

Dimensionamento de uma caldeira a termofluido

Potência térmica global de 870 kW

Bruno Rafael Gonçalves Couto

Relatório do projecto final do MIEM

Orientador: Professor Doutor Carlos Manuel Coutinho Tavares de Pinho



Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho de 2009

Esta página foi deixada em branco intencionalmente

Resumo

O trabalho aqui apresentado, teve como primeira etapa um estudo sobre os diferentes fluidos transportadores de energia térmica existentes, tais como o ar, a água líquida, o vapor de água e o óleo térmico.

Devido ao facto de a caldeira trabalhar com um fluido térmico do tipo óleo térmico, houve a necessidade de se realizar um estudo mais elaborado sobre estes fluidos em questão. Realizou-se também um apanhado de alguns fabricantes de fluidos térmicos existentes actualmente no mercado, fazendo-se uma breve descrição historial das empresas e de alguns dos produtos (óleos térmicos) que estas têm para oferecer.

Numa segunda etapa, efectuou-se uma pesquisa bibliográfica sobre os diferentes tipos de caldeiras existentes, assim como alguns dos seus fabricantes.

Após concluída a revisão bibliográfica, passou-se para o desenvolvimento do modelo matemático, que de uma forma algo simplista, retrata o comportamento térmico da caldeira, permitindo quantificar o peso da radiação e da convecção na transferência de calor útil para o fluido térmico. Ao longo da construção do modelo foram-se definindo as várias incógnitas, tais como, temperaturas de vários pontos específicos da caldeira, posicionamento geométrico da tubagem, assim como a dimensão da própria câmara de combustão. Para ultrapassar estes obstáculos, houve a necessidade de conhecer o tipo de chama presente, tais como as suas características. A chama presente na caldeira é uma chama do tipo difusa e turbulenta. A sua dimensão foi determinada de acordo com um modelo definido por Spalding (1979).

Os valores obtidos com o modelo matemático mostraram que, cerca de metade da potência térmica útil da caldeira ocorre através da radiação da chama, numa área de transferência de calor que corresponde apenas a 20% da área total de troca de calor para o fluido térmico.

Abstract

Design of a thermal oil boiler with global thermal power of 870 kW

The work presented here, had as a first step a study on the different thermal energy transporting fluids such as air, water, steam and oil.

The boiler to be design in the present dissertation should work with thermal oil and accordingly an overview about this type of thermal fluids was carried out. A small description of companies and their thermal oil products was also done.

The second step of the current work was a bibliographic research on the existing different types of boilers as well as some of the most important boiler manufacturers found in commercial activity.

After a complete bibliographic review, the development of a somewhat simplistic mathematical model was carried out. Through the definition of the model different variables appeared defining important characteristics of the boiler, like the temperature field and the furnace dimensions. To overcome difficulties imposed by the involved variables, it was necessary to define the type of flame and its characteristics. Such was done in accordance with a model proposed by Spalding (1979).

The values obtained with the mathematical model showed that about half of the thermal power is transferred by radiation of the flame in a area of heat transfer which is only 20% of the total area of heat exchange.

Agradecimentos

Gostaria de agradecer ao engenheiro Carlos Pinho, o qual se mostrou sempre disponível, dando uma ajuda imprescindível ao longo de todo o trabalho.

Não poderia deixar de mencionar a ajuda importante da Faculdade de Engenharia, devido aos recursos bibliográficos disponíveis, os quais foram vitais na elaboração deste trabalho.

Por último gostaria também de agradecer a toda a minha família e amigos que sempre me apoiaram, dando-me motivação necessária para a conclusão deste trabalho.

Índice

Curiosidades	1
Introdução	3
I – Capítulo	5
1.1 Fluido térmico, como transportador de energia térmica	5
1.2 Estabilidade à oxidação	6
1.3 Estabilidade térmica	7
1.4 Condições de trabalho do óleo – natureza do escoamento	7
1.5 Comparação entre fluido térmico (óleo) e vapor de água	8
II – Capítulo	11
2.1 Características físicas a ter em conta num fluido térmico	11
2.2 Tipos de óleos térmicos	12
2.3 Fabricantes de fluidos térmicos	14
III – Capítulo	17
3.1 Caldeiras de termofluido	17
3.2 Fabricantes de caldeiras	20
IV – Capítulo	23
4.1 Introdução	23
4.2 Características da chama	23
4.2.1 Forma da chama	24
4.2.2 Comprimento da chama	24
4.3 Combustão	27
4.3.1 Excesso de ar	28
4.3.2 Temperatura máxima de chama	29
V – Capítulo	33
5.1 Modelo matemático do comportamento térmico da caldeira	33
5.1.1 Primeira fase do processo de transferência de calor	34
5.1.2 Segunda fase do processo de transferência de calor	38
5.1.3 Terceira fase do processo de transferência de calor	39
5.2 Método de cálculo da potência de perdas	41
5.2.1 Envolvente exterior	41
5.2.2 Câmara de combustão	42
5.2.3 Perdas pela chaminé	44

5.3 Serpentinhas /permutadores de calor	44
VI – Capítulo	49
6.1 Resultados.....	49
6.1.1 Comprimento de chama	49
6.1.2 Temperatura máxima de chama	50
6.1.3 Modelo matemático do comportamento térmico da caldeira.....	52
6.1.3 Dimensões da caldeira	60
VII – Capítulo.....	63
Conclusões.....	63
Sugestão para trabalhos futuros.....	65
Lista de referências.....	67
Anexos	69

Lista de figuras

Figura 1	- Eolípila, máquina a vapor criada por Heron [pt.wikipedia.org].	1
Figura 1.1	- Regime laminar no interior de um tubo [Shell portuguesa, 1987].	8
Figura 1.2	- Regime turbulento no interior de um tubo [Shell portuguesa, 1987].	8
Figura 1.3	- Comparação da pressão do vapor com a do óleo térmico, para diferentes gamas de temperaturas em sistemas industriais [Catálogo Innoterm, 2002].	9
Figura 2.1	- Comparação dos diferentes óleos Solutia consoante a gama de temperaturas [www.therminol.com].	15
Figura 2.2	- Comparação das gamas de temperaturas dos diferentes óleos da Dow [www.dow.com].	16
Figura 2.3	- Diferentes gamas de temperaturas dos óleos Marlotherm [www.marlotherm.com].	16
Figura 3.1	- Caldeira vertical de serpentina circular [Catálogo PIROBLOC,].	17
Figura 3.2	- Esquema de uma caldeira horizontal de serpentina circular com duas fases de transferência de calor [Catálogo HEAT, 2009].	18
Figura 3.3	- Esquema de uma caldeira vertical de serpentina circular com três passagens dos gases de combustão [Catálogo HEAT, 2009].	18
Figura 3.4	- Esquema de uma caldeira horizontal com câmara de combustão isolada [Catálogo HEAT, 2009].	18
Figura 3.5	- Caldeira vertical de serpentina circular da FULTON com quatro passagens de gases [Catálogo Fulton, 1997].	19
Figura 3.6	- Esquema de funcionamento do interior de uma caldeira a fluido térmico [Catálogo Inplan].	20
Figura 3.7	- Constituição de uma caldeira a termofluido da marca Innoterm [Catálogo Innoterm, 2002].	21
Figura 3.8	- Imagem de duas caldeiras verticais que queimam gás [Catálogo Konus Kessel].	22
Figura 3.9	- Imagem do interior de uma caldeira, onde é possível visualizar a serpentina permutadora de calor, onde circula termofluido [Catálogo Konus Kessel].	22
Figura 3.10	- Imagem onde se efectuam testes técnicos a uma serpentina de forma a garantir a sua resistência [Catálogo Konus Kessel].	22
Figura 3.11	- Imagem de uma caldeira com potência de 5,8 MW, dotada com pré aquecimento do ar de admissão [Catálogo Konus Kessel].	22
Figura 4.1	- Visualização esquemática do processo de mistura ar/combustível do queimador.	23
Figura 4.2	- Forma de chama [Spalding, 1979].	24

Figura 4.3 - Variação da altura de chama de difusão com a velocidade de saída do combustível [Spalding, 1979].	25
Figura 4.4 - Esquema ilustrativo do processo de combustão.	31
Figura 5.1 - Esquema ilustrativo em corte do interior da caldeira.	33
Figura 5.2 - Esquema da câmara de combustão.	35
Figura 5.3 - Esquema da passagem dos gases de combustão na 2ª fase de transferência de calor.	38
Figura 5.4 - Esquema da passagem dos gases de combustão na 3ª fase de transferência de calor.	40
Figura 5.5 - Distribuição de temperatura na envolvente exterior da caldeira [Incropera, 1992].	41
Figura 5.6 - Parede tipo que demonstra a distribuição das temperaturas para a tampa superior e a base da caldeira [Incropera, 1992].	43
Figura 5.7 - Representação do tipo de serpentinas utilizadas na caldeira e a sua analogia a um tubo recto de comprimento L.	46
Figura 6.1 - Dimensão do diâmetro de chama em função do seu comprimento.	49
Figura 6.2 - Emissividade do vapor de água numa mistura com gases não radiantes [Hottel, 1954].	52
Figura 6.3 - Emissividade do dióxido de carbono numa mistura com gases não radiantes [Hottel, 1954].	52
Figura 6.4 - Factor de correcção associado com misturas de vapor de água e dióxido de carbono [Hottel, 1954].	53
Figura 6.5 - Diagrama em que é apresentado o rácio de potência existente em cada uma das três fases de transferência de calor, assim como das perdas existentes em toda a caldeira.	54
Figura 6.6 - Diagrama em que são apresentadas as percentagens de cada forma de transferência de calor na caldeira.	57
Figura 6.7 - Temperaturas dos produtos de combustão ao longo das três fases de transferência de calor.	58
Figura 6.8 - Temperaturas do fluido térmico no interior da caldeira.	59
Figura 6.9 - Principais dimensões do interior da caldeira.	60
Figura 6.10 - Diagrama em que são apresentadas as percentagens de superfície de transferência de calor onde ocorrem radiação e convecção.	61

Lista de tabelas

Tabela 4.1	- Tabela com os valores da constante de dissociação para diferentes temperaturas de chama [Pinho, 2005].	30
Tabela 6.1	- Resultados obtidos durante o processo de cálculo do comprimento de chama.	49
Tabela 6.2	- Valores obtidos na primeira iteração do processo de cálculo para a obtenção da temperatura máxima de chama.	50
Tabela 6.3	- Valores obtidos na segunda iteração do processo de cálculo para a obtenção da temperatura máxima de chama.	51
Tabela 6.4	- Valores obtidos segundo o processo de cálculo para a obtenção da temperatura adiabática de chama, considerando um excesso de ar de 30%.	51
Tabela 6.5	- Valores necessários para a determinação da emissividade do gás.	52
Tabela 6.6	- Valores de rácios obtidos para as diferentes fases de transferência de calor no interior da caldeira.	54
Tabela 6.7	- Valores obtidos na primeira fase de transferência de calor.	55
Tabela 6.8	- Valores obtidos na segunda fase de transferência de calor.	55
Tabela 6.9	- Valores obtidos na terceira fase de transferência de calor.	56
Tabela 6.10	- Valores obtidos para as perdas através de toda a envolvente da caldeira.	56
Tabela 6.11	- Valores de potência de radiação e convecção obtidos na caldeira.	57
Tabela 6.12	- Valores das temperaturas atingidas pelo gás de combustão.	58
Tabela 6.13	- Valores das temperaturas do fluido térmico.	59
Tabela 6.14	- Valores das dimensões da caldeira.	60
Tabela 6.15	- Características geométricas das serpentinas.	61
Tabela 6.16	- Áreas de superfície das serpentinas.	61
Tabela 6.17	- Áreas de superfície das serpentinas onde ocorrem diferentes formas de transferência de calor.	62

Nomenclatura

Símbolo	Descrição da variável	Unidades
A	Área de transferência de calor	m^2
$\overline{GS}$	Área de troca global entre o gás e a superfície 1	m^2
C_p	Calor específico	kJ/kgK
$\dot{m}$	Caudal mássico	kg/s
$\dot{V}$	Caudal volúmico	m^3/s
α	Coefficiente de excesso de ar	
h	Coefficiente de transferência de calor	$kWm^{-2}K^{-1}$
$x_{esteq.}$	Comprimento da chama	m
x_{fl}	Comprimento real da chama	m
K	Condutibilidade térmica	$W/(mK)$
σ	Constante de Stefan-Boltzman	$kWm^{-2}K^{-4}$
R	Constante particular do gás natural	
D_o	Diâmetro do injector	m
D_h	Diâmetro hidráulico	m
ε_g	Emissividade dos gases de combustão	
q_u	Fluxo de calor útil	kW/m^2
CS	Fracção de superfície fria	
f	Fracção estequiométrica	
ρ	Massa volúmica	Kg/m^3
Nu	Número de Nusselt	
Pr	Número de Prandtl	
Re	Número de Reynolds	
PCI	Poder calorífico inferior	kJ/kg
Pot	Potência da caldeira	kW
Q_p	Potência de perdas	kW
Q_{gerado}	Potência térmica gerada pela chama	kW
Q_u	Potência térmica útil	kW
P_0	Pressão à saída do injector	Pa
P_∞	Pressão na câmara de combustão	Pa

$r_{esteq.}$	Raio da chama	m
η	Rendimento da caldeira	
$T_{ext.}$	Temperatura ambiente	K
T_{∞}	Temperatura das paredes da câmara de combustão	K
T_0	Temperatura de entrada do combustível	K
T_p	Temperatura de superfície	K
T_{gmed}	Temperatura média do gás resultante da combustão	K
u_0	Velocidade de saída do combustível	m/s
ν	Viscosidade cinemática	m ² /s
v	Volume específico	m ³ /kg

Curiosidades

A primeira máquina a vapor conhecida, tem o nome de *eolípila* e surgiu no ano 120 a.c. criada por Heron um matemático e físico que viveu em Alexandria (Egipto), esta máquina consistia numa esfera metálica, pequena e oca montada sobre um suporte de cano proveniente de uma caldeira de vapor. Na esfera eram fixados dois canos em forma de L. Quando o vapor escapava por esses canos em forma de L, a esfera adquiria um movimento de rotação. Apesar deste mecanismo realizar movimento, não realizava nenhum trabalho útil, sendo considerado como um simples objecto de entretenimento. Se Heron tivesse dominado esta energia rotativa, teria inventado a máquina a vapor quase dois mil anos antes da sua reinvenção.



Figura 1 - Eolípila, máquina a vapor criada por Heron.

Introdução

Uma caldeira é um recipiente metálico cuja função é, entre muitas a produção de vapor através do aquecimento de água, queimando vários tipos de combustível como fonte de calor. As caldeiras em geral são utilizadas para alimentar máquinas térmicas, autoclaves para esterilização de materiais diversos, cozimento de alimentos através do vapor e muitas outras funções.

O uso de instalações de fluidos térmicos na indústria, surgiu devido à implementação de sistemas de aquecimento indirectos que vieram na substituição de sistemas de aquecimento directos, os quais necessitavam de fonte de calor local. Entende-se por aquecimento directo, por exemplo, o aquecimento de um reservatório ou de um forno por exposição directa da sua superfície exterior aos gases produzidos pela queima de um combustível. Os principais inconvenientes do aquecimento directo ou local, são o risco de incêndio, os sobreaquecimentos localizados e a dificuldade no fornecimento de calor a um grande número de pequenas unidades, a uma unidade de configuração complexa ou a uma unidade que ocupa uma área substancial. Existe também a dificuldade de acomodar a unidade de aquecimento no próprio local da sua utilização. O aquecimento indirecto, consiste num circuito fechado, onde o fluido específico recebe energia térmica num reservatório (caldeira), elevando a sua temperatura. Esta energia térmica é transportada através da circulação do fluido em tubagens até ao ponto de consumo. No ponto de consumo, o calor é absorvido nas mais diversas máquinas e aquecendo com isto produtos, sistemas ou ambientes [Shell Portuguesa, 1987].

I – Capítulo

1.1 Fluido térmico, como transportador de energia térmica

Os fluidos térmicos mais comuns são: o ar, a água líquida, o vapor de água e o óleo térmico. A escolha de um tipo de fluido térmico, tanto no estado líquido como no estado gasoso, é efectuada de acordo com os seguintes factores: gama de temperaturas do processo, pressão do sistema e taxa de transferência de calor necessária. As taxas de transferência de calor dependem das características que um tipo de fluido possui, nomeadamente, viscosidade, densidade, condutibilidade térmica e capacidade de calor, bem como a sua velocidade [Green, 1989].

Ar

O ar como transportador de energia térmica, apesar de ter um custo baixo e permitir um bom nível de segurança nas instalações, tem a desvantagem de possuir um baixo coeficiente de transferência de calor, sendo difícil conseguir elevadas temperaturas de serviço (50 °C). Apesar disso, o ar e em particular o azoto, são utilizáveis em sistemas de transferência de calor, apresentando-se estáveis, mas para alcançar uma boa transferência de calor exigem uma pressão elevada.

Água líquida

A água é muitas vezes usada como fluido transportador de energia térmica, tanto no estado líquido como no estado de vapor. É conhecida por ser um fluido com uma densidade média, alto calor específico, fraca viscosidade e baixa condutibilidade térmica. A água tem a enorme vantagem de ser facilmente disponível a um preço consideravelmente baixo. As propriedades deste fluido a altas temperaturas são consideravelmente mais favoráveis para fins de transporte de calor do que a baixa temperatura [Geiringer, 1963].

Vapor de água

O vapor é utilizado como fluido de aquecimento até à temperatura de 200 °C. Para temperaturas superiores, é necessário aumentar a pressão, complicando as instalações de aquecimento e tornando assim o seu funcionamento mais complicado.

Óleo térmico

Nos sistemas de aquecimento industrial a óleo térmico este encontra-se sempre, no estado líquido, dentro de um sistema que é essencialmente do tipo não pressurizado, pois é apenas necessária uma ligeira pressão de bombagem para garantir a circulação do óleo no circuito. Esta pressão mínima tem geralmente valores na ordem dos 1,47 a 2,94 bar em regime normal.

Os óleos utilizados como fluidos térmicos podem ser de origem mineral ou sintética. Devido à baixa pressão de vapor e ao elevado ponto de ebulição estes podem ser utilizados em elevadas temperaturas de serviço. Quando o óleo é de origem mineral, é necessária na instalação de sistemas extra de forma a reduzir o risco de oxidação, evitar a ebulição do óleo no estado líquido e impedir a formação de vapor na bomba de circulação [Catálogo Oil-Matic].

1.2 Estabilidade à oxidação

Os óleos de transmissão de calor possuem um elevado grau de resistência ao processo da oxidação. No entanto, as exigentes condições de trabalho provocam o seu aquecimento, sendo as temperaturas elevadas, catalisadoras da oxidação. Quanto mais alta é a temperatura, mais rápido é o ritmo da oxidação. A oxidação ocorre devido ao contacto do óleo com a passagem de uma corrente de pequenas bolhas de ar num sistema em serviço. Além da temperatura, também certos metais como, por exemplo, o cobre, e matérias estranhas como as partículas de ferrugem actuam como catalisadores da oxidação. Os contaminantes originados pela oxidação são, essencialmente, ácidos que na sua maioria se mantêm dissolvidos no óleo e partículas sólidas que tendem a depositar. Estas partículas sólidas formam uma lodosidade nas zonas onde a temperatura de superfície é elevada, que são geralmente localizadas na caldeira. Aí elas endurecem progressivamente e transformam-se em depósitos carbonosos. Outros efeitos da oxidação no óleo são um aumento da viscosidade, escurecimento e um cheiro característico [Shell Portuguesa, 1987].

1.3 Estabilidade térmica

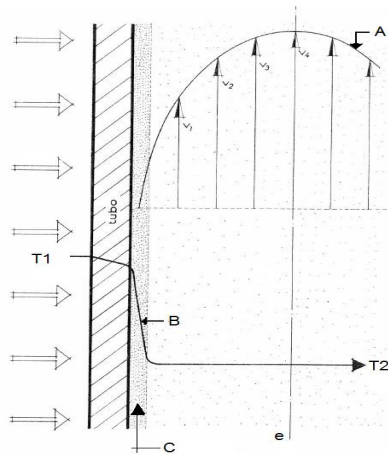
Pode definir-se estabilidade térmica de um óleo, como a capacidade de conservação da sua estrutura química, com que foi concebido e formulado, face às condições de elevadas temperaturas a que é submetido. O fenómeno em que ocorre a alteração da estrutura química de um óleo mineral em consequência de um aquecimento excessivo, é designado por pirólise, ou também conhecido, pelo termo inglês “cracking”. Este fenómeno aumenta de uma forma muito acentuada e brusca quando o óleo atinge a temperatura de 350 °C. Além de aumentar com a temperatura, também varia muito com o tipo de óleo. Os óleos de alta viscosidade são mais propícios à ocorrência da pirólise. Os produtos resultantes da pirólise podem dividir-se em dois grupos. Uma primeira fase, formam-se ou libertam-se fracções voláteis que, entre outras coisas, vão originar um abaixamento do ponto de inflamação, enquanto numa segunda fase mais adiantada se formam produtos de alto peso molecular que originam formação de lamas e, por último carvão. Em qualquer dos casos o óleo torna-se negro [Shell Portuguesa, 1987].

