

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A RELAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR RENATO FERNANDES

..... E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 28 / 09 / 2007


.....
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Renato Fernandes

Metodologia de Projeto de Queimadores à Jato
Para Fornos de Clínquer

Campinas, 2007.

Renato Fernandes

Metodologia de Projeto de Queimadores à Jato Para Fornos de Clínquer

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Orientador: Waldir Antônio Bizzo

Campinas
2007.

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

F391m Fernandes, Renato
 Metodologia de projeto de queimadores a jato para
 fornos de clínquer / Renato Fernandes. --Campinas, SP:
 [s.n.], 2007.

 Orientador: Waldir Antônio Bizzo.
 Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de
 Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

 1. Fornos. 2. Combustão. 3. Fornos - Combustão. 4.
 Chama (Combustão). I. Bizzo, Waldir Antônio. II.
 Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
 Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Design methodology of jet burners for clinker kiln
Palavras-chave em Inglês: Kilns, Combustion, Kilns - Combustion, Flame
 (Combustion)

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Kamal Abdel Radi Ismail, Carlos Alberto Gurgel Veras

Data da defesa: 28/09/2007

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E FLUIDOS

Tese de Mestrado

**Metodologia de Projeto de Queimadores à Jato
Para Fornos de Clínquer**

Autor: Renato Fernandes
Orientador: Waldir Antônio Bizzo



Prof. Dr. Waldir Antônio Bizzo, Presidente.
Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail
Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. Carlos Alberto Gurgel Veras
Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade de Brasília

Campinas, 28 de setembro de 2007.

Dedicatória

À Laura

Agradecimentos

Ao meu orientador , Prof. Waldir A.Bizzo, pelo grande apoio na elaboração deste trabalho.

A minha esposa Patricia, minha filha Laura e minha mãe Shirley.

Aos meus amigos da Universidade de Uberlândia, Ubirajara Coutinho, Adilson Assis, Vanessa Mendes Santos.

*O que é feito com tempo,
o tempo respeita*

Resumo

Fernandes, R. *Metodologia de Projeto de Queimadores à Jato Para Fornos de Clínquer*.

Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2007. 351 p. Dissertação (Mestrado)

Os queimadores a jato são caracterizados pela elevada quantidade de movimento na direção axial e elevada potência, estes queimadores são muito empregados em fornos rotativos, principalmente na indústria do cimento e da calcinação. O projeto de queimadores a jato é realizado usualmente aproximando o escoamento de ar primário no queimador por um modelo de escoamento compressível isentrópico em um bocal, esta aproximação leva a elevada divergência entre o projeto e a performance do equipamento em operação. Nesta tese foram desenvolvidos e empregados modelos de escoamento compressível com atrito, troca de calor e variação de área de seção para o escoamento do ar primário no interior do queimador, esta modelagem permite integrar todo o projeto do queimador desde a especificação de motores, sopradores, simulação da rede de tubos que compõe queimador, incluindo o manifold, válvulas de controle, placas de orifício, mangotes etc, inclusive relacionando o escoamento do ar primário com o jato formado pelo queimador através do emprego e também do desenvolvimento de índices aerodinâmicos que representem o jato. Os pontos de inovação incluem além da modelagem proposta também o desenvolvimento de modelo para escoamento em swirlers, aplicação da lei de Crocco em escoamentos com mudança súbita de área de seção, aplicação de modelos de entrainment etc. A modelagem matemática proposta foi empregada no desenvolvimento de um sistema computacional na qual foi usado para simular diversos queimadores em escala industrial, e as simulações obtidas foram comparadas com as medições de campo realizadas nos queimadores. Os resultados das simulações foram muito representativos com divergências de no máximo 5,0 % entre as propriedades do escoamento simuladas com as propriedades mensuradas, por exemplo, pressão, temperatura, vazão etc.

Palavras Chave:

Queimador a Jato, Combustão, Forno Rotativo, Forno Cimento, Escoamento Compressível, Jatos.

Abstract

Fernandes, R. *Metodologia de Projeto de Queimadores à Jato Para Fornos de Clínque*. Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2007. 351 p. Dissertação (Mestrado)

Jet burners are characterized by their high power and their high momentum in the axis direction. For that reason, these burners are widely used in rotary kilns, especially in the cement and calcination industry. The project of jet burners is based on the approximation of the primary air flow in the burner, through the development of an isentropic compressible flow model for one nozzle. This approximation leads to high differences between the project and the actual performance of the equipment. For the purposes of this thesis, models of compressible flow with friction, heat exchange and variable cross section area for primary air flow inside the burner were developed and applied. The application of these models makes possible the integration of the whole burner project, i.e. specification of motors, blowers, and the simulation of the burner's tubing system, which comprises manifold, control valves, orifices flow meters, hoses, etc. These models also provides means to relate the primary air flow to the jet formed by the burner, through the application and development of aerodynamic indexes that represent the jet. Besides proposed modeling techniques, innovations in this thesis include the development of a model for representing flow in swirlers, an application of the Crocco law for flow through sudden changing cross sections, application of entrainment models, etc. Mathematical modeling was applied in the development of a computational system, which was used to simulate diverse industrial burners. Resulting simulations were compared with measures taken from actual burners. Results obtained were highly representative, showing a variance of 5.0% at the most between simulated flow properties and measured properties, i.e. pressure, temperature, flow rate, etc.

Key Words:

