



FEUP Universidade do Porto
Faculdade de Engenharia



Queima de biomassa numa caldeira em leito fluidizado borbulhante com 2 MW de potência térmica



Filipe Miguel A. Barbeiro

**Licenciatura em Engenharia Mecânica
Opção de Fluidos e Calor – 2006**

Orientador FEUP: Prof. Carlos Pinho

Orientador Innovactivity: Eng. João Beça

Financiamento FCT/POCI



União Europeia

FCT

**Ciência.Inovação
2010**

Programa Operacional Ciência e Inovação 2010

MINISTÉRIO DA CIÊNCIA, TECNOLOGIA E ENSINO SUPERIOR

621(047.3)/
LEM
2006/BARf

149



Programa Operacional Ciência e Inovação 2010

MINISTERIO DA CIÊNCIA, TECNOLOGIA E ENSINO SUPERIOR

Este Estágio foi financiado no âmbito da MEDIDA IV.7 - ACÇÃO IV.7.1: APOIO À MOBILIDADE DE RECURSOS HUMANOS ENTRE OS SISTEMAS DE ENSINO SUPERIOR, CIENTÍFICO, DE DESENVOLVIMENTO TECNOLÓGICO, DE INOVAÇÃO E EMPRESARIAL-SUB-ACÇÃO IV.7.1.2: ESTÁGIOS – POCI/N/07.01.02/0091/0023/2005.



62(1047.3)/LEN 2006/D124

Universidade do Porto
Faculdade de Engenharia
Biblioteca
Nº 105255
CDU
Data 24 / 02 / 2010

Resumo

Este projecto foi desenvolvido no âmbito do programa POCI - Programa Operacional Ciência e Inovação – 2010. Decorreu no período compreendido entre 01-03-06 e 31-08-06, o que coincidiu em grande parte com a disciplina Projecto de Instalações do 5º ano do curso de Engenharia Mecânica o que se veio a provar extremamente útil, pois puderam ser cruzados conhecimentos académicos e empresariais.

O objectivo foi, em conjunto, dimensionar uma caldeira para queima de biomassa em leito fluidizado borbulhante com a potência térmica de 2 MW

O estágio foi orientado pelo Professor Carlos Manuel Coutinho Tavares de Pinho da FEUP e pelo Eng. João Manuel Beça da empresa Innovactivity.

A Innovactivity Lda. é uma empresa criada em 2006 que tem como principal objectivo o estudo, o desenvolvimento e a implementação de soluções tecnológicas no domínio da energia e da utilização sustentável de recursos. Desenvolve, implementa e comercializa soluções que promovem e combinam rentabilidade, produtividade, segurança e sustentabilidade da actividade humana.

Índice

1	Introdução	9
1.1	Enquadramento	10
1.2	Fontes de energia	11
1.3	A biomassa como combustível	12
1.3.1	A biomassa no mundo.....	16
1.3.2	A Situação em Portugal	17
1.4	Objectivo deste trabalho	22
2	Noções gerais	23
2.1	Noções gerais de Combustão	24
2.2	Introdução ao fenómeno da fluidização	26
2.2.1	Vantagens da fluidização	28
2.2.2	Desvantagens da fluidização	28
3	Dimensionamento	29
3.1	Combustão	30
3.2	Leito Fluidizado	35
3.2.1	Classificação das partículas (pós)	37
3.2.2	Velocidade mínima de fluidização: U_{mf}	39
3.2.3	Velocidade terminal: u_t	40
3.2.4	Perda de carga no leito: ΔP_{leito}	43
3.2.5	Área do leito.....	45
3.2.6	Tipo de fluidização	47
3.2.7	Distribuidor	48
3.2.8	Altura de desprendimento de transporte – <i>TDH (Transport Disengaging Height)</i>	55
3.3	Comportamento das partículas de combustível dentro do leito (combustão em regime permanente)	Erro! Marcador não definido.
4	Aproveitamento Energético	68
4.1	Sistema global	70
5	Referências Bibliográficas	84
6	Anexos	86

Índice de Figuras

Figura 1.1: Limpeza da floresta para posterior aproveitamento da biomassa.....	20
Figura 1.2: Central Termoelétrica de Mortágua.....	20
Figura 1.3: ETAR (à esquerda) equipada com colector de biogás (à direita).....	21
Figura 2.1: Esquema simplificado de uma caldeira em leito fluidizado.....	27
Figura 3.1: Fracção de sólidos no leito ($Voidage - \epsilon_{mf}$).....	37
Figura 3.2: Classificação das partículas segundo Geldart	38
Figura 3.3: Gráfico para calcular a velocidade terminal de uma partícula num fluido	41
Figura 3.4: Curva aproximada para o cálculo da velocidade terminal da partícula.....	42
Figura 3.5: Limites de Pinchbeck e Popper para a razão entre u_t e U_{mf}	43
Figura 3.6: Perda de carga no leito vs Reynolds.....	44
Figura 3.7: Prato distribuidor.....	48
Figura 3.8: Qualidade de fluidização vs tipo de prato distribuidor.....	49
Figura 3.9: Coeficiente do orifício (C'_d) vs Reynolds para o caudal total de aproximação ao prato distribuidor.....	51
Figura 3.10: Tipos de distribuidores	53
Figura 3.11: Exemplos de tubeiras (nozzles).....	54
Figura 3.12: Zonas num sistema de leito fluidizado e sua densidade.....	56
Figura 3.13: Esquema simplificativo do reator	61
Figura 3.14: Redução da partícula na combustão	67
Figura 3.15: Altura do leito final	68
Figura 4.1: Esquema do leito fluidizado	71
Figura 4.2: Esquema simplificado de uma central geradora de vapor.....	72
Figura 4.3: Esquema ilustrativo da localização dos permutadores ao longo da caldeira..	73
Figura 4.4: Representação do volume de controlo à turbina	76
Figura 4.5: Representação do volume de controlo ao desgasificador.....	77
Figura 4.6: Diagrama T-s.....	80

Índice de Tabelas

Tabela 1.1: Distribuição por espécie da floresta Portuguesa	19
Tabela 2.1: Poder Calorífico Inferior de diferentes combustíveis	25
Tabela 3.1: Composição do combustível <i>Pinus pinaster</i>	30
Tabela 3.2: Resumo dos resultados da combustão.....	35
Tabela 3.3: Dados sobre esfericidade para diferentes materiais	37
Tabela 3.4: Classificação de pós de Geldart	38
Tabela 3.5: Resumo dos resultados do distribuidor	55
Tabela 3.6: Resumo dos resultados da fluidização	58
Tabela 4.1: Potências transferidas pela caldeira	76
Tabela 4.2: Características termodinâmicas dos pontos	79
Tabela 4.3: Quadro-resumo dos resultados para o sistema global.....	82

Agradecimentos

Os autores querem expressar os seus sinceros agradecimentos ao Professor Carlos Manuel Coutinho Tavares de Pinho pela orientação, dedicação, paciência e incansável esforço na orientação deste trabalho. Os seus profundos conhecimentos sobre o tema foram fundamentais.

Ao Engenheiro João Manuel Beça, da empresa Innovactivity, por ter permitido o cruzamento dos conhecimentos teóricos adquiridos ao longo deste trabalho com a realidade industrial.

Um especial agradecimento aos demais membros da equipa Innovactivity que sempre se mostraram disponíveis para me orientar e prestar todo o apoio necessário.

Nomenclatura

A_{leito}	Área do leito	m^2
$A_{orificio}$	Área orifício	m^2
C_b	Concentração de O_2 numa bolha à altura y	$kmol/m^3$
C_{bH}	Concentração de O_2 numa bolha à altura H	$kmol/m^3$
C_d	Coefficiente de arrasto de cada partícula	
$ce_{especifico}$	Consumo específico da instalação	Kg_{vapor}/kW
C_H	Concentração molar de O_2 à saída do leito	$kmol/m^3$
C'_d	Coefficiente de descarga no orifício	
$\tilde{c}_p$	Calor específico médio	$kJ/(kg.K)$
C_0	Concentração molar de O_2 à entrada do leito	$kmol/m^3$
C_∞	Concentração molar de O_2 na fase densa	$kmol/m^3$
$d(d)$	Diâmetro de redução da partícula em cada	m
d_{eb}	Diâmetro equivalente da bolha	m
D_g	Difusibilidade de O_2	m^2/s
d_{leito}	Diâmetro do leito	m
d_{or}	Diâmetro dos orifícios no distribuidor	m
d_p	Diâmetro partícula do leito	μm
$d_{tubeira}$	Diâmetro da tubeira	m
e	Excesso de ar	$\%$
f	Parâmetro caracterizador do tipo de queima	
f_{nq}	Fracção não queimada da partícula de combustível	
f_q	Fracção queimada da partícula de combustível	
Fr_{mf}	Número de Froude	
g	Aceleração gravítica	m/s^2
h'	Entalpia líquido saturado	kJ/kg
h''	Entalpia vapor saturado	kJ/kg
h_{H_2O}	Altura de coluna de água	m
h_i	Entalpia no ponto i	
$h_{tubeira}$	Altura da tubeira	m
i	Número do ponto	
Δh_0	Entalpia de combustão	kJ/kg
k_c	Constante da taxa de reacção química	m/s

L_{mf}	Altura do leito	m
M	Massa molar	kg/kmol
m_{ar}	Massa de ar por kg de combustível	kg
$\dot{m}_{ar}$	Caudal mássico ar	kg/s
$\dot{m}_{ar\text{ primario}}$	Caudal mássico de ar que passa no distribuidor	kg/s
$\dot{m}_c$	Caudal mássico carbono	kg/s
m_{comb}	Massa do combustível	kg
$\dot{m}_{comb}$	Caudal mássico do combustível	kg/s
$\dot{m}_{gasescomb}$	Caudal gases da combustão	kg/s
$\dot{m}_i$	Caudal do fluido ponto i	
m_{p_i}	Massa do produto i	kg
m_{prod}	Massa dos produtos de combustão	kg
$\dot{m}_{vapor}$	Caudal mássico do vapor	
N_{or}	Número de orifícios por m2	
$\dot{N}_p$	Caudal partículas de combustível	Partículas/s
$N_{or, total}$	Número de orifícios total	
$N_{tuboiras}$	Número de tubeiras por m2	
$N_{tuboiras, total}$	Número de tubeiras total	
PCI	Poder calorífico inferior	J/kg
P_i	Pressão no ponto i	Pa
ΔP_d	Perda carga distribuidor	Pa
ΔP_{leito}	Perda de carga leito	Pa
$\dot{Q}$	Potência térmica	kW
$\dot{Q}_{cond}$	Potência no condensador	kW
$\dot{Q}_{eco}$	Potência no economizador	kW
$\dot{Q}_{evap}$	Potência no evaporador	kW
$\dot{Q}_{sob}$	Potência no sobreaquecedor	kW
$\dot{Q}_{total}$	Potência total transferida pela caldeira	kW
$\bar{R}$	Constante dos gases perfeitos	J/mol.K
Re_p	Reynolds da partícula	
s_i	Entropia no ponto i	
T_i	Temperatura no ponto i	°C
TDH	Altura de desprendimento	m
$T_{gases\ i}$	Temperatura dos gases ponto i	°C
Δt	Intervalo de tempo	s

U	Velocidade de fluidização	m/s
U_{mf}	Velocidade mínima de fluidização	m/s
u_{or}	Velocidade no orifício	m/s
u_t	Velocidade terminal da partícula	m/s
$\frac{u_t}{U_{mf}}$	Razão entre velocidades	
$\dot{V}_{ar\ primary}$	Caudal volúmico de ar que passa no distribuidor	m ³ /s
$\dot{W}_{bomba}$	Potência da bomba	kW
$\dot{W}_{ele}$	Potência eléctrica	kW
$\dot{W}_{turbina}$	Potência da turbina	kW
X	Taxa de renovação da bolha	
x	Título do vapor	%
Y	Fracção mássica	%

Letras gregas

ε_{mf}	Porosidade do leito	
η	Rendimento electromecânico	%
$\eta_{caldeira}$	Rendimento caldeira	%
η_{carnot}	Rendimento carnot	%
η_{ciclo}	Rendimento ciclo	%
η_{global}	Rendimento global	%
η_{is}	Rendimento isentrópico	%
η_p	Factor de competição inter-partículas	
ϕ_s	Esfericidade da partícula	
μ	Viscosidade dinâmica	kg/(m.s)
ρ_{ar}	Massa volúmica do ar	kg/m ³
ρ_c	Massa volúmica do carbono	kg/m ³
ρ_{H_2O}	Massa volúmica de água	kg/m ³
ρ_p	Massa volúmica da partícula de areia	kg/m ³

Capítulo 1

Introdução

Enquadramento

Fontes de energia

A biomassa como combustível

A biomassa no mundo

A situação em Portugal

Objectivo deste trabalho

1.1 Enquadramento

A actual crise mundial de energia, com o petróleo no primeiro plano, tem-se revelado como um dos problemas económicos e políticos mais agudos da actualidade. Muito se tem falado deste assunto, e muitas vozes críticas se têm levantado em relação ao uso e dependência deste bem natural, sem porém se colocarem com objectividade verdadeiras alternativas, económica e tecnologicamente viáveis, à utilização deste recurso.

Sendo um assunto de extrema importância na actualidade, muito destaque se tem dado nos meios de comunicação e a imagem que passa “cá para fora” é a de que o petróleo está na origem dos principais problemas ambientais, tais como as emissões de CO₂, a destruição da camada de ozono e o consequente aquecimento global. É esquecido no entanto, o facto de que o mundo tal como o conhecemos hoje, com toda a tecnologia de ponta, o estilo de vida moderno e todos os pequenos luxos a que nos habituamos se deveu principalmente ao recurso a fontes de energia de origem fóssil e relativamente baratas que foram o carvão, o petróleo e o gás natural. Não se pretende com esta afirmação fazer a apologia destas fontes energéticas, mas tão-somente lembrar o caminho que a sociedade percorreu até aos dias de hoje.

Até este momento os combustíveis fósseis foram os responsáveis por uma etapa relevante na evolução da humanidade, mas agora está na altura de uma nova página se virar, e esse virar de página deverá ser suportado pelo bem estar que os combustíveis de origem fóssil garantiram à humanidade. Contudo trata-se de uma corrida contra o tempo pois dois problemas gravíssimos se colocam: o esgotamento desses recursos e os problemas ambientais que o seu uso descontrolado criou.

Devemos então encarar as fontes de energia de origem fóssil como uma opção ainda válida se bem que de extensão limitada, e com tendência a ser substituída gradualmente por outras fontes de energia.

1.2 Fontes de energia

As fontes de energia chamadas renováveis estão na ordem do dia, quase como que uma moda. E ainda bem que assim é, tornando evidente a crescente sensibilização da população.

Mas o que é uma fonte de energia renovável? Existem várias definições, e este conceito depende da escala de tempo a considerar. Se esta escala for de uns largos milhões de anos então o petróleo é uma fonte renovável. Porém, como o comum dos mortais tem “apenas” algumas dezenas de anos de esperança de vida este período não é comportável.

Podem considerar-se como energias renováveis as formas de energia primária inesgotáveis ou que podem ser repostas no curto e médio prazo, à escala temporal humana. Para a biomassa poderá demorar uma geração, para a água o ciclo poderá ser anual, enquanto que para a energia solar térmica este será diário.

Mas numa primeira análise só existe uma fonte de energia que é o Sol e que associado a um conjunto de factores, condiciona as movimentações da atmosfera e a evaporação, estando na origem do vento, das chuvas e da ondulação marítima, que são formas de energia que podem ser aproveitadas, designadamente através da sua conversão em energia eléctrica.

Parte da energia solar que atinge a crosta terrestre é convertida em energia química através da fotossíntese, podendo depois ser utilizada através da combustão da matéria orgânica vegetal (lenha) ou convertida noutras formas de energia (biocombustíveis, eléctrica, calorífica). Os combustíveis fósseis (petróleo, carvão e gás natural) resultam do processamento da matéria orgânica vegetal durante milhões de anos, a qual teve como fonte de energia a radiação solar.

Portanto todas as outras fontes energéticas derivam directa ou indirectamente do Sol. E se há algumas com provas de utilização dadas em termos históricos, como seja a do vento e a hídrica, existem outras de uso bem mais recente como a fotovoltaica. Este trabalho debruçar-se-á sobre o aproveitamento/conversão da Energia Química existente na biomassa através da combustão.

1.3 A biomassa como combustível

Uma das primeiras utilizações da biomassa pelo homem para obtenção de energia foi a sua utilização como combustível, para aquecimento, preparação dos alimentos e como iluminação. O domínio do fogo permitiu ao homem a exploração dos metais, definindo um novo período antropológico. A madeira foi por muito tempo a principal fonte energética para a siderurgia e cerâmica. Os óleos vegetais e animais também eram usados em menor escala, principalmente para a iluminação. O grande *boom* na exploração da biomassa aconteceu durante a revolução industrial com o uso de madeira como fonte de energia.

Com o aparecimento da máquina a vapor, a biomassa passou a ter aplicação também para a obtenção de energia mecânica com aplicações na indústria e nos transportes. Mesmo com o início da exploração dos combustíveis fósseis – carvão mineral e petróleo – a madeira continuou a desempenhar um importante papel energético. Contudo, as disponibilidades limitadas deste recurso e o consequente crescimento do seu preço fizeram a balança pender para o lado do carvão mineral, que acabou por ser o principal motor energético da Revolução Industrial.

Na sequência das crises de abastecimento de petróleo que tiveram lugar no último quartel do século XX, derivados da biomassa como álcool e o biodiesel passaram a ser considerados alternativas tecnicamente viáveis como fontes de energia nos motores de combustão. Apenas restrições de ordem económica têm limitado a disseminação destes biocombustíveis líquidos, se bem que a alta do preço do petróleo possa a breve trecho alterar a situação.

A biomassa pode ser utilizada em diversas formas e estados para obtenção das mais variadas formas de energia, seja por conversão directa ou indirecta.