1.4 Condições de trabalho do óleo – natureza do escoamento

Em instalações industriais a óleo térmico, é indispensável que a velocidade do óleo seja suficientemente alta para assegurar que o escoamento seja turbulento. Quando o escoamento é laminar, existe uma camada de fluido anelar periférica junto à parede interior do tubo, cuja velocidade é praticamente nula. Esta camada periférica de líquido quase imóvel, constitui uma resistência à transmissão do calor, originando um gradiente de temperatura elevado entre os gases de combustão e a massa de óleo em movimento.

A ocorrência do escoamento laminar nos tubos de um sistema de transmissão de calor é indesejável pois existe o perigo do óleo, correspondente à camada periférica, sofrer um aumento de temperatura tão elevado que entre em decomposição e se formem depósitos, dificultando ainda mais o processo de transmissão de calor. Esse aumento de temperatura, pode ser de tal forma elevado que pode provocar uma sobrecarga térmica no tubo, que ultrapassando o limite de resistência do material, origine a sua ruptura. Devido às razões acima descritas, é necessário que o regime de escoamento do tubo seja do tipo turbulento, admitindo-se apenas regimes laminares durante um período de tempo o mais curto possível.

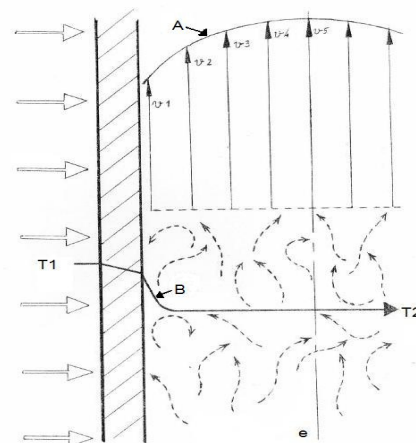
Para se conseguir chegar a um regime turbulento é necessário que a velocidade do fluido seja suficientemente alta, sendo as velocidades adoptadas geralmente na ordem de 2 a 3 m/s. O regime turbulento é caracterizado por remoinhos e vórtices que originam uma grande agitação do fluido em toda a secção do tubo, contribuindo para uma distribuição do perfil de velocidades mais uniforme, facilitando assim a transmissão de calor. Deste modo o gradiente de temperatura entre os gases de combustão e a massa de óleo em movimento é relativamente suave [Shell Portuguesa, 1987].



Legenda:

- A** Distribuição parabolóica da velocidade.
- B** Gradiente de temperatura, dos gases da combustão para o termofluido.
- C** Camada anelar periférica.

Figura1.1 - Regime laminar no interior de um tubo.



Legenda:

- A** Distribuição uniforme da velocidade do fluido
- B** Gradiente de temperatura, dos gases da combustão para o fluido do óleo.

Figura1.2 - Regime turbulento no interior de um tubo

1.5 Comparação entre fluido térmico (óleo) e vapor de água

Os sistemas de aquecimento indirecto na indústria começaram inicialmente com o uso de vapor, devido às necessidades de aquecimento moderadas. Uma caldeira produzindo vapor a 9,8 bar permite temperaturas de trabalho até cerca de 180 °C. Mas com o aumento da necessidade de se querer obter mais calor, devido ao crescimento das exigências em determinadas aplicações industriais, como por exemplo na indústria têxtil, onde as temperaturas exigidas para a secagem das râmolas (sector de acabamento do tecido, das fábricas de tecelagem de algodão) atingem, frequentemente 250 °C, seria necessário que este atingisse uma pressão da ordem de 39,22 bar. Estas pressões de vapor excessivamente altas exigem sistemas pressurizados, equipados com tubulares de elevada resistência, tanto na caldeira como nos utilizadores, assim como os restantes componentes da instalação, nomeadamente válvulas e tubagens.

Uma instalação de aquecimento industrial a óleo térmico é muito menos dispendiosa, de mais fácil condução e manutenção e mais segura do que a instalação a vapor, em igualdade de temperaturas de trabalho uma vez que o fluido se encontra sempre no estado líquido, dentro de um sistema, que é essencialmente do tipo não pressurizado. O óleo como agente de transporte de energia térmica (fluido térmico) tem a vantagem de ser um fluido não corrosivo, ou melhor, um fluido possuidor de um determinado grau de protecção, deixando de haver a necessidade de se proceder ao tratamento químico da água das caldeiras. O custo inicial na utilização de óleo em instalações industriais pode parecer, à primeira vista elevado, mas quando comparado com todas as vantagens

funcionais e económicas que um sistema deste tipo oferece, pode verificar-se que é largamente compensado. Além disso, se um sistema for devidamente conduzido e mantido, e se forem evitados excessos na sua utilização, como por exemplo, sobreaquecimentos, a carga de óleo terá uma vida muito longa [Shell Portuguesa, 1987].

Outro factor que ajudou a implementação de instalações a óleo térmico nos sectores industriais foi o aspecto legislativo. Toda a legislação a nível europeu classifica as instalações a vapor e em particular os recipientes de pressão, nomeadamente as caldeiras, segundo diferentes categorias (categoria C, B e A) em função da pressão em serviço e nível médio de água. Como as caldeiras, cujo fluido térmico é o óleo, trabalham unicamente com a pressão exercida pela bomba na instalação, sendo essa uma pressão relativamente baixa, estas são quase sempre classificadas como uma categoria menos restritiva, independentemente da sua potência.

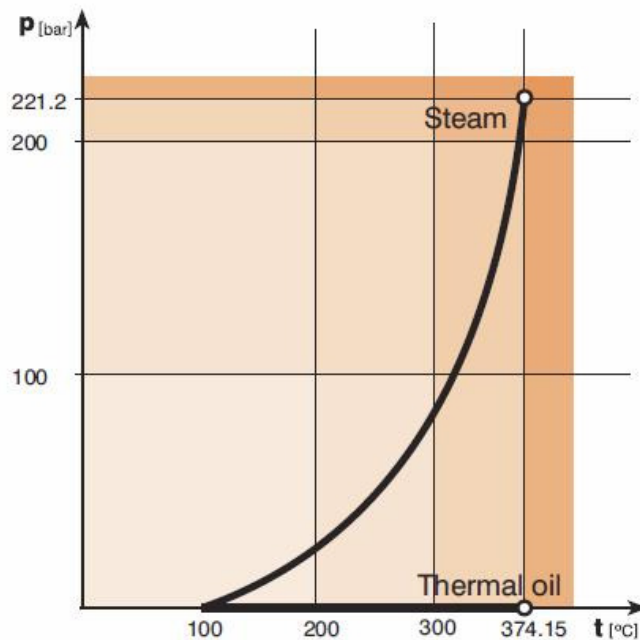


Figura 1.3 - Comparação da pressão do vapor com a do óleo térmico, para diferentes gamas de temperatura em sistemas industriais.

“Imagem retirada do catálogo do fabricante de caldeiras Innoterm”

Nos sistemas onde o consumo térmico é menor do que a capacidade instalada, o que se faz é gerar vapor através do aquecimento com fluido térmico (óleo). Isto é possível através de um permutador de calor de óleo térmico/água-vapor. Torna-se vantajoso quando se necessita em paralelo de vapor de água para o processo produtivo. Este tipo de gerador de vapor tem algumas vantagens em relação a uma caldeira tradicional porque não possui queimador o que possibilita a sua instalação próxima do ponto de consumo sem problemas de segurança e/ou operacionais. Outra vantagem é que este gerador de vapor é considerado como um permutador de calor e não uma caldeira. Como o seu funcionamento é todo automático através de válvulas de controlo e outros sistemas, não necessita de um operador especializado para a sua operação [Barros, 2002].

II – Capítulo

2.1 Características físicas a ter em conta num fluido térmico

O tipo de óleo a utilizar num sistema industrial deve ser capaz de trabalhar com uma pressão de vapor baixa (ponto de ebulição alto) para temperaturas elevadas (regime normal), não requerendo assim a instalação de sistemas pressurizados. Os óleos de baixa viscosidade podem ter uma pressão de vapor mais elevada que os óleos de média/ alta viscosidade à temperatura ambiente. No entanto, o ritmo de elevação da pressão de vapor com a temperatura depende do tipo de óleo e os que são de natureza parafínica variam menos do que os de natureza nafténica. Se forem comparadas as pressões de vapor de um óleo nafténico de viscosidade média com as de um óleo parafínico de baixa viscosidade, poderá verificar-se que, a uma temperatura ambiente de 25 °C, a pressão de vapor do óleo parafínico é mais elevada do que a do nafténico. Se for feita a mesma comparação com ambos os fluidos a 250 °C, poderá verificar-se que a pressão de vapor do óleo nafténico é muito mais alta do que a do parafínico. Assim, o tipo de óleo mais recomendável é o parafínico de baixa viscosidade.

A viscosidade de um óleo influencia a velocidade com que ele se desloca na instalação, para um dado diâmetro de um tubo, sendo esta propriedade determinante na passagem do escoamento de laminar para turbulento. De acordo com a equação de Reynolds é possível determinar o tipo de escoamento presente.

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \quad (2.1)$$

A mudança de regime laminar para regime turbulento ocorre para valores de Reynolds compreendidos entre 2000 e 3000, dependendo do acabamento superficial do tubo. Quanto menor for a viscosidade do óleo em serviço, mais rápida será a passagem de regime laminar a turbulento, no arranque a partir do frio. A vantagem de conseguir o escoamento turbulento a temperaturas do óleo tão baixas quanto possível reside no facto, de se pode evitar a ocorrência de sobrecargas térmicas no termofluido e na serpentina da caldeira.

Para além da viscosidade um bom fluido térmico deve possuir propriedades tais como, elevada estabilidade à oxidação e estabilidade térmica, pressão de vapor baixa e boa condutibilidade térmica.

2.2 Tipos de óleos térmicos

Os óleos utilizados como fluidos transportadores de energia térmica são compostos orgânicos com baixos pontos de congelamento ($-50\text{ }^{\circ}\text{C}$) e grande estabilidade química a temperaturas elevadas (cerca de $430\text{ }^{\circ}\text{C}$). Estes fluidos são constituídos à base de éster, hidrocarbonetos sintéticos e por várias misturas aromáticas, encontrando-se disponíveis no mercado sob uma variedade de nomes comerciais.

As principais vantagens destes fluidos térmicos são:

- Não corrosão da maioria dos metais comuns;
- Grande estabilidade térmica (dentro dos limites de funcionamento recomendados);
- Na maioria dos casos necessita de pouca ou nenhuma pressurização mesmo a temperaturas elevadas.

Segundo a estrutura química, podemos classificar os óleos térmicos do seguinte modo:

Alquil - benzenos (Alkylated benzenes)

Possuidores de um baixo peso molecular, são usados para baixas temperaturas, geralmente em processos em que as transferências de calor permanecem abaixo de $260\text{ }^{\circ}\text{C}$. Podem ser usados na fase de vapor devido ao seu pequeno intervalo de ebulição. Devido ao seu baixo ponto de inflamação requerem medidas extra de protecção ao fogo. Com o aumento do peso molecular, o ponto de ebulição e o ponto de inflamação aumentam, mas em contrapartida a estabilidade térmica diminui.

Alquil bifenilo e alquil naftaleno (alkylated biphenyls and alkylated naphthalenes)

Estes compostos possuem melhor estabilidade térmica do que os alquil benzenos de elevado peso molecular, apresentando pontos de inflamação e pontos de ebulição superiores. Dentro do mesmo grau de alquilação, o alquil bifenilo é mais estável do que o alquil naftaleno.

Polifenóis hidrogenados (hydrogenated polyphenyls)

O terceiro e o quarto anel de compostos polifenóis hidrogenados têm pouca viscosidade a baixa temperatura, mas por outro lado em alta temperatura permitem boa estabilidade térmica e alto ponto de ebulição.

Polifenilos não hidrogenados (Unhydrogenated polyphenyls)

Este tipo de composto apresenta um ponto de congelação aproximadamente a 70 °C, situando-se nessa gama de temperatura o seu arranque. Por outro lado, oferecem estabilidade térmica a 400 °C, um pouco acima do seu ponto de ebulição.

Aromáticos de Benzil (Benzylated aromatics)

Os aromáticos de Benzil contendo três e quatro anéis, têm baixa temperatura de arranque (nas casas entre -60 °C e -20 °C) e em alguns casos, apresentam pontos de ebulição mais elevados do que os alquil bifênilo e alquil naftaleno, mas menor estabilidade térmica a elevadas temperaturas do que os polifenóis hidrogenados.

Bifenilo/óxido difenilo (Diphenyl/diphenyl oxide eutectics (DP/DPO))

Estes compostos orgânicos são estáveis a temperaturas que rondam os 400 °C, sendo utilizados tanto na fase líquida como na fase vapor. Têm bom comportamento acima do seu ponto de ebulição. Devido ao seu ponto de congelação se situar na casa dos 10 °C, este necessita de aquecimento na fase de arranque.

Óleos à base de éter aromático (Aromatic-ether-based fluids)

Estes fluidos são conseguidos à custa da mistura de bifenilo, óxido difenilo e alquil bifenilo, éteres aromáticos com três a quatro anéis e óxido difenilo. Com estes compostos misturados consegue-se geralmente boa estabilidade térmica. Contudo, quando são exigidos termicamente, necessitam de recuperadores de fluido por destilação a vácuo, devido elevada condensação provocada.

Glicóis polialquilênicos e ésters de ácidos dicarboxílicos (Polyalkylene glycols and Dicarboxylic acid esters)

Possuindo pontos de inflamação elevados, estes ésteres glicóis têm a vantagem de se biodegradarem mais rapidamente que os óleos orgânicos, o que é bom em sítios ambientalmente sensíveis.

Polimetacrilato siloxano (Polymethyl siloxanes)

Compostos extremamente sensíveis à humidade e a outros contaminantes, o que origina a formação de substâncias sólidas, provocando com isso a diminuição do ponto de ebulição. Para reduzir esta sensibilidade à contaminação costuma-se juntar aditivos ao composto. A sua estabilidade é atingida numa gama de temperaturas entre 260 °C e 315 °C.

Óleos minerais (Mineral oils)

Os óleos minerais, possuem uma estabilidade moderada, geralmente mais sensíveis à contaminação pelo ar e à humidade do que os óleos sintéticos. A sua decomposição produz partículas e lamas, que são responsáveis por uma ligeira corrosão no sistema [Green, 1989].

2.3 Fabricantes de fluidos térmicos

No mercado industrial existem ao dispor do consumidor uma grande variedade de fabricantes de fluidos térmicos, cada um deles com um leque recheado de diferentes tipos de fluidos térmicos para as mais diversas aplicações. Para não tornar este trabalho muito extensivo e com o objectivo apenas de dar a conhecer o que existe no mercado, será feito a seguir um levantamento dos mais importantes fabricantes de óleos térmicos.

Óleos Solutia

A empresa química Solutia, tornou-se independente a 1 de Setembro de 1997, pertencendo antes à Monsanto, que foi a líder mundial da indústria química na década de 60. Actualmente, a Solutia possui a sede principal em St. Louis no Missori e sedes

regionais em Louvin-la-Neuve, Bélgica; em São Paulo, Brasil; e em Singapura. Existem cerca de 35 fábricas espalhadas por 13 países, onde são produzidos mais de dez variedades de fluidos térmicos.

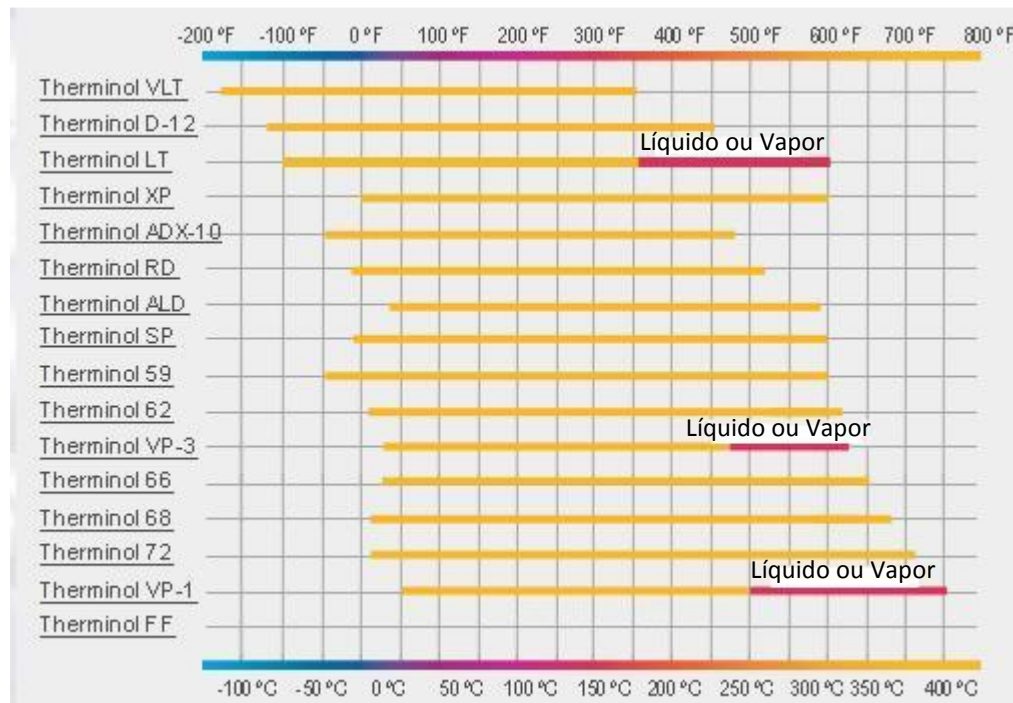


Figura 2.1 - Comparação dos diferentes óleos Solutia consoante a gama de temperatura.

Óleos Dow

A empresa Dow disponibiliza duas gamas de produtos, a primeira designada por óleos Dowtherm, é formada por sete tipos de fluidos orgânicos sintéticos e a segunda designada por Syltherm, é formada por três tipos de fluidos constituídos à base de silicone. O uso destes fluidos vai de temperaturas negativas até temperaturas na ordem dos 400 °C. O óleo Dowtherm A, com a maior amplitude térmica, é o mais utilizado como termofluido, sendo uma mistura orgânica eutética com cerca de 73,5% de óxido difenilo ($C_{12}H_{10}O$) e os restantes 26,5% de bifenilo ($C_{12}H_{10}$). Se o óleo contém excesso de óxido difenilo, possui um odor intenso característico do éter aromático, o que leva a condições de trabalho indesejáveis se houver alguma fuga no sistema. Um pouco mais caro que este, é o Dowtherm G, que pode ser usado até uma temperatura de 370 °C, com uma pressão de vapor de apenas 2,55 kg/cm² (2,5 bar). Para gamas de temperaturas de -30 °C até 315 °C, pode-se utilizar o Dowtherm LF. Este também possui uma pressão de vapor baixa. Para temperaturas de -70 °C, usa-se o fluido Dowtherm J. Este óleo possui uma temperatura máxima de 300°C e pode ser usado como líquido ou vapor acima dos 181 °C [Singh, 1985].

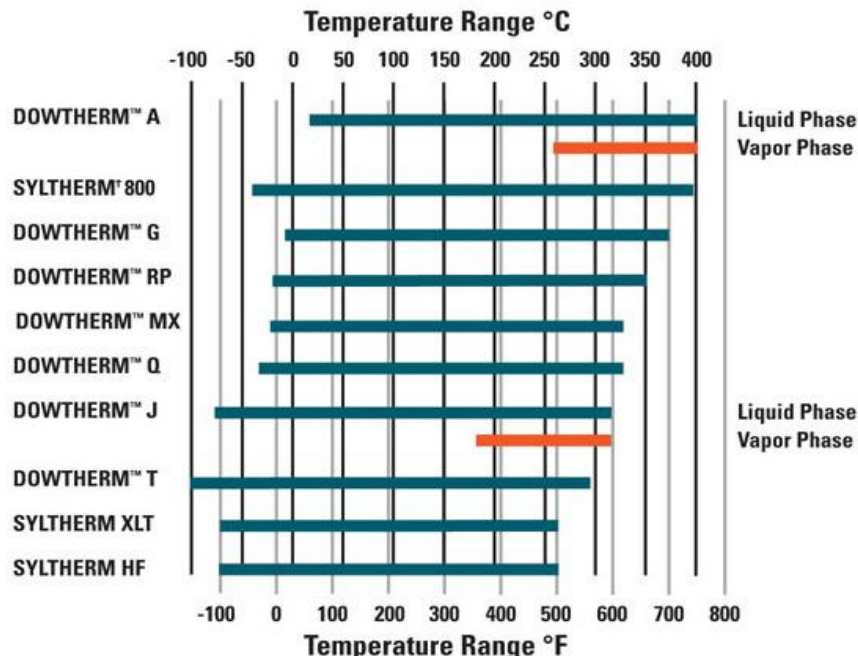


Figura 2.2 - Comparação das gamas de temperaturas dos diferentes óleos da Dow.