Jet Burner, Combustion, Rotary Kiln, Cement Kiln, Compressible Flow, jets

SUMÁRIO

1	Capítulo 01 - Introdução ao objeto de estudo e objetivos da Tese.....	1
2	Capítulo 02 - Queimadores à Jato – Estado da Arte.....	6
2.1	<i>Processo de Fabricação de Cimento:.....</i>	<i>6</i>
2.2	<i>Reações Químicas do Processo de Clinquerização:.....</i>	<i>12</i>
2.3	<i>Formação da Chama e Interação com Processo de Clinquerização.....</i>	<i>19</i>
2.3.1	<i>Formação da Chama.....</i>	<i>19</i>
2.3.2	<i>Interação da Chama com o Processo de Clinquerização:.....</i>	<i>22</i>
2.4	<i>Queimadores:.....</i>	<i>27</i>
2.4.1	<i>Swirlax – FL Smidth.....</i>	<i>28</i>
2.4.2	<i>Pyrojet – KHD Humboldt Wedag (Alemanha).....</i>	<i>29</i>
2.4.3	<i>Rotaflam – Pillard (França).....</i>	<i>32</i>
2.4.4	<i>Duoflex FL Smidth (Dinamarca).....</i>	<i>35</i>
2.4.5	<i>M.A.S Burner Unitherm (Austria).....</i>	<i>38</i>
2.4.6	<i>Queimador C.Greco (Brasil).....</i>	<i>40</i>
2.4.7	<i>Queimador COMBUSTECH (Brasil).....</i>	<i>42</i>
3	Capítulo 03 - Aerodinâmica de Queimadores e Jatos.....	47
3.1	<i>Quantidade de movimento de Jatos:.....</i>	<i>47</i>
3.2	<i>Quantidade de movimento do ar secundário:.....</i>	<i>50</i>
3.3	<i>Quantidade de movimento específica:.....</i>	<i>52</i>
3.4	<i>Índice de Rigidez:.....</i>	<i>54</i>
3.5	<i>Índice de Rotação:.....</i>	<i>55</i>
3.6	<i>Índice de Rotação total do queimador:.....</i>	<i>60</i>
3.7	<i>Índice de Rotação Global do forno.....</i>	<i>61</i>
3.8	<i>Entrainment:.....</i>	<i>63</i>
4	Capítulo 04 - Estratégias de Dimensionamento de Queimadores à Jato.....	71
4.1	<i>Objetivos de otimização dos queimadores.....</i>	<i>83</i>
5	Capítulo 05 – Introdução: escoamento Interno Compressível e Incompressível.....	85
5.1	<i>Equações Gerais do Escoamento em Volume de Controle:.....</i>	<i>86</i>
5.2	<i>Escoamento Incompressível:.....</i>	<i>87</i>
5.3	<i>Escoamento Compressível:.....</i>	<i>88</i>
5.4	<i>Propriedades de Estagnação:.....</i>	<i>90</i>
5.5	<i>Escoamento Bloqueado – “Sonic Choking”:.....</i>	<i>91</i>
6	Capítulo 06 - Escoamento Interno Viscoso Incompressível.....	100
6.1	<i>Balanco de Energia no escoamento em Tubos.....</i>	<i>101</i>
6.2	<i>Determinação das Perdas de Cargas.....</i>	<i>103</i>

6.2.1	Perdas de cargas distribuídas.....	103
6.2.2	Perdas de Carga Localizadas:.....	106
6.2.2.1	Expansões e Contrações:	107
6.2.2.2	Curvas.....	108
6.2.2.3	Curvas Segmentadas:.....	117
6.2.2.4	Válvula Borboleta.....	119
6.2.2.5	Tês – T para Manifolds.....	122
6.2.2.6	Placas de Orifício – Perda de carga	123
7	Capítulo 07 - escoamento Interno Compressível Adiabático com Atrito em Duto de área de Seção Constante.....	125
7.1	<i>Escoamento em Seção Constante com Atrito.....</i>	<i>126</i>
7.2	<i>Análise do Modelo Matemático:.....</i>	<i>129</i>
7.3	<i>A linha de Fanno:.....</i>	<i>133</i>
7.4	<i>Escoamento com atrito precedido por um bocal isentrópico:.....</i>	<i>135</i>
8	Capítulo 08 - escoamento Interno Compressível Adiabático com Atrito em Dutos de Seção Variável. 137	
8.1	<i>Desenvolvimento do Modelo.....</i>	<i>137</i>
8.2	<i>Solução Simultânea do Sistema de EDOs.....</i>	<i>144</i>
8.3	<i>Escoamento Compressível no Swirler.</i>	<i>146</i>
8.3.1	Modelo de Haidar.....	146
8.3.2	Modelo de Lefebvre.....	150
9	Capítulo 09 - escoamento Compressível com Atrito e Troca de Calor em Dutos de Seção Constante. 151	
9.1	<i>Justificativa do Modelo.....</i>	<i>151</i>
9.2	<i>Desenvolvimento do Modelo.....</i>	<i>152</i>
9.3	<i>Modelo de Transferência de calor em cilindro.....</i>	<i>160</i>
9.3.1	Condução Térmica:	161
9.3.2	Convecção:.....	163
9.3.3	Radiação Térmica:	167
9.4	<i>Dilatação térmica Linear e Radial.....</i>	<i>169</i>
9.5	<i>Sistemas de Equações Diferenciais e Método Numérico.</i>	<i>169</i>
10	Capítulo 10 - escoamento Compressível em Expansões e Contrações Abruptas.....	174
10.1	<i>Propriedades de Estagnação.</i>	<i>179</i>
10.2	<i>Método Numérico.....</i>	<i>180</i>
10.3	<i>Aplicação da Equação de Crocco nos escoamentos Abruptos.....</i>	<i>181</i>
11	Capítulo 11 - Correlações para Fator de Atrito em escoamento Incompressível & Compressível: ...	184
11.1	<i>Correlações de Fator de Atrito para escoamentos Internos Incompressíveis.....</i>	<i>185</i>
11.1.1	Equações explícitas simples, por El-Emam (1997) e Fox (2001):	185
11.1.2	Equações explícitas derivadas numericamente de precisão intermediária:	186
11.1.3	Equações Explícitas numericamente derivadas de alta precisão:	187
11.1.4	Correlações Explícitas simples por Ouyang (1995) e Churchill (1994).....	188
11.2	<i>Correção do fator de atrito em escoamentos com transferência de calor:.....</i>	<i>191</i>

11.3	<i>Fator de Atrito para escoamentos internos turbulentos compressíveis</i>	194
11.3.1	<i>Análise do Fator de Atrito De Chant</i>	195
11.4	<i>Fator de Atrito em Dutos não Circulares:</i>	197
12	Capítulo 12 - Resultados	202
12.1	<i>Validação dos modelos de fatores de atrito e diâmetro característico</i>	203
12.2	<i>Validação dos métodos para correção do fator de atrito com transferência de calor</i>	207
12.3	<i>Validação do modelo de fator de atrito escoamento compressível x fator de atrito escoamento incompressível</i>	209
12.4	<i>Validação da influência da determinação do Diâmetro usado no modelo de fator de atrito: Diâmetro hidráulico x Diâmetro efetivo</i>	211
12.5	<i>Validação dos modelos para swirlers e válvulas borboletas</i>	213
12.6	<i>Validação do modelo de escoamento para restrição súbita x restrição dentada</i>	217
12.7	<i>Análise do efeito da rugosidade</i>	223
12.8	<i>Análise da influência da relação entre a transferência de calor e o tempo de residência do fluido sobre a adoção de modelo adiabático ou não adiabático</i>	225
12.9	<i>Validação e comparação entre a modelagem proposta e a modelagem isentrópica usualmente empregada</i>	227
12.10	<i>Validação das simulações de queimadores a jato com escoamento adiabático com medições de campo</i> 229	
12.11	<i>Validação das simulações de queimadores a jato com escoamento não adiabático com medições de campo</i>	232
12.12	<i>Validação da % de ar primário simulada com a % de ar primário mensurada</i>	240
12.13	<i>Validação entre a temperatura do ar primário simulada e mensurada</i>	241
12.14	<i>Comparação entre as simulações adiabáticas e não adiabáticas</i>	241
12.14.1	<i>Comparação queimador CD operando adiabaticamente (CD-A) e não adiabaticamente (CD-NA)</i>	242
12.14.2	<i>Comparação queimador CP operando adiabaticamente (CP-A) e não adiabaticamente (CP-NA)</i>	248
12.15	<i>Perfis de Pressão, velocidade, Número de Mach e temperatura ao longo dos queimadores em operação não adiabática</i>	253
12.15.1	<i>Queimador NP-NA:</i>	253
12.15.2	<i>Queimador CR-NA</i>	257
12.15.3	<i>Queimador GG-NA:</i>	261
12.15.4	<i>Queimador CD2-NA</i>	264
12.16	<i>Entrainment</i>	267
12.16.1	<i>Análise dos modelos para entrainment</i>	270
12.17	<i>Análise das relações entre geometria dos furos canal externo e entrainment e perda de carga</i>	272
12.18	<i>Índices aerodinâmicos:</i>	276
12.18.1	<i>Índices aerodinâmicos dos queimadores em operação adiabática:</i>	278
12.18.2	<i>Índices aerodinâmicos dos queimadores em operação não adiabática:</i>	282
12.18.3	<i>Relação entre os índices fluidodinâmicos da chama e a desempenho do forno</i>	284
12.19	<i>Análise entre a modelagem baseada em volume de controle e CFD</i>	287
13	Capítulo 13 - Conclusões e Recomendações	289
13.1	<i>Conclusões</i>	289