Como vantagens técnicas da utilização da biomassa em substituição aos combustíveis fósseis pode citar-se a menor poluição atmosférica global e localizada e a estabilidade do ciclo de carbono. Em relação a outros tipos de energias renováveis, a biomassa, sendo energia química, destaca-se pela alta densidade energética e pelas facilidades de armazenamento, conversão e transporte. Outra vantagem é a semelhança

entre os motores e sistemas de produção de energia recorrendo a biomassa e os que utilizam combustíveis fósseis. Desta forma, a substituição não teria grande impacto na indústria de produção de equipamentos, nem nas bases instaladas de transporte e produção de energia eléctrica.

Convém ainda salientar que o recurso à biomassa no plano energético é uma maneira de diminuir a importação de energia, dado que existe à escala local.

Existem diferentes fontes de energia dentro da biomassa tais como:

- Resíduos florestais;
- Produtos e resíduos agrícolas;
- Resíduos pecuários;
- Madeira;
- Lixos urbanos.

Existem ainda derivados destes:

- Carvão vegetal;
- Álcool;
- Óleos vegetais;
- Biogás.

As diferentes técnicas de conversão destas matérias-primas passam pela:

- Combustão;
- Gasificação;¹
- Fermentação;²
- Produção de substâncias líquidas.

¹ Gasificação – os resíduos sólidos sofrem uma combustão com uma quantidade inferior de oxigénio que seria necessária para uma reacção completa, originando biocombustíveis constituídos por monóxido de carbono, dióxido de carbono, metano e hidrogénio.

² Fermentação – processo de decomposição que pode ocorrer na presença de oxigénio (fermentação aeróbia) ou sem oxigénio (fermentação anaeróbia).

De um modo geral, costumam distinguir-se três tipos de biomassa: sólida, sob a forma de biocombustíveis gasosos e ainda sob a forma de biocombustíveis líquidos.

A biomassa sólida tem como fonte os produtos e resíduos da agricultura, da floresta e das indústrias conexas, e a fracção biodegradável dos resíduos industriais e urbanos. O processo de conversão ou aproveitamento de energia passa primeiro pela recolha dos vários resíduos, seguido do transporte para os locais de consumo onde se faz o aproveitamento energético por combustão directa. As tecnologias de aproveitamento do potencial da biomassa sólida passam essencialmente pela queima em centrais térmicas e centrais de cogeração para a produção de energia eléctrica e de água quente.

Os biocombustíveis gasosos, biogás, têm origem nos efluentes agro-pecuários, agro-industriais e urbanos, e obtêm-se através da degradação biológica anaeróbia da matéria orgânica, contida nos resíduos. São constituídos por uma mistura de 50 a 70% de metano (CH_4) e o restante em dióxido de carbono (CO_2). Para o aproveitamento do biogás, dependendo da sua fonte, são aplicadas diversas tecnologias, finalizando quase todas na queima para obtenção de calor ou para transformação em energia eléctrica.

Os biocombustíveis líquidos são utilizados na substituição total ou parcial de combustíveis para veículos motorizados. Existem essencialmente três grupos de biocombustíveis líquidos com potencial de utilização:

- biodiesel – obtido a partir de óleos vegetais (colza, girassol ou soja), é largamente utilizado em diversos países europeus, especialmente em França e Alemanha;
- etanol – produzido a partir da fermentação de hidratos de carbono (açúcar, amido, celulose), utilizam-se largamente no Brasil e E.U.A.;
- metanol – os processos de produção mais comuns são a síntese¹ a partir do gás natural, ou pirólise¹ da madeira ou carvão vegetal. Problemas recentes

¹ Síntese – formação de uma substância ou composto a partir de compostos mais elementares.

associados à contaminação de lençóis freáticos e aquíferos nos E.U.A. pelo metanol colocam seriamente em causa a sua utilização.

¹ Pirólise – decomposição de uma substância por aquecimento a alta temperatura na ausência de ar. O processo é utilizado, por exemplo, para a combustão e destruição de pneus velhos, sem contaminação da atmosfera.

1.3.1 A biomassa no mundo

Extraordinário reservatório de energia, a biomassa inclui diversas matérias-primas orgânicas de origem vegetal: produtos silvícolas, culturas específicas e produtos derivados da reciclagem de resíduos agrícolas, industriais ou domésticos. A biomassa constitui o quarto recurso explorado à escala mundial, ou seja, 12% do consumo do planeta. Contudo, à excepção da Áustria, Finlândia e Suécia, onde ocupa um lugar de considerável destaque, este recurso apresenta uma quota de apenas 2% no cômputo geral europeu.

O Brasil por exemplo é um caso de sucesso neste campo, mostrando grande preocupação e dedicação no desenvolvimento desta fonte energética. Cerca de 10% da energia produzida hoje no Brasil é proveniente da biomassa, gerada pela queima de matéria orgânica. Constitui já a terceira principal fonte de energia no país, ficando apenas atrás do petróleo e da energia hidroelétrica. A maior parte do aproveitamento de matéria orgânica como fonte de energia deve-se ao Proalcool, o Programa Nacional do Alcool, criado na década de 30. Embora tenha passado algumas décadas adormecido, foi reactivado nos anos 70 com o objectivo de substituir a gasolina nos veículos ligeiros, como parte das providências adoptadas pelo governo para minimizar o impacto da subida do preço do petróleo e assim reduzir também a sua dependência energética. Os estímulos fiscais e económicos oferecidos pelo Proalcool, o interesse da indústria automóvel e de bens de capital, que atravessavam uma recessão, e o apoio surgido com a crescente preocupação ambiental, especialmente nos grandes centros, garantiram o sucesso do programa.

1.3.2 A Situação em Portugal

A recente evolução do preço do petróleo – apesar de não ser tão grave, em termos reais, como aquela verificada nos anos 70 e 80 –, coloca em risco parte do crescimento económico em Portugal. O país deverá ser mais afectado do que os restantes países europeus, dada a sua maior intensidade energética e a sua maior dependência energética do petróleo (o peso das importações de petróleo, face ao PIB, é três vezes mais elevado em Portugal do que na média dos restantes países da União Europeia).

Neste contexto, o XVI Governo Constitucional decidiu lançar um Programa de Actuação que, segundo defende, permitirá diminuir a intensidade energética de Portugal até 20 %, e reduzir a sua dependência do petróleo igualmente em cerca de 20 % até 2010. Por outras palavras, o programa tem por objectivo reduzir as necessidades energéticas da economia portuguesa para o mesmo nível de produção interna (menor intensidade), reduzindo em simultâneo a importância do petróleo no conjunto das energias primárias consumidas em Portugal. Este programa prevê um vasto conjunto de medidas para cada um dos principais sectores da economia portuguesa. No sector energético, inclui o aumento significativo da produção de energia realizada através de fontes renováveis, e a liberalização dos mercados energéticos conducente à sua maior eficiência, entre outros. É neste contexto que a biomassa passa a ter um papel relevante, visto ser uma das menos aproveitadas das chamadas “energias renováveis” apesar do seu elevado potencial energético. Deverá ser encarada como uma área estratégica de interesse nacional merecendo um planeamento global integrado, de forma a garantir o seu devido escoamento, numa posição de equilíbrio entre a oferta e a procura.

No que respeita à classificação do recurso, adoptou-se a definição de biomassa constante da Directiva 2001/77/EC de 27 de Setembro de 2001: “fracção biodegradável de produtos e resíduos da agricultura, da floresta e das indústrias conexas, bem como a fracção biodegradável dos resíduos industriais e urbanos”.

Neste trabalho foca-se apenas a biomassa florestal, atendendo a que 38% da área do território nacional é coberto por floresta, permitindo a disponibilidade de materiais ligno-celulósicos provenientes directamente da sua gestão, e ainda, os resíduos e

desperdícios obtidos do sector de transformação da madeira que não possam ser sujeitos a outro tipo de valorização.

As medidas mais relevantes, que visam a utilização energética do recurso biomassa, foram integradas no PNAC – Programa Nacional para as Alterações Climáticas. Este programa, criado em 2001 e posteriormente revisto em 2004, visa uma intervenção integrada na economia, com o objectivo de reduzir os níveis de emissão dos GEE (gases de efeito de estufa) e fazer cumprir os compromissos assumidos no âmbito do Protocolo de Quioto e do acordo de partilha de responsabilidades da UE. O PNAC procura ainda antecipar os impactes das alterações climáticas e propor as medidas de adaptação que visem reduzir os aspectos negativos desses impactes.

Algumas das medidas propostas são:

- Criar condições para a realização de acções de formação profissional para a melhor qualificação dos técnicos dedicados a limpeza das florestas com a respectiva actualização e dignificação das carreiras, tendo em vista a diminuição do risco de incêndios florestais;
- Levantamento nacional das unidades industriais existentes para conversão energética da biomassa e identificação das necessidades em investimentos para a sua ampliação e planeamento e instalação de novas unidades;
- Apoio à adaptação, pela indústria nacional, de todo o equipamento que vise o melhor aproveitamento energético, tanto térmico como eléctrico das diversas formas de biomassa;
- Introdução e adaptação de equipamento florestal adequado à recolha e compactação de resíduos da floresta;
- Calendarização dos patamares das potências a instalar em unidades energéticas com base na biomassa florestal, de forma a atingir em 2010 os 110 MW eventualmente integrando produtos quer de plantações energéticas quer de resíduos agrícolas;

- Estabelecimento de regras de acesso à Rede Eléctrica Nacional, compatibilizando os pontos de interligação aos locais de geração e concentração destes resíduos.

Outra componente importante no aproveitamento deste tipo de recurso está relacionada com políticas de limpeza e conservação da floresta (Figura 1.1).

Portugal tem, nos últimos anos, sido notícia por tristes motivos associados à destruição massiva de floresta. Todos os Verões, devido a incêndios florestais, o país acarreta com prejuízos incalculáveis (quer a nível económico quer a nível pessoal). Assim a biomassa passa a ter um papel ainda mais importante pois a sua valorização energética conduziria também a uma diminuição da área ardida.

Como já se afirmou, a floresta cobre cerca de 38% do território Português estando distribuída essencialmente de acordo com a Tabela 1.1.

Tipo de floresta	Área (milhares de ha)	%
Pinhal e resinosas	1136,3	34,4
Montados	1196,4	36,2
Soutos e Carvalhais	174,9	5,3
Eucalipto	695,1	21
Outros	103,4	3,1
Total	3306,1	100

Tabela 0.1: Distribuição por espécie da floresta Portuguesa

No entanto estes números não revelam o panorama actual do aproveitamento do potencial da biomassa florestal, que se traduz pelo quase "abandono" da floresta, sendo difícil quantificar o verdadeiro potencial energético deste recurso.



Figura 0.1: Limpeza da floresta para posterior aproveitamento da biomassa

Em Portugal, a central termoelétrica de Mortágua (Figura 1.2), que funciona apenas com biomassa sólida e com uma potência instalada de 9 MW, é dos poucos projectos deste tipo em funcionamento. A sua localização foi projectada tendo em conta os recursos florestais, nomeadamente os resíduos, abundantes na região.



Figura 0.2: Central Termoelétrica de Mortágua

Em termos de biogás, presentemente existem em Portugal cerca de uma centena de sistemas para a sua produção. Em grande parte estes sistemas são provenientes do tratamento de efluentes agro-pecuários. Este aproveitamento, para além de resolver os problemas de poluição dos efluentes, pode tornar uma exploração agro-pecuária auto-suficiente em termos energéticos. Os efluentes sólidos resultantes podem ser ainda

aproveitados como adubo. Outros sistemas de produção são as estações de tratamento de águas residuais (ETAR's), onde a digestão anaeróbia¹ das lamas permite a produção de biogás. A Figura 1.3 mostra uma ETAR equipada com este tipo de tecnologia.



Figura 0.3: ETAR (à esquerda) equipada com colectores de biogás (à direita)

As estações de tratamento de resíduos sólidos urbanos, conhecidas vulgarmente por aterros sanitários, são outra fonte de produção de biogás onde, de resto, a sua recolha é obrigatória.

No que respeita à utilização dos biocombustíveis líquidos em Portugal, apenas existem alguns projectos de utilização do biodiesel em marcha, como o de alguns autocarros públicos. Esta fraca produção pode ficar a dever-se, não a barreiras tecnológicas, mas à baixa produtividade agrícola, custo elevado da matéria-prima e processamento industrial, ou ainda, a políticas restritivas (embora a tendência seja de mudança).

1.4 Objectivo deste trabalho

O propósito deste trabalho é o dimensionamento de uma caldeira para queima de biomassa em leito fluidizado borbulhante com a potência térmica de 2 MW. Até este momento tentou-se fazer um pequeno enquadramento do assunto para se perceber os diversos problemas a enfrentar e as possíveis soluções. As questões mais técnicas e referentes ao dimensionamento propriamente dito serão posteriormente abordadas no presente texto.

Embora existam diferentes tipos de biomassa assim como diferentes técnicas de obtenção de energia com o recurso a esta, este projecto focará a madeira como fonte energética e a combustão como técnica de conversão energética.

Sabe-se que este recurso tem sido algo marginalizado principalmente por um país como Portugal tão dependente energeticamente e se este trabalho puder dar um contributo, ainda que muito pequeno, para mudar esta situação, então um dos nossos grandes objectivos terá sido alcançado.

Capítulo 2

Noções gerais

Noções gerais de combustão

Introdução ao fenómeno da fluidização

2.1 Noções gerais de Combustão

Embora a combustão seja uma técnica antiga, somente no século XVIII, com a descoberta do oxigénio é que se começou a entender tal reacção.

Estudos feitos por Lavoisier (1743-1794) permitiram concluir que a combustão era, na verdade, uma reacção com o O_2 contido no ar atmosférico. Assim, o combustível (carvão, petróleo, gás, etc.) reage com o oxigénio formando diferentes materiais e libertando energia. É portanto uma reacção de oxidação. É necessário, no entanto, fornecer uma certa quantidade de energia para que a reacção se inicie. É notório que quando no combustível existe carbono, nos produtos da combustão vai aparecer dióxido de carbono (CO_2), um dos gases responsáveis pelo efeito estufa.

No entanto, se forem cortadas árvores para queima e logo substituídas por novas, o CO_2 libertado é novamente absorvido, restabelecendo-se assim um equilíbrio no ciclo do carbono. Então, ao longo do tempo a concentração de CO_2 permanece constante. Esta é a razão pela qual os biocombustíveis são considerados neutros na acumulação de CO_2 .

A combustão é também associada ao “triângulo do fogo” e para a sua existência é necessária a presença dos três factores:

Combustível – é tudo que é susceptível de entrar em combustão;

Comburente – é todo o elemento que, associando-se quimicamente ao combustível, torna possível a sua combustão;

Temperatura de ignição – terceira condição para que a combustão possa ser processada, que não é mais do que a temperatura acima da qual o combustível pode queimar.

Através da combustão da biomassa converte-se a energia química do combustível em energia térmica dos gases de combustão, esta converte-se, por sua vez, em energia térmica de uma corrente de fluido, como por exemplo de vapor de água, e eventualmente em electricidade.

A combustão é sem dúvida a técnica mais utilizada como ponto de partida deste aproveitamento energético. Mas este não é único meio de produzir energia à custa de uma reacção de combustão. Os motores de combustão interna, utilizando um princípio

diferente, comprimem uma mistura de ar-combustível, elevando a pressão e queimando em seguida. Dá-se em seguida a expansão dos produtos até a pressão atmosférica, sendo assim aproveitado o trabalho de expansão para produzir uma potência útil.

Existem diversos tipos de combustíveis, e de acordo com a sua fase, podem classificar-se como sólidos, líquidos e gasosos. Todos eles apresentam características químicas e comportamentais diferentes. No presente texto vão ser focados apenas os combustíveis sólidos.

Os principais combustíveis sólidos naturais são a madeira e os produtos de sua decomposição natural, turfa e carvão. Para que um sólido possa ter valor como combustível é necessário que tenha um poder calorífico tão elevado quanto possível.

O poder calorífico pode definir-se como a quantidade (em valor absoluto) de calor emitida pela combustão completa da unidade de massa de um combustível com oxigénio.

Para os combustíveis sólidos apresenta-se normalmente o poder calorífico inferior a volume constante (PCI_v), e é expresso em Joule por unidade de massa do combustível (J/kg). Este poder calorífico não aproveita o calor de condensação da água produzida na combustão, daí o qualificativo “inferior”.

Na Tabela 2.1 são mostradas ordens de grandeza de poderes caloríficos para diferentes combustíveis:

Combustível	Poder Calorífico Inferior (kJ/kg)
Gás Liquefeito de petróleo	49030
Gasolina isenta de álcool	46900
Óleo diesel	44851
Carvão	28424
Álcool combustível	27200
Lenha	10550

Tabela 2.1: Poder Calorífico Inferior de diferentes combustíveis

Para conhecer bem todos os fenómenos associados a uma dada combustão, torna-se necessário estudar a sua reacção química. Assim, ficar-se-á a saber como os reagentes interagem entre si associando-se de modo a formarem os produtos da reacção.

Aplica-se aqui o princípio da conservação da massa, ou seja, o número de átomos de cada elemento é o mesmo em ambos os lados da equação.

A quantidade mínima de ar necessária para a combustão completa é o *ar teórico*. A mistura é chamada *estequiométrica*. Mas na realidade isto não acontece. Para garantir a combustão completa de todo o combustível, o comburente (ar) terá que aparecer em maior quantidade que o ar teórico. Ou seja vai aparecer em excesso (mistura pobre) e a combustão será oxidante.

Mais adiante iremos estudar com pormenor todos estes fenómenos, para um dado combustível sólido, com uma composição química bem definida.

2.2 Introdução ao fenómeno da fluidização

Este estudo apenas incide sobre caldeiras de leito fluidizado borbulhante, embora existam caldeiras de grelha fixa, móvel ou inclinada, caldeiras de combustível sólido pulverizado (*spread stoker*) e caldeiras em leito fluidizado circulante, isto para apenas se referirem as caldeiras destinadas a combustíveis sólidos. O desempenho da caldeira depende da sua configuração geométrica e das características do combustível a queimar.