Óleos Marlotherm

Estes óleos são fabricados na Alemanha e nos Estados Unidos pela empresa Sasol. Existem quatro tipos de óleos térmicos, os quais funcionam em intervalos de temperaturas entre -30 °C a 360 °C.

- Marlotherm FP
- Marlotherm LH
- Marlotherm N
- Marlotherm SH
- Marlotherm X

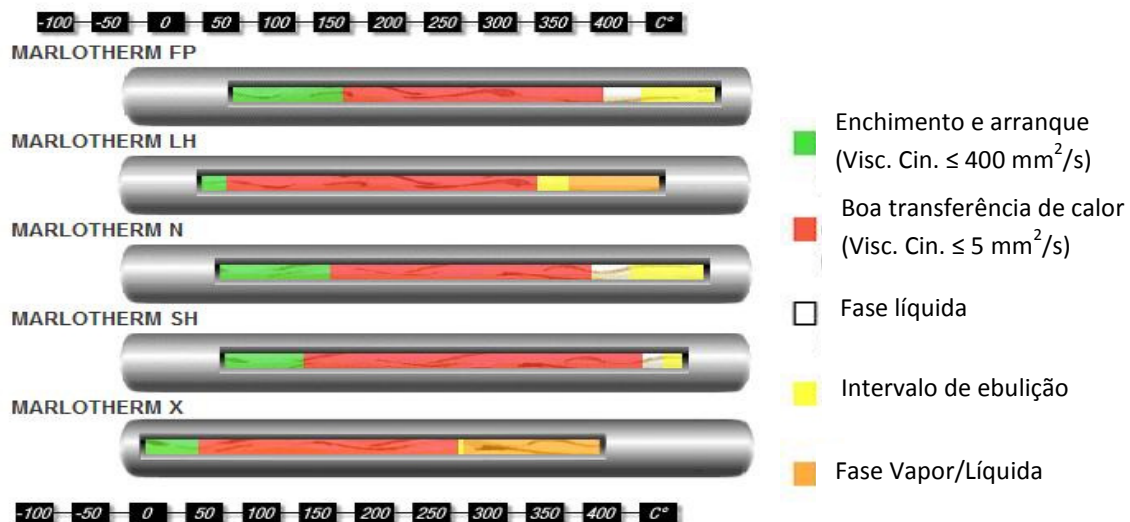


Figura 2.3 – Diferentes gamas de temperaturas dos óleos Marlotherm.

III – Capítulo

3.1 Caldeiras de termofluido

As caldeiras de termofluido têm uma construção semelhante às caldeiras tubulares de uma só passagem, no entanto não estão sujeitas a pressões elevadas como ocorre quando o fluido é água em vez de óleo. Dentro da gama de caldeiras a termofluido, cujo fluido térmico é óleo, encontram-se principalmente dois tipos que são: caldeiras constituídas por serpentinas e caldeiras com câmara de combustão rectangular de desenvolvimento horizontal. As principais vantagens na sua utilização são:

- Permitem um controlo exacto da temperatura, podendo-se controlar precisamente o ponto de trabalho conforme a necessidade de cada produto/consumidor, evitando-se com isto super aquecimentos localizados;
- A caldeira pode ser instalada num local reservado para esse efeito, atendendo a normas de segurança referentes a incêndios e explosões, aumentando a segurança da instalação;
- O custo operacional e de manutenção é muito inferior em comparação com o de um sistema a vapor a operar à mesma temperatura.

As caldeiras de serpentina, têm o aspecto de um cilindro onde nas paredes interiores são montadas uma ou mais camadas de serpentinas por onde o óleo é conduzido, em torno da câmara de combustão [Juanico, 1992].



Figura 3.1 - Caldeira vertical de serpentina circular.
 “Imagem retirada do catálogo PIROBLOC”

Na câmara de combustão, quanto menor for o seu volume e a sua superfície de aquecimento, para uma dada carga térmica, maior terá que ser a velocidade de passagem do fluido térmico e consequentemente maior será a perda de carga na caldeira.

Dentro da gama de caldeiras de serpentinas com queimador a gás, encontram-se disponíveis no mercado vários tipos de configurações diferentes. Consoante o tipo de potência exigida para a instalação e o capital disponível para o investimento, algumas das configurações existentes são as seguintes [Catálogo HEAT, 2009]:

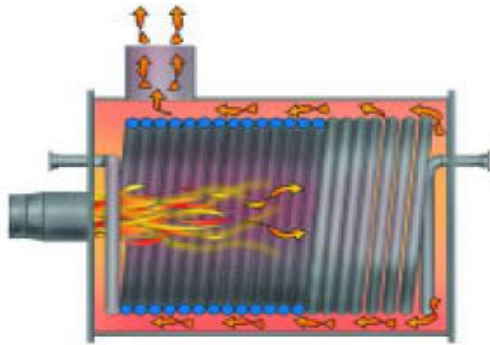


Figura 3.2 – Esquema de uma caldeira horizontal de serpentina circular com duas fases de transferência de calor.

Na configuração de três passagens, o modo de funcionamento é semelhante à configuração anterior, no entanto, esta é constituída por mais uma serpentina, permitindo que os gases de combustão realizem mais uma passagem. Isto aumenta a eficiência da caldeira, que passa agora para 90%.

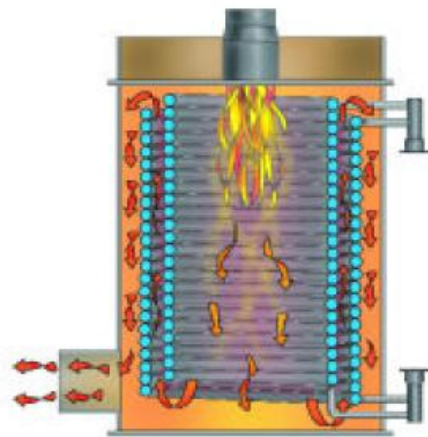


Figura 3.3 – Esquema de uma caldeira vertical de serpentina circular com três passagens dos gases de combustão.

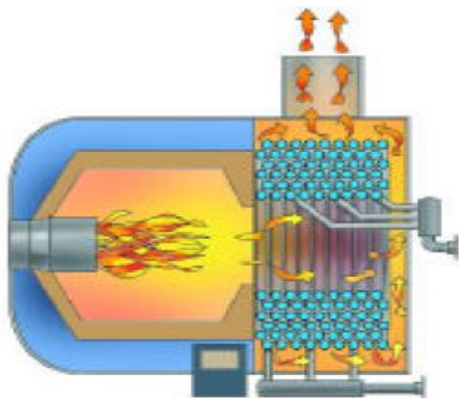


Figura 3.4 – Esquema de uma caldeira horizontal com câmara de combustão isolada.

Esta configuração tem a característica de possuir a câmara de combustão isolada do permutador de calor, o que permite evitar danos para a serpentina. Na câmara onde se situa a serpentina, o aquecimento desta é feito tanto pela radiação dos gases de combustão, como pela convecção. A eficiência típica desta configuração é cerca de 85%.

Com as caldeiras de serpentina circular consegue-se obter cargas térmicas superiores, comparativamente com as de câmara de combustão rectangular de desenvolvimento horizontal. Enquanto nestas se conseguem valores na ordem dos 100 a 175 kW/m² de aquecimento, nas de serpentina facilmente se chega a valores de 259 a 350 kW/m². Em relação à velocidade do escoamento na câmara de combustão, quanto maior for a velocidade maior será a perda de carga. No entanto, as caldeiras de serpentina conseguem velocidades de circulação do fluido superiores às caldeiras de câmara rectangular, sem que as perdas de carga sejam significativas. Enquanto numa caldeira de câmara rectangular se encontram valores de velocidades de circulação na ordem dos 2,5 a 3,5 m/s, nas caldeiras de serpentina as velocidades sobem para gamas entre 3,5 a 4,2 m/s [Juanico, 1992].

Uma vez que o fluido térmico pode ser utilizado até temperaturas na casa dos 300 °C, têm-se temperaturas de saída de gases elevadas, o que permite a montagem de superfícies adicionais de transferência de calor além das constituídas pela câmara de combustão. Contudo para se baixar ainda mais a temperatura dos gases de fumo recorre-se à instalação de economizadores. Nas caldeiras de serpentina, é normal a utilização de mais que uma passagem dos gases de combustão, pelos tubos nos quais circulam fluido térmico, com o objectivo de aumentar a eficiência. Um fabricante que adopta esse sistema na construção das suas caldeiras é a FULTON, o que faz até quatro passagens dos gases de combustão e ainda aquece o ar de admissão, conseguindo maior economia de combustível [Catálogo Fulton, 1997].

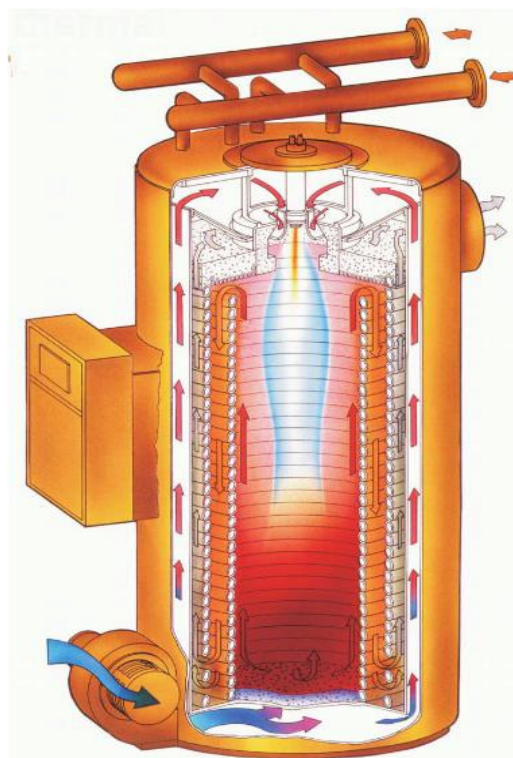


Figura 3.5 - Caldeira vertical de serpentina circular da FULTON com quatro passagem de gases.
“Imagem retirada do catálogo da FULTON”

3.2 Fabricantes de caldeiras

No mundo industrial encontra-se uma grande variedade de fabricantes de caldeiras, entre os quais a Inplan (alemã), Innoterm (hungara), Vega (tailandesa), Fulton (brasileira), Pirobloc (espanhola) e a CSC Portuguesa. O princípio de funcionamento é muito idêntico de fabricante para fabricante.

Inplan

Fundada em 1968, esta empresa privada produz mais de 70 caldeiras que são na maioria exportadas para os mercados do médio e extremo oriente, América central e do sul e ainda sul de África. As caldeiras a termofluido (óleo), estão disponíveis em várias capacidades de potência, desde os 698 kW (H600), até às mais potentes de 9304 kW (H8000).

Na figura que se segue, é ilustrado o modo como os gases circulam no interior da câmara de combustão. Nestas caldeiras ocorrem três passagens dos gases nas superfícies dos tubos em serpentina.

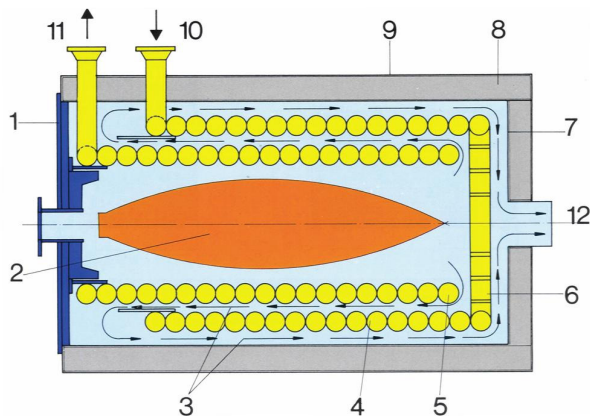


Figura 3.6 - Esquema de funcionamento do interior de uma caldeira a termofluido.

11 Saída do fluido térmico

12 Gases de escape.

1 Tampa giratória com uma flange para a montagem do queimador.

2 Câmara de combustão.

3 Segundo e terceiro espaçamento concebido, para a passagem dos gases.

4 Zona de convecção

5 Zona de radiação

6 Pannel posterior de transferência de calor, destinado a fechar a câmara de combustão.

7 Reservatório de aço hermeticamente selado.

8 Isolamento térmico em fibra mineral.

9 Isolamento exterior em folha de aço galvanizado ou folha de alumínio.

10 Admissão de fluido térmico

Este fabricante, permite a montagem das caldeiras na posição vertical ou na posição horizontal, sendo que na posição horizontal, apesar de ocupar mais espaço útil de pavimento, tem a vantagem de um melhor acesso à câmara de combustão para procedimentos de limpeza.

Innoterm

A empresa Innoterm foi fundada em 1989 em Budapeste, sendo uma das primeiras empresas privadas após a mudança de regime na Hungria. Trata-se de uma empresa com gabinetes de engenharia dedicados à produção e ao projecto de sistemas de abastecimento de energia amigos do ambiente. Para isso, dispõem de caldeiras adaptadas com recuperadores de calor e todo um sistema de aquecimento devidamente pensado para reduzir ao mínimo o desperdício de energia. Dentro da gama de produtos encontram-se as caldeiras a termofluido disponíveis com potências que vão desde os 100 kW até aos 4000 kW.

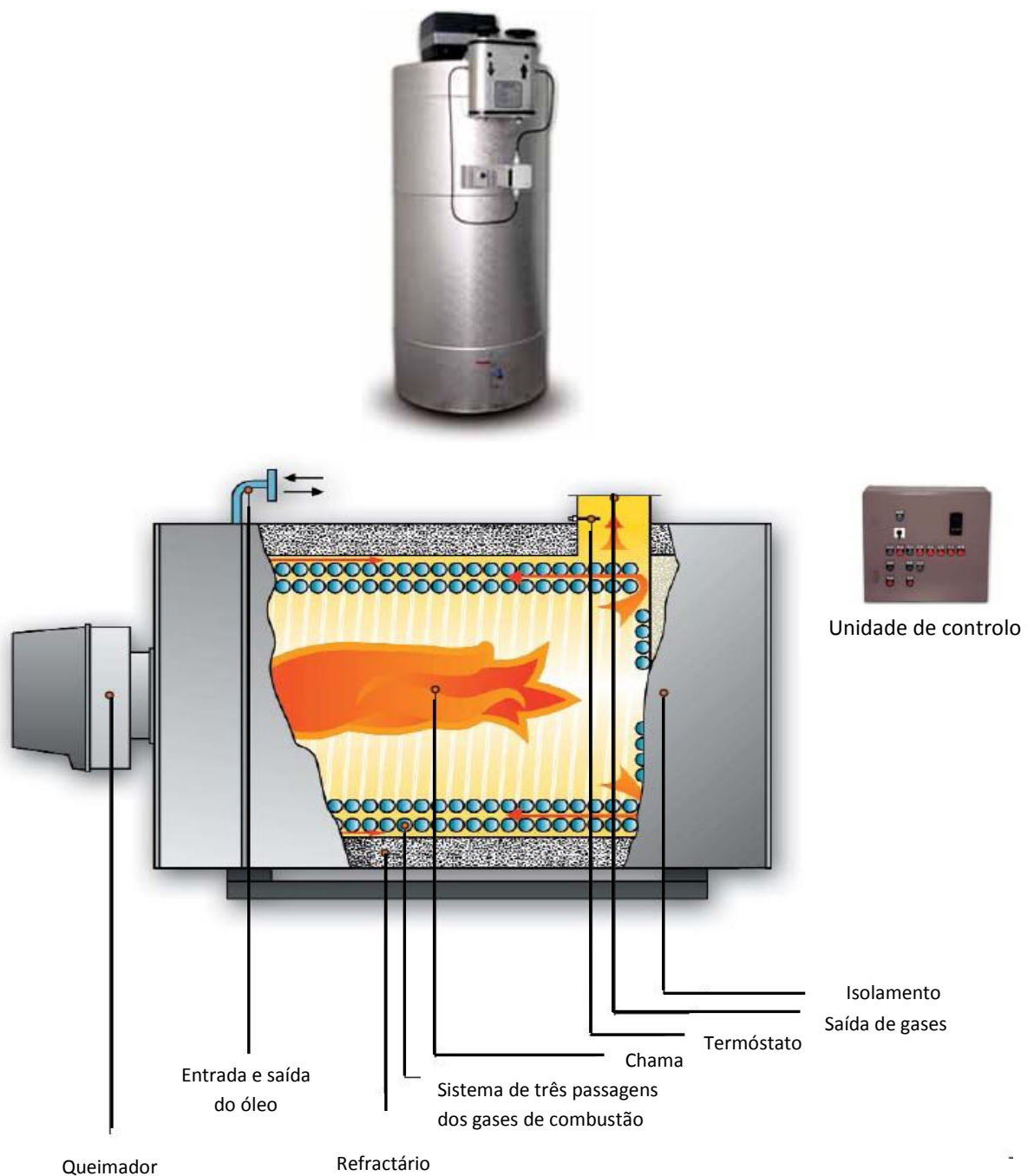


Figura 3.7 – Constituição de uma caldeira a termofluido da marca Innoterm. Na figura em cima é mostrada uma imagem de uma caldeira na posição vertical. “Imagens retiradas do catálogo da Innoterm.”

Konus Kessel

A Konus Kessel foi uma prestigiada empresa alemã no sector de equipamentos industriais. Fundada em 1 de Janeiro de 1969, começaram desde então como fornecedores de sistemas térmicos a óleo para diversos tipos de actividade industrial, construção de incineradoras e construção de sistemas de aquecimento para a marinha. No entanto, em 1994, a Konus Kessel foi comprada por uma empresa suíça a qual mudou de nome para Further, mas que actualmente também já não existe.

Actualmente é possível adquirir equipamento com o conceito e execução da antiga Konus Kessel, graças uma empresa com o nome de AB Heatec, a qual já pertenceu à antiga Konus Kessel.

As caldeiras Konus estão disponíveis numa gama de potências que vão desde os 50 kW até aos 30 MW.



Figura 3.8 – Duas caldeiras verticais que queimam gás. No seu interior circula fluido térmico por intermédio de serpentinas.



Figura 3.9 – Vista do interior de uma caldeira, onde é possível visualizar a serpentina permutadora de calor, onde circula o fluido térmico.



Figura 3.10 – Máquina onde efectuam-se testes técnicos a uma serpentina, de forma a garantir a sua resistência.



Figura 3.11 – Caldeira horizontal com potência de 5,8 MW, dotada com pré aquecimento do ar de admissão.

IV – Capítulo

4.1 Introdução

O objectivo deste trabalho consiste no dimensionamento de uma caldeira a termofluido que queima como combustível gás natural. A primeira fase na sua execução foi o de conhecer o tipo de chama presente na caldeira, tais como as suas características e dimensões. Conhecidas as dimensões da chama, nomeadamente o comprimento e a largura, permitiram ter uma noção inicial das dimensões da câmara de combustão.

O modelo que permitiu efectuar os cálculos de dimensão da chama, foi um modelo definido por Spalding (1979). Nas próximas páginas será descrito o processo de cálculo que permitiu chegar aos valores de comprimento e raio de chama.

4.2 Características da chama

A chama produzida pelo queimador é do tipo difusivo, uma vez que a mistura combustível/oxigénio é feita na própria chama, por difusão dos gases. Devido à injeção do combustível tomar valores elevados, o escoamento torna-se turbulento e isso é demonstrado pelo número de Reynolds. Como se pode constatar na figura seguinte, a mistura do ar (comburente) com o gás (combustível) é efectuada no bocal do queimador.

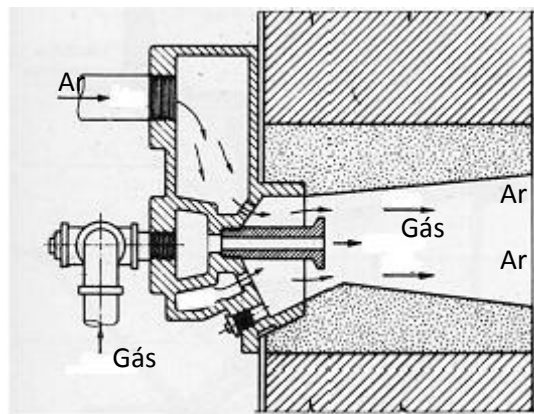


Figura 4.1 – Visualização esquemática do processo de mistura ar/combustível do queimador.