13.2	Recomendações para novos estudos	293
	Referências Bibliográficas.....	294
	Anexo I - Correlação Pressão-Temperatura Soprador.....	301
	Anexo II - Correlações de Propriedades Físicas.....	302
	Anexo III - Análise das Incertezas das medições.....	305
	Apêndice A - Descrição dos instrumentos de medição.....	308
	Apêndice B - Descrição das listagens que mostram a geometria dos queimadores.....	312
	Apêndice C - Geometria Queimador GG.....	314
	Apêndice D - Geometria Queimador CR.....	320
	Apêndice E - Geometria Queimador CP.....	326
	Apêndice F - Geometria Queimador CD.....	333
	Apêndice G - Geometria Queimador CD2.....	340
	Apêndice H - Geometria Queimador NP.....	346

Sumário dos principais índices aerodinâmicos.

Índice	Equação	Pág.
Entrainment	3.41	69
Índice de rigidez	3.14	54
Índice de rotação	3.15	55
Índice de rotação global do forno	3.33	62
Índice de rotação total do queimador	3.32	60
Potência do queimador	3.12	53
Quantidade de movimento angular	3.19	57
Quantidade de movimento axial	3.4	48
Quantidade de movimento axial total do queimador	3.6	49
Quantidade de movimento do ar secundário	3.10	51
Quantidade de movimento específica	3.13	53

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 2.1: Planta de clínquerização, PSP Engineering (2004)	8
Fig. 2.2: Esquema de forno de clínquerização modelo SLC FL-Smidth, FLSmidth (2004).	10
Fig. 2.3: circuitos de sólidos e gases no forno modelo DD Process Kobe Steel, forno com calcinador para 3.000 t/d clínquer, Kobe Steel (2004).....	11
Fig. 2.4: circuitos de sólidos e gases no forno modelo SLC FL Smidth, modelo com capacidade na faixa de 3.000-12.000 t/d clínquer, FLSmidth (2004).....	12
Fig. 2.5: Perfis de Reações em fornos de clínquerização, adaptado de Humboldt Wedag (2000).18	
Fig. 2.6: descrição de uma chama de forno de clínquerização, conforme Smart (1999).	19
Fig. 2.7: Parte superior, combustível exterior ao swirler; parte inferior queimador AASB, com combustível interno ao swirler. IFRF (1991).	21
Fig. 2.8: Influência da aerodinâmica do ar secundário sobre a chama. Process Simulations (2005).	22
Fig. 2.9: Fotos superiores: queimador inadequado para operação com 100 % de óleo ultraviscosos 2 A. fotos inferiores: queimador (CD-NA) adequado com 50 % de óleo ultraviscoso e 50 % de petcoke (10 % de voláteis).	23
Fig. 2.10: Efeito da chama e principais reações do ciclo de voláteis do forno, Sutou (1999).	26
Fig. 2.11: Queimador de forno rotativo de clínquerização, modelo swirlax FL-Smidth, FLSmidth (2003).	27
Fig. 2.12: Queimador Pyrojet . Humboldt Wedag (2005).....	29
Fig. 2.13: Resultados de redução de emissão de NOx com o emprego do pyrojet, Bauer (1990).31	
Fig. 2.14: Queimador Rotaflam com canais para diversos resíduos industriais sólidos e líquidos e biomassas, Pillard (2005)	32
Fig. 2.15: Queimador Rotaflam para carvão, combustíveis líquidos e gasosos, onde que os canais podem ser recuados, ou seja, não ficam faceados. Pillard (2005).....	33
Fig. 2.16: Formação de Zona Interna de Recirculação por Bluff Body, Chigier e Beér (1972)	34
Fig. 2.17: Queimador Rotaflam para combustíveis líquidos e gasosos. Pillard (2005)	34
Fig. 2.18: Chama de queimador Pillard dentro de um forno rotativo, Pillard (2005)	35
Fig. 2.19: Queimador Duoflex, FLSmidth (2004)	35
Fig. 2.20: Detalhe interno queimador Duoflex , FLSmidth (2004).....	36
Fig. 2.21: Queimador Duoflex, distribuição dos canais. FLSmidth (2004).	36
Fig. 2.22: Área de saída do queimador Duoflex é ajustável, FLSmidth (2004).....	37
Fig. 2.23: MAS Burner, Unitherm (2005).....	38
Fig. 2.24: MAS burner para LGF, Unitherm (2005).....	39
Fig. 2.25: Esquema Queimador C.Greco	41
Fig. 2.26: Ponta do queimador C.Greco	41
Fig. 2.27: Queimador C.Greco em processo de aquecimento de um forno rotativo	42
Fig. 2.28: Queimador C.Greco em operação.....	42
Fig. 2.29: ponta queimador COMBUSTECH, Patentes requeridas: Fernandes (março 2002), Fernandes (Junho 2002), Fernandes (Novembro 2003) e Fernandes (Março 2005).....	43
Fig. 2.30: Imagens temperatura casco do forno, obtidas por escaneamento infravermelho.	46
Fig. 3.1: Queimador multicanais	49
Fig. 3.2: simulação em CFD de um forno com resfriador grelha, , Process Simulations LTD (2005).	52
Fig. 3.3: forno com resfriadores satélites presos ao casco do forno.....	52
Fig. 3.4: simulação da “chama” . FCTinternational (2005)	55