A fluidização é um fenómeno que consiste na sustentação de uma carga de partículas sólidas numa corrente de gás ou líquido. Assim, dentro de um reactor, existe um fluxo no sentido ascendente de fluido que vai passar numa placa perfurada colocada na base e onde assenta uma massa de partículas sólidas inertes. Este fluxo vai atravessar e percorrer todos os espaços vazios entre os inertes, arrastando-os de tal modo que a corrente resultante se assemelha a corrente líquida.

Para haver fluidização, a corrente ascendente do fluido necessita de uma determinada velocidade, denominada Velocidade Mínima de Fluidização (U_{mf}), a partir da qual as partículas sólidas inertes (areia com tamanho e esfericidade predefinidas) ficam em suspensão. Nesta altura as forças de fricção entre cada partícula e a corrente de

fluido equivalem-se ao peso da própria partícula, a componente vertical da força compressiva das partículas adjacentes desaparece, e a queda de pressão do fluido ascendente é igual ao peso das partículas e do próprio fluido em cada secção.

A caldeira de leito fluidizado tem como objectivo a queima de combustíveis sólidos, tais como carvões de baixa qualidade, resíduos florestais, e ainda outros tipos de desperdícios orgânicos. A biomassa utilizada é do tipo granular com partículas pequenas (até 10 cm) e a fracção de combustível é pequena, sendo o restante composto por partículas inertes.

Atendendo ao alto conteúdo em materiais voláteis existentes nestes produtos, a combustão deve ser bem controlada para assegurar que a temperatura não exceda os 1000°C de modo a minimizar a formação de poluentes como o NO_x , maximizar a retenção de SO_2 e minimizar a sinterização ou fusão das cinzas.

A combustão neste tipo de caldeiras é de fácil controlo, mais uniforme e com menos picos de temperatura (evitando as emissões de NO_x). As caldeiras apresentam também uma maior tolerância a misturas de combustíveis.

A caldeira (Figura 2.1) é essencialmente constituída por uma caixa de ar e ventilador, um distribuidor de ar com os lados inclinados, uma câmara de combustão de leito fluidizado, silos de armazenagem de combustível e respectivo sistema de alimentação, sistema de introdução de ar secundário, sistema de ignição para arranque, sistema de extracção de cinzas, silos de armazenagem de calcário, saída de gases de combustão e sistema de ciclones para remoção de partículas, sistemas de controlo para operação automática do reactor e sistema de água-vapor.

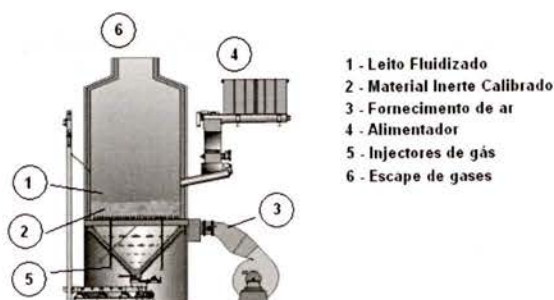


Figura 2.1: Esquema simplificado de uma caldeira em leito fluidizado

2.2.1 Vantagens da fluidização

- Área superficial é grande, porque as partículas podem ser bem menores favorecendo a transferência de calor e massa (embora não tão grande como em sistemas de queima de combustível pulverizado);
- Grandes velocidades de reacção, comparativamente aos reactores de leito fixo;
- Coeficientes de transferência de calor entre leito e paredes do equipamento ou tubos imersos são extremamente favoráveis, devido ao frequente contacto entre as partículas e as paredes;
- Favorecimento de transporte de energia devido à sua fluidez.

2.2.2 Desvantagens da fluidização

- Impossibilidade de manter um gradiente axial de temperatura e concentração, impossibilitando o favorecimento de uma reacção específica no caso de reacções múltiplas;
- Difícil cálculo do tempo de residência médio, não sendo possível pré-fixar uma posição da partícula;
- Atrito severo, envolvendo aumento de custos do processo;
- Erosão do equipamento devido ao frequente impacto dos sólidos;
- Consumo de energia elevado devido a alta perda de carga (requer alta velocidade do fluido);
- Tamanho do equipamento superior ao do leito estático (devido à expansão do leito).

Capítulo 3

Dimensionamento

Combustão

Leito fluidizado

Comportamento das partículas de combustível dentro do leito
(combustão em regime permanente)

Neste capítulo vai mostrar-se como foram efectuados todos os cálculos para o dimensionamento final de uma queima de partículas de biomassa em leito fluidizado. Todos os passos intermédios para atingir esse objectivo serão abordados, desde a parte da combustão à sua interligação com o leito fluidizado borbulhante.

3.1 Combustão

O primeiro passo no dimensionamento de todo o conjunto é avaliar em detalhe a combustão.

Começa-se por escolher o combustível. A escolha foi baseada num estudo de L. Nuñez-Regueira et al. (2001) sobre a composição da floresta existente na Galiza. Isto porque a proximidade geográfica permite não incorrer num erro grave quando avaliada a floresta comparativamente à Portuguesa.

Assim, a espécie em causa é o *Pinus pinaster*, vulgo pinheiro bravo. Escolheram-se as suas composições na Primavera pois poderão ser consideradas como valores típicos médios anuais.

A composição química, em fracção mássica, fornecida por este estudo consta na Tabela 3.1, mostrada a seguir:

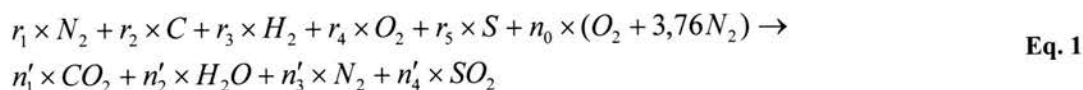
<i>Pinus pinaster</i>					
	C	O ₂	H ₂	N ₂	S
Y(%)	46.96	43.41	6.39	3.02	0.22
M	12	32	2	28	32
PCI	13800 kJ/kg				

Tabela 3.1: Composição do combustível *Pinus pinaster*

No final desta etapa do cálculo, interessa saber qual o caudal de ar a fornecer ao reactor (em leito fluidizado) onde se vai desenrolar todo o processo de combustão e de aproveitamento energético do combustível, impondo que à saída a temperatura dos gases

(T₂) seja de 900°C. Interessa também saber qual o caudal de combustível para se atingirem os 2 MW de potência térmica assim como o caudal de gases de combustão.

O balanço estequiométrico da combustão (queima completa e sem excesso de ar) é dado pela equação seguinte:



com

$$r_1 = \frac{YN_2}{MN_2}, r_2 = \frac{YC}{MC}, r_3 = \frac{YH_2}{MH_2}, r_4 = \frac{YO_2}{MO_2}, r_5 = \frac{YS}{MS}$$

onde

Y_i - é a fracção mássica de cada elemento i ;

M_i - é a massa molar de cada elemento i .

Acerta-se a equação, calculando os coeficientes, através do balanço a cada um dos elementos. A verificação final é feita através do balanço mássico, ou seja a massa dos reagentes tem que ser igual à massa dos produtos da reacção, dando origem ao sistema que se segue:

$$N: 2 \times r_1 + 2 \times 3,76 \times n_0 = 2 \times n'_3$$

$$C: r_2 = n'_1$$

$$H: 2 \times r_3 = 2 \times n'_2$$

$$O: 2 \times r_4 + 2 \times n_0 = 2 \times n'_1 + n'_2 + 2 \times n'_4$$

$$S: r_5 = n'_4$$

Verifica-se que a massa dos reagentes é igual à massa dos produtos, ou seja:

$$\text{Massa reagentes} = \text{massa produtos} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow r_1 \times MN_2 + r_2 \times MC + r_3 \times MH_2 + r_4 \times MO_2 + r_5 \times MS + n_0 \times (MO_2 + 3,76 \times MN_2) = \text{Eq. 2}$$

$$n'_1 \times (MC + MO_2) + n'_2 \times (MH_2 + MO) + n'_3 \times MN_2 + n'_4 \times (MS + MO_2)$$

Encontrados os coeficientes n_0 , n'_1 , n'_2 , n'_3 , n'_4 escreve-se a equação completa, agora com excesso de ar (e), onde apenas o coeficiente n_0 se mantém constante:

$$r_1 \times N_2 + r_2 \times C + r_3 \times H_2 + r_4 \times O_2 + r_5 \times S + (1+e) \times n_0 \times (O_2 + 3,76N_2) \rightarrow \text{Eq. 3}$$

$$n_1 \times CO_2 + n_2 \times H_2O + n_3 \times N_2 + n_4 \times SO_2 + n_5 \times O_2$$

Fazendo de novo o balanço a cada um dos elementos verifica-se que existem 6 incógnitas (n_1 , n_2 , n_3 , n_4 , n_5 , e) para apenas 5 equações:

$$\text{N: } 2 \times r_1 + (1+e) \times 2 \times 3,76 \times n_0 = 2 \times n_3$$

$$\text{C: } r_2 = n_1$$

$$\text{H: } 2 \times r_3 = 2 \times n_2$$

$$\text{O: } 2 \times r_4 + (1+e) \times 2 \times n_0 = 2 \times n_1 + n_2 + 2 \times n_4 + 2 \times n_5$$

$$\text{S: } r_5 = n_4$$

Torna-se necessário adicionar uma nova equação para resolver o problema. Esta nova equação é resultado da aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica aplicada à Combustão.

Considerando a caldeira como um sistema fechado, e fazendo um volume de controle, em que o estado 1 é igual ao estado inicial (estado 0) e que evolui para o estado final (estado 2), vem:

$${}_1\dot{Q}_2 + {}_1\dot{W}_2 = \sum_{out} m_i \times h_i - \sum_{in} m_i \times h_i = \dot{H}_{P_2} - \dot{H}_{R_1} \text{Eq. 4}$$

Considerando o sistema adiabático e que não produz trabalho tem-se:

$$0 = \sum_i m_{P_i} \times \tilde{c}_{P_{P_i}} \times (T_2 - T_0) + m_{comb} \times \Delta h_0 + \sum_i m_{R_i} \times \tilde{c}_{P_{R_i}} \times (T_0 - T_1) \quad \text{Eq. 5}$$

onde,

m_{P_i} - massa do produto i;

m_{comb} - massa do combustível (kg);

$\tilde{c}_{P_{P_i}}$ - calor específico do produto i (valor médio na gama de temperaturas T_1 e T_2)

(kJ/kg.K);

Δh_0 - entalpia de combustão a T_0 (kJ/kg).

A 3ª parcela da equação é nula pois $T_0=T_1$, assume-se que o combustível está à temperatura ambiente.

A equação resolve-se dividindo ambas as parcelas pela massa de combustível (m_{comb}). As incógnitas n_1 , n_2 , n_3 , n_4 e n_5 aparecem nas massas dos produtos da reacção:

$$m_{CO_2} = n_1 \times \frac{M_{CO_2}}{M_{comb}} \quad (\text{kg/kg}_{comb})$$

$$m_{H_2O} = n_2 \times \frac{M_{H_2O}}{M_{comb}} \quad (\text{kg/kg}_{comb})$$

$$m_{N_2} = n_3 \times \frac{M_{N_2}}{M_{comb}} \quad (\text{kg/kg}_{comb})$$

$$m_{SO_2} = n_4 \times \frac{M_{SO_2}}{M_{comb}} \quad (\text{kg/kg}_{comb})$$

$$m_{O_2} = n_5 \times \frac{M_{O_2}}{M_{comb}} \quad (\text{kg/kg}_{comb})$$

O termo Δh_0 é igual ao simétrico do PCI do combustível:

$$\Delta h_0 = -PCI_{comb}$$

Resolvido o sistema das 6 equações ficam conhecidas as 6 incógnitas.

Assim o excesso de ar é de 125%. Este valor justifica-se pela limitação da temperatura do leito a 900°C

O passo seguinte consiste em calcular o caudal mássico de ar para produzir 2 MW de potência térmica. Para isso:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{comb} \times PCI \quad \text{Eq. 6}$$

de onde se conhece $\dot{Q}$ e PCI que têm valores 2000 kW e 13800 kJ/kg respectivamente. Então vem $\dot{m}_{comb}$ (kg/s).

Conhecendo a massa de ar necessária por cada kg de combustível:

$$m_{ar} = n_0 \times (1 + e) \times (M_{O_2} + 3,76 \times M_{N_2}) \quad (\text{kg/kg}_{comb})$$

sabe-se também o caudal de ar ($\dot{m}_{ar}$):

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{comb} \times m_{ar} \quad (\text{kg/s}) \quad \text{Eq. 7}$$

O mesmo raciocínio pode aplicar-se para conhecer o caudal mássico dos gases da combustão, utilizando neste caso a massa dos produtos da reacção resultante de cada kg de combustível queimado (m_{prod}):

$$\dot{m}_{\text{gasescomb}} = \dot{m}_{\text{comb}} \times m_{\text{prod}} \quad \text{Eq. 8}$$

Na Tabela 3.2 são mostrados os valores dos parâmetros envolvidos nesta etapa (valores de entrada e calculados).

Variável	Símbolo	Valor	Unidade
Potência	$\dot{Q}$	2000	kW
Caudal mássico ar	$\dot{m}_{ar}$	1,857	kg/s
Caudal combustível	$\dot{m}_{comb}$	0,15	kg/s
Caudal gases combustível	$\dot{m}_{\text{gasescomb}}$	2,002	kg/s
Caudal mássico carbono	$\dot{m}_c$	0,068	kg/s
Excesso de ar	e	125	%
Temperatura de chama	T_2	900	°C
Temperatura ambiente	T_1, T_0	25	°C

Tabela 3.2: Resumo dos resultados da combustão

3.2 Leito Fluidizado

Embora esta técnica de queima seja relativamente antiga (década de 40) o percurso até aos dias de hoje tem-se desenvolvido em diversas áreas e métodos. Porém há ainda bastante incerteza no que à teoria diz respeito em instalações de grande capacidade. Isto porque a maior parte da pesquisa é feita em equipamentos de pequena escala. O comportamento à grande escala não pode ser extrapolado a partir dos modelos laboratoriais, e por isso é necessário introduzir um grande número de correcções.

O dimensionamento dos principais parâmetros do leito fluidizado foi baseado nos autores Kunii e Levenspiel (1977) e Botterill (1975). Embora os métodos destes autores sejam semelhantes, serviram como termo de comparação, verificando assim a autenticidade dos mesmos.

Devido ao grande número de variáveis envolvidas no processo, começa-se por atribuir valores a algumas e desenvolver o resto do dimensionamento a partir delas. Tentar-se-á neste capítulo justificar todas as escolhas efectuadas, reconhecendo que muitos destes valores são empíricos.

A seguir dão-se a conhecer as variáveis cujos valores foram arbitrados, e a partir das quais o cálculo teve início:

- Diâmetro da partícula de areia (d_p) – adoptou-se um valor de $700\mu\text{m}$;
- Esfericidade da partícula de areia (ϕ_s) – dada a complexidade que representa a medição deste parâmetro assumem-se partículas uniformes

$$\phi_s = \frac{\text{Superfície da esfera}}{\text{Superfície da partícula}}$$

Valor compreendido entre 0 e 1, sendo que 1 representa esferas perfeitas. Para definir o valor neste caso recorreu-se à Tabela 3.3 (T. Shirai, 1958). Assim, para a areia o valor escolhido foi de 0,86;

- Fracção de sólidos no leito ou porosidade (*Voidage* - ε_{mf}). Depende da forma e tamanho das partículas (granulometria) e geralmente diminui com o aumento do diâmetro das mesmas. Pode ser calculada pela seguinte correlação empírica numa certa faixa de diâmetro de partícula ($50\mu\text{m} < d_p < 500\mu\text{m}$):

$$\varepsilon_{mf} = 1 - 0,356 \cdot (\log d_p - 1)$$

Como o diâmetro da partícula não está dentro do intervalo, o valor foi obtido consultando a Figura 3.1 (G.G. Brown et al., 1950). O resultado é $\varepsilon_{mf} = 0,42$;

- Massa volúmica da partícula de areia (ρ_p) – 2700 kg/m^3 . Valor típico para a areia;
- Altura do leito (L_{mf}) – 20 cm. Valor arbitrado por ser um valor típico;
- Todas as propriedades do fluido dentro do leito foram consideradas a 900°C .

Material	ϕ_s
sand	0.600, 0.861
iron catalyst	0.578
bituminous coal	0.625
Celite cylinders	0.861
broken solids	0.63
sand	0.534 0.628
silica	0.554 0.628
pulverized coal	0.696

Tabela 3.3: Dados sobre esfericidade para diferentes materiais

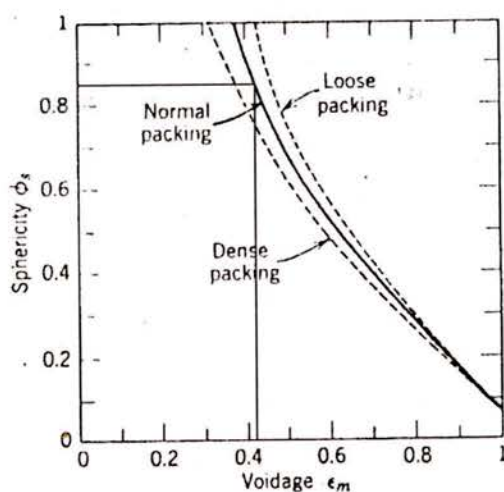


Figura 3.1: Fração de sólidos no leito (Voidage - ϵ_m)

3.2.1 Classificação das partículas (pós)

Geldart (1973) classificou as partículas de acordo com as suas propriedades e condições ambientais. Estas propriedades podem ser estimadas e permitem o agrupamento das partículas em quatro grupos. A Tabela 3.4 apresenta um resumo das propriedades típicas dos diferentes grupos de partículas. Esta classificação é amplamente usada em várias áreas de estudo.