4.2.1 Forma da chama

A forma da chama do tipo difusiva e turbulenta pode ser representada, da seguinte forma:

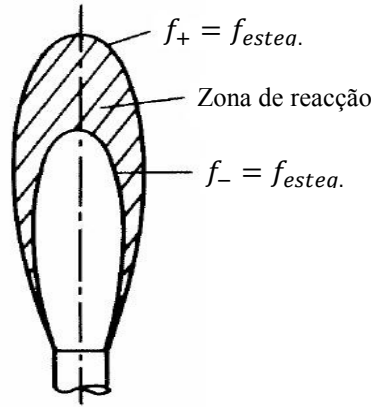


Figura 4.2 – Forma da chama

Na reacção de combustão do gás (metano), as taxas de reacção da mistura são infinitamente rápidas, logo não é possível representar simultaneamente o combustível e o oxigénio em concentrações finitas distintas, aparecendo assim a zona de reacção na chama. A zona de reacção na chama corresponde a um volume finito, representado na figura em cima pela zona a tracejado. Essa zona é delimitada por duas superfícies, uma superior f_+ e outra inferior f_- que correspondem às flutuações na queima de oxigénio e combustível ao longo do tempo. Estas superfícies correspondem à fracção estequiométrica $f_{esteq.}$ da reacção química entre o combustível e o ar. A fracção f_+ é igual a $f_{esteq.}$ porque a reacção só ocorre quando a mistura tem um conteúdo de combustível máximo.

4.2.2 Comprimento da chama

O comprimento estequiométrico da chama do queimador, $x_{esteq.}$ tendo em conta as características da reacção de combustão do metano na forma estequiométrica, é obtido através da seguinte expressão [Spalding, 1979]:

$$\frac{x_{esteq.}}{D_0} = \frac{6,57}{f_{esteq.}} \times \left(\frac{\rho_0}{\rho_\infty} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.1)$$

O termo $f_{esteq.}$ (fracção estequiométrica) é obtido de acordo com a seguinte expressão:

$$f_{esteq.} = \frac{m_{O_2} / (Ar/Combustível)}{1 + m_{O_2} / (Ar/Combustível)} \quad (4.2)$$

O termo m_{O_2} diz respeito à fracção mássica de oxigénio à pressão atmosférica, que neste caso é considerada de 23,2% tomando assim o valor de 0,232. A fracção $Ar/Combustível$ não é nada mais do que a massa atómica total de oxigénio nos reagentes, a dividir pela massa atómica total de combustível nos reagentes da equação estequiométrica [Spalding, 1979].

Para se obter o valor do comprimento de chama é necessário o conhecimento do tamanho do orifício por onde passa o gás combustível. O valor para o diâmetro da tubagem de injeção do gás do injector D_0 é calculado de acordo com a seguinte expressão:

$$D_0 = \sqrt{\frac{\dot{V} \times 4}{u_0 \times \pi}} \quad (4.3)$$

O termo u_0 corresponde ao valor da velocidade de saída do combustível, que para o caso em estudo se admitiu um valor na casa dos 40 m/s de forma a garantir que o escoamento se desenvolva em regime turbulento. Para além disto, teve-se o cuidado de escolher um valor de velocidade que fosse inferior a 30% da velocidade do som, para que o escoamento na zona de injeção não entre em regime subsónico de forma a não complicar o método de cálculo.

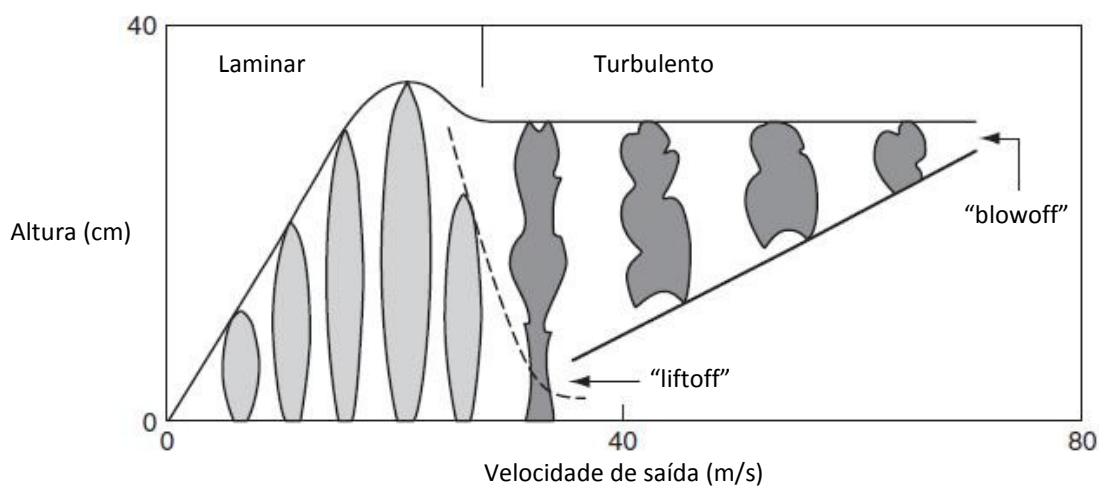


Figura 4.3 Variação da altura de chama de difusão com a velocidade de saída do combustível.

Como se verifica na figura 4.3, quando estamos presente na queima gasosa de um combustível em que resulta uma chama difusa em regime laminar, verifica-se que o

aumento da velocidade de saída do combustível aumenta de forma linear o comprimento da chama. A transição para regime de turbulência começa no topo da chama devido ao aumento de velocidade de saída de combustível. A partir de um certo e elevado valor de velocidade de saída de combustível (pouco antes dos 40 m/s, como se verifica na figura 4.3), o fluxo no tubo de combustível torna-se turbulento e faz com que toda a chama entre também em regime de turbulência. Após a transição para regime turbulento o que acontece é que, contrariamente ao que se passa em regime laminar, a altura de chama é independente da velocidade de saída do combustível. Dependendo da mistura de combustível, o levantamento da chama (liftoff) só ocorre geralmente quando a chama se torna totalmente turbulenta. O levantamento da chama, não é mais que a distância axial entre a saída de combustível do injector e o ponto onde começa a combustão. A altura de levantamento da chama aumenta linearmente com o aumento da velocidade de injeção de combustível, até a um ponto onde este atinge um valor equivalente ao diâmetro da chama, a partir do qual, um novo aumento de velocidade causa a ocorrência do levantamento definitivo da chama (blowoff) [Linan e Williams, 1995].

Após se ter uma noção do valor da velocidade de injeção de combustível, procedeu-se ao cálculo do caudal volúmico $\dot{V}$ o qual, foi obtido através da seguinte expressão:

$$\dot{V} = v \times \dot{m}_{comb.} \quad (4.4)$$

Em que o volume específico e o caudal mássico de combustível são obtidos de acordo com as seguintes expressões:

$$\dot{m}_{comb.} = \frac{Pot.}{PCI \times \eta} \quad (4.5) \quad ; \quad v = \frac{R \times T_0}{P_0} \quad (4.6)$$

R é a constante particular do gás natural.

PCI é o poder calorífico inferior do gás natural (49900 kJ/kg).

$Pot.$ é a potência térmica útil global (870 kW).

Ao considerar a pressão à saída do injector a mesma que a pressão no interior da câmara de combustão, $P_0 = P_\infty$, a razão de massas volúmicas obtêm-se da seguinte forma:

$$\rho_0 \times R \times T_0 = \rho_\infty \times R \times T_\infty \Rightarrow \frac{\rho_0}{\rho_\infty} = \frac{T_\infty}{T_0} \quad (4.7)$$

Em que T_{∞} , é considerada a temperatura máxima que se obtém no infinito no interior da fornalha. No caso em estudo considerou-se esta temperatura como sendo a temperatura atingida nas paredes da fornalha, tomando um valor de 400 °C.

A entrada de combustível T_0 é admitida a frio, ou seja, a uma temperatura de 25 °C.

Segundo experiências feitas a várias chamas queimando combustíveis diferentes, verificou-se que o comprimento de chama $x_{esteq.}$ era na realidade duas vezes superior ao comprimento de chama experimental. Este facto deve-se, uma vez que a densidade média da chama é muito inferior à densidade atmosférica. Assim, para aproximar o valor de $x_{esteq.}$ do comprimento real da chama $x_{fl.}$, coloca-se o termo $0,25\rho_{\infty}$ no lugar de ρ_{∞} . A nova expressão com o valor do comprimento de chama é a seguinte:

$$\frac{x_{fl}}{D_0} = \frac{6,57}{f_{esteq.}} \times \left(\frac{\rho_0}{0,25 \times \rho_{\infty}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.8)$$

Para além do comprimento de chama foi determinado também o diâmetro máximo atingido pela chama. Para isso recorreu-se à seguinte expressão:

$$\frac{r_{esteq.}}{x} = \left[\frac{1}{58} \left\{ \frac{6,57}{f_{esteq.}} \times \frac{D_0}{x} \times \left(\frac{\rho_0}{\rho_{\infty}} \right)^{\frac{1}{2}} - 1 \right\}^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.9)$$

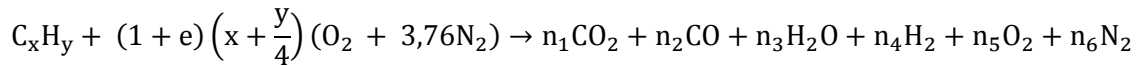
O termo x , corresponde ao comprimento real da chama [Spalding, 1979].

4.3 Combustão

A reacção de combustão do gás no interior da caldeira foi admitida como sendo uma reacção química que ocorre sem transferência de calor para o exterior, ou seja, admitiu-se uma combustão adiabática onde a temperatura dos produtos atinge um valor máximo característico dessa reacção, designada por temperatura adiabática de chama. Como no interior da caldeira a chama está envolvida por uma serpentina onde circula fluido térmico e a restante superfície da câmara de combustão está revestida com refractário, praticamente não ocorrem perdas de calor. Assim, na execução do modelo matemático adoptou-se esta temperatura adiabática como sendo a temperatura da chama na câmara de combustão. Na determinação da temperatura adiabática de chama para a reacção química que se segue tem-se em conta o fenómeno de decomposição dos

produtos da combustão, porque se admite que a temperatura de chama vai tomar valores superiores a 1500K. Os fenómenos de decomposição dos produtos da combustão são reacções endotérmicas que se desenvolvem em sentido oposto ao inicial.

De seguida é apresentada a equação química que ocorre na combustão do gás na caldeira;



Na equação química o hidrocarboneto é substituído pelo (CH₄), sendo este o combustível queimado.

4.3.1 Excesso de ar

O excesso de ar influencia tanto a eficiência térmica como o nível de emissão de poluentes (CO e NO_x) da caldeira, pois controla o volume, temperatura e a entalpia dos produtos de combustão. Um grande excesso de ar é indesejável, porque diminui a temperatura de chama e diminui também o comprimento de chama. Por outro lado, um baixo excesso de ar pode provocar uma combustão incompleta, trazendo com isso a formação de CO, fuligem e acumulação de combustível não queimado. Os óxidos de Azoto (NO_x) são produzidos durante a combustão do Azoto do ar (NO_x térmico) ou do Azoto do combustível (NO_x combustível). No caso em estudo, tratando-se de uma chama de difusão turbulenta, a produção de NO_x é fortemente dependente da composição do combustível e da relação ar/combustível. A temperatura e o teor de O₂ e N₂ nos produtos da combustão, são os principais factores para a formação de NO_x e são controlados pelo excesso de ar.

4.3.2 Temperatura máxima de chama

O método de cálculo usado para determinar a temperatura máxima de chama é apresentado a seguir. As quatro primeiras equações resultam do balanço dos elementos químicos constituintes da equação química da combustão do metano, sendo as seguintes:

$$\text{Carbono (C):} \quad 1 = n_1 + n_2 \quad (4.3.2 - 1)$$

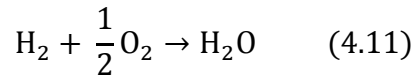
$$\text{Hidrogénio (H):} \quad \frac{4}{2} = n_3 + n_4 \quad (4.3.2 - 2)$$

$$\text{Oxigénio (O):} \quad 2(1 + 0,2) \times \left(1 + \frac{4}{4}\right) = 2n_1 + n_2 + n_3 + 2n_5 \quad (4.3.2 - 3)$$

$$\text{Azoto (N}_2\text{):} \quad 3,76(1 + 0,2) \times \left(1 + \frac{4}{4}\right) = n_6 \quad (4.3.2 - 4)$$

$$e = \text{excesso de ar}; \quad x = 1; \quad y = 4; \quad \text{para o metano } C_xH_y \rightarrow CH_4$$

As restantes duas equações necessárias para a resolução do sistema, surgem devido à suposição da ocorrência do fenómeno de dissociação apenas das moléculas de água H_2O e dióxido de carbono CO_2 , existentes nos produtos de combustão. A dissociação de H_2O em H_2 e O_2 , resulta a seguinte relação:



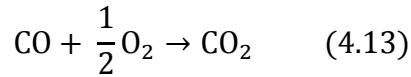
À qual corresponde uma constante de dissociação K_I , dada por;

$$\log_{10}(K_I) = 2,942 \quad (4.12)$$

Em que o valor de 2,942 vem tabelado (tabela 4.2) e corresponde a uma temperatura adiabática de chama admitida inicialmente de $T_c = 2200$ K para os produtos da reacção. Conhecida a constante de dissociação K_I , obtém-se uma quinta equação,

$$K_I = \frac{n_3}{n_5^{1/2} \times n_4} \quad (4.3.2 - 5)$$

Para além da água ocorre também a dissociação de CO_2 em CO e O_2 , resultando a seguinte relação,



À qual corresponde uma constante de dissociação K_{II} dada por,

$$\log_{10}(K_{II}) = 2,226 \quad (4.14)$$

Assim como anteriormente, o valor de 2,226 vem tabelado (tabela 4.2) e corresponde a uma temperatura adiabática de chama admitida de $T_c = 2200$ K para os produtos da reacção. Conhecida a constante de dissociação K_{II} , obtém-se uma sexta equação,

$$K_{II} = \frac{n_1}{n_5^{1/2} \times n_2} \quad (4.3.2 - 6)$$

Com a obtenção das seis equações acima apresentadas, chega-se a um sistema de seis equações e seis incógnitas, onde é possível determinar os termos de n_1 a n_6 .

Valores da constante de dissociação								
T [K]	$\log_{10} K_p$ com as pressões parciais em [atm]							
	$\frac{p_{\text{H}_2\text{O}}}{(p_{\text{H}_2})(p_{\text{O}_2})^{1/2}}$	$\frac{p_{\text{CO}_2}}{(p_{\text{CO}})(p_{\text{O}_2})^{1/2}}$	$\frac{(p_{\text{H}_2\text{O}})(p_{\text{CO}})}{(p_{\text{H}_2})(p_{\text{CO}_2})}$	$\frac{p_{\text{H}_2\text{O}}}{(p_{\text{OH}})(p_{\text{H}_2})^{1/2}}$	$\frac{(p_{\text{NO}})}{(p_{\text{O}_2})^{1/2}(p_{\text{N}_2})^{1/2}}$	$\frac{(p_{\text{H}_2})}{(p_{\text{H}})^2}$	$\frac{(p_{\text{O}_2})}{(p_{\text{O}})^2}$	$\frac{(p_{\text{N}_2})}{(p_{\text{N}})^2}$
298	40,048	45,066	-5,018	46,137	-15,171	71,224	81,208	159,600
300	39,786	44,760	-4,974	45,832	-15,073	70,754	80,668	158,578
400	29,240	32,431	-3,191	33,567	-11,142	51,752	58,946	117,408
600	18,633	20,087	-1,454	21,242	-7,210	32,672	37,148	76,162
800	13,289	13,916	-0,627	15,044	-5,243	23,070	26,202	55,488
1.000	10,062	10,221	-0,159	11,309	-4,062	17,292	19,164	43,056
1.200	7,899	7,764	0,135	8,811	-3,275	13,414	15,208	34,754
1.400	6,347	6,014	0,333	7,021	-2,712	10,630	12,054	28,812
1.600	5,180	4,706	0,474	5,677	-2,290	8,532	9,684	24,350
1.800	4,270	3,693	0,577	4,631	-1,962	6,896	7,836	20,874
2.000	3,540	2,884	0,656	3,793	-1,699	5,580	6,356	18,092
2.200	2,942	2,226	0,716	3,107	-1,484	4,502	5,142	15,810
2.400	2,443	1,679	0,764	2,535	-1,305	3,600	4,130	13,908
2.600	2,021	1,219	0,802	2,052	-1,154	2,834	3,272	12,298
2.800	1,658	0,825	0,833	1,637	-1,025	2,178	2,536	10,914
3.000	1,343	0,485	0,858	1,278	-0,913	1,607	1,898	9,716
3.200	1,067	0,189	0,878	0,963	-0,815	1,106	1,340	8,664
3.400	0,824	-0,071	0,895	0,687	-0,729	0,664	0,846	7,736
3.600	0,607	-0,302	0,909	0,440	-0,653	0,270	0,408	6,910
3.800	0,413	-0,508	0,921	0,220	-0,585	-0,084	0,014	6,172
4.000	0,238	-0,692	0,930	0,022	-0,524	-0,402	-0,340	5,504
4.500	-0,133	-1,079	0,946	-0,397	-0,397	-1,074	-1,086	4,094
5.000	-0,430	-1,386	0,956	-0,731	-0,296	-1,612	-1,686	2,962
5.500	-0,675	-1,635	0,960	-1,004	-0,214	-2,054	-2,176	2,032
6.000	-0,880	-1,841	0,961	-1,232	-0,147	-2,422	-2,584	1,250

Tabela 4.1 – Tabela com os valores da constante de dissociação para diferentes temperaturas de chama.

Conhecidos os termos de n_1 a n_6 , recorre-se a aplicação da 1ª lei da termodinâmica para determinar a temperatura adiabática de chama.

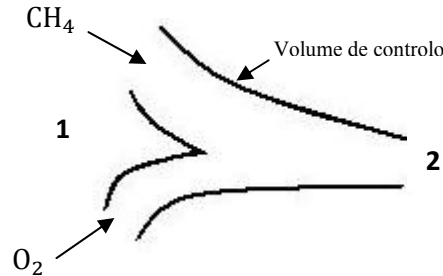


Figura 4.4 – Esquema ilustrativo do processo de combustão.

A reacção ocorre entre um estado inicial constituído por uma mistura de ar/combustível (estado 1) e o estado final (estado 2) no qual aparecem os produtos de combustão. A aplicação da 1ª lei da termodinâmica ao sistema acima mostrado resulta na seguinte equação:

$$Q_{1 \rightarrow 2} = H_{P_2} - H_{R_1} = 0 = (H_{P_2} - H_{P_0}) + (H_{P_0} - H_{R_0}) + (H_{R_0} - H_{R_1}) \quad (4.2.1 - 7)$$

Como $T_1 = T_0 = 298 \text{ K}$, admitindo-se que os reagentes se encontram à temperatura atmosférica, o resultado da diferença da entalpia dos reagentes no estado de referência (25 °C e 1 atm) e da entalpia dos reagentes no estado 1 (25 °C e 1 atm) é zero, logo $H_{R_0} - H_{R_1} = 0$.

O próximo passo foi calcular a entalpia de combustão $H_{P_0} - H_{R_0}$, que não é nada mais do que o calor de combustão à pressão p_0 e temperatura T_0 constantes. O seu valor é obtido através da medição do calor libertado numa reacção de combustão, levada a cabo num processo de escoamento em regime permanente, para o qual p_0 e T_0 são constantes e o trabalho em jogo é nulo. A expressão que permitiu calcular a entalpia de combustão é a seguinte:

$$(H_{P_0} - H_{R_0}) = n_{CH_4} \times \Delta \bar{h}_0 \quad (4.15)$$

O termo $\Delta \bar{h}_0$ para o gás em estudo metano (CH_4), toma o valor de $-802,3 \times 10^6 \text{ J/kmolCH}_4$. Então $H_{P_0} - H_{R_0} = -802,3 \times 10^6 \text{ J}$.