Fig. 3.5: swirler tipo rosácea, empregado e queimadores de fornos rotativos	56
Fig. 3.6: turbinas QTD Rolls Royce em aviões Civis Boeing 777, os cortes nas saída da turbina visam a redução de ruído de até 17 dB. Ruffles (2003)	64
Fig. 3.7: turbina modelo F119-PW-100, Pratt & Whitney sob teste, observe o bocal de saída na seção quadrada, com cortes, com o objetivo de se elevar entrainment e reduzir ruídos. A referência da foto: The Aeronautical Journal (2000)	64
Fig. 3.8: Configurações de bocais testados por Zaman (1999) a) formato do interior do bocal, b) geometrias de saída do bocal com e sem tabs, c) geometria do tab, d) orifício de saída	65
Fig. 3.9: fotografia Schlieren de bocais retangulares com e sem tabs, Zaman (1999).....	65
Fig. 3.10: Foto Schlieren de jato de bocal circular com e sem tabs, com $M=1,63$, Zaman (1999)	66
Fig. 3.11: entrainment em função da distância normalizada do bocal, para diversas geometrias de bocais, a) $M=0,3$; b) $M=0,95$ e c) $M=1,63$, Zaman (1999)	67
Fig. 4.1: Lay out básico do sistema de queima – queimador à jato	73
Fig. 4.2: Corpo do queimador	78
Fig. 4.3: detalhe geral ponta queimador e suas peças	79
Fig. 4.4: Peças 1 e 2 que compõe o canal externo.....	80
Fig. 4.5: Peças 3 e 4 que compõe o canal de ar de rotação, swirler.	81
Fig. 4.6: Peça 5 em conjunto com a peça 4 compõe o canal interno.....	81
Fig. 4.7: Queimador Combustech (denominação GG-NA), Patentes requeridas: Fernandes (março 2002), Fernandes (Junho 2002), Fernandes (Novembro 2003) e Fernandes (Março 2005).	82
Figura. 4.8: Detalhe interno dos furos do canal de ar externo (axial) do queimador Combustech, denominado GG-NA. Patentes requeridas: Fernandes (março 2002), Fernandes (Junho 2002), Fernandes (Novembro 2003) e Fernandes (Março 2005).	82
Fig. 4.9: Detalhe do swirler de aletas empregado no queimador Combustech, denominado GG-NA Patentes requeridas: Fernandes (março 2002), Fernandes (Junho 2002), Fernandes (Novembro 2003) e Fernandes (Março 2005).....	83
Fig. 5.1: Qualquer um destes pontos podem resultar em bloqueio sônico.....	93
Fig. 5.2: Jato de ar, figura superior com $Mach=1,5$ na saída do bocal, com ondas de choque oblíquas. A figura central com $Mach=1$ na saída do bocal, ondas de choque oblíquas seguidas por ondas de choque normais e figura inferior com $Mach=0,9$ na saída do bocal, sem a presença de ondas de choque (Papamoschou, 2004).	94
Fig. 5.3: ondas de choque oblíquas combinadas com ondas de choque normal na parte divergente de um bocal convergente divergente, provocando o descolamento da camada limite. Papamoschou (2004).....	95
Fig. 6.1: Volume de controle para aplicação do balanço de energia no escoamento em tubos ..	101
Fig. 6.2: Gráfico de Moody, Fator de atrito para escoamento completamente desenvolvido em tubos circulares, Moody (1944).	104
Fig. 6.3: Esquema da curva para aplicação do método de Miller (1990) para determinação de K	109
Fig. 6.4: determinação de K^0 pelo método de Miller (1990), Perry (1997).....	110
Fig. 6.5: determinação de C_{Re} pelo método de Miller (1990), Perry (1997).....	111
Fig. 6.6: determinação de C_0 pelo método de Miller (1990), Perry (1997)	111
Fig. 6.7: Comprimento equivalente para curvas com 2 segmentos Fox (2001).....	117
Fig. 6.8: Comprimento equivalente para curvas seguímentadas de 90 graus, Sakiadis (1984) ...	118
Fig. 6.9: Válvula Borboleta.....	119

Fig. 12.5: Influência da correção do fator de atrito com a transferência de calor em relação ao erro global da pressão canal externo simulada no queimador com a pressão mensurada.	209
Fig. 12.6: Localização da válvula borboleta do canal tangencial do queimador CD2-NA ..	216
Fig. 12.7: influência do tipo de peça de constrição x modelo de escoamento isentrópico x método de Crocco e escoamento compressível com atrito e mudança de área de seção.	218
Fig. 12.8: efeito do comprimento da constrição com dentes sobre a pressão do canal externo do queimador CD-A, no comprimento = 0, a peça se refere a constrição súbita.	219
Fig. 12.9: Relação entre Número de Mach e os erros no modelo de Crocco para escoamento em constrições súbitas.	222
Fig. 12.10: Velocidades nas partes do queimador CD operando em condições adiabática e não adiabática.	245
Fig. 12.11: Número de Mach nas partes do queimador CD operando em condições adiabática e não adiabáticas.	245
Fig. 12.12: Temperaturas nas partes do queimador CD operando em condições adiabática e não adiabáticas.	246
Fig. 12.13: Pressões no queimador CP em operação adiabática e não adiabática	248
Fig. 12.14: Velocidades queimador CP operação adiabática e não adiabática	250
Fig. 12.15: Número de Mach queimador CP operação adiabática e não adiabática	251
Fig. 12.16: Temperatura queimador CP operação adiabática e não adiabática.....	251
Fig. 12.17: Pressão ao longo das partes do queimador NP-NA	253
Fig. 12.18: Velocidade nas partes do queimador NP-NA	255
Fig. 12.19: Número de Mach nas partes do queimador NP-NA	255
Fig. 12.20: Temperatura partes queimador NP-NA	257
Fig. 12.21: Pressão ao longo das partes do queimador CR-NA	257
Fig. 12.22: Velocidade nas partes do queimador CR-NA.....	259
Fig. 12.23: Número de Mach nas partes do queimador CR-NA	259
Fig. 12.24: Temperatura partes queimador CR-NA	260
Fig. 12.25: Pressão ao longo das partes do queimador GG-NA	261
Fig. 12.26: Velocidades nas partes queimador GG-NA.....	262
Fig. 12.27: Número de Mach nas partes do queimador GG-NA.....	263
Fig. 12.28: Temperatura partes do queimador GG-NA.	263
Fig. 12.29: Pressão ao longo das partes do queimador CD2-NA.....	264
Fig. 12.30: Velocidades nas partes queimador CD2-NA	265
Fig. 12.31: Número de Mach nas partes do queimador CD2-NA.....	266
Fig. 12.32: Temperatura partes do queimador CD2-NA.....	266
Fig. 12.33: Entrainments e perfis de velocidade do jato dos queimadores CD-A e CP-A	267
Fig. 12.34: Perfil de entrainment e velocidade do jato para os queimadores em operação não adiabática.....	268
Fig. 12.35: Perfil de velocidades jato queimador e ar secundário ao longo de um forno, obtido por simulação em CFD. Greco (1995).....	269
Fig. 12.36: Simulação entrainment O2 em forno de cal. Process Simulations (2005).....	270
Fig. 12.37: Mostra a relação do entrainment slot/entrainment canal circular de acordo com o modelo de Singh, para os queimadores CD-A e CP-A.	271
Fig. 12.38: Relação entre perda de carga do furo e seu diâmetro efetivo, para as geometrias simuladas na tabela 12.41.....	275
Fig. 12.39: Esquerda queimador original – Direita queimador CD-NA	286