Grupo →	Grupo C	Grupo A	Grupo B	Grupo D
Característica mais relevante	Coseivo; de fluidização difícil	Ideal para fluidização Exibe uma faixa de fluidização não-borbulhante	Inicia o borbulhamento a U_{mf}	Sólidos grossos
Sólidos típicos	Farinha de trigo cimento	Cracking catalítico	Areia de construção	Cascalho grãos de café
POPRIEDADE ▼				
Expansão do leito	Baixa devido a canalização	Alta	Moderada	Baixa
Taxa de de-aeração	Inicialmente rápida, em seguida exponencial	Lenta, linear	Rápida	Rápida
Propriedades das Bolhas	Sem bolhas - só canalização	As bolhas quebram e coalescem; Tamanho de bolha máximo	Sem limites de tamanho	Sem limites de tamanho
Mistura de sólidos	Muito baixo	Alto	Moderado	Baixo
Gas Backmixing	Muito baixo	Alto	Moderado	Baixo
Jorro	Não	Não	Somente na superfície	Sim, mesmo em leitos profundos

Tabela 3.4: Classificação de pós de Geldart

Pode-se numa primeira análise estimar o comportamento do leito através das propriedades da partícula. Uma vez conhecido o diâmetro da partícula e conhecida a massa volúmica da areia, sabe-se consequentemente a que grupo pertence a escolha feita. Para isso recorreu-se ao gráfico de Geldart, que não é mais que um resumo da tabela anterior.

A intersecção das linhas, com as propriedades da areia (diâmetro e massa volúmica), representa a localização, na Figura 3.2, da partícula de areia que será utilizada no leito. Como se pode ver a partícula pertence ao grupo B.

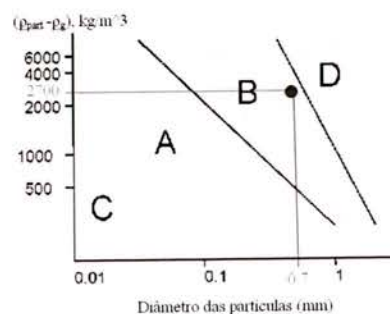


Figura 3.2: Classificação das partículas segundo Geldart

Na zona do grupo B a velocidade mínima de fluidização é igual a velocidade mínima da bolha, isto implica uma menor estabilidade do leito, pois logo que se ultrapassar U_{mf} aparecem as bolhas. Por outro lado isto significa uma maior agitação e mistura no seio do leito o que é bom para o desenrolar das reacções químicas.

3.2.2 Velocidade mínima de fluidização: U_{mf}

Segue-se o cálculo da velocidade mínima de fluidização (U_{mf}), por recurso à equação de Ergun referente à perda de carga para o escoamento através de um leito fixo

$$\frac{\Delta p}{L_{mf}} = \frac{150 (1 - \varepsilon_{mf})^2}{\varepsilon_{mf}^3} \frac{\mu U_{mf}}{(\phi_{part} dp)^2} + \frac{1,75 (1 - \varepsilon_{mf})}{\varepsilon_{mf}^3} \frac{\rho_g U_{mf}^2}{\phi_{part} dp} \quad (\text{S. Ergun, 1952})$$

Eq. 9

e à equação da queda de pressão inerente ao peso aparente das partículas constituintes do leito:

$$\frac{\Delta p}{L_{mf}} = (1 - \varepsilon_{mf}) (\rho_p - \rho_g) g$$

Eq. 10

Para obter o valor de U_{mf} basta igualar as duas equações. Isto significa igualar a força de arrasto ascendente provocada pelo fluido ao peso das partículas e do próprio fluido em cada secção. A velocidade mínima de fluidização aumenta com o tamanho e a densidade da partícula e é afectada pelas propriedades do fluido.

3.2.3 Velocidade terminal: u_t

A velocidade das partículas, a partir da qual são arrastadas por transporte para fora do leito, é considerada como o limite superior de funcionamento de um leito fluidizado borbulhante. É indesejável que no processo ocorram velocidades acima deste valor, pois seria necessário substituir o material inerte de modo a manter a altura do leito constante. Para se conhecer este valor, calcula-se a velocidade terminal (u_t) da partícula, que é a sua velocidade em queda livre. Este é um valor bastante aproximado daquele que é requerido para ser tomado como limite superior. Assim os limites de velocidade do gás que percorre o leito são, a nível inferior a velocidade mínima de fluidização e a nível superior a velocidade terminal da partícula.

A velocidade terminal da partícula pode ser estimada a partir da mecânica dos fluidos:

$$u_t = \left[\frac{4 g d_p (\rho_p - \rho_g)}{3 \rho_g C_d} \right] \quad (\text{m/s}) \quad \text{Eq. 11}$$

Para o cálculo da velocidade terminal é necessário conhecer o coeficiente de arrasto de cada partícula (C_d). Este é apenas determinado experimentalmente, embora existam correlações para o calcular. Mas como essas correlações dependem do Reynolds (Re) logo da velocidade (parâmetro que se procura saber), essas correlações também não são viáveis neste caso.

$$\left. \begin{array}{ll} C_d = \frac{24}{Re_p} & \text{para } Re_p < 0,4 \\ C_d = \frac{10}{Re_p^{1/2}} & \text{para } 0,4 < Re_p < 500 \\ C_d = 0,43 & \text{para } 500 < Re_p < 200000 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{Correlações para o coeficiente} \\ C_d \text{ para partículas esféricas} \end{array}$$

Como não se conhece o valor de C_d foi necessário seguir um outro método, um pouco menos exacto, uma vez que foi obtido através da análise de um gráfico. Optou-se

por aproximar a curva (Figura 3.3) a um polinómio, de modo a poder obter uma equação aproximada (Figura 3.4).

Optamos por este método, embora incorrendo num erro maior, por uma questão de facilidade e automatização dos cálculos.

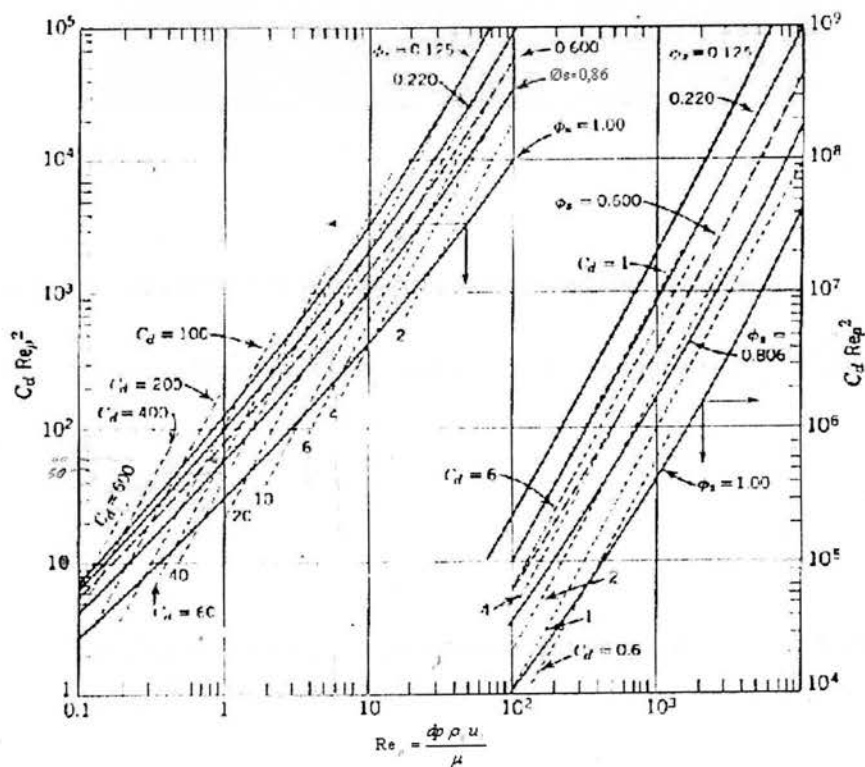


Figura 3.3: Gráfico para calcular a velocidade terminal de uma partícula num fluido (Brown et al. – 1950)

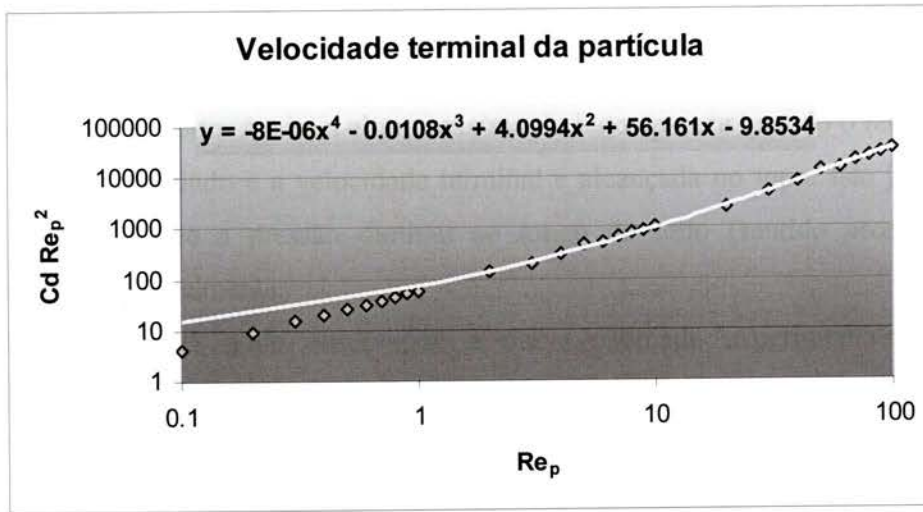


Figura 3.4: Curva aproximada para o cálculo da velocidade terminal da partícula

Assim em primeiro lugar calculou-se $C_d Re_p^2$ que é o valor das abcissas no gráfico:

$$C_d Re_p^2 = \frac{4g dp^3 \rho_g (\rho_p - \rho_g)}{3\mu^2} \quad \text{Eq. 12}$$

Com este valor, e substituindo na equação polinomial, tem-se o valor das ordenadas. Este valor é o Re_p . Mas como:

$$Re_p = \frac{dp \rho_g u_t}{\mu} \quad \text{Eq. 13}$$

então desta equação pode-se obter a velocidade terminal, u_t .

Pode agora calcular-se a razão entre as duas velocidades limites. Para garantir o sucesso na fluidização, a gama deste rácio de velocidades deve estar compreendida entre os seguintes valores:

$$8,72 \leq \frac{u_t}{U_{mf}} \leq 91,6 \quad \text{Eq. 14}$$

Esta razão é mais baixa para partículas maiores e indica uma maior limitação na gama de operações do que com as partículas menores. É também um indicador da altura máxima possível do leito. Assim a altura máxima do leito aparece quando o leito começa a ser fluidizado no fundo e a velocidade terminal é alcançada no topo. Isto justifica-se porque à medida que a pressão diminui ao longo do leito (sentido ascendente) a velocidade do fluido aumenta.

Na Figura 3.5 pode observar-se a curva estimada experimentalmente por Pinchbeck e Popper (1956). Note-se que o valor alcançado obedece a este limites.

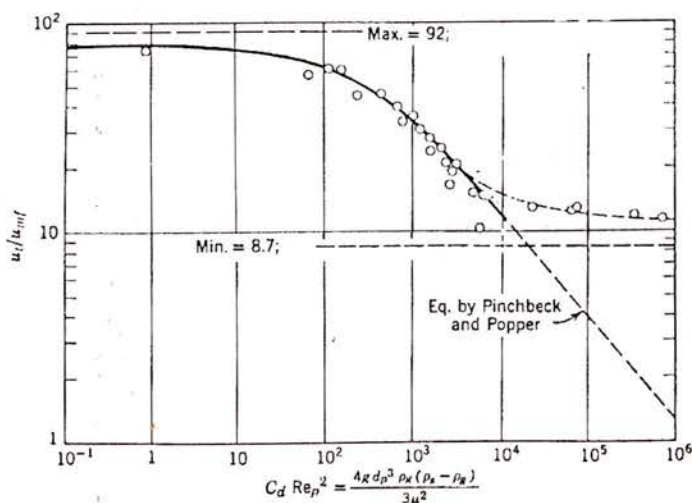


Figura 3.5: Limites de Pinchbeck e Popper para a razão entre u_t e U_{mf}

3.2.4 Perda de carga no leito: ΔP_{leito}

Considera-se agora a perda de carga dos gases na sua ascensão no leito. Para isto recorreu-se à Figura 3.6 em que é representada a queda de pressão do gás em função do número de Reynolds (Re) para partículas de areia de tamanho uniforme (G.G. Brown et al., 1950).

Para mais fácil interpretação o gráfico foi dividido em vários pontos, numerados de A a E.

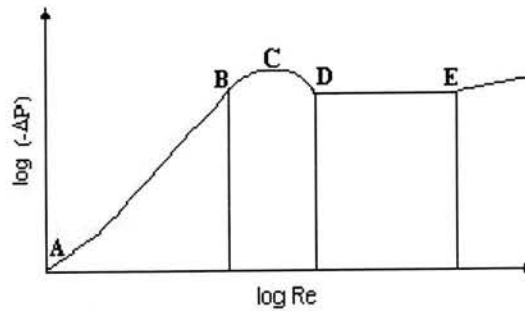


Figura 3.6: Perda de carga no leito vs Reynolds

Na primeira zona do gráfico, entre os pontos **A** e **B** o leito é fixo ou estático, respeita um regime normalmente laminar ($Re \ll 10$).

No ponto **B**, a perda de carga iguala o peso dos sólidos ($\Delta P = mg$), e com isto obtém-se um leito fluidizado incipiente calmo. Este é também o ponto no qual as partículas mudam de posição reagrupando-se.

A velocidade mínima de fluidização (U_{mf}) acontece no ponto **C**. Existe um menor contacto entre as partículas e inicia-se também a suspensão inicial com o apoio intraparticular. A equação utilizada para o cálculo da perda de carga resulta de um balanço das forças neste ponto:

$$IMPULSÃO + \Delta P = Peso \quad \text{Eq. 15}$$

com

$$Peso = \rho_p V (1 - \varepsilon_{mf}) g$$

e

$$IMPULSÃO = \rho_g V (1 - \varepsilon_{mf}) g \quad \text{Eq. 17}$$

Trabalhando a equação chega-se à forma final:

$$\Delta P = ((\rho_p - \rho_g)(1 - \varepsilon_{mf})) L_{mf} g \quad \text{Eq. 18}$$

No intervalo seguinte, entre **C** e **D**, nota-se um movimento desordenado com frequentes choques. Pode ser explicado pelo facto de existir um aumento de porosidade e logo uma consequente diminuição da perda de carga.

No ponto **D** deixa de existir contacto intraparticular o que leva a uma perda de carga constante. Esta situação mantém-se até ao ponto **E**, embora sofra um aumento de agitação entre partículas. Este intervalo entre **D** e **E** é também conhecido como a zona do leito em ebulição.

Por último no ponto **E** inicia-se o arrasto de partículas, que não é mais do que o transporte pneumático das mesmas. É chamada zona de fluidização contínua ou em fase diluída.

3.2.5 Área do leito

Para o cálculo deste importante parâmetro tem primeiro que se arbitrar o coeficiente multiplicativo da velocidade mínima para assegurar que existe fluidização. Simulando diversos valores no *EES*, chegou-se a um valor de 7, tendo em conta uma configuração geométrica coerente para o leito a dimensionar.

$$U = 7 U_{mf} \text{ (m/s)} \quad \text{Eq. 19}$$

Para se atingir esta velocidade no leito será necessário introduzir uma grande quantidade de ar no leito, o que se pode tornar dispendioso devido a ser necessário mais que um ventilador para insuflar todo o caudal. Assim optou-se por definir que apenas uma percentagem de ar passará no primário (responsável por fluidizar o leito), mas ainda assim garantindo todos os requisitos definidos anteriormente. Assim e após diversas combinações de valores no *EES*, chegou-se à conclusão que 80% do ar passará no primário e os restantes 20% por entradas secundárias acima do leito. De todas as formas as condições de combustão estarão garantidas.

É nesta fase do dimensionamento que se fará a ligação à parte da combustão, de onde se irá buscar o valor do caudal mássico, definido anteriormente como o caudal necessário para garantir a combustão completa e cumprir as condições impostas (como os 900 °C à saída e a potência térmica de 2 MW).

Então o caudal mássico no primário é dado por:

$$\dot{m}_{ar\ primario} = 0,8 \dot{m}_{ar} \text{ (kg/s)} \quad \text{Eq. 20}$$

e o caudal volúmico:

$$\dot{v}_{ar\ primario} = \frac{\dot{m}_{ar\ primario}}{\rho_{ar}} \text{ (m}^3\text{/s)} \quad \text{Eq. 21}$$

Assim, a área do leito é

$$A_{leito} = \frac{\dot{v}_{ar\ primario}}{U} \text{ (m}^2\text{)} \quad \text{Eq. 22}$$

e o seu diâmetro:

$$d_{leito} = \sqrt{\frac{4 A_{leito}}{\pi}} \text{ (m)} \quad \text{Eq. 23}$$

Fica deste modo definido um dos parâmetros mais importantes do dimensionamento do distribuidor. No presente caso a área do leito resultante foi de 4,03 m² com um diâmetro hidráulico igual a 2,265 m.

3.2.6 Tipo de fluidização

Importa neste momento verificar qual o tipo de comportamento no reactor, ou seja, de acordo com as condições já definidas até ao momento saber de que tipo de fluidização se trata. Esta pode ser do tipo borbulhante ou uniforme.

Para saber o tipo de comportamento utilizaram-se 2 métodos distintos.

O primeiro consiste na obtenção do número de *Froude* (Fr_{mf}).

$$Fr_{mf} = \frac{u_{mf}^2}{dp \cdot g} \quad \text{Eq. 24}$$

Wilhelm e Kwauk (1948) através de experiências, chegaram à conclusão que se $Fr_{mf} < 0,13$ a fluidização será uniforme ou particulada. Se $Fr_{mf} > 1,3$ então o comportamento será borbulhante ou agregativo.

No presente caso $Fr_{mf} = 4,47$, logo o comportamento do leito é borbulhante. Seria de esperar que tal acontecesse. Isto porque em fluidização gás-sólido este é o comportamento típico. Por outro lado num sistema líquido-sólido o esperado seria uniforme ou particulada.