A variação da entalpia dos produtos da reacção entre o estado de referência e o estado 2 é a seguinte,

$$H_{P_2} - H_{P_0} = \sum n_i \times \bar{C}_{pi} \times \Delta T \quad (4.16)$$

Ou seja,

$$H_{P_2} - H_{P_0} = (n_1 \times \bar{C}_{pCO_2} + n_2 \times \bar{C}_{pCO} + n_3 \times \bar{C}_{pH_2O} + n_4 \times \bar{C}_{pH_2} + n_5 \times \bar{C}_{pO_2} + n_6 \times \bar{C}_{pN_2}) \times (T_c - 298)$$

Consultando as tabelas termodinâmicas, e considerando $T_c = 2200$ K e $T_0 = 298$ K, obtêm-se os valores de $\bar{C}_p$ à temperatura média de 1260,5 K, para cada composto químico.

Substituindo tudo na equação (4.2.1-7), resulta apenas uma incógnita T_c cujo valor tem de ser aproximadamente igual ao admitido anteriormente, uma vez que se trata de um processo iterativo.

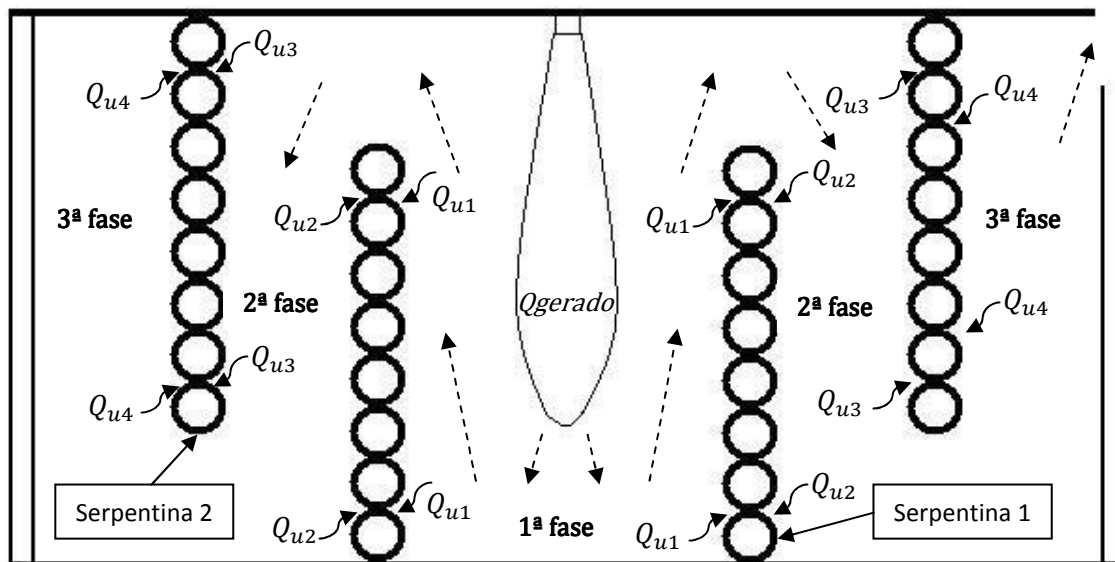
$$(n_1 \times \bar{C}_{pCO_2} + n_2 \times \bar{C}_{pCO} + n_3 \times \bar{C}_{pH_2O} + n_4 \times \bar{C}_{pH_2} + n_5 \times \bar{C}_{pO_2} + n_6 \times \bar{C}_{pN_2}) \times (T_c - 293,15) = \Delta H_0 \quad (4.17)$$

V – Capítulo

5.1 Modelo matemático do comportamento térmico da caldeira

Antes de se efectuar a descrição do modelo matemático, houve a necessidade de estudar qual o tipo de configuração da câmara de combustão, assim como o número de passagens dos gases de combustão. Após alguma pesquisa em catálogos de fabricantes de caldeiras, chegou-se à conclusão que a configuração da câmara de combustão tinha de ter um aspecto cilíndrico, de forma a que o fluido térmico passasse em torno da mesma o mais próximo possível da chama. Para isso ele teria que circular no interior de tubos, e a forma mais eficiente e prática de se fazer isso é através do enrolamento helicoidal do tubo (serpentina) em torno da câmara de combustão. Como os gases de combustão atingem elevadas temperaturas, uma forma de fazer um melhor aproveitamento dessa temperatura foi fazer com que os gases efectuassem mais do que uma passagem pelos tubos, sendo para isso necessário a montagem de mais uma serpentina. Assim a caldeira assume uma configuração cilíndrica, composta por duas serpentina permitindo até três passagens de gases.

Na figura seguinte, encontra-se representado o jogo de energias integrantes no sistema de transferência de calor, durante a queima de combustível e posterior escoamento dos gases de combustão, de forma a auxiliar a compreensão da modelação matemática do processo.



Legenda: --- ➔ escoamento dos gases de combustão

Figura 5.1 – Esquema ilustrativo em corte do interior da caldeira.

O processo de transferência de calor no interior da caldeira pode ser dividido em três fases. Na primeira fase ocorre transferência de potência térmica por radiação, da chama para as paredes da primeira serpentina, designada serpentina 1 e ainda por convecção dos gases de combustão. Na segunda e terceira fases apenas ocorre transferência de calor por convecção dos gases de combustão para as paredes, quer da serpentina 1, quer para a segunda serpentina designada serpentina 2. Neste caso a serpentina 2 recebe calor dos gases de combustão apenas por convecção.

A expressão geral que demonstra o balanço energético no interior da caldeira é a seguinte:

$$Q_{gerado} = Q_{u1} + Q_{u2} + Q_{u3} + Q_{u4} + Q_p \quad (5.1 - 1)$$

Em que o calor produzido, Q_{gerado} , resulta da multiplicação do caudal de combustível inserido pelo queimador e do PCI do combustível. O combustível utilizado pelo queimador é o gás natural, o qual tem como principal componente o metano (CH_4). Os termos Q_{u1} a Q_{u4} correspondem à potência térmica útil transferida nas várias fases de transferência de calor. A potência Q_p , corresponde às perdas totais existentes na caldeira, nomeadamente pela envolvente exterior, pela base inferior, tampa superior e gases de escape.

5.1.1 Primeira fase do processo de transferência de calor

A primeira fase de transferência de calor ocorre na câmara de combustão. Entre a chama produzida pelo queimador e a serpentina 1, admitiu-se que o gás existente nesse espaço tem as propriedades correspondentes a uma linha imaginária designada por corrente gasosa, de forma a facilitar o processo de cálculo. O cálculo de T_{gmed1} resulta do balanço energético aplicado entre a chama que se considera a uma temperatura adiabática e a corrente gasosa. O balanço da potência calorífica gerada e da potência transferida por radiação da chama para a corrente gasosa é mostrado através da seguinte expressão:

$$Q_{gerado} = \overline{GS} \times \sigma \times (T_{ch}^4 - T_{gmed1}^4) \quad (5.1 - 2)$$

A potência térmica líquida transferida por radiação e por convecção do gás a T_{gmed1} para a superfície de permutador de calor (serpentina) de área exterior A_1 à temperatura T_{p1} , na câmara de combustão vem dada por:

$$Q_{u1} = \overline{GS} \times \sigma \times (T_{gmed1}^4 - T_{p1}^4) + h_1 \times A_1 \times (T_{gmed1} - T_{p1}) \quad (5.1 - 3)$$

A figura seguinte representa o processo de transferência de calor no interior da câmara de combustão.

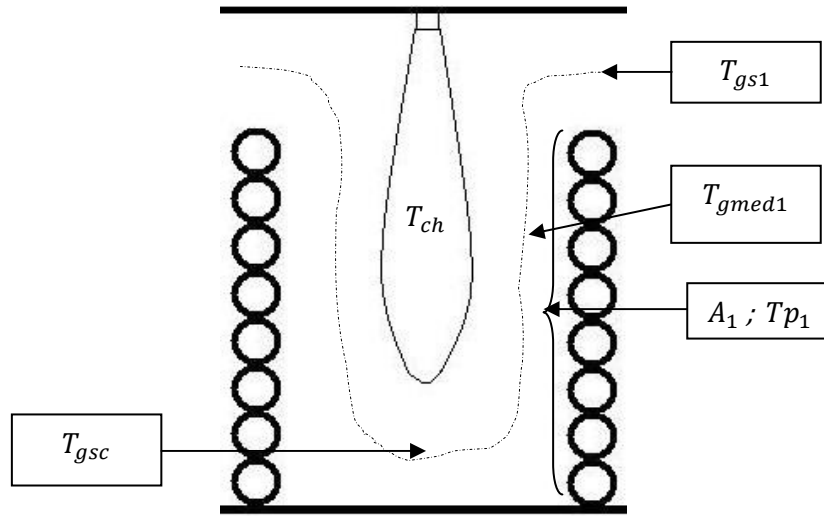


Figura 5.2 – Esquema da câmara de combustão

O factor $\overline{GS}$ (m^2), corresponde à área de troca global entre o gás e a superfície 1, que tem em conta as propriedades radiativas do meio e das superfícies, os factores de forma e a área radiativa de transferência de calor,

$$\overline{GS} = \frac{A_r}{\frac{1}{CS \times \varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_{ch}} - 1} \quad (5.1 - 4)$$

CS é a fracção de superfície fria e é definida por:

$$CS = \frac{A_1}{A_1 + A_r} \quad (5.1 - 5)$$

A_r corresponde à área de refractário, ou seja, representa a área da fornalha onde não há transferência de calor.

A emissividade dos gases de combustão (ε_g) é calculada de acordo com o método de cálculo desenvolvido por Hottel, que sendo um método simplificado, envolve a determinação da emissão de radiação de uma massa hemisférica de gás de temperatura T_g para um elemento de superfície da , que se encontra posicionado no centro da base do hemisfério. Na mistura dos diferentes compostos químicos que constituem os gases resultantes da combustão, só o vapor de água e o dióxido de carbono são espécies radiativas. A emissividade total do gás é representada como:

$$\varepsilon_g = \varepsilon_w + \varepsilon_c - \Delta\varepsilon \quad (5.1 - 6)$$

Onde ε_g é correlacionado em função da temperatura T_g e da pressão total do gás p , a pressão parcial p_g da espécie de radiação e do raio L do hemisfério. Os valores das emissividades do vapor de água ε_w e do dióxido de carbono ε_c foram determinados através de consulta gráfica (capítulo 6.1.3).

É possível adaptar a geometria hemisférica do gás, para uma geometria próxima da geometria do caso em estudo, através do conceito de comprimento médio do feixe radiativo L_e . Assim, o comprimento médio de feixes L_e é igual a $0,95D$ (D - *Diâmetro da câmara de combustão*), correspondendo a uma geometria cilíndrica circular, onde a radiação se propaga para a superfície curva da câmara de combustão.

O termo $\Delta\varepsilon$ corresponde a um factor de correcção, que apresenta diferentes valores para diferentes temperaturas de T_g . Este factor tem em conta a redução na emissão associada com a absorção mútua da radiação entre as duas espécies [Hottel, 1967].

O termo ε_{ch} corresponde à emissividade da chama e assume um valor de 0,95 [McAdams, 1954].

Depois da descrição do factor GS , segue-se a descrição das restantes variáveis da equação (5.1-3).

σ é a constante de Stefan-Boltzman, que toma o valor de $5,669 \times 10^{-11} \text{ kWm}^{-2}\text{K}^{-4}$.

h_1 ($\text{kW m}^{-2} \text{K}^{-1}$) é o coeficiente de convecção no interior da caldeira. Este coeficiente toma três designações diferentes (h_1, h_2 e h_3 .) consoante a fase de transferência de calor. Ou seja no interior da câmara de combustão, que corresponde à primeira fase de transferência de calor, este coeficiente toma a designação de h_1 .

T_{gmed} corresponde a uma temperatura média dos gases em cada fase. Tal como no coeficiente de transferência de calor, consoante a fase de transferência de calor, existem três temperaturas diferentes ($T_{gmed1}, T_{gmed2}, T_{gmed3}$).

$$T_{gmed1} = \frac{T_{gsc} + T_{gs1}}{2} \quad (5.1 - 7)$$

T_{gsc} é a temperatura do gás logo à saída da chama. Na resolução do modelo considerou-se esta temperatura igual à temperatura adiabática de chama.

T_{gs1} corresponde à temperatura do gás no fim da primeira fase de transferência de calor.

T_{p1} corresponde à temperatura média da superfície da serpentina voltada para a câmara de combustão.

A_1 é a área de transferência de calor, que corresponde à superfície da serpentina voltada para a câmara de combustão.

O cálculo do coeficiente de convecção h_1 foi efectuado segundo uma metodologia de cálculo para escoamento interno de gases em tubo concêntrico anular, devido à configuração geométrica cilíndrica, do enrolamento de tubo em torno da câmara, e da chama ser considerada como um cilindro. Deste modo o coeficiente h_1 é dado pela seguinte expressão:

$$h_1 = \frac{Nu \times K}{D_{h1}} \quad (5.1 - 8)$$

Para determinar Nu (Nusselt), é necessário saber as condições de escoamento presente, sendo para isso calculado o número de Re .

$$Re = \frac{4 \times \dot{m} g}{\pi \times D_{h1} \times \mu} \quad (5.1 - 9)$$

Como o escoamento ocorre em condições de turbulência, a equação de Dittus-Boelter para o cálculo de Nu é a seguinte:

$$Nu = 0,023 \times Re^{4/5} \times Pr^{0,3} \quad (5.1 - 10)$$

No cálculo de D_{h1} considerou-se a chama como um cilindro de diâmetro D_{chama} e $D_{s1.1}$ o diâmetro da serpentina 1. O gás de combustão passa através do espaço (anel) formado pelo cilindro (chama) e pela superfície 1 da serpentina 1.

$$D_{h1} = D_{s1.1} - D_{chama} \quad (5.1 - 11)$$

A variável K diz respeito à condutibilidade térmica do gás, à temperatura média T_{gmed} . Para efeito de cálculo, considerou-se as propriedades do gás, como sendo as propriedades do ar [Incropera, 2002].

5.1.2 Segunda fase do processo de transferência de calor

Na segunda fase do processo de transferência de calor no interior da caldeira, existe potência térmica útil transferida para a serpentina 1 e serpentina 2, através apenas da convecção dos gases de combustão, desprezando portanto a radiação.

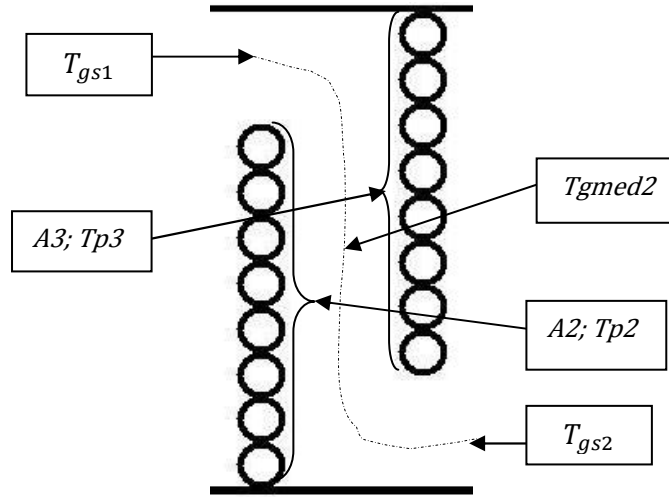


Figura 5.3 – Esquema da passagem dos gases de combustão na 2ª fase de transferência de calor.

Com isto, a potência térmica líquida transferida por convecção da corrente gasosa a T_{gmed2} para a superfície de permutador de calor (serpentina) de área exterior A_2 e A_3 à temperatura T_{p2} e T_{p3} respectivamente, vem dada por:

$$Q_{u2} = h_2 \times A_2 \times (T_{gmed2} - T_{p2}) \quad (5.1 - 12)$$

$$Q_{u3} = h_2 \times A_3 \times (T_{gmed2} - T_{p3}) \quad (5.1 - 13)$$

A temperatura de gás média T_{gmed2} é obtida através da média da temperatura do gás a saída da câmara de combustão T_{gs1} e a temperatura do gás ao fim da segunda fase de transferência de calor T_{gs2} ,

$$T_{gmed2} = \frac{T_{gs1} + T_{gs2}}{2} \quad (5.1 - 14)$$

Tal como no cálculo do coeficiente de convecção h_1 , para h_2 considerou-se o escoamento dos gases entre as serpentinas, como sendo um escoamento interno em tubo

concêntrico anular, sendo o processo de cálculo idêntico ao efectuado na primeira fase. As expressões utilizadas foram as seguintes:

Cálculo do coeficiente de transferência de calor na segunda fase,

$$h_2 = \frac{Nu \times K}{D_{h2}} \quad (5.1 - 15)$$

O número de Reynolds vem dado por,

$$Re = \frac{4 \times \dot{m}g}{\pi \times D_{h2} \times \mu} \quad (5.1 - 16)$$

A equação de Nusselt usada é a mesma utilizada na primeira fase de transferência de calor equação (5.1 - 10),

$$Nu = 0,023 \times Re^{4/5} \times Pr^{0,3}$$

O cálculo de D_{h2} foi efectuado segundo as dimensões correspondentes ao espaçamento entre as duas serpentinas.

$$D_{h2} = D_{s1,2} - D_{s2,1} \quad (5.1 - 17)$$

Em que $D_{s1,2}$ corresponde à superfície 1 da serpentina 2 e $D_{s2,1}$ corresponde à superfície 2 da serpentina 1.

5.1.3 Terceira fase do processo de transferência de calor

Na última fase de passagem dos gases de combustão, ocorre transferência de calor por convecção da cortina de gás à temperatura T_{gmed3} para a superfície da serpentina 2 de área A_4 , e transferência de calor por convecção para as paredes internas de área A_5 da envolvente exterior da caldeira. Esta transferência de calor por convecção para a parede de área A_5 , corresponde a uma potência de perdas de calor através da envolvente para o exterior.

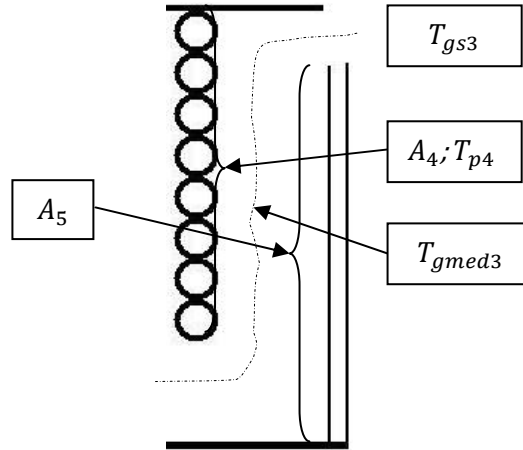


Figura 5.4 – Esquema da passagem dos gases de combustão na 3ª fase de transferência de calor.

A potência líquida transferida para a serpentina vem dada pela seguinte expressão:

$$Q_{u4} = h_3 \times A_4 \times (T_{gmed3} - T_{p4}) \quad (5.1 - 18)$$

A temperatura de gás média T_{gmed3} é obtida através da média da temperatura do gás a saída da segunda fase de transferência de calor T_{gs2} e a temperatura do gás à saída da caldeira ou seja, ao fim da terceira fase de transferência de calor T_{gs3} .

$$T_{gmed3} = \frac{T_{gs2} + T_{gs3}}{2} \quad (5.1 - 19)$$

Tal como no cálculo do coeficiente de convecção h_1 e h_2 para h_3 considerou-se o escoamento dos gases entre as serpentinas, como sendo um escoamento interno em tubo concêntrico anular, sendo o processo de cálculo idêntico ao efectuado nas duas fases de transferência de calor.

$$h_3 = \frac{Nu \times K}{D_{h3}} \quad (5.1 - 20)$$

O Reynolds vem dado por,

$$Re = \frac{4 \times \dot{m}g}{\pi \times D_{h3} \times \mu} \quad (5.1 - 21)$$

A equação de Nusselt é a mesma equação utilizada na primeira fase,

$$Nu = 0,023 \times Re^{4/5} \times Pr^{0,3}$$

O cálculo de D_{h3} foi efectuado segundo as dimensões correspondentes ao espaçamento entre a segunda serpentina e parede interna da caldeira.

$$D_{h3} = D_{s5} - D_{s2,2} \quad (5.1 - 22)$$

Em que D_{s5} corresponde à superfície interna das paredes da caldeira e $D_{s2,2}$ corresponde à superfície 2 da serpentina 2.

5.2 Método de cálculo da potência de perdas

5.2.1 Envoltente exterior

As perdas de calor pela envoltente exterior da caldeira foram calculadas segundo condições de regime estacionário e unidimensional. Assim, os gradientes de temperatura em cada ponto são independentemente do tempo, e existem apenas ao longo de uma direcção, ocorrendo transferência de calor exclusivamente nessa direcção.

A geometria da caldeira, sendo uma geometria cilíndrica, representa um sistema onde o gradiente de temperaturas ocorre segundo a direcção radial [Incropera, 2002].

