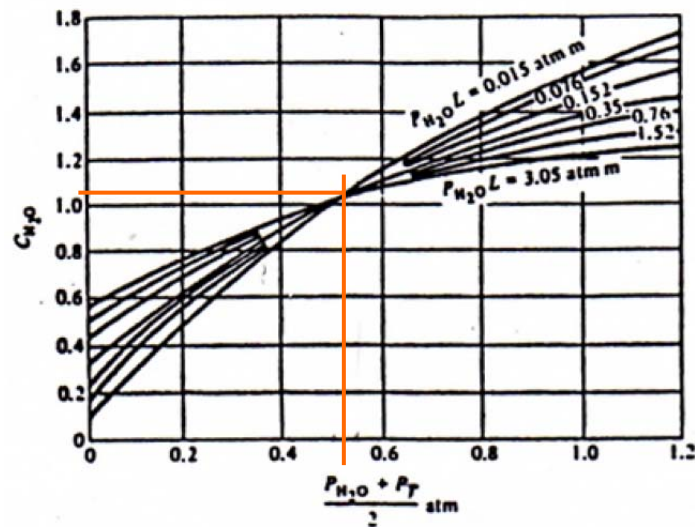


Figura 22. Fator de correção para o vapor de água

$$C_{H_2O} = 1,05$$

Nas parcelas da emissividade total dos gases, há ainda um termo que se refere à emissão e absorção mútua entre as duas espécies, $\Delta \varepsilon$.

$$P_{CO_2} \cdot L_e + P_{H_2O} \cdot L_e = 0,008188 + 0,009912$$

$$P_{CO_2} \cdot L_e + P_{H_2O} \cdot L_e = 0,01810 \text{ atm} \cdot \text{m}$$

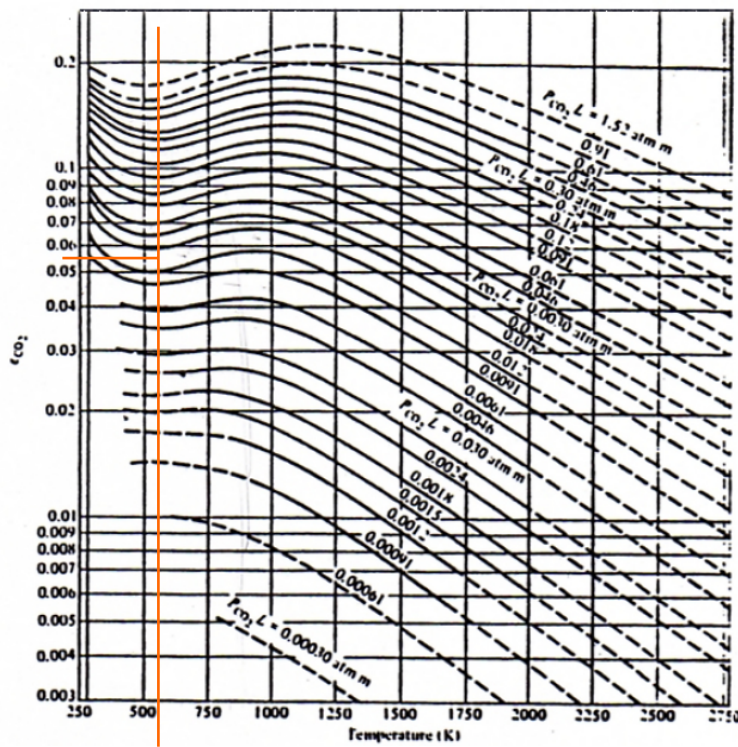


Figura 24. Gráfico para determinação da absortividade do gás carbônico

$$\varepsilon'_{CO_2} = 0,055$$

Analogamente para o vapor de água:

$$P_{H_2O} \cdot L_e \cdot \left(\frac{T_s}{T_g} \right) = 1 \text{ atm} \cdot 0,1115 \cdot 0,667 \text{ m} \cdot \left(\frac{547}{2165} \right) = 0,0188$$