O segundo método (mais exacto) para verificar o tipo de fluidização é o proposto por Romero e Johanson (1962). Estes sugerem quatro grupos adimensionais para caracterizar o comportamento no leito:

$$\left. \begin{aligned} Fr_{mf} \operatorname{Re}_{p,mf} \left(\frac{\rho_p - \rho_g}{\rho_g} \right) \left(\frac{L_{mf}}{d_{leito}} \right) < 100, \text{ uniforme ou particulada} \\ Fr_{mf} \operatorname{Re}_{p,mf} \left(\frac{\rho_p - \rho_g}{\rho_g} \right) \left(\frac{L_{mf}}{d_{leito}} \right) > 100, \text{ borbulhante ou agregativa} \end{aligned} \right\} \quad \text{Eq. 25}$$

O valor deste produto é 2838 que é claramente maior que 100. Logo, e mais uma vez, como seria de esperar, o tipo de fluidização é borbulhante.

3.2.7 Distribuidor

O prato distribuidor (Figura 3.7) é uma componente fundamental na fluidização, pois é a partir deste que as partículas sólidas inertes começam a entrar em suspensão, fluidizando o leito. Este tem que ser capaz suficientemente forte para aguentar todo o peso leito quando este não está em funcionamento e ainda as altas temperaturas que o leito atinge. É também necessário atenção na escolha do material a adoptar, pois não deve apresentar empenos.

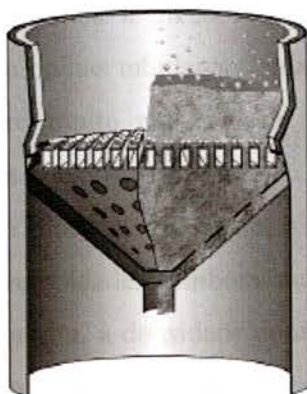


Figura 3.7: Prato distribuidor

Estudos realizados por Grohse (1955) mostram que a qualidade da fluidização borbulhante é fortemente afectada pelo tipo de distribuidor de fluido utilizado. Isto pode ser verificado através da Figura 3.8.

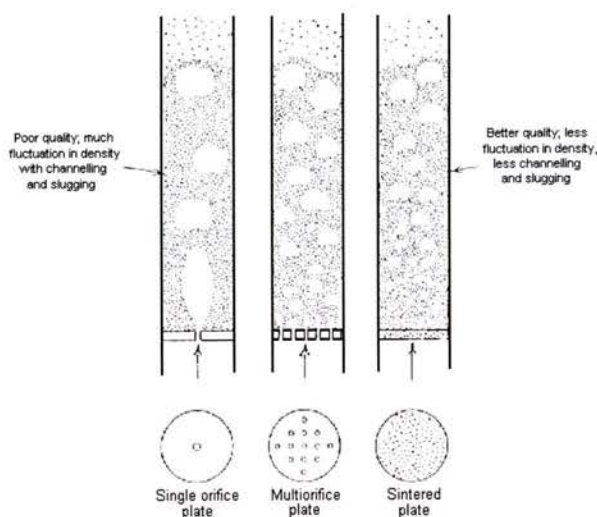


Figura 3.8: Qualidade de fluidização vs tipo de prato distribuidor

Sendo menor o número de orifícios na placa distribuidora a densidade do leito sofre variações apreciáveis para toda a gama de velocidades do fluido. Também a formação de canais de fluido ou bolhas tubulares (*channelling*) é acentuada. Este tipo de distribuidores, com um número muito reduzido de orifícios, é apenas utilizado em equipamentos de pequena escala como os laboratoriais.

Para muitos orifícios na placa distribuidora, a variação de densidade no leito é insignificante para pequenas velocidades, embora aumente consideravelmente com o aumento da velocidade. Ainda assim, a densidade continua bastante uniforme, as bolhas são mais pequenas e em maior número, o que permite um melhor contacto entre o fluido e os sólidos. O fenómeno de aparecimento de canais ou escoamentos preferenciais (*channelling*) é menor.

No presente caso, e devido a uma área apreciável da placa distribuidora, a opção será um número considerável de orifícios. Esse número irá ser calculado posteriormente.

Para dimensionar o distribuidor é necessário que este tenha uma perda de carga suficiente para se atingir um fluxo uniforme através dos orifícios.

Através de experiências, Richardson (1961) e Agarwal (1962) chegaram a resultados onde se resume que a perda de carga no distribuidor tem que obedecer ao seguinte critério:

$$\Delta p_{d,\min} = \text{Max} (0,1 \Delta p_{\text{leito}}; 35 \text{ cm } H_2O; 100 \Delta p_{\text{expansion into vessel}}) \quad \text{Eq. 26}$$

Assim para o dimensionamento do distribuidor pode seguir-se um procedimento em quatro etapas:

- 1) Determinar a perda de carga no distribuidor adequada através da Eq. 26.

Neste caso o critério seguido foi:

$$\Delta p_d = \rho_{H_2O} g h_{H_2O} \text{ (Pa)} \quad \text{Eq. 27}$$

com $h_{H_2O} = 0,35 \text{ m}$ de coluna de água.

- 2) Calcular o número de Reynolds para o caudal total que passa no distribuidor e seleccionar o correspondente coeficiente de descarga no orifício (C'_d) a partir da Figura 3.9.

As características do fluido são consideradas para a aproximação ao prato distribuidor. Neste caso foi considerada a temperatura de 400°C que é aproximadamente o valor médio entre a temperatura ambiente (que é a temperatura a que o ar chega ao distribuidor) e a temperatura do leito.

$$\text{Re} = \frac{d_{\text{leito}} \rho_g U}{\mu} \quad \text{Eq. 28}$$

(Note-se que neste caso foi utilizado um procedimento no *EES* para a partir do Reynolds retirar o correspondente coeficiente do orifício, C'_d . Isto poderá ser afectado de alguma

incerteza no resultado, pois a curva foi manualmente passada para o *software Excel* para a partir daqui retirar a equação que parametriza a curva, Eq. 29.)

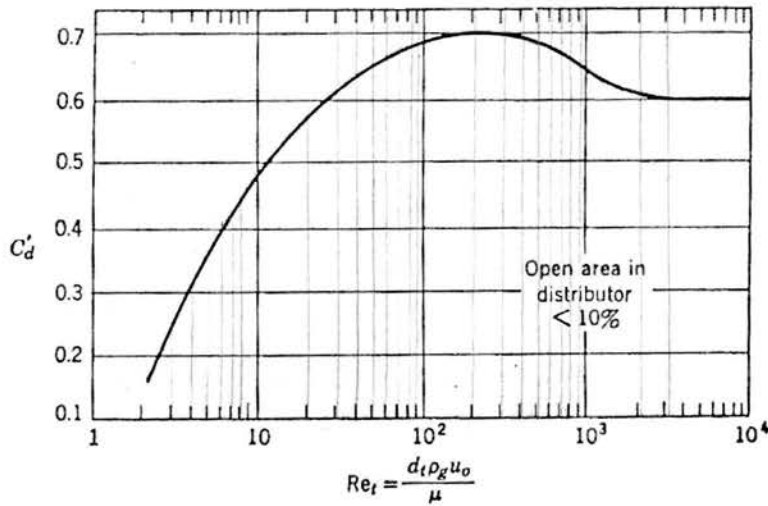


Figura 3.9: Coeficiente do orifício (C'_d) vs Reynolds para o caudal total de aproximação ao prato distribuidor

A equação 29 é a equação que parametriza a curva da Figura 3.9 até ao valor de Re_t aproximadamente igual a 3000. A partir deste valor, C'_d

$$C'_d = 2 \times 10^{-8} Re_t^5 - 3 \times 10^{-7} Re_t^4 - 2 \times 10^{-5} Re_t^3 - 0,0012 Re_t^2 + 0,0579 Re_t + 0,1217 \quad \text{Eq. 29}$$

toma o valor constante e igual a 0,6.

3) Determinar a velocidade do fluido através dos orifícios:

$$u_{or} = C'_d \left(\frac{2 \Delta p_d}{\rho_g} \right)^{\left(\frac{1}{2} \right)} \quad \text{Eq. 30}$$

4) Após calculada a velocidade nos orifícios interessa saber qual o número de orifícios total que obedece às condições estabelecidas. Assim calcula-se o número de orifícios por unidade de área através da expressão seguinte:

$$U = \frac{\pi}{4} d_{or}^2 u_{or} N_{or} \quad \text{Eq. 31}$$

Os resultados alcançados foram: $N_{or}=5685$ por cada m^2 , logo o número total é $N_{or,total}=5685 \times 4,03=22900$.

Note-se que o diâmetro do orifício foi escolhido, seguindo alguns valores típicos encontrados na literatura (Kunii e Levenspiel, 1977).

Após algumas simulações no *EES* chegou-se ao valor $d_{or}=2$ mm. Pode parecer um pouco elevado, principalmente quando comparado com o diâmetro das partículas de areia ($d_p=0,7$ mm), mas devido ao grande número de orifícios necessários no prato distribuidor a opção construtiva passará por tubeiras (*nozzles*).

Existem diversos tipos de grelhas e distribuidores, como é mostrado na Figura 3.10.

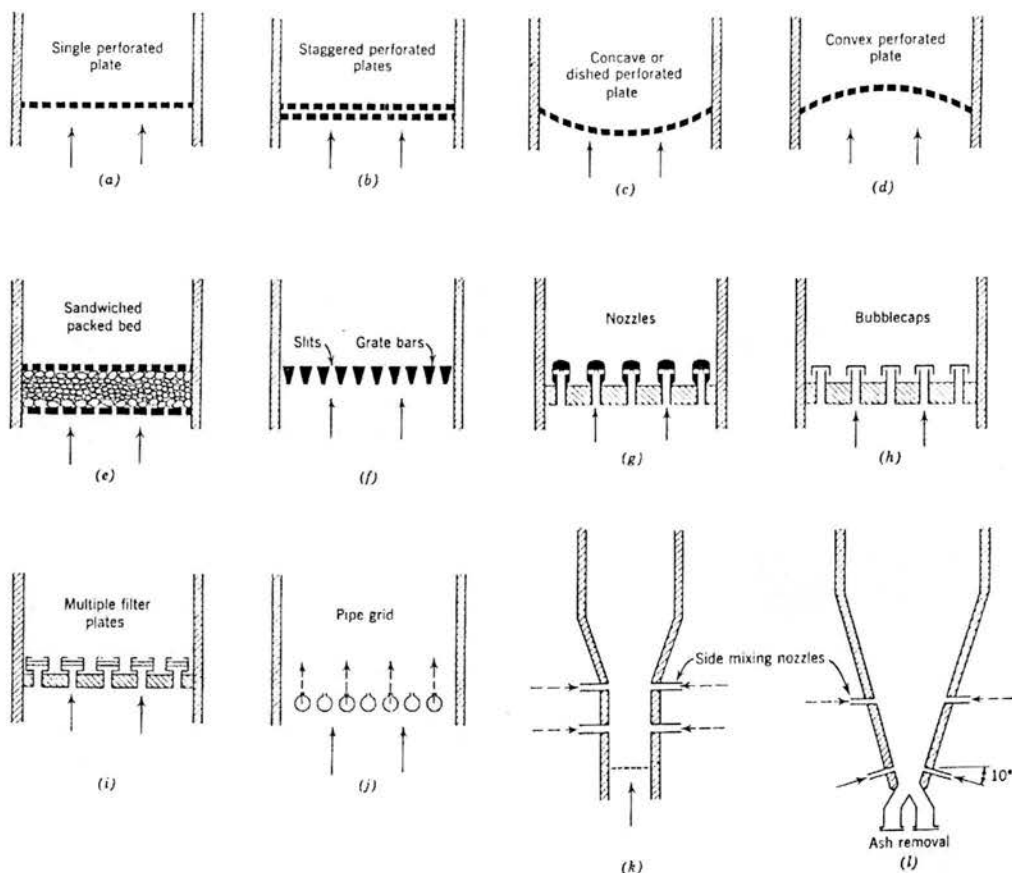


Figura 3.10: Tipos de distribuidores

Cada um destes tipos é utilizado de acordo com as condições e exigências impostas. A opção pelo tipo (g), tubeiras (Figura 3.11), deveu-se a que este tipo permite ter um grande número de orifícios por onde o fluido escoar, num pequeno espaço do distribuidor. Os orifícios, devido à sua posição horizontal podem ser de maior diâmetro, sendo que assim as partículas de areia não cairão pelos mesmos. Este tipo de solução, comparativamente com as restantes, tem a desvantagem de ter uma construção mais complicada.

Como foi já descrito, existe uma certa flexibilidade no cálculo, e muitos dos parâmetros assumem valores escolhidos em função de valores empíricos referidos na literatura consultada.

Foram escolhidos 70 orifícios em cada tubeira, distribuídos em 2 fileiras de 35 orifícios cada. O diâmetro de cada tubeira é de 5 cm e a sua altura é de 7 cm. Na imagem seguinte são mostrados exemplos deste tipo de configuração.

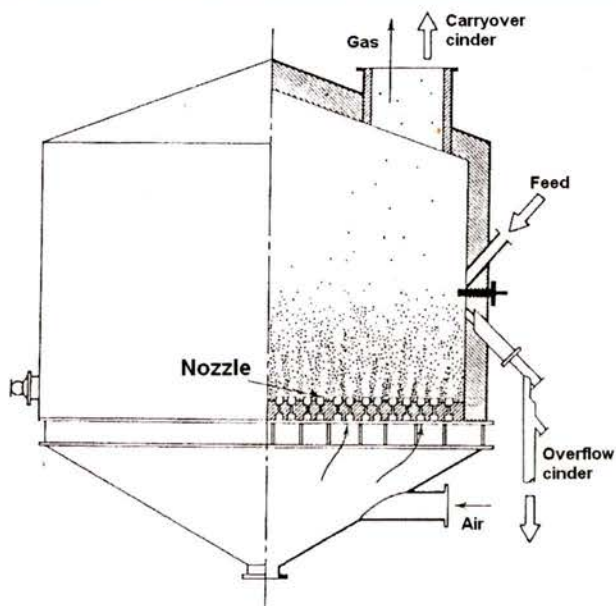
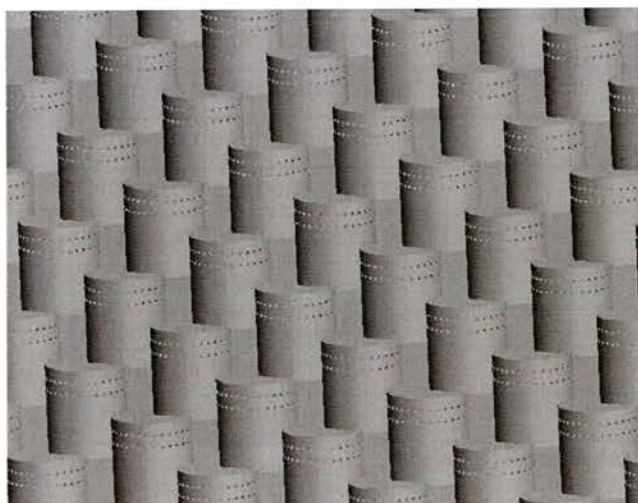


Figura 3.11: Exemplos de tubeiras (nozzles)

Variável	Símbolo	Valor	Unidade
Área do leito	A_{leito}	4,03	m ²
Área orifício	$A_{orifício}$	0,00000414	m ²
Perda carga distribuidor	ΔP_d	3430	Pa
Diâmetro do leito	d_{leito}	2,265	m
Diâmetro do orifício	d_{or}	0,002	m
Número de orifícios total	$N_{or, total}$	22900	
Número de orifícios por m ²	N_{or}	5685	
Número de tubeiras total	$N_{tubeiras, total}$	81	
Número de tubeiras por m ²	$N_{tubeiras}$	327	
Massa volúmica do ar a 400°C	ρ_{ar}	0,5244	kg/m ³
Velocidade no orifício	u_{or}	68,6	m/s
Viscosidade do ar a 400°C	μ	0,00003261	kg/(ms)
Altura da tubeira	$h_{tubeira}$	0,07	m
Diâmetro da tubeira	$d_{tubeira}$	0,05	m

Tabela 3.5: Resumo dos resultados do distribuidor

3.2.8 Altura de desprendimento de transporte – TDH (Transport Disengaging Height)

Num leito fluidizado, quando as bolhas chegam à superfície livre do leito, “rebentam”, projectando partículas para a zona livre acima desta. Assim dependendo de diversos factores, algumas partículas serão transportadas para fora do leito. Então definiu-se a altura máxima (definindo uma região livre abaixo desta), abaixo da qual todas as partículas voltam a cair no leito por acção da gravidade. Esta altura é designada por *TDH* (Transport Disengaging Height).

O termo transporte será aqui utilizado para descrever a projecção de partículas da superfície do leito e a sua posterior remoção pela zona de saída de gases.

Embora o estudo do transporte de partículas num fluxo de gás seja um processo complexo, não é difícil compreender quais os factores de que depende esse transporte. Assim, os factores que em geral têm maior influência na taxa de transporte são o tamanho

e densidade da partícula e as propriedades, velocidade e regime (laminar/ turbulento) do gás.

Segundo Geldart (1986) existem várias zonas num sistema fluidizado. Na Figura 3.12 são ilustradas estas diferentes zonas assim como a distribuição de partículas em altura em função da densidade das mesmas.

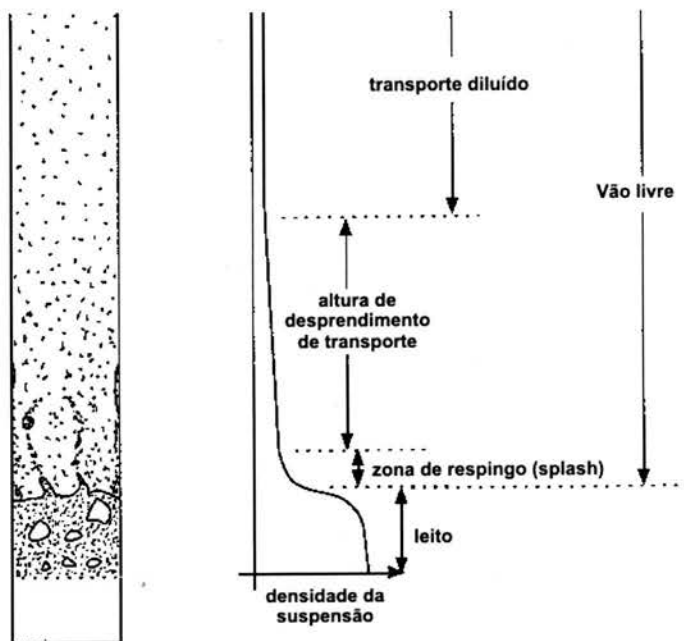


Figura 3.12: Zonas num sistema de leito fluidizado e sua densidade

A zona de vão livre, também chamada de superfície livre (*freeboard*), é toda a região compreendida entre a superfície do leito e a saída dos gases.