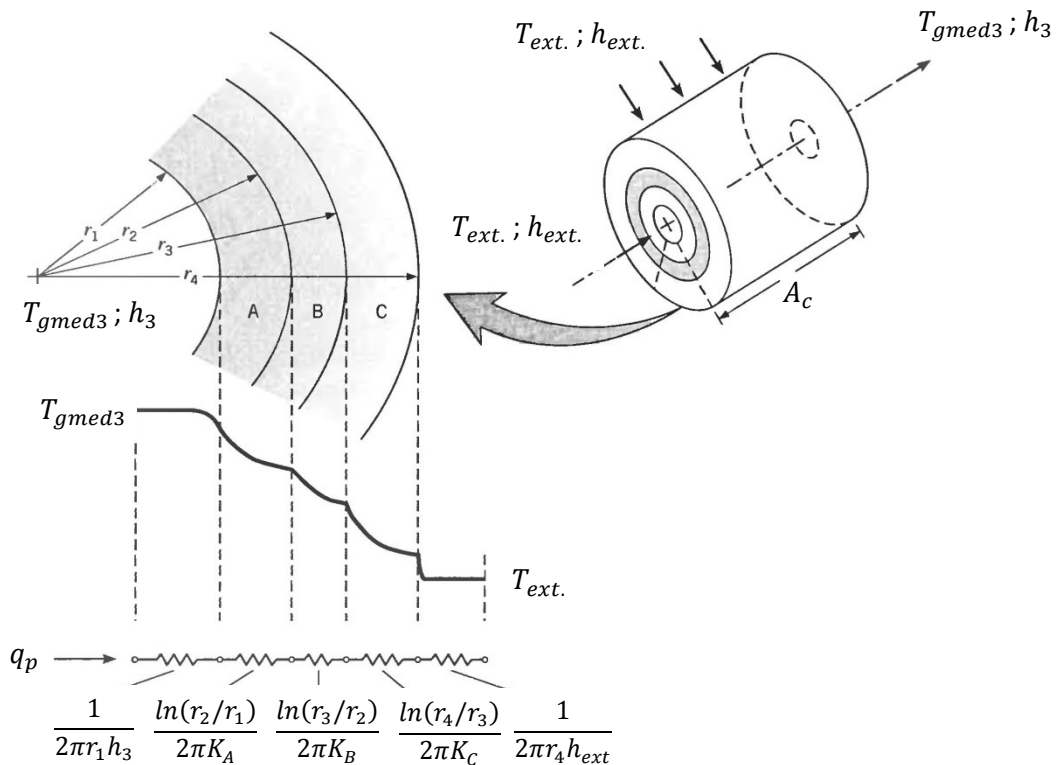


Figura 5.5 – Distribuição de temperatura na envoltente exterior da caldeira.

A diferença r_3-r_2 , corresponde à espessura de isolamento (B) aplicado na parede da envolvente exterior. O isolamento considerado foi uma manta flexível em lã de rocha basáltica, o que corresponde a um valor característico de $K_B = 0,10 \text{ W/(mK)}$ [Caldesul, 2009].

Uma espessura óptima para o isolamento é tal que maximize a resistência total de transferência de calor, ou minimize a potência calorífica que passa através da envolvente exterior da caldeira.

O fluxo de calor que passa, do interior até ao exterior através da envolvente exterior da caldeira é obtido através da seguinte expressão:

$$q_p = \left(\frac{\Delta T}{K_G} \right) (\text{kW/m}^2) \quad (5.2 - 2)$$

O termo ΔT (K) diz respeito à diferença de temperaturas entre o gás resultante da combustão existente no interior da caldeira e o exterior.

K_G é um coeficiente global de transferência de calor ($\text{W/(m}^2\text{K)}$).

A expressão que demonstra a potência transferida ao longo da envolvente é a seguinte:

$$Qp = \left[\frac{T_{ext.} - T_{gmed3}}{\left(\frac{1}{2\pi r_1 h_3} \right) + \left(\frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi K_B} \right) + \left(\frac{1}{2\pi r_4 h_{ext}} \right)} \right] \times A_c \quad (5.2 - 1)$$

O termo A_c à altura da parede interior correspondente à envolvente exterior.

Para o coeficiente de convecção exterior $h_{ext.}$, admitiu-se o valor de $20 \text{ W/m}^2\text{K}$. [Heldman, 2003].

Os elementos A e C como apresentam espessuras consideravelmente pequenas e boa condutibilidade térmica, uma vez que são em aço, desprezaram-se no cálculo da potência de perdas.

Por razões de segurança, a temperatura da envolvente exterior da caldeira não deve exceder o valor de $40 \text{ }^\circ\text{C}$. Para garantir essa temperatura máxima na envolvente, a espessura (B) do isolamento foi dimensionada de acordo com essa condição.

5.2.2 Câmara de combustão

O método de cálculo para as perdas de calor na câmara de combustão, através da tampa superior e da base da caldeira, segue mais uma vez o modelo de transferência de calor em condições de regime estacionário e unidimensional. Neste caso as perdas na câmara de combustão acontecem através da condução unidimensional, quer na tampa

superior, quer na base, onde a temperatura é função da coordenada x e o calor é transferido exclusivamente nessa direcção [Incropera, 2002].

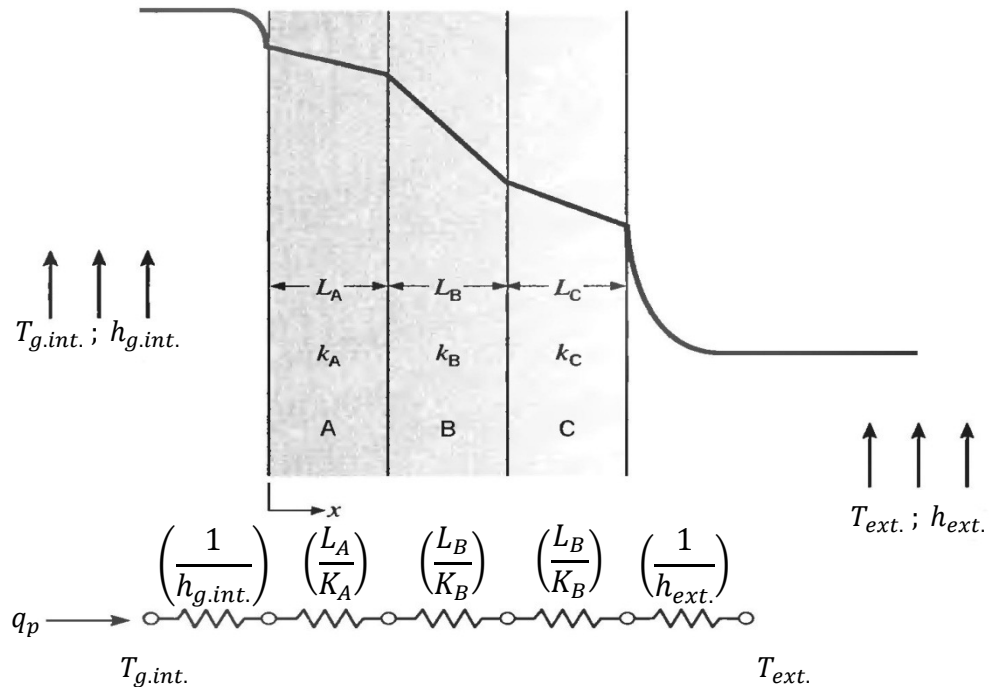


Figura 5.6 – Parede tipo que demonstra a distribuição das temperaturas para a tampa superior e a base da caldeira.

O fluxo de calor que passa do interior até ao exterior através das tampas superior e inferior da caldeira é obtido através da seguinte expressão:

$$q_p = \left(\frac{\Delta T}{K_G} \right) \text{ (kW/m}^2\text{)} \quad (5.2 - 2)$$

O termo ΔT (K) diz respeito à diferença de temperaturas entre o gás resultante da combustão existente no interior da caldeira e o exterior.

K_G é um coeficiente global de transferência de calor (W/(m²K)).

Aplicando a equação do fluxo de calor (5.2-2) às duas tampas da caldeira que estão em contacto com o exterior e multiplicando-a por cada superfície correspondente, obtém-se a potência de perdas para cada tampa. Essa potência Q_p (kW) é demonstrada através da seguinte expressão:

$$Q_p = \left[\frac{T_{ext} - T_{g.int.}}{\left(\frac{1}{h_{int.}} \right) + \left(\frac{L_A}{K_A} \right) + \left(\frac{L_B}{K_B} \right) + \left(\frac{L_C}{K_C} \right) + \left(\frac{1}{h_{ext}} \right)} \right] \times A_{sup.} \quad (5.2 - 3)$$

$h_{g.int.}$ é o coeficiente de convecção no interior da caldeira. Considerou-se este termo igual ao coeficiente de convecção h_1 obtido na primeira fase de transferência de calor.

$T_{g.int.}$ corresponde à temperatura dos gases resultantes da combustão no interior da caldeira. Para o caso da tampa, considerou-se $T_{g.int.} = T_{gs1}$. Para o cálculo de Q_p referente à tampa inferior, considerou-se $T_{g.int.} = T_{gsc}$.

Os materiais utilizados quer para a tampa, quer para a base da caldeira são materiais refractários compostos em camadas, formando uma parede do tipo “sanduíche”, da seguinte forma: na primeira camada (A), a alta alumina, pois é um refractário que tem como composição química 60 a 65% de $Al_2O_3 + TiO_2$, 34 a 36% de SiO_2 e 1,6% de Fe_2O_3 [Cerâmica do Liz, 1999], feito para aguentar as elevadas temperaturas atingidas na câmara de combustão. A camada (B), sendo aplicada sobre a alumina, tem como objectivo melhorar o isolamento térmico, pois sendo um refractário mais poroso possui melhores características de isolamento. Por fim na última camada (C) com o objectivo de diminuir ainda mais a temperatura de superfície aplicaram-se painéis de lã de rocha. Estes painéis são aglomerados com resinas especiais, que permitem boas propriedades termo-acústicas.

5.2.3 Perdas pela chaminé

As perdas resultantes dos gases de combustão à saída da chaminé foram calculadas de acordo com a seguinte expressão:

$$Q_{p3} = \dot{m}_{gases\ de\ combust\tilde{a}o} \times C_p \times \Delta T \quad (5.2 - 4)$$

O termo $\dot{m}_{gases\ de\ combust\tilde{a}o}$ diz respeito ao caudal mássico dos gases resultantes da combustão.

O termo ΔT corresponde à diferença de temperaturas entre a temperatura de mistura ar/combustível na câmara de combustão (25 °C), e a temperatura dos gases na chaminé da caldeira (280 °C).

O termo C_p corresponde ao calor específico dos gases resultantes da combustão a uma temperatura de 280 °C.

5.3 Serpentinhas /permutadores de calor

O óleo circula no interior da caldeira dentro de tubos, em forma de espiral designados por serpentinas, que funcionam como permutadores de calor. Na caldeira em estudo existem dois conjuntos de serpentinas os quais vão receber o calor fornecido, tanto pela radiação como pela convecção. Na primeira fase de transferência de calor, existe

radiação e convecção da chama para a superfície da primeira serpentina voltada para a chama, enquanto nas restantes duas fases apenas existe convecção.

O fluido escolhido foi o óleo Therminol 66, e a razão da sua escolha foi simplesmente com o objectivo de conhecer algumas propriedades do termofluido, necessárias para a resolução do modelo matemático. Este é um termofluido sintético, oferecendo grande estabilidade térmica até a uma temperatura de 345 °C. Este óleo apresenta as seguintes propriedades:

$$\rho \text{ (kg/m}^3\text{)} = -0,614254 \times T - 0,000321 \times T^2 + 1020,62 \quad (5.2 - 4)$$

$$C_p \text{ (kJ/kgK)} = 0,003313 \times T + 0,0000008970785 \times T^2 + 1,496005 \quad (5.2 - 5)$$

$$K \text{ (W/m.K)} = -0,000033 \times T - 0,00000015 \times T + 0,118294 \quad (5.2 - 6)$$

$$\nu \text{ (mm}^2\text{/s)} = e^{\left(\frac{586,375}{T+62,5} - 2,2809\right)} \quad (5.2 - 7)$$

Com estas expressões, retiradas do catálogo do fluido térmico em estudo, foi possível determinar os termos: ρ (massa volúmica), C_p (calor específico), K (condutibilidade térmica) e ν (viscosidade cinemática) a uma determinada temperatura do fluido T (°C). [Catálogo Therminol 66, 1998]

Outro aspecto a ter em conta foi o tipo de material de que são construídas as serpentinas. O material escolhido foi o aço com qualidade st52, uma vez que é um material que apresenta boa condutividade térmica, $K_{tubo}=42$ W/(mK) sem grande dilatação em altas temperaturas. Trata-se de um tubo sem costura, sendo fabricado por extrusão. Pelo lado exterior a sua superfície é polida e pelo lado interior a superfície é toda rectificadora [Peninsular, 2009].

Após a selecção do fluido e do material a ser utilizado nas serpentinas passou-se ao cálculo do coeficiente de transferência de calor no interior da serpentina. Considerando o escoamento do termofluido como sendo incompressível e permanente ao longo de um tubo de área de secção transversal uniforme e circular ($A = \pi D^2/4$), o número de Reynolds é determinado através da seguinte expressão:

$$Re = \frac{4 \times \dot{m}_{\text{óleo}}}{\pi \times D_i \times \mu} \quad (5.2 - 8)$$

Como seria de esperar, devido ao facto de a velocidade do termofluido se situar na casa dos 3 m/s [Juanico, 1992], o resultado do número de Reynolds aponta para um escoamento do tipo turbulento. O cálculo do número de Nusselt é efectuado da seguinte forma,

A potência térmica útil Q_u (kW) proveniente da convecção (mais radiação no caso da 1ª fase) dos gases de combustão no exterior do tubo, já conhecida anteriormente, corresponde ao fluxo de calor que passa através do tubo para o fluido térmico. Esse fluxo de calor é obtido através da seguinte expressão geral:

$$q_u = \left(\frac{\Delta T}{K_G} \right) \text{ (kW/m}^2\text{)} \quad (5.2 - 11)$$

O termo ΔT (K) diz respeito à diferença de temperaturas entre o gás resultante da combustão que circula no exterior das serpentinas e o fluido térmico que circula no interior das serpentinas.

K_G é um termo de transferência de calor global (W/(m²K)).

Igualando o fluxo de calor à potência térmica útil obtém-se a seguinte expressão:

$$Q_u = \left[\frac{T_{mf} - T_{gmed}}{\left(\frac{1}{h_{int.}} \right) + \left(\frac{e}{K_{tubo}} \right) + \left(\frac{1}{h_{ext}} \right)} \right] \times A_{sup.} \quad (5.2 - 12)$$

A área de superfície $A_{sup.}$ corresponde a metade da área total exterior de um tubo rectilíneo. Como existem duas serpentinas, as áreas de transferência de calor são quatro e foram apresentadas anteriormente por A_1 , A_2 , A_3 e A_4 .

Efectuado o cálculo da potência calorífica Q_u , que atravessa cada uma das quatro superfícies que constituem as duas serpentinas no interior da caldeira, e aplicando a analogia reo-eléctrica à associação de resistências apresentada anteriormente, foi possível determinar a temperatura de superfície T_p para cada área de transferência de calor das serpentinas. Assim a temperatura de superfície T_p para cada uma das quatro áreas de transferência de calor resulta da seguinte expressão:

$$T_p = T_{mf} - \frac{q_u}{h_{int}} \quad (5.2 - 13)$$

h_{int} corresponde ao coeficiente de convecção no interior das serpentinas.

No fim de esta análise aos permutadores de calor, ficaram reunidas as condições necessárias à resolução do modelo matemático proposto.

VI – Capítulo

6.1 Resultados

6.1.1 Comprimento de chama

De seguida são apresentados os resultados obtidos através do modelo proposto por Spalding (1979) para a determinação do comprimento de chama.

Tabela 6. 1 – Resultados obtidos durante o processo de cálculo do comprimento de chama.

x_{fl}	2,492	m
$f_{esteq.}$	0,055	-
$\dot{m}_{comb.}$	0,021	kg/s
$\dot{V}$	0,032	m ³ /s
D_0	0,030	m
$\frac{\rho_0}{\rho_\infty} = \frac{T_\infty}{T_0}$	2,258	-
$x_{esteq.}$	4,983	m

Como a chama tem a forma de um “charuto”, vai existir um valor de x (comprimento de chama) onde a chama tem a sua largura máxima. Para isso aplicou-se a equação (4.9) para diferentes valores de comprimento de chama, resultando o seguinte gráfico:

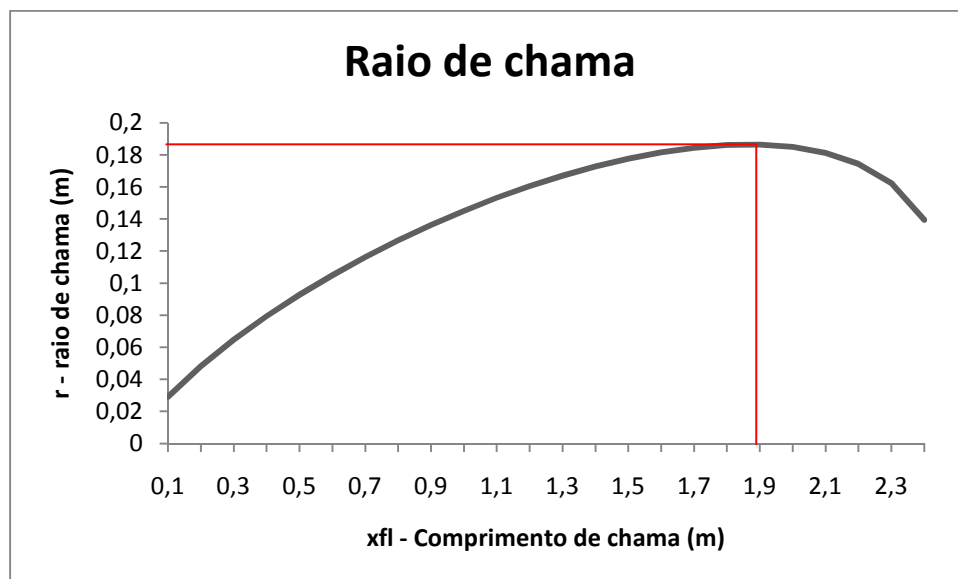


Figura 6.1 – Dimensão do diâmetro de chama em função do seu comprimento.

A chama atinge o seu raio máximo de 0,182 m, correspondente a um comprimento de 1,8 m. Determinado o raio máximo da chama, facilmente se obteve um valor para a largura máxima de chama $D_{ch} = 2 \times r = 2 \times 0,186 = 0,372$ m.

6.1.2 Temperatura máxima de chama

A temperatura máxima de chama foi calculada segundo o método de cálculo descrito no subcapítulo 4.2.2. Até chegar ao valor pretendido foi necessário efectuar duas iterações. Os resultados obtidos estão indicados nas duas tabelas seguintes.

Tabela 6.2 – Valores obtidos na primeira iteração do processo de cálculo para a obtenção da temperatura máxima de chama.

T_c (admitida)	2200	K			
n_1 (CO ₂)	0,991		$\overline{C_{pCO_2}}$	56,436	kJ/(kmolK)
n_2 (CO)	0,009		$\overline{C_{pCO}}$	34,325	kJ/(kmolK)
n_3 (H ₂ O)	1,996		$\overline{C_{pH_2O}}$	44,548	kJ/(kmolK)
n_4 (H ₂)	0,004		$\overline{C_{pH_2}}$	31,226	kJ/(kmolK)
n_5 (O ₂)	0,406		$\overline{C_{pO_2}}$	35,784	kJ/(kmolK)
n_6 (N ₂)	9,024		$\overline{C_{pN_2}}$	33,927	kJ/(kmolK)
K_I	874,984				
K_{II}	168,267				
$H_{P_0} - H_{R_0}$	-801500	kJ			
T_c	2014	K			

Nesta primeira iteração admitiu-se uma temperatura de chama adiabática de 2200 K. Depois de aplicado o processo de cálculo, obteve-se uma temperatura ligeiramente mais baixa com o valor de 2014 K. Com esta nova temperatura aplicou-se novamente o método de cálculo, que resultou nos seguintes valores:

Tabela 6.3 - Valores obtidos na segunda iteração do processo de cálculo para a obtenção da temperatura máxima de chama.