$$T_s = 547 \text{ K}$$

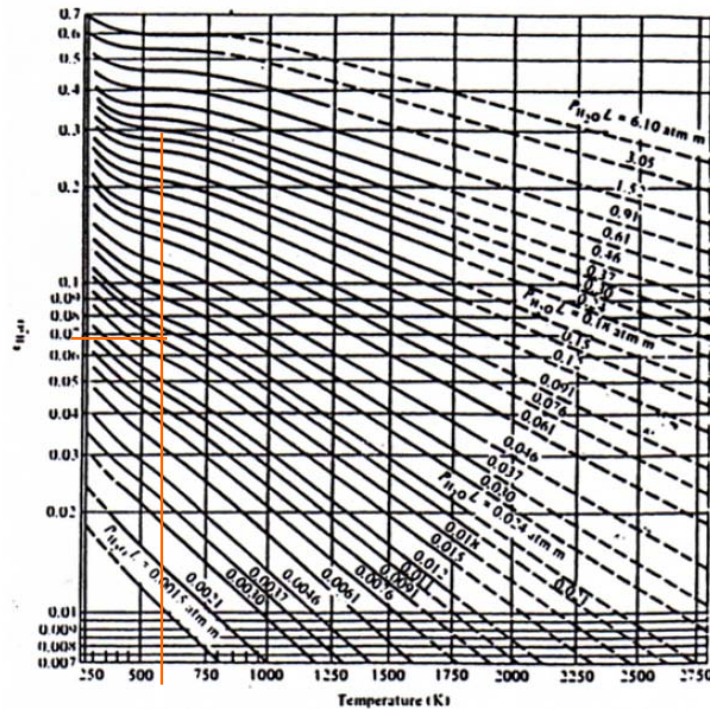


Figura 25. Gráfico para determinação da absorptividade do vapor de água

$$\varepsilon'_{H_2O} = 0,069$$

Fazendo um resumo dos dados obtidos:

$$C_{CO_2} = 1,00$$

$$C_{H_2O} = 1,05$$

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,041$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,038$$

$$\varepsilon'_{CO_2} = 0,055$$

$$\varepsilon'_{H_2O} = 0,07$$

$$\Delta\varepsilon = 0$$

De posse dos dados, já podemos calcular o calor transferido aos tubos devido a radiação dos gases:

$$\varepsilon_g(T_g) = C_{CO_2} \cdot \varepsilon_{CO_2} + C_{H_2O} \cdot \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon$$

$$\varepsilon_g(T_g) = 1,0 \cdot 0,041 + 1,05 \cdot 0,038 - 0$$

$$\varepsilon_g(T_g) = 0,0809$$

e ainda

$$\alpha_{CO_2} = C_{CO_2} \cdot \left(\frac{T_g}{T_s}\right)^{0,65} \cdot \varepsilon'_{CO_2} = 1,0 \cdot \left(\frac{2165}{547}\right)^{0,65} \cdot 0,055 = 0,1344$$

$$\alpha_{H_2O} = C_{H_2O} \cdot \left(\frac{T_g}{T_s}\right)^{0,45} \cdot \varepsilon'_{H_2O} = 1,05 \cdot \left(\frac{2165}{547}\right)^{0,45} \cdot 0,070 = 0,1365$$

e portanto

$$\alpha_g = \alpha_{H_2O} + \alpha_{CO_2} - \Delta\alpha$$

$$(\Delta\alpha = \Delta\varepsilon)$$

$$\alpha_g(T_g) = 0,271$$

Finalmente o calor transferido através de convecção, por unidade de área:

$$Q_{gases} = \sigma \cdot A \cdot [\varepsilon_g(T_g) \cdot T_g^4 - \alpha_p(T_p) \cdot T_p^4]$$

$$\frac{Q_{gases}}{A} = \sigma \cdot [\varepsilon_g(T_g) \cdot T_g^4 - \alpha_p(T_p) \cdot T_p^4]$$

$$\frac{Q_{gases}}{A} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot [0,0809 \cdot 2165^4 - 0,271 \cdot 547^4]$$

$$\frac{Q_{gases}}{A} = 99,4 \text{ kW/m}^2 (II)$$

7.3.2 Convecção dos gases

O outro modo de troca de calor na caldeira, de parcela menor, mas nem por isso menos importante, é a convecção dos gases. O coeficiente de troca de calor na caldeira é

calculado a partir do número de Nusselt, que é função do número de Reynolds e do número de Prandtl. Tais números são determinados em uma específica temperatura, a temperatura de filme (média da temperatura dos gases e da superfície dos tubos).

$$T_f = \frac{T_\infty + T_p}{2} = \frac{2165 + 547}{2} = 1356K$$

A área através da qual passam os gases de combustão é:

$$A_{\text{sec}} = 1m \cdot 1,2m = 1,2m^2$$

como mostra a figura abaixo (1,2m de comprimento).