A zona de respingo (*Splash zone*), é a zona onde as partículas de maior tamanho voltam ao leito pela acção da gravidade.

A zona de desprendimento do transporte, *TDH* é basicamente a região na qual tanto o fluxo ascendente como a concentração da suspensão de partículas finas vão diminuindo com a altura.

Por último está a zona de transporte diluído (*Dilute phase transport*), região onde todas as partículas são arrastadas com o fluido. Convém salientar que o fluxo de partículas e a concentração da suspensão são constantes com a altura.

Estão disponíveis na literatura várias correlações empíricas para o cálculo de TDH . Neste trabalho optou-se por seguir o estudo desenvolvido nesta área por K. Smolders e J. Baeyens (1996). Estes propõem para o cálculo do TDH a seguinte expressão:

$$TDH = 6 \left[(U - U_{mf}) d_{eb} \right]^{0,6} \quad \text{Eq. 32}$$

onde d_{eb} é o diâmetro equivalente das bolhas. Darton (1977) desenvolveu uma equação para este parâmetro:

$$d_{eb} = \frac{0,54 (U - U_{mf})^{0,4} (h + 4\sqrt{A_0})^{0,8}}{g^{0,2}} \quad \text{Eq. 33}$$

com $A_0 = \frac{A_{leito}}{N_{or}}$ e $h = \frac{L_{mf}}{2}$.

Admite-se que as bolhas têm um diâmetro médio constante e igual ao seu valor a meia altura do leito..

Acima de TDH o fluxo de arrasto e a concentração de partículas são constantes. Assim, do ponto de vista de projecto, para ganhar o máximo do efeito da gravidade no vão livre, a saída de gás deverá ser sempre posicionada acima de TDH .

Desta forma garante-se que as partículas não saem do leito, não sendo assim necessário a reposição frequente das mesmas.

Variável	Símbolo	Valor	Unidade
Perda de carga leito	ΔP_{leito}	5371	Pa
Diâmetro partícula	dp	700	μm
Diâmetro equivalente da bolha	d_{eb}	0,107	m
Porosidade do leito	ε_{mf}	0,42	
Tipo de modelo de combustão	f	2	
Esfericidade da partícula	ϕ_s	0,86	
Número de Froude	Fr_{mf}	4,47	
Altura do leito	L_{mf}	0,35	m
Factor de competição entre partículas	η	0,5	
Massa volúmica do ar a 900 °C	ρ_{ar}	0,3	kg/m^3
Massa volúmica carvão	ρ_c	773,8	kg/m^3
Massa volúmica areia	ρ_p	2700	kg/m^3
Velocidade de fluidização	U	1,23	m/s
Velocidade mínima de fluidização	U_{mf}	0,175	m/s
Velocidade terminal	u_t	3,3	m/s
Taxa de renovação da bolha	X	5,6	
Viscosidade dinâmica a 900 °C	μ	0,000046	$\text{kg}/(\text{m.s})$
Reynolds da partícula	Re_p	15	
Altura de desprendimento	TDH	1,6	m
Razão entre velocidades	$\frac{u_t}{U_{mf}}$	18,7	

Tabela 3.6: Resumo dos resultados da fluidização

3.3 Comportamento das partículas de combustível dentro do leito (combustão em regime permanente)

Nesta fase do dimensionamento, interessa estudar e compreender os fenómenos de combustão dentro do reactor, após a introdução do combustível. Assim, interessa analisar o compromisso entre a primeira parte, combustão e a segunda parte, a parte referente ao leito. Isto é, é necessário averiguar a altura do leito, após a introdução de um caudal de combustível definido, averiguar qual a fracção queimada após um tempo longo

(calculado) de permanência no leito e ainda verificar o diâmetro final da partícula após combustão.

Interessa salientar alguns pontos relevantes:

- Para haver combustão o leito terá que estar previamente aquecido e ter já atingido uma temperatura uniforme;
- Considera-se que o combustível está estilhado e apresenta um diâmetro uniforme (para efeitos de cálculo assumem-se as partículas de combustível como esféricas, isto apesar de na realidade tal não acontecer);
- Uma partícula sólida, em combustão, demora um certo tempo elementar a sofrer uma redução elementar no seu diâmetro.

No fim desta etapa conhecer-se-á a capacidade de queima do reactor.

O método seguido, em traços gerais, foi o seguinte:

1) A partir de um diâmetro inicial (arbitrado) e ao longo de sucessivos intervalos de tempo, calcula-se o diâmetro de redução em cada um desses intervalos elementares e respectivo diâmetro resultante;

2) Estima-se, em cada intervalo, a fracção queimada. Este valor nunca será de 100%. Isto porque a partir de um certo tempo de queima a partícula é transportada pelos gases e sai do leito. A partir dos 70% pode já ser considerado um rendimento aceitável;

3) Ao longo do tempo vai calcular-se também, em cada intervalo, a subida de altura do leito.

Com este propósito foi desenvolvido um modelo matemático simples para a combustão em regime permanente num leito fluidizado borbulhante.

Este modelo poderá ter interesse no dimensionamento de sistemas de combustão assim como em trabalhos de estudo e investigação a nível laboratorial.

Uma partícula sólida em processo de combustão demora um certo tempo elementar a sofrer uma redução no seu diâmetro ($d(d)$). Este princípio aparece traduzido na equação seguinte:

$$dt = -\frac{\rho_c}{24 \eta_p C_\infty} \left[\frac{d}{2 f Dg} + \frac{1}{k_c} \right] d(d) \quad \text{Eq. 34}$$

onde foi usada a seguinte notação:

ρ_c - massa volúmica de carbono na partícula (kg/m^3) (valor retirado de *Quantachrome Poremaster for Windows*);

C_∞ - concentração molar de O_2 no infinito, à saída do leito, relativamente à fase densa (kmol/m^3);

η_p - factor de competição inter-partículas pelo O_2 disponível, valor compreendido entre 0 e 1. O valor utilizado corresponde a 0,5;

d - diâmetro da partícula de combustível (m), como já tinha sido mencionado anteriormente o diâmetro escolhido foi de 3 mm. Assumem-se partículas uniformes;

D_g - difusividade de O_2 nos produtos combustão. Aproximadamente igual à difusividade do O_2 no ar (m^2/s);

k_c - constante da taxa de reacção química (m/s);

f - representa um parâmetro caracterizador do tipo de queima. Se $f=1$, a queima é completa à superfície, Modelo 1. Se $f=2$ a queima é incompleta à superfície, Modelo 2. Escolheu-se o Modelo 2 uma vez que para leito fluidizado borbulhante é a reacção mais frequente.

Esta equação (Pinho, 2001) resulta da conjugação das equações 35 e 36:

$$\frac{\rho_c}{M_c} \frac{\pi d^2}{2} \frac{d(d)}{dt} = -\pi d^2 K C_\infty \quad \text{Eq. 35}$$

$$\frac{1}{K} = \frac{d}{2 f Dg} + \frac{1}{k_c} \quad \text{Eq. 36}$$

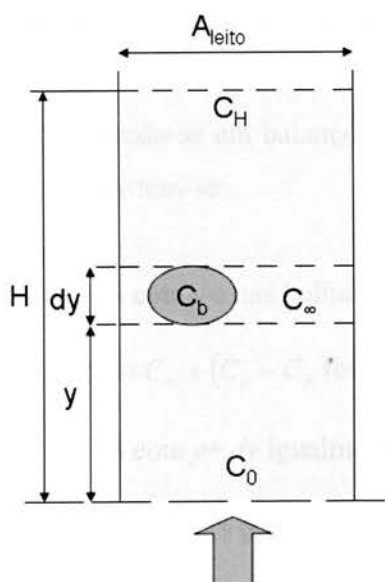
Convém salientar que k_c foi calculado pela seguinte expressão:

$$k_c = 595,7 T \exp\left(\frac{-149,496 \times 10^6}{\bar{R} T}\right)$$

onde $\bar{R}$ é a constante dos gases perfeitos.

Eq. 37

Analisou-se seguidamente o reactor. A Figura 3.13 serve para facilitar a interpretação das equações seguintes:



Legenda:

A_{leito} - área da secção recta do leito (m^2);

H - altura do leito fluidizado (m);

C_0 - concentração de O_2 a entrada do leito, ($kmol/m^3$);

C_b - concentração de O_2 numa bolha à altura y acima do distribuidor, ($kmol/m^3$);

C_H - concentração de O_2 à saída do leito, ($kmol/m^3$).

Figura 3.13: Esquema simplificado do reactor

Na fase densa, de acordo com a teoria das duas fases (Davidson, 1963) admite-se para as bolhas, que a concentração dos gases é uniforme em todo o reactor e igual à concentração no infinito (C_∞):

$$C_b = C_\infty + (C_0 - C_\infty) \exp\left(-\frac{X}{H} y\right)$$

Eq. 38

onde X é o numero de vezes que uma bolha troca o seu volume, durante a sua ascensão desde o distribuidor ate a superfície do leito.

$$X = \frac{10 H}{d_{eb} (g d_{eb})^{1/2}} \left[u_{mf} + \frac{0,61 \varepsilon_{mf}}{1 + \varepsilon_{mf}} Dg \left(\frac{g}{d_{eb}} \right)^{1/4} \right] \quad \text{Eq. 39}$$

Através de ensaios realizados sabe-se que o valor de X é sempre superior a 4.

O que aqui se afirma é que a fase densa tem o comportamento de um reator uniformemente misturado, enquanto que a fase de bolhas tem um comportamento tipo pistão. As partículas queimam na fase densa e por isso o seu tempo de queima depende fundamentalmente de C_∞ , como se constata da expressão do tempo elementar (d_t) inerente à redução do seu diâmetro ($d(d)$), Eq. 34. Esta concentração C_∞ depende por sua vez da dinâmica de fluidos do leito fluidizado, ou por outras palavras do tipo de reator em causa.

Fazendo-se um balanço de O_2 a uma fatia do leito fluidizado com uma espessura elementar dy tem-se:

- à cota y e nas bolhas

$$C_{by} = C_\infty + (C_0 - C_\infty) \exp \left[-\frac{X}{H} \times y \right] \quad \text{Eq. 40}$$

- à cota $y+dy$ igualmente nas bolhas

$$C_{by+dy} = C_\infty + (C_0 - C_\infty) \exp \left[-\frac{X}{H} \times (y + dy) \right] \quad \text{Eq. 41}$$

Nestas “fatias” do leito fluidizado, com espessura dy e à altura y acima do distribuidor, a diferença entre o O_2 que entra e o que sai, é a quantidade consumida na queima das partículas. Como a concentração de O_2 na fase densa é constante, C_∞ , basta fazer um balanço de O_2 às bolhas para se conhecer o O_2 consumido na combustão das partículas de carbono que estão na fase densa da fatia em análise. Este balanço é traduzido nas equações abaixo indicadas.

$$(U - umf) A_{leito} \left\{ C_{\infty} + (C_0 - C_{\infty}) \exp \left[-\frac{X}{H} y \right] \right\} - (U - umf) A_{leito} \left\{ C_{\infty} + (C_0 - C_{\infty}) \exp \left[-\frac{X}{H} (y + dy) \right] \right\} =$$

$$= - \left[\frac{6 \dot{m}_c}{\rho_c \pi d_{iy}^3} \right] \frac{\rho_c}{24} \pi d^2 d(d)$$

Eq. 42

sendo d_{iy} o diâmetro das partículas à entrada da fatia do leito em análise.

Como já tinha sido mencionado atrás, as partículas de combustível têm tamanho uniforme, logo pode-se assumir que o seu número permanece constante ao longo do leito pois queimarão à mesma taxa de combustão.

$$\left[\frac{6 \dot{m}_c}{\rho_c \pi d_{iy}^3} \right] = \left[\frac{6 \dot{m}_c}{\rho_c \pi d_i^3} \right] = \dot{N}_p \text{ (partículas/s)}$$

Eq. 43

onde o caudal mássico de carbono ($\dot{m}_c$):

$$\dot{m}_c = \dot{m}_{comb} Y_C \text{ (kg/s)}$$

Eq. 44

Com esta nova expressão, a equação do balanço de O_2 à fatia do leito com espessura dy situado a uma altura y acima do distribuidor, será dado por:

$$(U - umf) A_{leito} (C_0 - C_{\infty}) \left\{ \exp \left[-\frac{X}{H} y \right] - \exp \left[-\frac{X}{H} (y + dy) \right] \right\} = - \dot{N}_p \frac{\rho_c}{24} \pi d^2 d(d) \text{ Eq. 45}$$

Obtém-se assim um sistema de equações constituído pelas equações 34, 43, 45 e pelas seguintes novas equações:

$$d_{i+1} = d_i + d(d) \text{ (m)}$$

Eq. 46

$$y_{i+1} = y_i + dy \text{ (m)}$$

Eq. 47

O par formado pelas equações 34 e 45 não tem uma solução analítica. Assim elaborou-se um procedimento numérico para a sua solução. Escolhe-se um incremento temporal dt e a partir da equação 34 calcula-se $d(d)$. Com este valor, e conhecido o tamanho inicial das partículas ou o tamanho no instante imediatamente anterior, obtém-se da equação 45 o valor dy . Com $d(d)$ e dy e das equações 46 e 47 tiram-se os novos valores para d e y e repete-se o ciclo. O processo pára quando d_{i+1} é suficientemente pequeno. O y_{i+1} correspondente deve ser menor ou igual a H .

Como simplificação do cálculo pode adoptar-se uma aproximação, isto é a diferença:

$$\exp\left[-\frac{X}{H}y\right] - \exp\left[-\frac{X}{H}(y+dy)\right]$$

pode ser aproximada por

$$-\left[\exp\left(-\frac{X}{H}\right)y\frac{X}{H}dy\right]$$

Para a solução por via numérica do sistema constituído pelas equações 34, 43, 45, 46, 47 admite-se conhecido o valor C_∞ .

Conhece-se assim a concentração de O_2 à entrada (C_0) e à saída (C_H). Esta última obtém-se por via do conhecimento da concentração do CO_2 , pois este gás vai ocupar o lugar do O_2 , assim:

$$C_H = C_0 - C_{CO_2} \quad \text{Eq. 48}$$

Para se conhecer C_∞ , isto é, a concentração de O_2 no seio da fase densa do leito recorre-se às equações:

$$C_{bH} = C_\infty + (C_0 - C_\infty)\exp(-X) \quad \text{Eq. 49}$$

$$C_H = \frac{U - u_{mf}}{U} C_{bH} + \frac{u_{mf}}{U} C_\infty \quad \text{Eq. 50}$$

Assume-se que se conhece C_{CO_2} . Isto é válido, pois é precisamente a concentração de CO_2 que se mede quando se analisam os sistemas de combustão.

Com uma incerteza da ordem dos 13%, por força da simplificação referida na página anterior (Pinho, 2001), o sistema final de equações passa a ser:

$$dt = -\frac{\rho_c}{24 \eta C_\infty} \left[\frac{d}{2 f Dg} + \frac{1}{Kc} \right] d(d) \quad \text{Eq. 34}$$

$$dy = -\frac{\dot{N}p \frac{\rho_c}{24} \pi d^2 d(d)}{(U - u_{mf}) A_{leito} (C_0 - C_\infty) \exp\left[-\frac{X}{H} y\right] \frac{X}{H}} \quad \text{Eq. 51}$$

$$\dot{N}p = \left[\frac{6 \dot{m}c_y}{\rho_c \pi d_i^3} \right] (\text{partículas/s}) \quad \text{Eq. 41}$$

$$d_{i+1} = d_i + d(d) \text{ (m)} \quad \text{Eq. 46}$$

$$y_{i+1} = y_i + dy \text{ (m)} \quad \text{Eq. 47}$$

em que

$$C_0 = \frac{0,21 P}{R T} \text{ (kmol/m}^3\text{)} \quad \text{Eq. 52}$$

(Este valor é de fácil compreensão dado que é a percentagem de O_2 no ar.)

e

$$C_{\infty} = \frac{0,05 P}{\bar{R} T} \text{ (kmol/m}^3\text{)} \quad \text{Eq. 53}$$

onde

P - Pressão no leito - foi considerada a pressão ambiente (Pa);

$\bar{R}$ - Constante universal dos gases perfeitos (J/kmol.K);

T - Temperatura no leito (°C).

O valor de 5% da equação anterior (Eq. 53) é um valor que advém da prática, uma vez que o regime de combustão segue o modelo 2 e não existe queima completa à superfície.

A Equação 51 não é mais que a Equação 45 simplificada e reordenada.

Existe ainda uma equação que nos dá a fracção queimada de cada partícula, ou melhor, uma equação que nos dá a fracção não queimada. A partir desta facilmente se chega então à fracção queimada, de maior interesse para a compreensão do desenrolar do processo de queima. Assim, a fracção não queimada é:

$$f_{nq} = \frac{d_{i+1}^3}{d_i^3} 100 (\%) \quad \text{Eq. 54}$$

e a fracção queimada é

$$f_q = 1 - f_{nq} \quad \text{Eq. 55}$$

É evidente que o modelo tem limitações dada a sua simplicidade. Em consequência as partículas ficarão mais tempo dentro do leito, até que o seu diâmetro se reduza a uma dimensão tal que comecem a ser arrastadas para fora deste. Por isso os valores acima referidos servem de referência para obtenção das dimensões gerais do leito e nomeadamente da sua altura (35,16 cm) para uma dada área de secção anteriormente imposta. Se com este modelo se procurasse uma fracção queimada de 99% isto implicaria uma área de secção do leito muito elevada tal como uma profundidade do leito igualmente elevada, chegando-se a cotas absurdas. Esta combinação de resultados é pois

uma limitação da aplicação de um modelo matemático simples a uma situação tão complexa como é o caso do reactor em leito fluidizado borbulhante.