T_c (admitida)	2014	K			
n_1 (CO ₂)	0,998		$\overline{C_{pCO2}}$	55,769	kJ/(kmolK)
n_2 (CO)	0,002		$\overline{C_{pCO}}$	33,937	kJ/(kmolK)
n_3 (H ₂ O)	1,999		$\overline{C_{pH2O}}$	43,256	kJ/(kmolK)
n_4 (H ₂)	0,001		$\overline{C_{pH2}}$	30,851	kJ/(kmolK)
n_5 (O ₂)	0,401		$\overline{C_{pO2}}$	35,432	kJ/(kmolK)
n_6 (N ₂)	9,024		$\overline{C_{pN2}}$	33,432	kJ/(kmolK)
K_I	3630,781				
K_{II}	794,328				
$H_{P_0} - H_{R_0}$	-801500	kJ			
T_c	2046	K			

Os valores calculados anteriormente foram obtidos com um excesso de ar de 20%. Com o objectivo de baixar ainda mais a temperatura adiabática de chama, optou-se por se alterar o excesso de ar de 20% para 30%. Sendo este excesso de ar, um valor aceitável, pelos motivos já explicados no subcapítulo 4.2.

Tabela 6.4 - Valores obtidos segundo o processo de cálculo para a obtenção da temperatura máxima de chama, considerando um excesso de ar de 30%.

T_c (admitida)	2014	K			
n_1 (CO ₂)	0,9983		$\overline{C_{pCO2}}$	55,952	kJ/(kmolK)
n_2 (CO)	0,0017		$\overline{C_{pCO}}$	33,055	kJ/(kmolK)
n_3 (H ₂ O)	1,999		$\overline{C_{pH2O}}$	43,513	kJ/(kmolK)
n_4 (H ₂)	0,0007		$\overline{C_{pH2}}$	30,869	kJ/(kmolK)
n_5 (O ₂)	0,6012		$\overline{C_{pO2}}$	35,584	kJ/(kmolK)
n_6 (N ₂)	9,776		$\overline{C_{pN2}}$	33,599	kJ/(kmolK)
K_I	3630,781				
K_{II}	794,328				
$H_{P_0} - H_{R_0}$	-801500	kJ			
T_c	1925	K			

Assim foi determinada a temperatura adiabática de chama, com valor de 1925 K ou seja, 1652 °C. O conhecimento desta temperatura é extremamente importante, uma vez

que o seu conhecimento é fundamental para a resolução do modelo matemático apresentado no Capítulo V.

6.1.3 Modelo matemático do comportamento térmico da caldeira

No cálculo da potência térmica útil correspondente à 1ª fase de transferência de calor, foi necessário conhecer o valor da emissividade do gás ε_g .

Antes de recorrer aos gráficos das emissividades, foi necessário determinar a pressão parcial do vapor de água e do dióxido de carbono nos produtos de combustão. A tabela seguinte mostra os resultados obtidos para os parâmetros necessários a ter em conta na consulta gráfica.

Tabela 6.5 – Valores necessários para a determinação da emissividade do gás.

P_{H_2O} (at)	0,096
P_{CO_2} (at)	0,137
D (m)	0,87
L_e (m)	0,83
L_e (ft)	2,71
$P_{H_2O} \times L_e$ (ft·at)	0,261
$P_{CO_2} \times L_e$ (ft·at)	0,373
$P_{H_2O}/(P_{H_2O} \times L_e)$	0,45
$L_e/(P_{H_2O} \times L_e)$	0,58

Os valores obtidos para os termos ε_w e ε_c , foram determinados recorrendo aos seguintes gráficos:

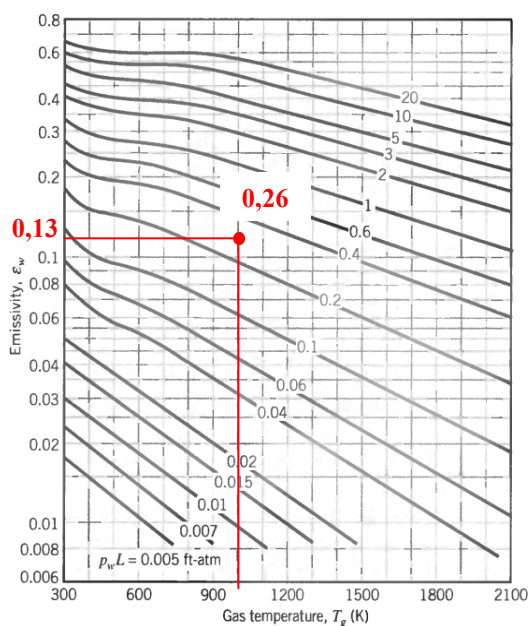


Figura 6.2 – Emissividade do vapor de água numa mistura com gases não radiantes.

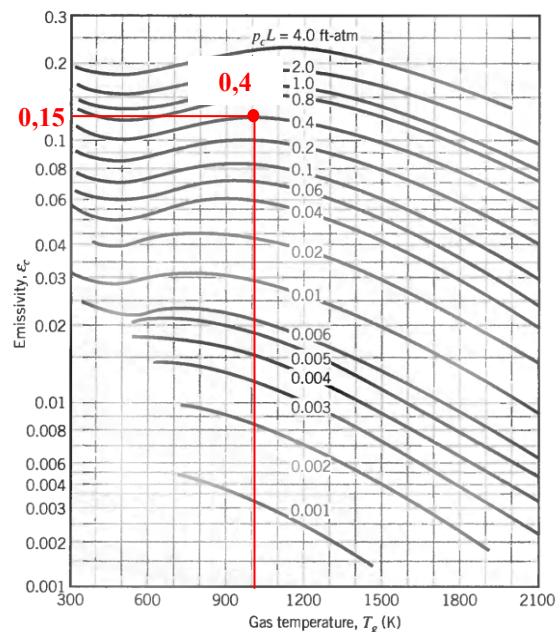


Figura 6.3 – Emissividade do dióxido de carbono numa mistura com gases não radiantes.

O valor do factor de correcção $\Delta\varepsilon$, foi obtido recorrendo ao seguinte gráfico:

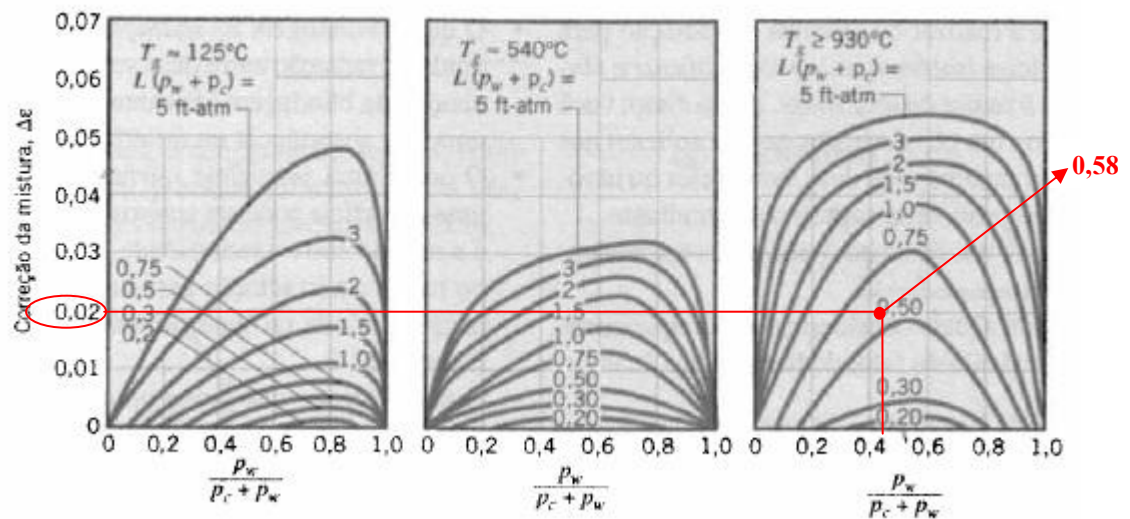


Figura 6.4 – Factor de correcção associado com misturas de vapor de água e dióxido de carbono.

O valor obtido para a emissividade do gás foi o seguinte:

$$\varepsilon_g = \varepsilon_w + \varepsilon_c - \Delta\varepsilon = 0,15 + 0,13 - 0,02 = 0,26$$

Após a determinação de todas as equações necessárias para a resolução do modelo matemático aplicado à caldeira, foi possível determinar os valores das potências térmicas úteis ao longo das três fases de transferência de calor. Com os resultados das potências obtidas e as áreas correspondentes à superfície disponível para a troca de calor para o fluido térmico, construiu-se um diagrama (figura 6.5) apresentado a seguir,

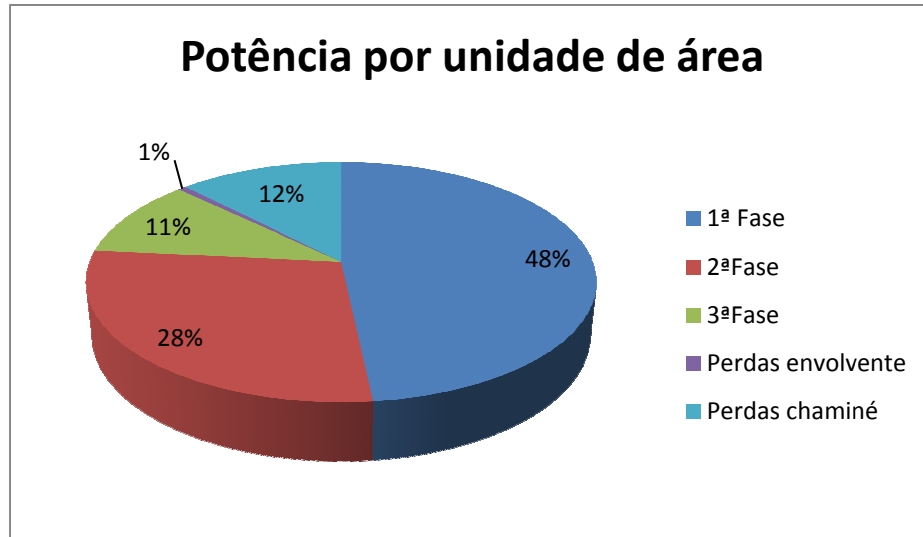


Figura 6.5 – Diagrama em que é apresentado o rácio de potência existente em cada uma das três fases de transferência de calor, assim como das perdas existentes em toda a caldeira.

Tabela 6.6 – Valores de rácios obtidos para as diferentes fases de transferência de calor no interior da caldeira.

Fase de transferência de calor	kW/m ²
1ª Fase	12
2ª Fase	7
3ª Fase	2,6
Perdas pela envolvente	0,6
Perdas pela chaminé	3

Numa análise ao diagrama, é possível verificar que 48% da potência térmica útil ocorre durante a primeira fase de transferência de calor. Tal situação acontece devido ao facto da existência de radiação da chama para a superfície 1 da primeira serpentina.

Os valores das potências térmicas úteis calculadas para a primeira fase de transferência de calor segundo o modelo descrito ao longo do capítulo V são apresentados na seguinte tabela:

Tabela 6.7 - Valores obtidos na primeira fase de transferência de calor.

1ª Fase	Valores obtidos
$Q_{rad.}$ (kW)	418,3
$Q_{conv.}$ (kW)	63,8
$Q_{u1} = Q_{rad.} + Q_{conv.}$ (kW)	482,1
$\overline{GS}$ (m ²)	1,69
A_1 (m ²)	6,11
h_1 (w/m ² K)	14,03
T_{gsc} (°C)	1652
T_{gs1} (°C)	738
T_{gmed1} (°C)	1195
T_{p1} (°C)	450

Na primeira fase de transferência de calor existe transferência por radiação da chama para a superfície da serpentina 1 e convecção dos gases de combustão. Assim Q_{u1} resulta do somatório de $Q_{rad.}$ e $Q_{conv.}$, onde é possível constatar que grande parte da potência surge através da radiação da chama.

A tabela seguinte mostra os valores obtidos para a segunda fase de transferência de calor.

Tabela 6.8 - Valores obtidos na segunda fase de transferência de calor.

2ª Fase	Valores obtidos
$Q_{u2} = Q_{conv.}$ (kW)	131,3
$Q_{u3} = Q_{conv.}$ (kW)	150,7
A_2 (m ²)	6,74
A_3 (m ²)	7,73
h_2 (w/m ² K)	106,7
T_{gs2} (°C)	428
T_{gmed2} (°C)	583
T_{p2} (°C)	400
T_{p3} (°C)	380

Nesta segunda fase de transferência de calor, que ocorre na passagem dos gases resultantes da combustão, pelo espaçamento existente entre as duas serpentinas, obtém-se uma potência média de convecção dos gases na ordem dos 141 kW. O valor superior obtido para Q_{u3} em relação a Q_{u2} , deve-se ao facto de a área de transferência de calor A_3 ser maior e estar a uma temperatura ligeiramente inferior que a área A_2 .

Os resultados obtidos na última fase de transferência de calor foram os seguintes:

Tabela 6.9 - Valores obtidos na terceira fase de transferência de calor.

3ª Fase	Valores obtidos
$Q_{u4} = Q_{conv.}$ (kW)	105,9
A_4 (m ²)	8,36
h_3 (W/m ² K)	86,81
T_{gs3} (°C)	280
T_{gmed3} (°C)	354
T_{p4} (°C)	208

Como se verifica nos valores obtidos através dos cálculos elaborados segundo o modelo matemático proposto, aproximadamente metade da potência térmica útil gerada na caldeira é conseguida através de radiação da chama, o que mostra a importância da radiação para o aquecimento do fluido térmico.

Os valores obtidos para as potências de perdas pela envolvente exterior e tampas, inferior e superior da caldeira, foram os seguintes:

Tabela 6.10 - Valores obtidos para as perdas através de toda a envolvente da caldeira.

Potência de perdas	Valores obtidos (kW)
Tampa superior	0,5
Tampa inferior	1,2
Envolvente exterior	4,3
Perdas pela chaminé	121,9
Total	127,9

Devido ao isolamento, de aproximadamente 70 mm aplicado na envolvente exterior de lã de rocha basáltica, o qual possui um valor de condutibilidade térmica de $K=0,10$ W/(mK), as perdas por condução através da parede da caldeira são muito baixas.

As tampas superior e inferior da caldeira são compostas por uma primeira camada de 40 mm de refractário de alta alumina que aguenta as elevadas temperaturas atingidas no interior da câmara de combustão. A seguir à alta alumina é aplicado uma camada de 40 mm de refractário isolante, o qual é mais poroso, permitindo um melhor isolamento térmico. Para finalizar ainda é aplicado um painel de lã de rocha de 25 mm de espessura, com baixo valor de condutibilidade térmica $K=0,06$ W/(mK) [catálogo Caldesul, 2009]. Assim, devido a esta constituição de isolamentos que formam as tampas da caldeira, as perdas de condução através destas apresentam valores muito baixos.

No seguinte diagrama estão apresentadas as percentagens de cada forma de transferência de calor na caldeira.

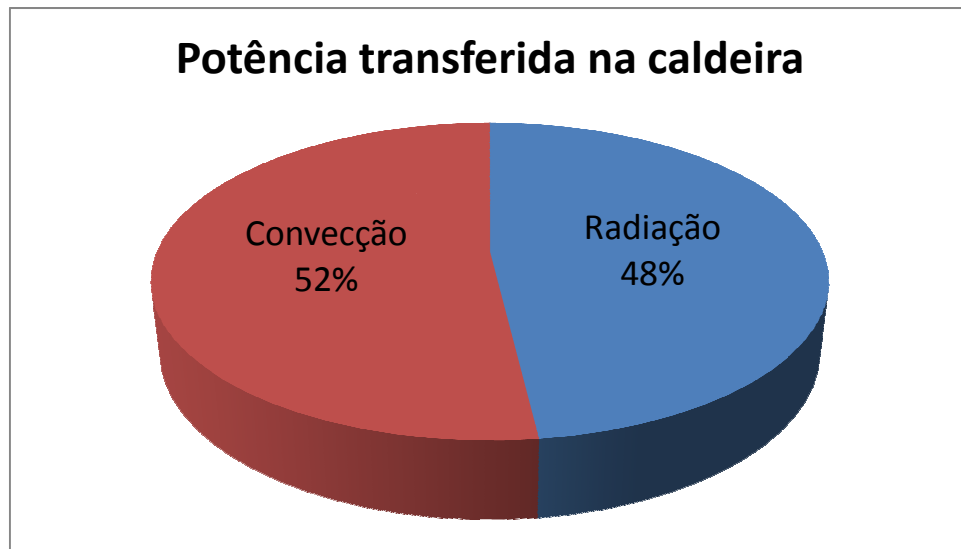


Figura 6.6 – Diagrama em que são apresentadas as percentagens de cada forma de transferência de calor na caldeira.

Como é possível constatar através do diagrama acima apresentado, praticamente metade da potência transferida (48%) para o fluido térmico ocorre através da radiação da chama na câmara de combustão.

Tabela 6.11 - Valores de potências úteis de radiação e convecção obtidos na caldeira.

$Q_{rad.}$ (kW)	418,3
$Q_{conv.}$ (kW)	451,5

Para além das potências térmicas úteis, o modelo também permitiu calcular as temperaturas do gás resultante da combustão ao longo das fases de transferência de calor, assim como as temperaturas média do fluido térmico em cada serpentina.

No seguinte gráfico estão representadas as temperaturas dos gases ao longo das fases de transferência de calor.

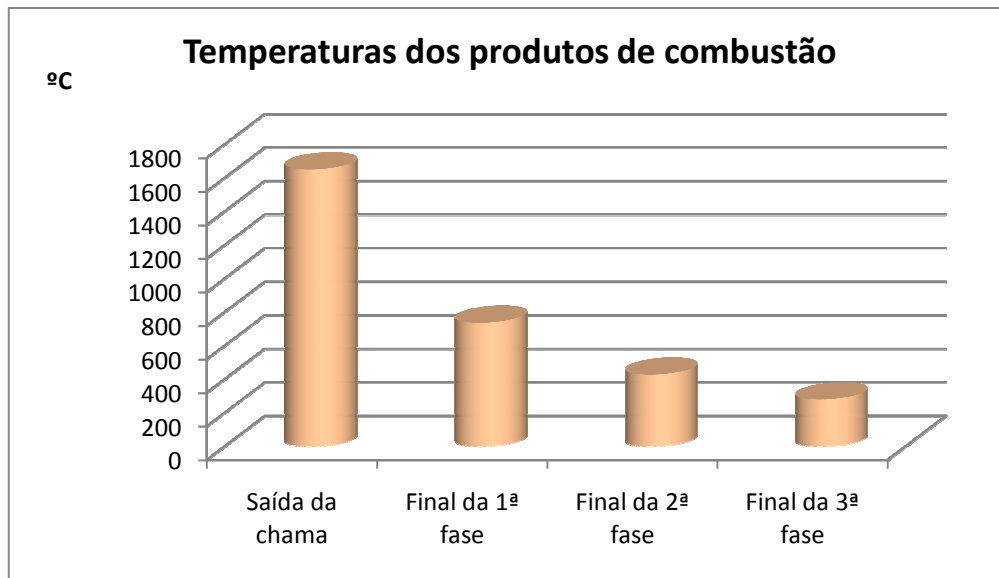


Figura 6.7 – Temperaturas dos produtos de combustão ao longo das três fases de transferência de calor.

Tabela 6.12– Valores das temperaturas atingidas pelo gás de combustão.

Temperaturas	°C
Saída da chama T_{gsc}	1652
Final da 1ª fase de transferência de calor T_{gs1}	738
Final da 2ª fase de transferência de calor T_{gs2}	428
Final da 3ª fase de transferência de calor T_{gs3}	280
T_{gmed1}	1195
T_{gmed2}	583
T_{gmed3}	354

Como se verifica nos resultados obtidos para as temperaturas, existe maior decréscimo da temperatura dos gases na primeira fase de transferência de calor, uma vez que aí existe uma maior transferência de calor, cerca de 12 kW/m² para o fluido térmico.

No seguinte gráfico mostra-se a evolução da temperatura do fluido térmico no interior da caldeira.