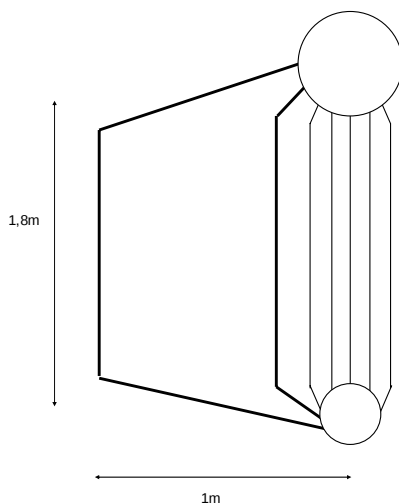


Figura 26. Desenho esquemático representativo da caldeira

Para o cálculo do número de Reynolds, é necessário ainda avaliar a velocidade dos gases de combustão.

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_{\text{sec}}}$$

A massa específica pode ser calculada de acordo com a lei dos gases. A constante utilizada nesse cálculo é a do ar:

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T} = \frac{101325 Pa}{286,9 \frac{J}{kg \cdot K} \cdot 1356 K} = 0,260 kg / m^3$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_{sec}}$$

$$V = \frac{6,086 \frac{kg}{s}}{0,260 \frac{kg}{m^3} \cdot 1,2 m^2} = 19,47 m/s$$

$$Re_L = \frac{V L}{\nu} = \frac{19,47 m/s \cdot 1,8}{200,724 \cdot 10^{-6}}$$

$$\Rightarrow Re_{D,max} = 174\,621$$

O número de Prandtl dos gases de combustão, ponderado pela fração molar de cada um de seus componentes, vale:

$$Pr = 0,711$$

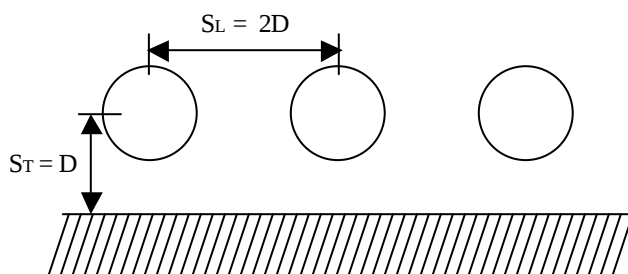


Figura 27. Desenho esquemático do arranjo de tubos na caldeira

A correlação utilizada para a modelagem da troca de calor por convecção é a de escoamento paralelo à placa plana, na qual:

$$\overline{Nu}_L = 0,664 Re_x^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$$

$$\overline{Nu}_L = 0,664 \cdot 174621^{1/2} \cdot 0,711^{1/3}$$

$$\overline{Nu}_L = 247,651$$

E ainda

$$\bar{h} = \overline{Nu}_D \cdot \frac{k}{L}$$

$$k(\text{ar}, 1356\text{K}) = 0,0865 \text{ W} / \text{m} \cdot \text{K}$$

$$\bar{h} = 247,651 \cdot \frac{0,0865}{1,8}$$

$$\bar{h} = 11,90 \text{ W} / \text{m}^2 \text{K} (III)$$

Retomando o conceito de diferença média logarítmica de temperatura, que ocorre na convecção quando o fluido (externo) está submetido a uma significativa variação de temperatura, tem-se:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

$$\Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,e} - T_{c,s}$$

$$\Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,s} - T_{c,e}$$

nas quais os índices h e c se referem ao fluido quente e frio, respectivamente, e e e s se referem às seções de entrada e saída, respectivamente.