Nota: todo este processo iterativo de cálculo foi desenvolvido no *software Microsoft Excel*.

Conclusões

No fim desta etapa de cálculo importa salientar os valores obtidos:

- O caudal de partículas de combustível ($d=3$ mm) é de 6289 partículas por segundo;
- A altura final do leito é de 35,16 cm;
- O tempo de permanência de uma partícula de combustível é de 12,13 horas;
- O diâmetro final de partícula é de 1,783 mm (o inicial era de 3 mm);
- A fracção queimada é de 79%.

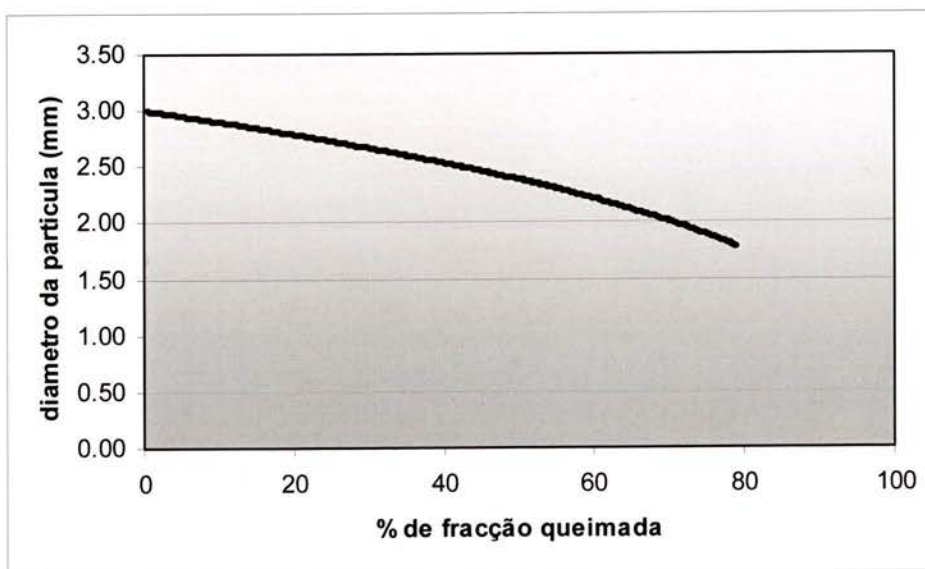


Figura 3.144: Redução da partícula na combustão

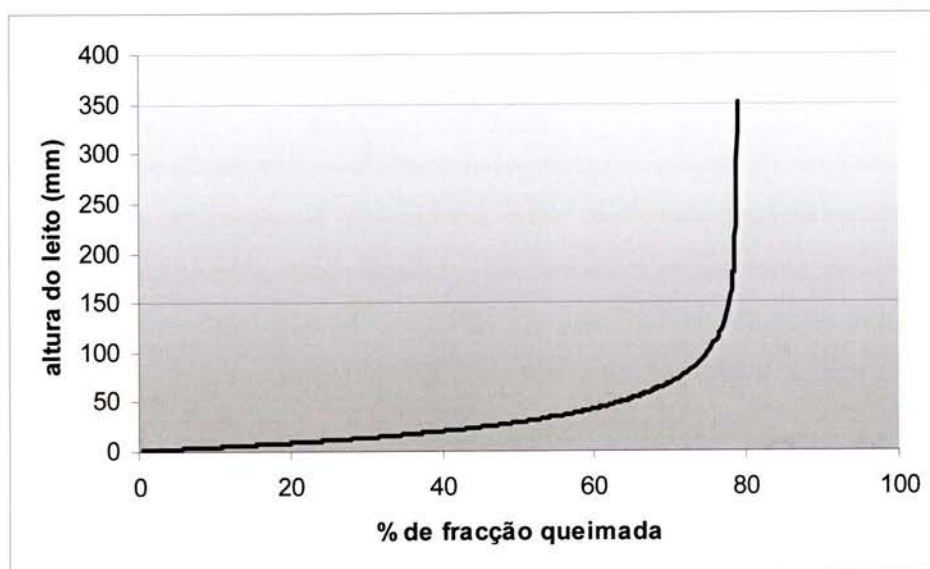


Figura 3.15: Altura do leito final

Capítulo 4

Aproveitamento Energético

Sistema global

Um dos grandes objectivos da engenharia é transformar a teoria em prática. Com base neste princípio procurou-se encontrar uma solução para o leito atrás dimensionado. Num mercado onde a concorrência é muita, a inovação tecnológica é muitas vezes uma aposta ganha.

Numa tentativa de cruzar os conhecimentos teóricos adquiridos ao longo deste trabalho com a realidade industrial procurou-se, neste capítulo mostrar uma aplicação para o leito fluidizado. Assim, neste capítulo aborda-se um pouco mais essa vertente industrial, aplicando os conhecimentos adquiridos sobre o leito a uma solução já existente com as naturais simplificações. Para tal, foram fundamentais os ensinamentos dados pelo Engenheiro João Manuel Beça, da empresa Innovactivity. Ele com a sua experiência, pôde orientar-nos pelo caminho certo, salientando aspectos mais práticos na concepção destes sistemas, assim como valores típicos.

É de salientar, que não se procurou fazer um estudo aprofundado dos sistemas de caldeiras a vapor, e mesmo os cálculos efectuados não foram feitos com o devido rigor num dimensionamento deste tipo. Nem esse era o nosso objectivo. Procurou mostrar-se que uma das aplicações para o sistema de leito fluidizado, consumindo biomassa (recurso abundante e desprezado) é o de produzir vapor à escala industrial que por sua vez produz electricidade.

Assim vai ser mostrado primeiramente um esquema dos vários elementos que constituem um leito. A seguir será explicado o método de cálculo utilizado no processo de acoplamento do leito a uma unidade de aproveitamento de vapor para possível produção de energia eléctrica.

4.1 Sistema global

Na Figura 4.1 é ilustrado o esquema simplificativo de um sistema em leito fluidizado. É constituído basicamente por um prato distribuidor, que servirá para a distribuição do caudal de ar e suporte do leito, um ventilador para alimentar o leito com o caudal de ar (como o caudal de ar necessário é elevado, a solução passará por recorrer a

um ventilador de potência e pressão estática disponível elevada). Fazem parte também do leito um alimentador de combustível, e o respectivo reservatório. Este sistema pode ser colmatado com a utilização de um tapete rolante, onde a madeira é transportada do silo para o reservatório. Foi também considerado a existência de um queimador a gás para elevar a temperatura inicial do leito até à temperatura de funcionamento. A extracção dos inertes é feita por um escape na parte superior do leito, sistema simples já que esta extracção acontece pela acção da gravidade.

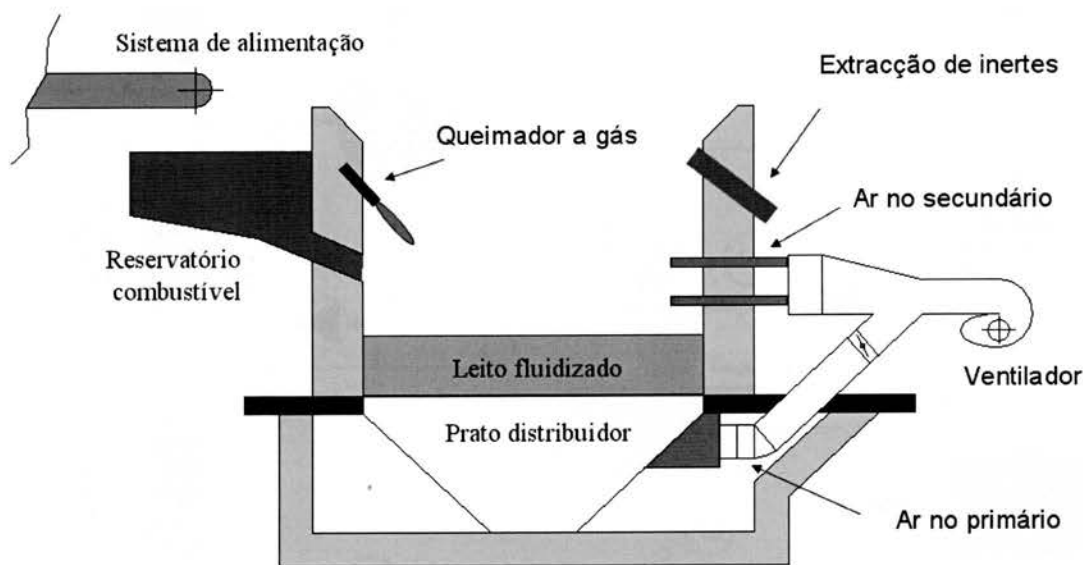


Figura 4.1: Esquema do leito fluidizado

Definida a parte do leito fluidizado, interessa agora saber como este sistema poderia ser acoplado a um sistema de produção de vapor para ser turbinado. Na Figura 4.2 pode observar-se um esquema ilustrativo desse mesmo sistema (caldeira para produção de vapor e possível geração de energia eléctrica, por exemplo).

Optou-se por uma caldeira aquotubular. Estas caldeiras apresentam um maior rendimento, maior quantidade de vapor gerado e maiores pressões de utilização comparativamente às caldeiras de tubos de fumo. O princípio é simples e consiste em fazer passar o fluido através de feixes de tubos (permutadores) que se localizam acima do leito, perpendicularmente ou não ao fluxo ascendente de gases quentes. A instalação seguirá um ciclo Rankine regenerativo e trabalhará entre a pressão máxima de 20 at com

uma temperatura de 350°C e a pressão mínima de 0,15 at. Foi considerado também uma tiragem para o desgasificador à pressão de 3 at.

Dada a complexidade que seria o dimensionamento de todos os periféricos ligados a uma instalação deste tipo foram efectuadas varias simplificações. Estas serão explicadas no decorrer do capítulo.

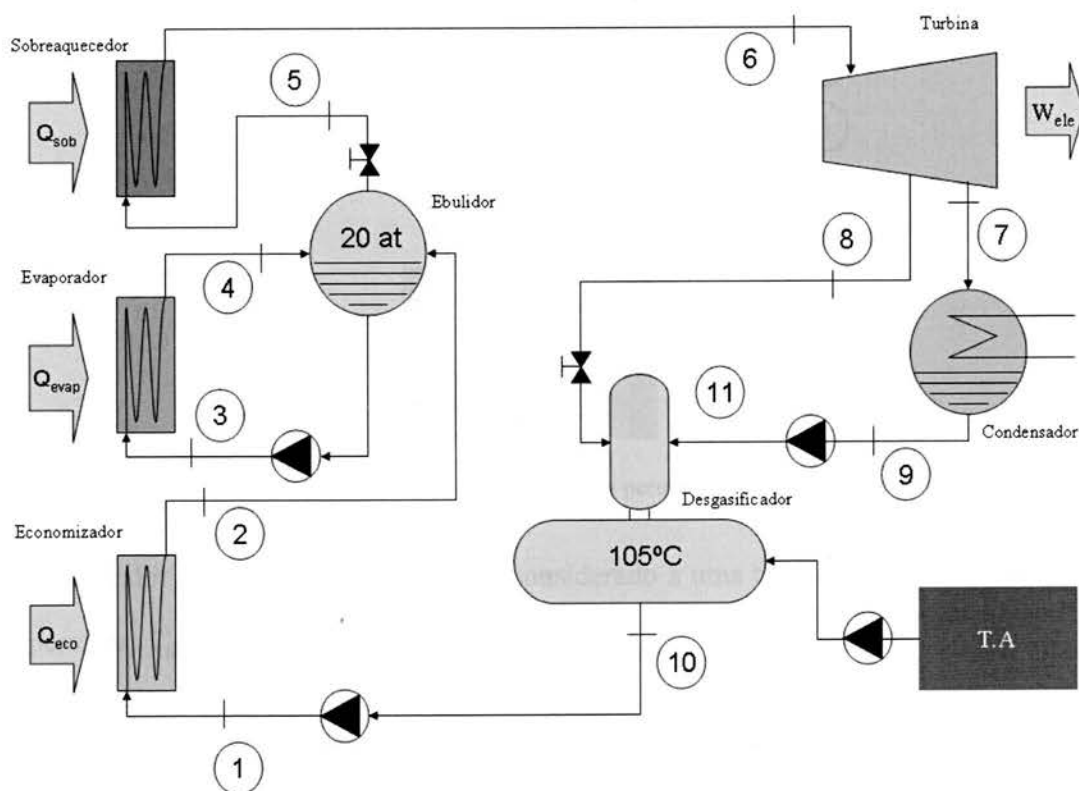


Figura 4.2:Esquema simplificado de uma central geradora de vapor

Para conhecer a potência calorífica transmitida pelo leito ao fluido nos diferentes permutadores (sobreaquecedor, evaporador e economizador) foi elaborado um balanço térmico (Eq. 56). A Figura 4.3 servirá para ajudar a interpretar os balanços efectuados. Assumiu-se que o calor dos gases que é transferido para os permutadores, embora isto não seja de todo verdade dado que existe sempre uma percentagem de perdas por radiação e convecção da ordem dos 2%. Foi também arbitrado uma temperatura de saída dos gases, $T_{gases\ 4}$, de 150 °C, valor típico para instalações deste tipo. O valor da temperatura dos gases de combustão à saída do leito é $T_{gases\ 1}$.

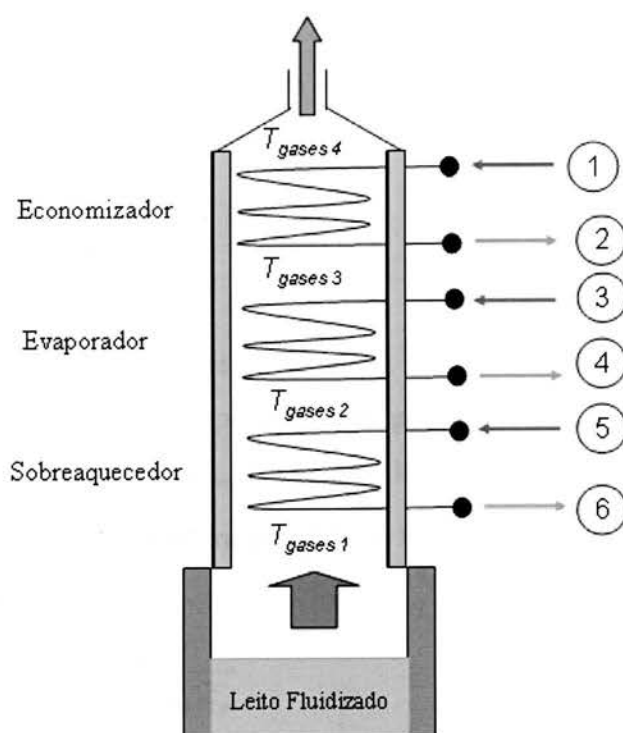


Figura 4.3: Esquema ilustrativo da localização dos permutadores ao longo da caldeira

O calor específico médio ($\tilde{c}_p$) foi considerado a uma temperatura média entre as temperaturas $T_{gases\ 1}$ e $T_{gases\ 4}$.

$$\dot{Q}_{total} = \dot{m}_{gasescomb} \tilde{c}_p (T_{gases\ 1} - T_{gases\ 4}) \quad \text{Eq. 56}$$

Tem-se assim a potência total transferida pelos gases no seu percurso ascendente. No passo seguinte é calculado o caudal de vapor que circula no ciclo (Eq. 57). Conhecido o estado do vapor à entrada da turbina, com temperatura (T_6) e pressão (P_6), e sendo h_1 o valor da entalpia à entrada do economizador e h_6 a entalpia à saída do sobreaquecedor, vem:

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{\dot{Q}_{total}}{(h_6 - h_1)} \quad \text{Eq. 57}$$

Assim chegou-se ao valor de 0,63 kg/s para o caudal de vapor. Conhecida esta variável, foi feito um novo balanço desta vez ao sobreaquecedor (Eq. 58). O ponto 5 encontra-se no estado de vapor saturado.

$$\dot{Q}_{sob} = \dot{m}_{vapor} (h_6 - h_5) \quad \text{Eq. 58}$$

A potência de sobreaquecimento é de 211,8 kW.

Segue-se o cálculo da temperatura dos gases na zona compreendida entre o sobreaquecedor e o evaporador, $T_{gases\ 2}$ (Eq. 59). Recorreu-se novamente ao $\tilde{c}_p$ entre a temperatura $T_{gases\ 1}$ e uma temperatura arbitrada de 800 °C.

$$(T_{gases\ 1} - T_{gases\ 2}) = \frac{\dot{Q}_{sob}}{\dot{m}_{gasescomb} \tilde{c}_p} \quad \text{Eq. 59}$$

A temperatura que se obtém com esta equação, $T_{gases\ 2}$, tem o valor de 809,6 °C. Verifica-se assim que a primeira temperatura arbitrada para o cálculo do $\tilde{c}_p$ é coerente. Faz-se agora o balanço ao evaporador (Eq. 60).

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{vapor} (h_4 - h_3) \quad \text{Eq. 60}$$

O ponto 3 situa-se à saída do ebulidor e logo com uma entalpia, h_3 , igual à do líquido saturado (h'). Como aproximação não foi considerado o efeito da bomba. A saída do evaporador, ponto 4 encontra-se sobre a linha de vapor saturado (h''). Note-se que não existe vapor no ponto 4 pois trata-se de uma caldeira de circulação forçada. A potência no evaporador é de 1193,8 kW. É necessário ainda conhecer a temperatura dos gases, $T_{gases\ 3}$. O procedimento utilizado é o mesmo que para o cálculo de $T_{gases\ 2}$, assumindo-se desta vez uma temperatura de 270 °C para o cálculo do $\tilde{c}_p$.

$$(T_{gases\ 2} - T_{gases\ 3}) = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{m}_{gasescomb} \tilde{c}_p} \quad \text{Eq. 61}$$

A $T_{gases\ 3}$ que resulta desta equação (Eq. 61) é de 282 °C.