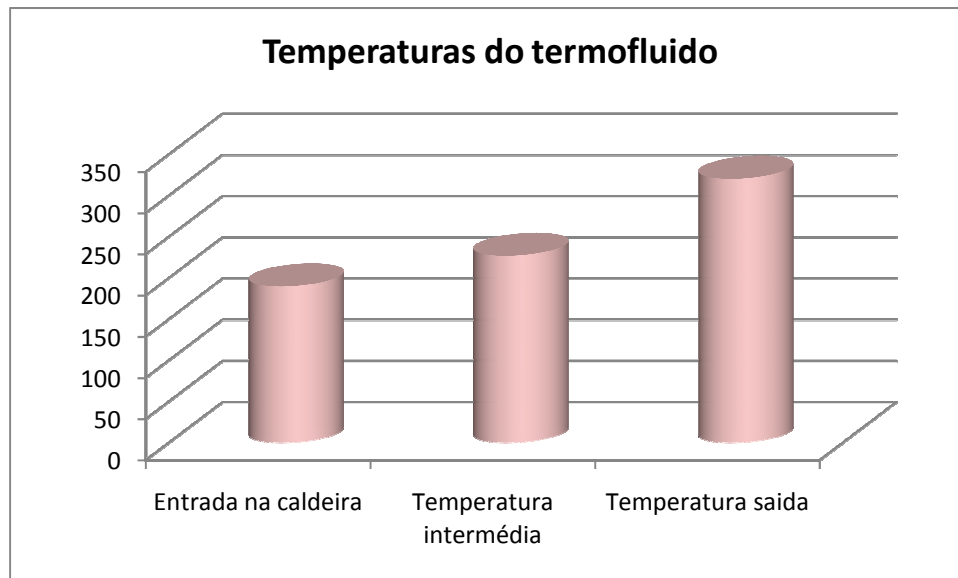


Figura 6.8 – Temperaturas do fluido térmico no interior da caldeira.

Tabela 6.13 – Valores das temperaturas do fluido térmico.

Temperaturas	°C
Entrada na caldeira (serpentina 2)	189
Temperatura intermédia	227
Saída da caldeira (serpentina 1)	320

De acordo com os resultados obtidos, verifica-se que a temperatura do fluido térmico tem uma evolução mais acentuada quando circula na serpentina 1, aquecendo dos 227 °C até ao 320 °C, ou seja, sofre um aumento de temperatura de 93 °C. Este aumento de temperatura acontece porque a serpentina 1 é aquela que está exposta à radiação sendo por isso a que permite uma maior potência transferida.

O óleo térmico entra na caldeira a uma temperatura de 189 °C e percorre a serpentina 2, chegando ao fim a uma temperatura de 227 °C. Durante este percurso o termofluido vê a sua temperatura aumentar cerca de 37 °C graças apenas à transferência de calor através da convecção dos gases de combustão.

6.1.3 Dimensões da caldeira

O primeiro passo a ser feito para a determinação das dimensões da caldeira foi precisamente o cálculo do comprimento e largura da chama, cujo procedimento já foi explicado anteriormente. Com os valores da dimensão da chama efectuados e feita uma pesquisa, através de catálogos de construtores de caldeiras com a mesma gama de potência (870 kW), atribuíram-se as seguintes dimensões, como se mostra na figura seguinte:

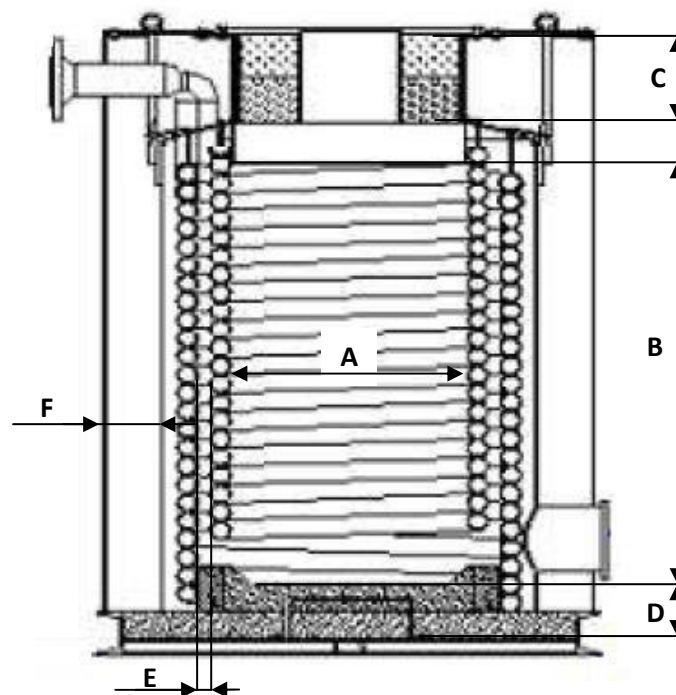


Figura 6.9 – Principais dimensões do interior da caldeira.

Tabela 6. 14 - Valores das dimensões da caldeira.

Designação	Valor (mm)
Diâmetro da câmara de combustão A	828
Altura da câmara de combustão B	2450
Espessura da tampa superior C	105
Espessura da tampa inferior D	115
Espaçamento entre serpentinas E	68
Espessura da envolvente exterior (com isolamento) F	75
Diâmetro exterior do tubo que constituem as serpentinas (aço st52)	42,4

Depois de definido o posicionamento das serpentinas e escolhido o diâmetro do tubo foi possível determinar o comprimento equivalente L (m) e o volume (dm^3) de óleo térmico necessário para cada serpentina.

Tabela 6. 15 - Características geométricas das serpentinas.

Comprimento equivalente serpentina 1 L_1 (m)	150
Comprimento equivalente serpentina 2 L_2 (m)	188
Capacidade da serpentina 1 (dm^3)	163
Capacidade da serpentina 2 (dm^3)	205
Capacidade total (dm^3)	368

As áreas de superfície de transferência de calor de cada serpentina são mostradas na seguinte tabela:

Tabela 6. 16 – Áreas de superfície das serpentinas.

Serpentina 1 $A_1(\text{m}^2)$	6,11
Serpentina 1 $A_2(\text{m}^2)$	6,74
Serpentina 2 $A_3(\text{m}^2)$	7,73
Serpentina 2 $A_4(\text{m}^2)$	8,36

No seguinte diagrama é possível mostrar as percentagens de áreas nas serpentinas que correspondem à transferência de calor por radiação e convecção.

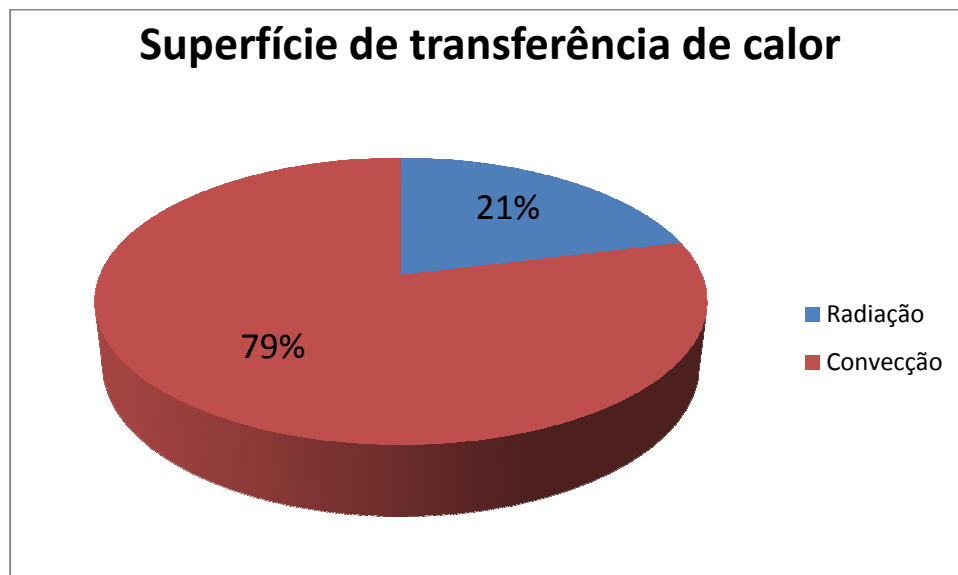


Figura 6.10 – Diagrama em que são apresentadas as percentagens de superfície de transferência de calor onde ocorrem radiação e convecção.

Tabela 6. 17 – Áreas de superfície das serpentinas onde ocorrem diferentes formas de transferência de calor.

Área de superfície de serpentina onde ocorre radiação (m ²)	6,1
Área de superfície de serpentina onde ocorre convecção (m ²)	22,8
Área total superfície de transferência de calor para o termofluido (m ²)	28,9

De acordo com o diagrama acima mostrado (figura 6.2) é possível constatar que, em 79% da área de transferência de calor, ocorre transferência por convecção dos gases de combustão para o fluido térmico. Na restante área, cerca de 21%, a transferência ocorre devido à radiação da chama na câmara de combustão. Devido há existência de duas serpentinas, isto permite que ocorra até três passagens dos gases de combustão nas superfícies das serpentinas. Como é habitual neste tipo de configuração, só entre 20-23% da área total de transferência de calor ocorre transferência de calor através da radiação [Pelini, 2008].

VII – Capítulo

Conclusões

Este trabalho tinha como principal objectivo o dimensionamento de uma caldeira a termofluido. Mas, antes de se proceder ao seu dimensionamento propriamente dito, fez-se um estudo sobre os diferentes tipos de fluidos térmicos utilizados na indústria, assim como uma pesquisa de vários tipos de caldeira, nomeadamente os tipos de configurações existentes.

Quando se pretende baixas temperaturas de serviço (50 °C), o uso de ar como fluido térmico revela-se uma boa opção devido ao seu baixo custo e boa estabilidade. Quando há a necessidade de elevadas temperaturas de serviço (+100 °C), os fluidos térmicos disponíveis são o vapor ou o óleo térmico. Comparando estes dois fluidos térmicos, conclui-se que para a mesma gama de temperaturas pretendidas, o vapor tinha que atingir uma pressão muito mais elevada que o óleo térmico, o que exige sistemas pressurizados, equipados com válvulas e tubagens de maior resistência. O óleo térmico, apesar de ter um custo mais elevado e necessitar de uma inspecção periódica ao fluido, torna as instalações mais seguras, uma vez que as pressões atingidas pelo óleo térmico são baixas. Dentro dos óleos térmicos encontram-se os óleos de origem mineral e os de origem sintética. Com os óleos de origem sintética, consegue-se atingir temperaturas mais elevadas (aprox. 400 °C) do que os de origem mineral, sem comprometer a estabilidade térmica do fluido.

Depois de alguma pesquisa efectuada a fabricantes de caldeiras, conclui-se que a melhor configuração geométrica para uma caldeira a fluido térmico, é a cilíndrica onde possui permutadores de calor em forma de serpentinas circulares, onde permitem a constante circulação do fluido sem provocar perdas de carga significativas, com velocidades na ordem dos 3 a 4 m/s. Outro factor importante, que contribui para o aumento do rendimento da caldeira é aproveitar da melhor forma possível o calor libertado pelos gases de combustão. Assim, na caldeira em estudo, projectou-se para que os gases de combustão realizassem várias passagens pelos permutadores, sendo para isso montado uma segunda serpentina (serpentina 2) que tem como objectivo aproveitar o calor de forma convectiva, dos gases resultantes da combustão.

Os resultados obtidos com o modelo matemático foram os esperados, pois permitiram calcular as dimensões da câmara de combustão, os espaçamentos entre serpentinas e espessuras de isolamentos. De acordo com o modelo, conclui-se que praticamente metade da potência térmica útil transferida para o fluido térmico ocorre por radiação cuja potência rondam os 418 kW, apesar de a área disponível ser inferior (21%). Na restante área de transferência de calor (79%) ocorre convecção dos gases de combustão originando uma potência térmica útil de 452 kW. O valor das perdas através das envolventes exteriores da caldeira é pouco significativo, tendo sido obtido um resultado de 6 kW.

As perdas mais significativas, são as perdas obtidas na chaminé da caldeira, com o valor de 122 kW, representando cerca de 12% da potência total fornecida à caldeira.

Sugestão para trabalhos futuros

No decorrer deste trabalho surgiram algumas ideias que ajudariam a interpretar o comportamento térmico das caldeiras. Para isso deixam-se aqui algumas sugestões:

- Utilizar um software que permita visualizar o comportamento térmico da caldeira, mostrando para isso a evolução do aumento da temperatura do fluido térmico à medida que este passa pelas serpentinas no interior da caldeira, e também que permitisse a visualização do decréscimo da temperatura do gás resultante da combustão ao longo das três fases de transferência de calor.
- De forma a aproveitar a temperatura dos gases resultantes da combustão, fazer um estudo a diferentes tipos de recuperadores de calor.

Lista de referências

Barros Jr., Joaquim Luiz, “Integração de utilidades, recuperação de calor e cogeração em sistemas de aquecimento de fluido térmico”, 2002.

Burd V., “Squeezing Clean Energy from Boilers and Heaters”, revista científica “chemical engineering”, 1992, p. 145 à 150.

CALDESUL, comércio de isolantes e peças para caldeiras LTDA, www.caldesul.com.br.

Cerâmica do Liz, S.A., www.ceramica-liz.pt.

Considine D.M., “Energy Technology Handbook”, 2ª edição, McGraw-Hill, 1977, capítulo 9.

DOW, The Dow Chemical Company, www.dow.com.

FULTON, Manufacturer of steam, hot water and thermal fluid, www.fulton.com.

Geiringer, Paul L., “High Temperature Water Heating”, New York, John Wiley & Sons, 1963.

Green, Richard L., Alvin H. Larsen e Allen C. Pauls, “Get Fluent about Heat Transfer Fluids”, revista científica “Chemical Engineering”, 1989, p. 90 à 98.

HEAT, Heat Exchange and Transfer, INC., www.heat-inc.com.

Heldman, Dennis R., “Encyclopedia of agricultural, food, and biological engineering”, 1ª edição, Taylor & Francis, 2003, p 154.

Hottel, H. C., “Radiant-Heat Transmission”, 3ª edição, McGraw-Hill, 1954.

Hottel, H.C., e Sarofim, A.F., “Radiative Transfer”, McGraw-Hill, 1967, capítulos 8 e 14

Incropera, F.P., Witt, D.P., “Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa”, 6ª edição, LTC editora, 2002.

Innoterm, Innoterm Energetics, www.innoterm.hu.

Inplan, Ingenieurtechnik, www.inplan-gmbh.com.

Irvin Glassman e Richard A. Yetter, “Academic Press Combustion”, 4º edição, Elsevier Inc, 2008.

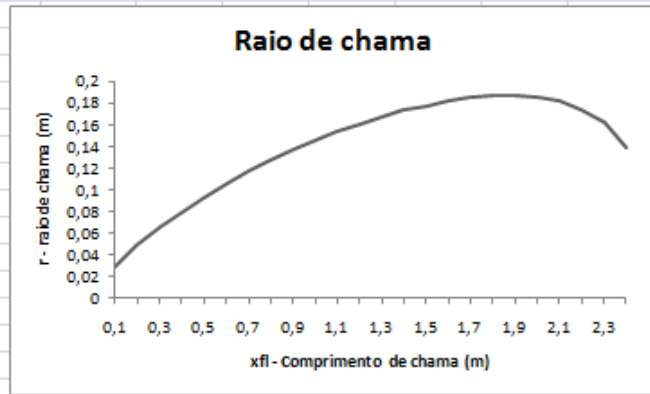
Juanico, F.J.M., “Geradores de Calor”, Porto, Ecemei Lda, 1992.

Lian A. e Williams, F. A., “Fundamental Aspects of Combustion”, Oxford University Press Oxford, 1995.

- Marlotherm**, Heat Transfer Fluids, www.marlotherm.com.
- McAdams**, W.H., “Heat Transmission”, 3ª edição, McGraw-Hill, 1954.
- Pelini**, Robert, “Heat Flux and Film Temperature in Fired, Thermal-Fluid Heaters”, revista científica “Chemical Engineering”, 2008, p. 34 à 40.
- PENINSULAR**, “Empresa de comercialização e armazenagem de produtos tubulares”, www.peninsulardevastagos.es.
- Peter Mullinger e Barrie Jenkins**, “Industrial and Process Furnaces”, 1ª edição, Elsevier Inc., 2008
- Pinho**, C., Sebenta “Combustão”, DEMEGI Feup, 2005.
- PIROBLOC**, “fabricante de caldeiras”, www.pirobloc.com.
- Raznjevic**, K., “Tables et Diagrammes Thermodynamiques”, Eyrolles, 1970.
- Shell Portuguesa**, S.A., “Termofluidos nos Sistemas de transmissão de Calor”, L. R., 1987.
- Singh**, Jasbir. “Heat Transfer Fluids and Systems for Process and Energy Applications”, 1ª edição, CRC Press, 1985.
- Spalding**, D. Brian, “Combustion and Mass Transfer”, 1ª edição, Pergamon Press, 1979.
- THERMINOL**, Heat Transfer Fluids by Solutia, www.therminol.com.
- Turns**, Stephen R., “An Introduction to Combustion”, 2ª edição, McGraw Hill, 2000.
- Trinks, W., Mawhinney, M. H., Shannon, R. A., Reed R. J. e Garvey, J. R.** “Industrial Furnaces”, 6ª edição, John Wiley & Sons Inc., 2004.

Anexos

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
214	Combustível frio			Tempratura ∞			R	519,625	J/Kgk	PO atmosférica	100000	Pa
215	25 °C			300 °C								
216							v	1,54926	m³/Kg			
217	Potência	870	Kw				mcomb.	0,02051	Kg/s			
218	Rendimento	0,85					V	0,03178	m³/s	114,4002921	m³/h	
219	PCI	49900	KJ/Kg									
220												
221	Velocidade de combustível:			45	m/s							
222							Do	0,0300	m	29,9930914	mm	
223												
224	Combustível; Gás Natural, considerar metano											
225	f stoich	0,05482					xstoich	4,9838	m			
226							xfl	2,4919	m	xfl/DO	83,0825	
227												
228	xfl	r chama										
229	0	#DIV/0!										
230	0,1	0,029038										
231	0,2	0,048318										
232	0,3	0,064764										
233	0,4	0,079427										
234	0,5	0,092754										
235	0,6	0,104984										
236	0,7	0,116262										
237	0,8	0,126677										
238	0,9	0,136285										
239	1	0,145118										
240	1,1	0,153191										
241	1,2	0,160502										
242	1,3	0,167034										
243	1,4	0,172754										
244	1,5	0,177612										



	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P
1																
2				CH₄ + (1+e)(1+4/4)(O₂+3,76N₂) → n₁CO₂ + n₂CO + n₃H₂O + n₄H₂ + n₅O₂ + n₆N₂												
3				1ª iteração na base molar												
4				Temperatura de chama admitida		2223	K						e (excesso de ar) = 20%			
5				Fracções molares		Cp (T=2223+298/2=1250,5K)										
6				n1	0,9908	CpCO ₂	56,4									
7				n2	0,00924	CpCO	34,3									
8				n3	1,996	CpH ₂ O	44,5									
9				n4	0,00358	CpH ₂	31,2									
10				n5	0,4064	CpO ₂	35,7									
11				n6	9,024	CpN ₂	33,9									
12																
13																
14				Nova Temperatura												
15				2013,68	K	1740,6844	°C									
16																
17				2ª iteração na base molar												
18				Temperatura de chama admitida		2014	K									
19				Fracções molares		Cp (T=2014+298/2=1156K)										
20				n1	0,998	CpCO ₂	55,769									
21				n2	0,00198	CpCO	33,937									
22				n3	1,999	CpH ₂ O	43,256									
23				n4	0,00087	CpH ₂	30,851									
24				n5	0,4014	CpO ₂	35,432									
25				n6	9,024	CpN ₂	33,482									

Cálculo da emissividade da chama					
Emissividade do gás		0,28			
Emissividade H2O					
Emissividade CO2					
Comprimento médio de feixe					
Le = 0,95D		Cilindro circular infinito (radiação para a superfície curva)			
D	0,87	m			
Le	0,8265	m	2,711614	ft	
PH2O	0,09648662	at	PH2O X Le	0,26163448	ε H2O 0,17 Consulta gráfica
PCO2	0,1177865	at	PCO2 X Le	0,31939155	ε CO2 0,15 Consulta gráfica
Tg	1467,72999	K	1194,58	°C	
Emissividade da chama		0,95	McADAMS		
PH2O/(PCO2+PH2O)		0,45029734			
Le(PH2O+PCO2)		0,58102603			
Δε		0,04	Consulta gráfica		

GS			1689542 mm2			1,68954 m2			Gs = AT/((1/Cs*εg))+(1/εch)-1)								
AT			7160384														
A1			6109958			6,10996 m2			A2			6736014,5 mm2			6,73601 m2		
Ar			1050426						A3			7734161,3 mm2			7,73416 m2		
Cs			0,8533			Cs=A1/AT			A4			8360217,9 mm2			8,36022 m2		
									A5			10082942 mm2			10,0829 m2		
σ			5,67E-11 Kw/m2K4						A total de Tampa			1050425,7 mm2			1,05043 m2		
												28,940352			22,8304		
Temperatura 0			298 K														
m comb.			0,020512 Kg/s			0,01743 Kg/s											
Excesso de ar			0,3 30%														
(AC)est.			17,16 Kg ar/Kg comb.						m gases comb.			0,4780846 Kg/s					
(AC)real			22,308 Kg ar/Kg comb.						m ar			0,457573 Kg/s					