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1: composição química média do clínquer, Holcim (2001).	13
Tabela 2.2: Fases majoritárias do clínquer	13
Tabela 2.3: Reações de clinquerização e faixas de temperatura para a ocorrência. Holcim (2001)	14
Tabela 2.4: Entalpia de reação aproximada de clinquerização. Holcim (2001).	15
Tabela 2.5: Características dos fornos referentes a figura 2.5. Humboldt Wedag (2000)	17
Tabela 2.6: Balanço de energia genérico e simplificado de um forno. Holcim (2001)	17
Tabela 3.1: referências de quantidade de movimentos específicas pra diversas classes de combustíveis.....	53
Tabela 6.6.1: Rugosidade para tubos de materiais comuns, Moody (1944) e Fox (2001).....	105
Tabela 6.6.2: Faixa de rugosidade e rugosidade média recomendada para diversos materiais, Ward- Smith (1980)	105
Tabela 6.6.3: método de Hopper para determinação de perda de carga em contrações e expansões.	108
Tabela 6.4: Comprimento equivalente para curvas de dois seguimentos	118
Tabela 6.5: coeficientes K para Tê curvo, Macintyre (1990).....	122
Tabela 6.6: coeficientes K para Tê reto, Macintyre (1990).	123
Tabela 7.1: Mudança nas variáveis em virtude do atrito no escoamento compressível adiabático em duto de seção constante, onde (+) crescente e (-) decrescente.	131
Tabela 12.1: Pressões dos canais externo e tangencial doa queimadores CD-A e CP-A usadas na determinação do erro dos modelos de fator de atrito de Wood.....	206
Tabela 12.2: resumo dos erros dos modelos sobre as simulações adiabáticas dos queimadores CD-A e CP-A	206
Tabela 12.3: comparação simulação usando fator de atrito deChant (compressível) e Churchill I (incompressível)	210
Tabela 12.4: aberturas das válvulas em função do modelo de fator de atrito adotado.....	210
Tabela 12.5: Influência da determinação do diâmetro a ser usado no modelo de fator de atrito sobre a simulação do queimador CD-A	211
Tabela 12.6: Influência da determinação do diâmetro a ser usado no modelo de fator de atrito sobre a simulação do queimador CP-A.....	212
Tabela 12.7: comparação entre os modelos de perda de carga em válvula borboleta e no swirler.	216
Tabela 12.8: comparação de performance entre queimador CD-A com restrição dentada e queimador CP-A com restrição súbita.	221
Tabela 12.9: comparação entre os modelos isentrópico e lei de Crocco para escoamento em constrições súbitas.....	222
Tabela 12.10: comparação entre a influência da rugosidade nas peças de restrição canal externo queimador CD-A	223
Tabela 12.11: comparação entre a influência da rugosidade nas peças de restrição canal externo queimador CP-A.....	224
Tabela 12.12: Características iniciais do ar na entrada e especificação tubo.....	226
Tabela 12.13: simulações do escoamento compressível adiabático e não adiabático com atrito em tubos de diferentes comprimentos.....	226
Tabela 12.14: comparação entre o modelo de escoamento usado na tese e o modelo isentrópico usualmente empregado no projeto de queimadores a jato.....	228

Tabela 12.15: Vazões canal externo mensurada e simulada em condições adiabáticas	229
Tabela 12.16: Pressões mensuradas e simuladas em condições adiabáticas	229
Tabela 12.17: resumo geral simulação adiabática do queimador CD-A.....	230
Tabela 12.18: resumo geral simulação adiabática do queimador CP-A	231
Tabela 12.19: Vazões canal externo mensurada e simulada em condições não adiabáticas.....	232
Tabela 12.20: Pressões mensuradas e simuladas em condições não adiabáticas.....	233
Tabela 12.21: Resumo Geral simulação não adiabática queimador CP-NA.....	234
Tabela 12.22: Resumo Geral simulação não adiabática queimador CR-NA	235
Tabela 12.23: Resumo Geral simulação não adiabática queimador GG-NA.....	236
Tabela 12.24: Resumo Geral simulação não adiabática queimador CD-NA	237
Tabela 12.25: Resumo Geral simulação não adiabática queimador NP-NA	238
Tabela 12.26: Resumo Geral simulação não adiabática queimador CD2-NA	239
Tabela 12.27: comparação entre a mensuração de ar primário e os valores simulados, operação adiabática.....	240
Tabela 12.28: comparação entre a % de ar primário mensurada e determinada por simulação computacional, para os queimadores em operação não adiabática.	240
Tabela 12.29: Comparação entre a temperatura medida e simulada do ar no recalque do soprador de ar primário.	241
Tabela 12.30: medições de vazão e pressão do queimador CD em condições adiabáticas e não adiabáticas.	243
Tabela 12.31: dados gerais queimador CD-NA	244
Tabela 12.32: comparação da performance do queimador CD em operação adiabática e não adiabática.....	247
Tabela 12.33: dados gerais queimador CP-NA e CP-A	248
Tabela 12.34: coeficientes de dilatação queimadores CD e CP	249
Tabela 12.35: dados gerais queimador CP-NA.....	249
Tabela 12.36: comparação dos índices fluidodinâmicos para o queimador CP em condição adiabática e não adiabática.	252
Tabela 12.37: dados gerais queimador NP-NA.....	254
Tabela 12.38: dados gerais queimador CR-NA	258
Tabela 12.39: dados gerais queimador GG-NA	261
Tabela 12.40: dados gerais queimador CD2-NA	264
Tabela 12.41: perda de carga e entrainment em função da geometria dos furos do canal externo.	274
Tabela 12.42: condições operacionais e descrição dos fornos na qual estavam alocados os queimadores.	277
Tabela 12.43: condições operacionais e descrição do forno para condição adiabática do queimador CP-A.....	278
Tabela 12.44: índices fluidodinâmicos dos queimadores CD-A e CP-A.....	278
Tabela 12.45: influência do diâmetro do forno sobre a quantidade de movimento do ar secundário e o índice de rigidez.	280
Tabela 12.46: índice de rigidez queimador CD-A em função da rotação do forno e espessura da colagem.	280
Tabela 12.47: Comparação da performance do queimador CP-A operando com 60 % e 40 % de carga térmica no queimador do forno.	281
Tabela 12.48: Índices fluidodinâmicos dos queimadores com operação não adiabática	283
Tabela 12.49: Comparação índices queimador original e novo queimador CD-NA	285