A potência no economizador aparece de uma forma mais directa, visto que resulta da subtracção das potências do evaporador e do sobreaquecedor à potência total (Eq. 62).

$$\dot{Q}_{eco} = \dot{Q}_{total} - \dot{Q}_{sob} - \dot{Q}_{evap} \quad \text{Eq. 62}$$

O valor obtido para o economizador é de 290 kW. Com este valor e recorrendo à Eq. 63 é possível calcular o valor da entalpia de vapor no ponto 2, ponto situado à saída do economizador.

$$\dot{Q}_{eco} = \dot{m}_{vapor} (h_2 - h_1) \quad \text{Eq. 63}$$

Assim

$$h_2 = 901,747 \leq 903,93 \text{ kJ/kg}$$

Embora o valor esteja muito próximo da mudança de fase não haverá lugar a formação de vapor. Isto acontece pois a pressão no economizador é ligeiramente superior à do ebulidor (perdas de carga normais ou a introduzir).

Para efeito de verificação foi calculada $T_{gases\ 4}$, e o valor obtido é 149°C (Eq. 64). Dado que a temperatura imposta, é de 150 °C, verifica-se existir um erro inferior a 0,7 %.

$$(T_{gases\ 3} - T_{gases\ 4}) = \frac{\dot{Q}_{eco}}{\dot{m}_{gasescomb} \tilde{c}_p} \quad \text{Eq. 64}$$

Como seria de esperar a maior parte da potência transferida do caudal de gases quentes para o fluido ocorre no evaporador. É neste componente que se verifica a mudança de fase e que obriga à deslocação do ponto desde a linha de liquido saturado (h') até ao ponto de vapor saturado (h'') (Figura 4.6). Na tabela seguinte estão apresentados as diferentes potências.

Variável	Valor	Unidade
Potência transferida ao economizador	211,8	kW
Potência transferida ao evaporador	1193,8	kW
Potência transferida ao sobreaquecedor	290	kW
Potência total transferida pela caldeira	1695,6	kW

Tabela 4.1: Potências transferidas pela caldeira

Uma vez terminado a parte correspondente à caldeira, o próximo passo é executar um volume de controlo à turbina (Figura 4.4).

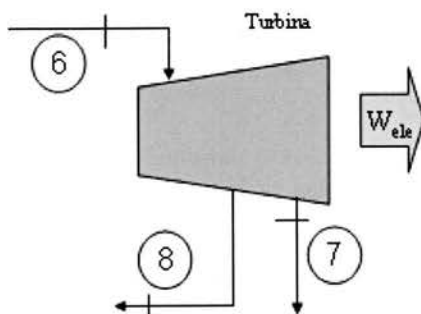


Figura 4.4: Representação do volume de controlo à turbina

As equações seguintes representam o balanço térmico na turbina:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 + \dot{m}_8 \quad \text{Eq. 65}$$

$$\dot{W}_{turbina} = (\dot{m}_7(h_6 - h_7) + \dot{m}_8(h_6 - h_8)) \quad \text{Eq. 66}$$

Para se obter h_7 e h_8 recorre-se ao facto de a turbina ser isentrópica. Considera-se numa primeira análise o valor de entropia s_6 igual a s_7 e s_8 . Através da consulta das tabelas termodinâmicas verifica-se que os pontos 7_s e 8_s se encontram na zona de vapor húmido. Calcula-se então o título do vapor saturado (Eq. 67).

$$x = \frac{s_{\text{ponto}} - s'}{s'' - s'} \quad \text{Eq. 67}$$

Conhecido o título do vapor para os diferentes pontos e com a equação seguinte (Eq. 68), pode definir-se a entalpia isentrópica deste pontos, h_{7s} e h_{8s} .

$$x = \frac{h_{\text{ponto}} - h'}{h'' - h'} \quad \text{Eq. 68}$$

Estes valores para as entalpias correspondem, como já tinha sido citado anteriormente, a um rendimento de 100%. Após uma consulta sobre valores típicos de rendimentos isentrópicos chega-se à conclusão que para turbinas de baixas potências o valor típico é de 0,64 (Frank M. White). A equação seguinte (Eq. 69) representa o cálculo das entalpias reais nos pontos 7 e 8.

$$\eta_{is} = \frac{h - h_r}{h - h_s} \quad \text{Eq. 69}$$

Segue-se o volume de controlo ao degasificador (Figura 5.5). Assume-se que o degasificador está a uma pressão de 1,5 at e que o sistema é adiabático. Para se definir a entalpia do ponto 11 recorreu-se ao conceito de bomba isentrópica. Isto é, as entropias no ponto 11 e 9 são aproximadamente iguais. Lê-se então h_{11} nas tabelas termodinâmicas. Foi também considerada a válvula de redutora de pressão como isentálpica.

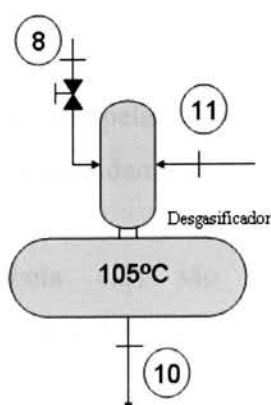


Figura 4.5: Representação do volume de controlo ao degasificador

Na realidade o degasificador necessitaria sempre de um caudal de água da rede (T.A) para suprimir as purgas e outros consumos de vapor assim como os sopradores, cuja finalidade é limpar o feixe de permutadores das cinzas e outras partículas inertes. Mas dado que neste dimensionamento foi considerado o regime permanente, estas perdas não foram levadas em conta.

$$\dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_8h_8 = \dot{m}_{10}h_{10} \quad \text{Eq. 70}$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_7 + \dot{m}_8 \quad \text{Eq. 71}$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_7 \quad \text{Eq. 72}$$

Assim sendo a massa de vapor, turbinada até à pressão 8, é de 0,05 kg/s enquanto que a massa de vapor no ponto 7 é de 0,58 kg/s. Conhecida a massa em 7 facilmente se calcula a potência retirada no condensador (Eq. 73).

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_7(h_9 - h_7) \quad \text{Eq. 73}$$

A potência requerida para a condensação do vapor à saída da turbina é de 1356,6 kW. A potência gasta pela bomba para elevar o fluido da pressão P_{10} até à pressão P_1 é calculada pela expressão seguinte:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_1(h_1 - h_{10}) \quad \text{Eq. 74}$$

Como era esperado, a potência despendida pela bomba, quando comparada com as outras potências em jogo, é desprezável (aproximadamente 1,5 kW).

Na tabela seguinte (Tabela 4.2) são apresentadas as características termodinâmicas dos diferentes pontos atrás calculados.

Ponto	Pressão absoluta(at)	Temperatura (°C)	Entalpia – h (kJ/kg)	Entropia – s (kJ/kg°K)
1	20	105	441,7	1,362
2	20	210	901,75	2,433
3	20	211,4	903,93	2,437
4	20	211,4	2798,88	6,348
5	20	211,4	2798,88	6,348
6	20	350	3135,076	6,9589
7	0,15	53,6	2563,4	6,9589
8	3	133	2855,36	6,9589
9	0,15	53,6	224,371	0,7670
10	1,5	105	440,2	1,363
11	1,5	55	230,1	0,767

Tabela 4.2: Características termodinâmicas dos pontos

Foram também desenhados os pontos num diagrama temperatura *versus* pressão (Figura 4.6). Esta figura é meramente explicativa da evolução do ciclo, isto é, não pretende ser uma representação rigorosa.

O ponto 1 é aquecido através da caldeira até ao estado de vapor sobreaquecido em 6. Uma percentagem do caudal vai ser turbinado até à pressão mais baixa, ponto 7, a outra é extraída no ponto 8 e direccionada para o desgasificador, passando primeiro pela válvula redutora de pressão. O ponto 9 representa o estado do líquido à saída do condensador. Por sua vez, o ponto 10, à saída do desgasificador, é uma mistura do estado característico do fluido no ponto 11 e do ponto 8 (depois de laminado).

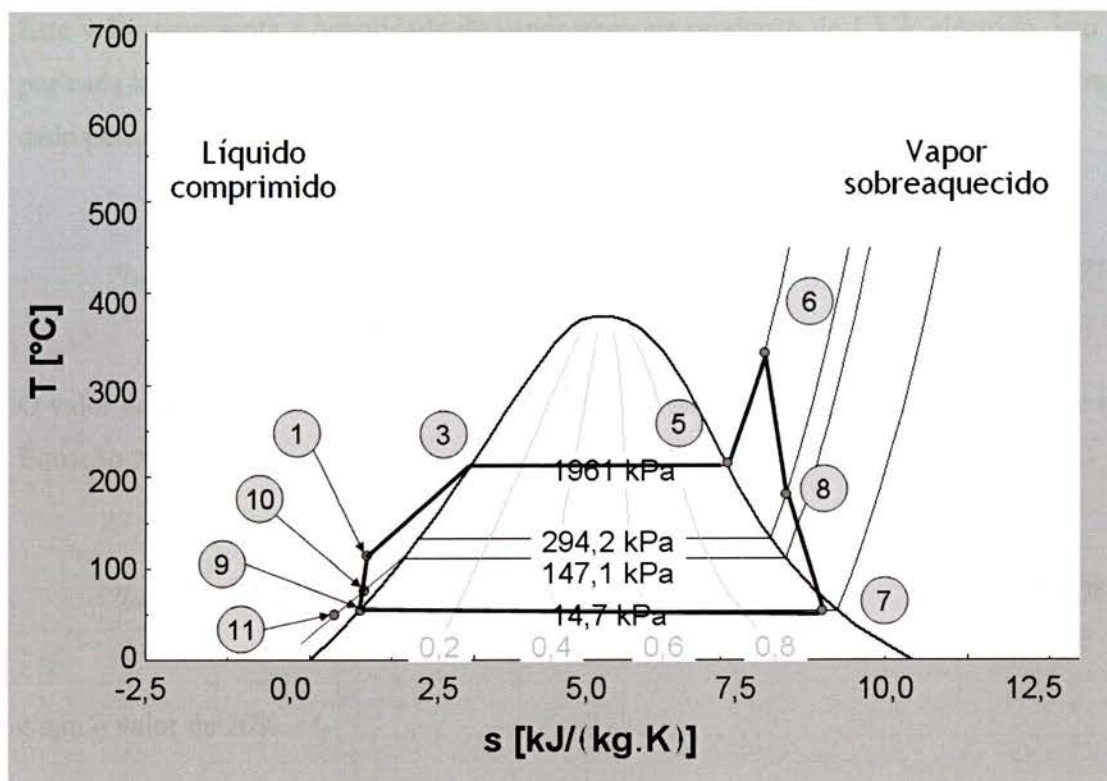


Figura 4.6: Diagrama T-s

Nota: 1 at=98066,5 Pa

O valor da potência turbinada, 345 kW, é ainda afectado de um rendimento electromecânico. Um valor típico para este rendimento é da ordem dos 96% (Eq. 75).

$$\dot{W}_{elec} = \eta \dot{W}_{turbina} \quad \text{Eq. 75}$$

Finalmente, poderá ser estimada a potência eléctrica gerada nesta instalação. Esta é aproximadamente 330 kW. Um outro parâmetro a salientar sobre esta unidade de potencial gerador de electricidade é o consumo específico da turbina ($ce_{especifico}$).

$$ce_{especifico} = \frac{\dot{m}_{vapor} 3600}{\dot{W}_{elec}} \quad \text{Eq. 76}$$

Este valor representa a quantidade de vapor gasta na produção de 1 kW eléctrico, isto é, por cada kW eléctrico produzido são gastos 6,48 kg de vapor. O rendimento da caldeira é dado pela equação seguinte:

$$\eta_{caldeira} = \frac{\dot{Q}_{total}}{\dot{m}_{comb} PCI} \quad \text{Eq. 77}$$

O valor deste rendimento é aproximadamente de 81%. O rendimento do ciclo aparece na Equação 78:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{bomba}}{\dot{Q}_{total}} \quad \text{Eq. 78}$$

e tem o valor de 20%.

Pode também calcular-se o rendimento de *Carnot*, que representa o rendimento máximo que se pode alcançar. Isto dá uma ideia geral do desempenho da instalação. O rendimento de uma máquina de *Carnot* pode ser expresso em função das temperaturas absolutas das duas fontes (temperatura de evaporação e de condensação):

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_{fria}}{T_{quente}} \quad \text{Eq. 79}$$

Nestas condições o rendimento de *Carnot* é de 33%. Por último têm-se o rendimento global:

$$\eta_{global} = \frac{\dot{W}_{ele}}{\dot{m}_{comb} PCI} \quad \text{Eq. 80}$$

O rendimento global representa a eficiência do ciclo desde a introdução do combustível na caldeira até à posterior produção de energia eléctrica, e tem para esta instalação o valor de aproximadamente 17%.

Variável	Valor	Unidades
Potência do condensador	1356,6	kW
Potência da turbina	345	kW
Potência eléctrica	330	kW
Potência da bomba	1,5	kW
Consumo específico	6,45	kg _{vapor} / kW _{electrico}
Rendimento da caldeira	81	%
Rendimento Carnot	33	%
Rendimento do ciclo	20	%
Rendimento global	17	%

Tabela 4.3: Quadro-resumo dos resultados para o sistema global

Conclusões

Embora estes rendimentos apresentem valores considerados baixos para este tipo de instalação, isso pode ser explicado pelo facto de se trabalhar com uma pressão de 20 at por se tratar de uma instalação de pequena dimensão. Em instalações maiores, a nível industrial, recorre-se normalmente a pressões de funcionamento maiores.

O rendimento global é mais baixo do que o esperado, pois para uma instalação deste tipo, um rendimento global bom seria na ordem dos 25%. Apesar disto existem vantagens neste tipo de configuração (pequenas instalações). Custo mais baixo destas turbinas, da instalação, menor manutenção, maior robustez e possibilidade de serem instaladas mais perto dos centros de recolha de biomassa.

Sugere-se também a possibilidade de aumentar o rendimento. Para isso deve-se minimizar o calor dissipado no condensador, recorrendo por exemplo a turbinas de contra pressão. Isto é, o vapor não é expandido até a pressão de condensação, mas sim até uma pressão mais alta, permitindo posterior utilização noutras aplicações (sendo a cogeração uma boa solução).

5 Referências Bibliográficas

Agarwal J. C., Davis W. L. Jr., and King D. T., *Chem. Eng. Progr.*, 58, 85 (Nov. 1962)

Botterill J. S. M., “*Fluid-bed heat transfer*”, (1975)

Brown G.G. et al., *Unit Operations*, John Wiley and Sons, New York, (1950)

Darton, R. C., La Nauze, R.D., Davidson, J.F. and Harrison D., *Trans. Inst. Chem. Engrs.*, 55, 274 (1977)

Davidson, J.F., Harrison, D., *Fluidized Particles*, Cambridge University Press, Cambridge (1963)

Ergun S., *Chem. Eng. Progr.*, 48, 89 (1952)

Geldart, D. - "Types of gas fluidization", *Powder Technology* 7: 285-292. (1973)

Geldart, D., *Gas Fluidization Technology*, John Wiley and Sons, Ltd, chapter 6 (1986)

Grohse E. W., *A. I. Ch. E. Journal*, 1, 361 (1955)

Kunii and Levenspiel, “*Fluidization Engineering*”, (1977)

Núñez-Regueira L., Rodríguez-Añón J. A., Proupín-Castiñeiras J., Núñez Fernández O., *Thermochimica Acta* 378, 9-25 (2001)

Pinchbeck P. H. and Popper F., *Chem. Eng. Sci.*, 6, 57 (1956)

Pinho, C., *Sebenta de Combustão*, (2001)

Quantachrome Poremaster for Windows

Richardson D. R., *Chem. Eng.*, 68, 83 (May 1, 1961)

Romero J. B. and Johanson L. N., *Chem. Eng. Progr. Symp. Series*, 58, (38) (1962)

Shirai T., *Fluidized Beds*, Kagaku-gijutsu-sha, Knazawa, (1958)

Smolders, K and J. Baeyens, *CHISA '96*, D8.3 [205], Prague (1996)

Wilhelm R. H. and Kwauk M., *Chem. Eng. Progr.*, 44, 201 (1948)

Anexos

Todos os cálculos foram efectuados através do *software EES – Engineering Equation Solver* e do *Microsoft Excel*.

Software EES

Permite uma combinação de capacidade de resolução de equações e dados de propriedades de engenharia, o que torna o *EES* uma ferramenta extremamente poderosa.

Permite resolver problemas, especialmente os problemas de projecto, e formular questões de tipo "o que acontece se". O *EES* pode efectuar optimização, análise paramétrica, regressão linear e não-linear, e fornece capacidade de plotagem com qualidade de publicação. Fácil de dominar, o programa permite introduzir as equações de qualquer forma e em qualquer ordem. O programa rearranja as equações e resolve da maneira mais eficiente.

O *EES* é particularmente útil em problemas de mecânica dos fluidos, pois muitos dos dados de propriedades necessários na solução de problemas nessa área são fornecidos pelo programa. O *EES* contém tabelas de ar, bem como funções psicrométricas e tabelas de dados para muitos gases comuns. Propriedades de transporte também são fornecidas para todas as substâncias.

Microsoft Excel

O *Microsoft Excel* é uma ferramenta bastante poderosa que permite a manipulação de dados e que permite tirar proveito da grande capacidade cálculo dos computadores.

É uma aplicação que permite trabalhar num ambiente de Folhas de Cálculo para:

- Armazenar constantes
- Utilizar fórmulas
- Utilizar funções estatísticas, financeiras, matemáticas, ...
- Imprimir dados
- Preenchimento automático de séries

- Gerir dados
- As tabelas dinâmicas
- A utilização de subtotaís
- Tabelas de simulação
- Cenários
- O *Solver*
- Criar gráficos
- Formatação avançada de gráficos
- Criar e utilizar macros
- Ligações com as restantes aplicações do *Office*
- Importar texto do *Word*
- Importar informação de uma base de dados



Programa Operacional Ciência e Inovação 2010

MINISTÉRIO DA CIÊNCIA, TECNOLOGIA E ENSINO SUPERIOR



FACULDADE DE ENGENHARIA
UNIVERSIDADE DO PORTO

BIBLIOTECA



0000105255