Não temos ainda a temperatura de saída dos gases de combustão. A sua determinação será feita de modo iterativo, pois sabemos que os calores transferidos por radiação e convecção, somados, serão os mesmos transferidos à água, responsáveis pela transformação líquido-vapor. E ainda, o calor transferido por convecção será o mesmo

proveniente da variação entálpica dos gases de combustão. Mas antes disso, é necessário determinar a área necessária para a troca de calor desejada. Estimando uma temperatura inicial da saída dos gases de combustão em 800K, temos:

$$\Delta T_1 \equiv T_{h,e} - T_{c,s} = 2165K - 547K = 1592K$$

$$\Delta T_2 \equiv T_{h,s} - T_{c,e} = 800K - 547K = 253K$$

E então

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{1592 - 253}{\ln\left(\frac{1592}{253}\right)} = 735K$$

À diferença média logarítmica de temperatura, para um trocador de calor de correntes cruzadas, é empregado um fator de correção F . Como não há alteração na temperatura da água, ou seja, o que ocorre é uma transformação de fase, $F = 1$. Pode-se, finalmente, calcular a transferência do fluxo de calor da seguinte forma:

$$Q_{convec} = \bar{h} \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{lm}$$

$$\frac{Q_{convec}}{A} = 11,90W / K \cdot m^2 \cdot 1 \cdot 735K$$

$$\frac{Q_{convec}}{A} = 8,75kW / m^2$$

E então:

$$\frac{Q_{chama}}{A} = 598,5kW / m^2$$

$$\frac{Q_{gases}}{A} = 99,4kW / m^2$$

$$\frac{Q_{convec}}{A} = 8,8kW / m^2$$

Fazendo o balanço de energia total:

$$\dot{q}_{cald} = \dot{m}_{\acute{a}gua} \cdot (h_{l-v}) = 3 \cdot (1640,1) = 4920,3kW$$

Portanto

$$\left(\frac{Q_{chama}}{A} + \frac{Q_{gases}}{A} + \frac{Q_{convec}}{A} \right) \cdot A = 4920,3kW$$

$$\left(706,6 \frac{kW}{m^2} \right) \cdot A = 4920,3kW$$

$$A = 6,963m^2$$

Retomando a parcela de calor da convecção:

$$Q_{gases} = \dot{m}_{gases} \cdot c_p \cdot (T_e - T_s)$$

$$Q_{gases} = 6,086kg/s \cdot c_p \cdot (T_e - T_s)$$

Foram realizados diversos cálculos iterativos que, a partir de uma temperatura de saída, determinavam o coeficiente de troca por convecção, em seguida a área total da caldeira, em seguida a parcela da troca de calor por convecção. Essa parcela total de convecção deveria ser igualada a variação de entalpia sofrida pelo gás, na entrada e na saída da caldeira, como mostra a equação acima. A temperatura de 2148K, tais parcelas se igualaram, e então essa é a temperatura de saída dos gases da caldeira. Dessa forma, refazendo-se os cálculos:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{1618 - 1601}{\ln\left(\frac{1618}{1601}\right)} = 1609,5K$$

$$Q_{convec} = \bar{h} \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{lm}$$

$$\frac{Q_{convec}}{A} = 11,90W / K \cdot m^2 \cdot 1 \cdot 1609,5K$$

$$\frac{Q_{convec}}{A} = 19,14kW / m^2$$

E dessa forma:

$$\frac{Q_{chama}}{A} = 723,5 \text{ kW/m}^2 \text{ (I)}$$

$$\frac{Q_{gases}}{A} = 99,4 \text{ kW/m}^2 \text{ (II)}$$

$$\frac{Q_{convec}}{A} = 19,1 \text{ kW/m}^2 \text{ (III)}$$

Portanto

$$\left(\frac{Q_{chama}}{A} + \frac{Q_{gases}}{A} + \frac{Q_{convec}}{A} \right) \cdot A = 4920,3 \text{ kW}$$

$$\left(723,4 \text{ kW/m}^2 + 99,4 \text{ kW/m}^2 + 19,1 \text{ kW/m}^2 \right) \cdot A = 4920,3 \text{ kW}$$

$$\left(842,1 \text{ kW/m}^2 \right) \cdot A = 4920,3 \text{ kW}$$

$$A = 5,842 \text{ m}^2$$

A caldeira será constituída por n fileiras de tubo, como mostra a figura abaixo:

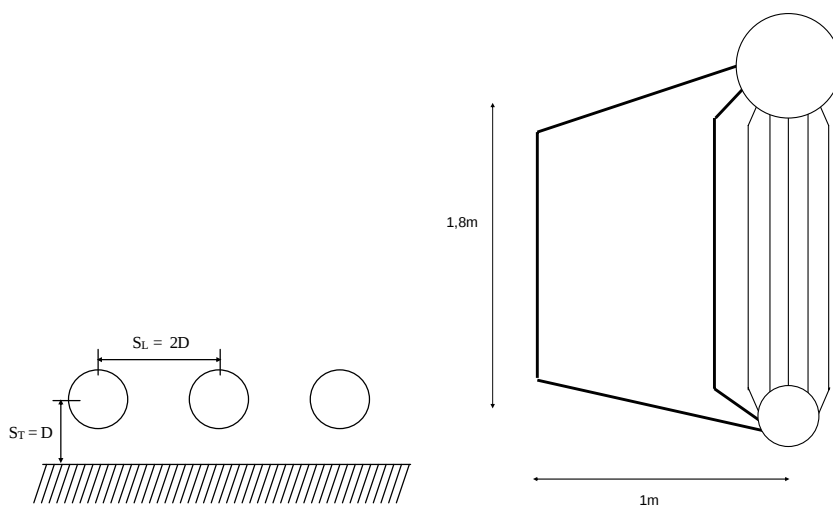


Figura 28. Desenho esquemático da caldeira e do seu arranjo de tubos

Comprimento total do tubo: $2 \cdot (1,8) + 2 \cdot (1) = 5,6m$

Diâmetro do tubo: $0,03175m$

Área de cada tubo: $5,6 \cdot \pi \cdot 0,03175 = 0,559m^2$

Portanto

$$N = \frac{5,84m^2}{0,559m^2/tubo}$$

$\therefore N = 11 tubos$

Analisando os fluxos de calor de cada um dos processos (radiação de chama, de gases e convecção), podemos concluir que na caldeira o grande responsável pela transferência de calor à água é a chama do biodiesel, responsável por 86% da transferência total.

7.4 Economizador

No economizador, o tubo de feixes já não receberá a radiação da chama do biodiesel. Os processos de transferência de calor envolvidos serão apenas a radiação e a convecção dos gases. Para o estudo dos mesmos, são necessários alguns parâmetros de geometria do economizador, que fica contíguo à caldeira.

Supondo que se trata de um duto com seção retangular de $0,8m \times 1,8m$, o modelo de transferência de calor por convecção a ser utilizado é o de escoamento externo sobre banco de tubos em quicôncio, havendo 28 tubos por fileira.

$$N_{fil} = 28$$

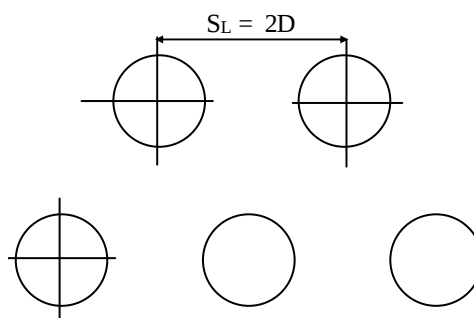


Figura 29. Arranjo de tubos no economizador

7.4.1 Radiação

A radiação dos gases é modelada assim como na caldeira, adotando-se a geometria correta do feixe de gás e relacionando-a a sua emissividade e absortividade.

É sabido que, para um gás que passa por um banco de tubos em quicôncio, o comprimento do feixe é proporcional ao espaçamento entre eles multiplicado por um fator da seguinte maneira:

$$L_e = 3,4 \cdot 2 \cdot D$$

$$L_e = 0,2159m$$

O procedimento para a determinação da emissividade e da absortividade é o mesmo, porém, como já foi explicitado na seção anterior detalhadamente, vamos nos abster de mostrar o procedimento passo a passo, nos limitando apenas ao resultado final.