Tabela 12.50: Esquerda queimador original – Direita queimador CD-NA.....	286
Tabela 12.51: Comparação qualitativa entre a modelagem baseada em VC e CFD	288
Tabela II.0.1: Condutividades térmicas e coeficientes de dilatação térmica linear de aços	302
Tabela II.0.2: Condutividades térmicas de concretos refratários	304
Tabela III.0.1: Incerteza das medições de temperatura	305
Tabela III.0.2: Incerteza das medições de pressão nos pontos de medição de vazão dos canais externos	306
Tabela III.0.3: Incertezas erros medições de vazão.	307
Tabela A.0.1: Descrição manômetro de mercúrio.....	308
Tabela A.0.2: Descrição Manômetro inclinado-vertical	308
Tabela A.0.3: Descrição tubo pitot Dwyer.....	309
Tabela A.0.4: Descrição tubo pitot IOPE.....	309
Tabela A.0.5: Descrição termômetro digital	310
Tabela A.0.6: Descrição termômetro infravermelho portátil	310
Tabela A.0.7: Descrição termômetro infravermelho portátil	311

Nomenclatura

Letras Latinas

A	Área de seção, razão de aspecto do bocal	m^2
A', B'^2, E	Coefficientes Fator de atrito de Chant	$W/mK^3,$ $W/mK^2,$ W/mK
a, b, c	Constantes de função para condutividade térmica	
A, B, C	Coefficientes correlações fator de atrito	
A_w	Área de atrito do fluido com a superfície	m^2
c	Velocidade do som	m/s
C	Coefficiente de contração de vena contracta, coeficiente orifício	
C_p	Capacidade térmica a pressão constante	$J/kg.K$
C_0, C_{Re}, C_f	Coefficientes perda de carga – método Miller	
C_v	Capacidade térmica a volume constante	$J/kg.K$
D	Diâmetro	m
e_{ijolo}	Espessura do revestimento refratário forno	m
f	Fator de Atrito de Fanning	
f_0	Fator de atrito em condições isotérmicas	
F_{Bx}	Força de campo na direção x	N
f_D	Fator de Atrito de Darcy	
F_f	Força de atrito	N
$F_{M-irreversível}$	Fator de correção de número de Mach em escoamento súbito	
$F_{p-irreversível}$	Fator de correção da pressão em escoamento súbito	
$F_{\rho-irreversível}$	Fator de correção da densidade em escoamento súbito	
F_{S_x}	Força de superfície na direção x	N
$F_{T-irreversível}$	Fator de correção da temperatura em escoamento súbito	
g	Aceleração da gravidade	m/s^2
G_{ar-sec}	Quantidade de movimento axial do ar secundário	N
G_{φ}	Quantidade de movimento angular	N
G_x	Quantidade de movimento axial, direção x	N
G_{x-esp}	Quantidade de movimento axial especifica	N

$G_{x\text{-queimador}}$	Quantidade de movimento axial total queimador	N
h	coeficiente de película	$W/m^2 K$
h	Entalpia	J/kg
h_l	Perda de carga distribuída	m^2/s^2
h_{lm}	Perda de carga localizada	m^2/s^2
h_{IT}	Perda de carga total	m^2/s^2
IR	Índice de Rigidez	
K	Coeficiente de perda de carga	
k	Condutividade térmica	W/m.k
K^0	Coeficiente perda de carga – método Miller	
k_w	Coeficiente perda de carga swirler, método Knight	
L	Comprimento	m
l	Comprimento tubo	m
L_e	Comprimento equivalente	m
l_{max}	Menor comprimento na qual o escoamento bloqueia	m
\dot{m}	Vazão mássica	Kg/s
M	Número de Mach	
m_0	Vazão mássica de ar primário	Kg/s
M_m	Massa molecular	Kg/kmol
m_x	Vazão mássica de entrainment	Kg/s
Nu_D, Nu	Número de Nusselt	
p	Pressão	Pa
P	Perímetro molhado	m
$p_{2\text{-corrigida}}$	Pressão a jusante corrigida em escoamento súbito	Pa
p_b	Pressão de reservatório de descarga	Pa
P_c	Perímetro do bocal circular	m
p_e	Pressão no plano de saída	Pa
P_{nc}	Perímetro do bocal não circular	m
Pot	Potência do queimador	MW
Pr	Número de Prandtl	
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	W
R	Constante universal dos gases ideais	J/kmol.K
R	Raio	m

r	Direção radial	m
$r/d, r/D$	Raio de curvatura	
R^2	Coeficiente de correlação	
R_c	Razão de entrainment em jato circular	
Re	Número de Reynolds	
R_{nc}	Razão de entrainment volumétrico em jato não circular	
$r_{recuperação}$	Fator de recuperação	
s	entropia	J/kg.K
S	Índice de Rotação	
$S_{queimador}$	Índice de Rotação do queimador	
T	Temperatura	K
t	tempo	s
$T_{0,2-irreversível}$	Temperatura de Estagnação a jusante obtida por processo irreversível	K
$T_{0-reversível}$	Temperatura de estagnação obtida por processo reversível	K
$T_{2-corrigida}$	Temperatura a jusante corrigida em escoamento súbito	K
u	Energia interna	J/kg
U	Velocidade na linha de centro	m/s
U_0	Componente axial da velocidade na entrada do swirler	m/s
U_s	Componente da velocidade na direção x	m/s
V	Velocidade	m/s
\bar{V}	Velocidade média	m/s
\dot{W}	Taxa de realização de trabalho	W
W_s	Componente angular da velocidade	m/s
\dot{W}_s	Taxa de realização de trabalho no eixo	W
x	Variável de comprimento	m
y_0	Espessura da camada limite estagnada	m
z	Altura	m
z	Direção linear, mesmo que x	m

Letras Gregas

Δ	Diferença, variação	
ρ	Densidade	kg/m ³
γ	Relação c_p/c_v	
τ_w	Tensão de cisalhamento	Pa
μ	Viscosidade dinâmica	kg/ms
θ	Ângulo de inclinação parede, ângulo palhetas swirler	
ε	Rugosidade absoluta superfície, emissividade	m, adimensional
ϕ	Direção angular	
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	W/m ² .K ⁴
α	Coefficiente de dilatação linear, coeficiente de energia cinética, parâmetro método de Shah, ângulo swirler	K ⁻¹ , adimensionais
β	Relação de contração $\beta = d/D$, parâmetro método de Shah	
ν	Viscosidade Cinemática	m ² /s
φ	Coefficiente geométrico do duto	
α_0	Ângulo das aletas na quina externa do swirler	
ψ	Razão de bloqueio	