$$T_g = 2145K$$

$$T_s = 547K$$

$$C_{CO_2} = 1,00$$

$$C_{H_2O} = 1,05$$

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,0058$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,013$$

$$\varepsilon'_{CO_2} = 0,035$$

$$\varepsilon'_{H_2O} = 0,027$$

$$\Delta\varepsilon = 0$$

De posse dos dados, já podemos calcular o calor transferido aos tubos devido a radiação dos gases:

$$\varepsilon_g(T_g) = C_{CO_2} \cdot \varepsilon_{CO_2} + C_{H_2O} \cdot \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon$$

$$\varepsilon_g(T_g) = 0,01945$$

e ainda

$$\alpha_{CO_2} = C_{CO_2} \cdot \left(\frac{T_g}{T_s} \right)^{0,65} \cdot \varepsilon'_{CO_2}$$

$$\alpha_{H_2O} = C_{H_2O} \cdot \left(\frac{T_g}{T_s} \right)^{0,45} \cdot \varepsilon'_{H_2O}$$

$$\alpha_g = \alpha_{H_2O} + \alpha_{CO_2} - \Delta\alpha$$

$$(\Delta\alpha = \Delta\varepsilon)$$

$$\alpha_g(T_g) = 0,1375$$

$$Q_{gases} = \sigma \cdot A \cdot [\varepsilon_g(T_g) \cdot T_g^4 - \alpha_p(T_p) \cdot T_p^4]$$

$$\frac{Q_{gases}}{A} = \sigma \cdot [\varepsilon_g(T_g) \cdot T_g^4 - \alpha_p(T_p) \cdot T_p^4]$$

$$\frac{Q_{gases}}{A} = 22,6kW / m^2$$

7.4.2 Convecção dos gases

Para calcular o número de Reynolds do escoamento, é necessário o cálculo da velocidade, que é função da área pela qual o escoamento passa ao longo do duto. Admitindo ainda que o diâmetro dos tubos seja o mesmo da caldeira, temos:

$$\text{Área Total} = h \cdot l = 04 \cdot 0,8 = 0,36m^2$$

$$\text{Área Tubos} = N_{fil} \cdot D \cdot l = 28 \cdot 0,03175 \cdot 0,8 = 0,7112m^2$$

E portanto a seção para o escoamento será:

$$\text{Área Total} - \text{Área Tubos} = 1,44 - 0,7112m^2$$

$$A_{esc} = 0,7288m^2$$

A correlação de Grimson estendida para o escoamento caracterizado acima é

$$\overline{Nu}_D = 1,13 \cdot C_1 \cdot Re_{D,\max}^m \cdot Pr^{1/3}, \quad \left[\begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ Pr \geq 0,7 \\ 2000 \leq Re_{D,\max} \leq 40000 \end{array} \right.$$

No qual

$$Re_{D,\max} = \frac{V_{\max} D}{\nu}$$

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} V$$

$$V = \frac{\dot{m}_{gases}}{\rho \cdot A_{esc}}$$

As propriedades ρ , ν e μ serão calculadas na temperatura de filme, ou seja:

$$T_f = \frac{T_\infty + T_p}{2} = \frac{2148 + 547}{2} = 1347,5K$$

E serão admitidas, novamente, as propriedades do ar para o cálculo de troca de calor. Dessa forma:

$$\rho = 0,260$$

$$\nu = 0,000201$$

$$\dot{m}_{gases} = 6,086kg / s$$

E daí

$$V = \frac{\dot{m}_{gases}}{\rho \cdot A_{esc}} = 32,1m / s$$

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} V = 64,2m / s$$

$$Re_{D,\max} = \frac{V_{\max} D}{\nu} = 10143$$

Voltando a correlação do Nusselt com as constantes apropriadas:

$$\overline{Nu}_D = 1,13 \cdot C_1 \cdot Re_{D,\max}^m \cdot Pr^{1/3}$$

$$C_1 = 0,482$$

$$m = 0,556$$

$$\overline{Nu}_D = 170,34$$

e conseqüentemente

$$\bar{h} = \overline{Nu}_D \cdot \frac{k}{D}$$

$$\bar{h} = 464,1 W / m^2 K$$

Ainda deve ser levado em conta no cálculo da transferência de calor por convecção o fator de forma do trocador de calor, por ser de correntes cruzadas. O mesmo processo iterativo para o cálculo de convecção na caldeira será adotado para o cálculo da área e da temperatura de saída dos gases de combustão. Deste modo, a temperatura de saída dos gases do economizador, será:

$$T_{gases,s} = 1630 K$$

Aplicando então o fator de forma para esse trocador de calor:

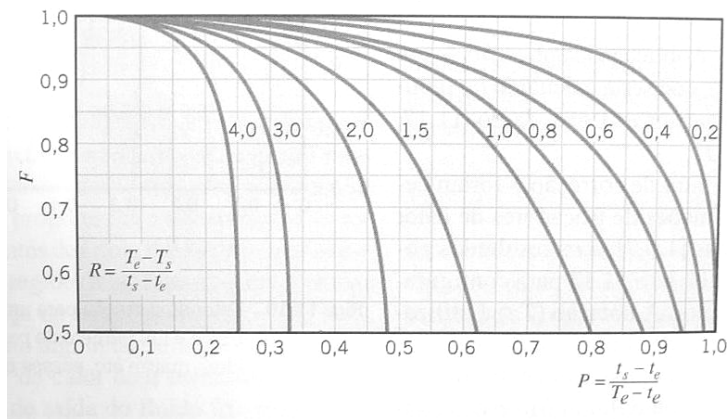


Figura 30. Fator de forma para um trocador de calor de correntes cruzadas

$$P = 0,155$$

$$R = 2,07$$

Pelo gráfico, observa-se que o valor do fator de forma para tal trocador é muito próximo de 1. Esse será o valor assumido.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{1601 - 1332}{\ln\left(\frac{1601}{1332}\right)} = 1462,4K$$

$$Q_{convec} = \bar{h} \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{lm}$$

$$\frac{Q_{convec}}{A} = 464,07W / K \cdot m^2 \cdot 1 \cdot 1462,4K$$

$$\frac{Q_{convec}}{A} = 678,7kW / m^2$$

A taxa de calor requerido no economizador, como já calculada anteriormente, é:

$$\dot{q}_{econ} = \dot{m}_{\text{água}} \cdot (h_{sat} - h_{ent}) = 3 \cdot (1154,2 - 104,5) = 3149,1 \frac{kJ}{s}$$

E portanto:

$$\left(\frac{Q_{gases}}{A} + \frac{Q_{convec}}{A} \right) \cdot A = 3149,1kW$$

$$\left(22,6 \frac{kW}{m^2} + 678,7 \frac{kW}{m^2} \right) \cdot A = 3149,1kW$$

$$\left(701,3 \frac{kW}{m^2} \right) \cdot A = 3149,1kW$$

$$A = 4,49m^2$$

Comprimento total do tubo: 0,8m

Diâmetro do tubo: 0,03175m

$$\text{Área de cada tudo: } 0,8 \cdot \pi \cdot 0,03175 = 0,079m^2$$

Portanto

$$N = \frac{4,49m^2}{0,079m^2/tubo}$$

$$\therefore N = 57 tubos$$

Analisando os fluxos de calor de cada um dos processos, radiação dos gases e convecção, podemos concluir que no economizador a grande responsável pela transferência de calor à água é a convecção dos gases, tendo quase 97% de participação na transferência total.

8 ANÁLISE DOS RESULTADOS

As tabelas abaixo mostram resultados comparativos entre os dois projetos.

Tabela 4. Resultados comparativos da otimização do Gerador de Vapor (I)

	Temperatura de entrada dos Gases (°C)		Temperatura de Saída dos Gases (°C)	
	Otimizado	Inicial	Otimizado	Inicial
Caldeira	1894	883,4	1875	838
Economizador	1875	838	1357	450

Tabela 5. Resultados comparativos da otimização do Gerador de Vapor (II)

	Área Total m ²		Troca de Calor (kW)	Taxa de troca de calor específica (kW/m ²)	
	Inicial	Otimizado	-	Inicial	Otimizado
Caldeira	8,99	5,842	4920,3	547,3	842,2
Economizador	41,47	4,49	3149,1	75,9	701,4

A diferença mais notável de troca de calor se observa no economizador, onde a diferença de temperatura dos gases (projeto inicial e projeto otimizado) é grande. A temperatura utilizada na otimização do projeto foi alcançada devido à integração da caldeira a fornalha, de modo que os gases de combustão tivessem a temperatura aproximadamente igual àquela da temperatura adiabática de chama do biodiesel. Na caldeira também houve uma pequena diferença, e esta, mais uma vez, pode ser justificada pela utilização da temperatura adiabática de chama do biodiesel para os gases de combustão.

9 CONCLUSÃO

A utilização do biodiesel como combustível alternativo ao uso de derivados de petróleo tem-se mostrado bastante atraente por diversos aspectos. Dentre eles, podemos citar o biodiesel como sendo um combustível ecologicamente correto, que contribui para a diminuição de gases que causam o efeito estufa na atmosfera, uma vez que é ele originado de plantas que realizam fotossíntese, capturando carbono da atmosfera. Além do mais, a sua produção tem diversos atrativos. A abundância de terras cultiváveis de suas matérias primas (soja, dendê, mamona, entre várias outras) também se apresenta como um grande incentivo à sua utilização.

Geradores de vapor compactos, como o apresentado no projeto, que utilizam óleos como combustível (seja o biodiesel, ou mesmo o óleo diesel de origem mineral) apresentam um bom rendimento térmico se forem construídos de forma a se minimizar as perdas.

A união da caldeira propriamente dita à fornalha minimizou uma dessas perdas. A radiação da chama é destinada quase integralmente ao tubos de água que, como foi visto, dependem, nesse parte do gerador, dessa forma de transferência de calor. Além disso, essa é a parte essencial no que se refere ao tipo de combustível utilizado. A radiação da chama, principal mecanismo de transferência de calor na fornalha, depende do combustível utilizado, no caso, o biodiesel.

Outra otimização no projeto foi aproximar a temperatura dos gases, logo na saída da fornalha, àquela da temperatura adiabática da chama. Foi visto que na caldeira, a variação de entalpia dos gases é pequena. Porém ela se torna fundamental no economizador, uma vez que a convecção é a maior responsável pela transferência de calor nesse componente. Ainda assim, após a troca de calor por convecção, a temperatura dos gases ainda será elevada o suficiente para que seja aproveitada em algum outro processo térmico, ou mesmo para o aquecimento do ar de combustão.

Tais melhorias no projeto resultaram na compactação do gerador de vapor, ou seja, menos área para a mesma quantidade de potência requerida para a geração do vapor.

10 REFERÊNCIAS

- [1] LOPES, J.S et al. *Produção de mamona e biodiesel: uma oportunidade para o Semi-árido*. Bahia: Bahia Agríc., v.7, n.1, set. 2005. p. 37-39
- [2] HOLANDA, A. *Biodiesel e inclusão social*. Brasília: Coordenação de Publicações, 2004. p.13-60. (Série cadernos de altos estudos; n.1).
- [3] Ministério da Indústria e do Comércio, MIC; *Óleos Vegetais– Experiência de Uso Automotivo Desenvolvida pelo Programa OVEG I*; Secretaria de Tecnologia Industrial; Coordenadoria de Informações Tecnológicas; Brasília, DF, 1985.
- [4] www.biodiesel.gov.br, acessado em 28 de abril de 2007.
- [5] FERRARI, R. A. et al. *Biodiesel de soja – taxa de conversão em ésteres etílicos, caracterização físicoquímica e consumo em gerador de energia*. Paraná: Quim. Nova, Vol. 28, No. 1, 19-23, 2005.
- [6] Ministério da Indústria e do Comércio, MIC; *Óleos Vegetais– Experiência de Uso Automotivo Desenvolvida*
- [7] NETO, P. R. C.; ROSSI, L. F. S.; *Produção de biocombustível alternativo ao óleo diesel através da transesterificação de óleo de soja usado em frituras*.
- [8] PERA, H. *Geradores de Vapor*. São Paulo: Editora Fama, 1990, p.1-6
- [9] SHIELDS, C. D. *Boilers*. New York: McGraw-Hill Book Company, 1960. p. ix
- [10] INCROPERA, F. P. *Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A.

[11] GAYDON, A. G.; WOLFHARD, H. G. *Flames: their Structure, Radiation and Temperature*. Londres: Chapman and Hall.

[12] GRIFFITHS, J. F.; BARNARD, J. A. *Flame and Combustion*. Glasgow: Chapman and Hall.

[13] HOTTEL, H. C.; SAROFIM, A. F. *Radiative Transfer*. New York: McGraw-Hill Book Company.

[14] SONNTAG, R. E.; VAN WYLEN, G. J.; BORGNAKKE, C. *Fundamentos da Termodinâmica*. São Paulo: Editora Edgar Blucher.

[15] SHINTANI, C.; YASUDA, F. *Estudo da utilização do biodiesel na geração de vapor para a agroindústria*. São Paulo: Trabalho de conclusão de curso – EPUSP.