Superescritos

* Propriedade crítica, $M = 1$

Subscritos

0	Propriedade nas condições de estagnação
1	Referência inicial
2	Referência final
b	Seio do fluido
$conv$	Convecção
eff	efetivo
h	Hidráulico
rad	Radiação térmica
ref	referência
s	eixo
sup1	Relativo a superfície 1

sup2	Relativo a superfície 2
sup3	Relativo a superfície 3
sup4	Relativo a superfície 4
sup $adiab$	Superfície adiabática
w	Parede, superfície

Siglas

<i>AASB</i>	Aerodinamically Air Staged Burner
<i>AS</i>	Air Separate
<i>AT</i>	Air Through
<i>CFD</i>	Computational Fluid Dynamics – Fluidodinâmica Computacional
<i>EsCAAMA</i>	Escoamento Compressível Adiabático com Atrito e Mudança de Área de seção
<i>IFRF</i>	International Flame Research Foundation
<i>LGF</i>	Low Grade Fuel – Combustível de baixa reatividade
<i>PAQj</i>	Projeto Aerodinâmico de Queimadores à Jato
<i>PCI</i>	Poder Calorífico Inferior
<i>VC</i>	Volume de Controle
<i>ZIR</i>	Zona Interna de Recirculação

Glossário de Termos Técnicos.

Chama envelopada: Chama formada por um jato bem definido, com elevada quantidade de movimento axial, na qual não ocorre o escape de combustível para fora do jato da chama, a chama para ser envelopada tem que ser também uma chama rígida.

Chama flambante: Chama na qual o jato “balança” dentro do forno, em geral apresenta baixa quantidade de movimento axial, este tipo de chama não é operacionalmente adequada por agredir o revestimento refratário e causar redução de produtividade do forno, contrário de chama rígida, se considera chama flambante quando a quantidade de movimento axial total do jato é menor que a quantidade de movimento do ar secundário.

Chama rígida: é a chama de elevada quantidade de movimento axial, o jato se apresenta firme dentro do forno, não se observa o balanço do jato sob a ação do ar secundário, a chama rígida é o contrário de chama flambante, uma chama rígida pode ser uma chama envelopada se não ocorrer o escape do combustível para fora do jato, se considera chama rígida quanto a quantidade de movimento axial da chama é superior a quantidade de movimento do ar secundário.

Clínquer: produto dos fornos através da clínquerização da farinha, ou seja, da fusão incipiente de parte da farinha, formando nódulos de clínquer, o clínquer é o principal componente reativo do cimento.

Consumo térmico: é a relação entre a quantidade de energia necessária para se produzir uma unidade de massa de produto em um determinado forno, no sistema internacional a unidade é KJ/kg, é um termo comum no cotidiano da indústria de cimento e cal.

Farinha: é a matéria prima da produção de clínquer de cimento portland, em geral consiste de mistura de calcário, argilas, minério de ferro pulverizada em moinhos e alimentada aos fornos para se produzir o clínquer.

Glossário de Termos em Inglês.

Blow off: Extinção da chama causada pela alta velocidade do ar primário em relação a velocidade de propagação da chama.

Bluff body: estabilizador de chamas baseado no princípio de formação de escoamentos secundários na forma de vórtices (ZIR) próximos a parede da ponta do queimador e internamente ao escoamento principal do ar primário, e conseqüentemente gerando uma região de baixa pressão propícia a formação de vórtices de recirculação que contribuem na estabilização de chamas, veja fig 2.16.

Entrainment: arraste de ar das vizinhanças para o interior de um jato, em combustão se entende que é o arraste de ar secundário para o interior da chama.

High Grade Fuels: combustíveis de alta reatividade são os combustíveis nobres, do ponto de vista industrial são: gás natural, gás liquefeito de petróleo, óleos ultraviscosos, carvões betuminosos etc.

Hot Spot: região de maior temperatura da chama.

Jet Burner: Queimador a jato.

Low Grade Fuels: Combustíveis de baixa reatividade, do ponto de vista industrial são: Antracita, coque de petróleo, grafite, resíduos gráfiticos de cubas eletrolíticas de alumínio, lignita, resíduos industriais de baixo PCI, alto teor de cinzas e ou baixo teor de voláteis entre outros combustíveis.

Raw meal: farinha, veja glossário de termos técnicos.

Slot: uma das inúmeras geometrias de modelos de canais de saída de ar primário dos queimadores a jato consiste de uma fenda retangular de elevada razão de aspecto (comprimento muito maior que a espessura).

Sonic Choking: Escoamento com bloqueio sônico, situação em que mesmo com o acréscimo da pressão do gás a jusante de um canal ou bocal não se consegue elevar a vazão do gás.

Stealthy: tecnologia empregada em aviões de combate com o objetivo de torná-los furtivos a radares, detectores de radiação infravermelha etc, o controle da taxa de entrainment do jato é uma das tecnologias stealthy empregadas.

Swirler: corpo rotacionador, também chamado de rosácea, ou seja, é a peça do queimador responsável pela geração de componente tangencial da velocidade de escoamento do fluido, enfim pelo efeito de rotação do escoamento.

1 Capítulo 01 - Introdução ao objeto de estudo e objetivos da Tese

Os queimadores a jato são muito utilizados em fornos rotativos, principalmente cimento e cal, e são caracterizados por:

- Elevadas velocidades axiais, 200-300 m/s.
- Elevadas pressões de ar primário, 2000-10000 mmca.
- Elevadas quantidades de movimento, 150-350 N.
- Baixo índice de rotação, 0,03-0,20.
- Elevada potência, da ordem de 50 a 80 MW.

Os queimadores a jato recebem este nome em virtude da elevada quantidade de movimento que o ar primário possui na saída do queimador, formando uma chama na forma de um jato bem definido e rígido. Em virtude da formação deste jato, que este modelo de queimador é muito utilizado em fornos rotativos em geral, pois é possível se formar chamas na forma de jatos com 10 a 20 m de comprimento, sem riscos de danificar o revestimento refratário dos fornos por toque da chama.

O elevado comprimento da chama associado a elevada potência do queimador leva a necessidade de uma técnica de projeto desenvolvida sobre o estudo da fluidodinâmica interna do queimador e sua relação com a aerodinâmica do jato.

É comum na literatura encontrar estudos sobre as chamas de queimadores a jato, principalmente envolvendo estudos baseados em CFD, na qual se obtém os perfis de composição das espécies químicas e de temperatura destas chamas ao longo do forno, conforme mostrado em Kolyfetis (1996), Martins (2001), Hou (2001) e Belot (1993). Em alguns casos são simuladas as intercorrelações com o material processado no forno com a chama, conforme mostrado em Mastorakos (1999), mas não são encontrados estudos que relacionem a formação do jato com as características do queimador tais como geometrias, velocidades na ponta do queimador, quantidade de ar primário, características do escoamento interno do ar no queimador, perda de

carga distribuída e localizada nas peças que compõe o queimador, transferência de calor do forno para o corpo do queimador, etc.

Geralmente são encontradas na literatura científica, Anderson (2003), Béer (1972) entre outros, informações sobre fluidodinâmica em bocais, que tratam o escoamento como compressível isentrópico e em geral são usados estes conceitos no projeto dos queimadores a jato. Esta metodologia é muito limitada e não fornece subsídios confiáveis para a avaliação do jato formado, bem como para a especificação de motores e sopradores de ar para o queimador. Isto se deve as limitações da aplicação do modelo de escoamento compressível isentrópico em sistemas que envolvam atrito, troca de calor, mudança de área de seção, mudança de direção do escoamento (curvas, palhetas de swirlers etc), além disto não são avaliados de forma integrada o jato formado com o sistema completo e o queimador. Portanto, os projetos de queimadores são baseados em estudos superficiais do escoamento interno, aproximando todo o corpo do queimador por um simples bocal e nesta região se estima as características de escoamento baseado em modelo compressível isentrópico. Detalhes importantes do escoamento do queimador, como, por exemplo, o escoamento pelo swirler, não é analisado e os swirlers são desenvolvidos, projetados e construídos baseados na experiência prática dos engenheiros projetistas.

Considerando que é útil e importante cobrir as lacunas existentes nos projetos dos queimadores a jato, *o objetivo desta tese consiste em desenvolver modelos matemáticos e programas computacionais que permitam a simulação do escoamento interno do ar primário no interior destes queimadores e a correlação destes escoamentos com os índices fluidodinâmicos que caracterizam o jato formado pelo mesmo*, desta forma integrando a simulação do queimador com a formação do jato.

Com os modelos desenvolvidos é possível tanto simular a operação de queimadores já existentes bem como a ferramenta no desenvolvimento de novos queimadores, através da modificação na geometria do mesmo, materiais de construção ou de parâmetros operacionais, e simular o escoamento no novo queimador verificando se atende as exigências pré especificadas para o jato (chama).

O ineditismo neste trabalho é propor modelos matemáticos para o escoamento no interior de queimadores que representem de forma satisfatória o escoamento e também contribuam com maior riqueza de informações e maior precisão em relação aos modelos de escoamentos isentrópicos usualmente empregados.

A modelagem matemática do escoamento do queimador bem como o estudo do jato formado se baseia nos seguintes *pontos de inovação desta tese*:

1. Simulação do escoamento do queimador considerando escoamento compressível, com atrito, troca de calor e com variação de área de seção substituindo a metodologia usual de escoamento isentrópico aplicada a bocais.
2. Desenvolvimento de sistema computacional que simule o funcionamento do queimador de forma abrangente envolvendo os sopradores de ar primário, motores, manifold, válvulas de controle, placas de orifício, mangotes e o próprio corpo do queimador, bem como caracterizar o jato formado por este queimador baseado nas propriedades do ar primário na ponta do queimador.
3. Aplicação do modelo de escoamento compressível subsônico em swirlers através da adaptação do modelo de Haidar (1995) aplicado a palhetas de turbinas de propulsão. Usualmente os swirlers são dimensionados baseados na experiência prática dos projetistas.
4. A modelagem permitirá estudar e comparar desempenho de queimadores (índices do jato, perdas de carga, etc) formados por dispositivos de geometria variável súbita com queimadores formados por dispositivos com alteração suave de geometria de seção.
5. Desenvolvimento de modelo para escoamento em peças do queimador onde ocorre variação súbita da área de seção, cujo modelo é baseado na lei de Crocco com fator de recuperação (usualmente empregado nos modelos de fatores de atrito compressível). Usualmente se emprega escoamento isentrópico em escoamentos internos com mudança súbita de área de seção.

6. Comparação entre diversos modelos para estimativas de fator de atrito.
7. Aplicação de modelo para estimativa de fator de atrito para escoamento compressível, modelo de deChant (1998).
8. Estudo do efeito da correção do fator de atrito com a transferência de calor para o ar primário usando modelos, tais como: Sieder-Tate (1936), Petukhov (1970) e Field (1990).
9. O código computacional permitirá o levantamento de perfis de pressão, temperatura, velocidade e número de Mach ao longo do queimador.
10. A modelagem matemática permitirá estudar efeitos de dilatação térmica sobre as folgas das peças que compõe o queimador e sua relação com o escoamento e a formação do jato.
11. A modelagem permitirá estudar a influência dos materiais de construção do queimador (revestimento refratário, tubos de aços, peças fundidas) sobre o desempenho do queimador baseado em suas propriedades, tais como rugosidade, condutividade térmica, coeficiente de dilatação térmica, emissividades das superfícies etc.
12. O modelo matemático proposto bem como o programa computacional será validado através da simulação de queimadores em escala industrial cujos resultados serão comparados com as medições em campo realizadas nestes queimadores.
13. Comparação entre desempenho do forno versus desempenho do queimador através de índices aerodinâmicos do jato formado pelo queimador, buscando relacionar o desempenho do forno com os índices aerodinâmicos do jato.
14. Aplicação dos conceitos de entrainment, índice de rigidez do jato, etc, obtidos da simulação do escoamento no queimador.
15. Empregos de modelos de entrainment correlacionados com a geometria dos canais dos queimadores, baseado em modelos empregados em turbinas de propulsão para

baixa emissão de ruído, conforme as tecnologias furtivas a detecção por som ou radiação infravermelha (“stealthy”) muito empregadas em turbinas de aviões de combate.

16. Desenvolvimento de uma metodologia prática, de precisão satisfatória e de rápida execução computacional comparada com eventuais modelos baseados CFD.

O código computacional desenvolvido para as simulações dos queimadores foi designado nesta tese por PAQj – Projeto Aerodinâmico de Queimadores a Jato.

2 Capítulo 02 - Queimadores à Jato – Estado da Arte.

Os queimadores a jato (“jet Burners”) tem como principal característica elevada quantidade de movimento e baixo índice de rotação. Isto se deve a sua aplicação, basicamente em fornos rotativos de processamento químico, como exemplo, fornos de clinquerização (cimento portland), Calcinação (Cal, dolomita), fornos de alumina (alumínio), fornos de ativação de argilas, etc. Dentre estes processos, a fabricação de cimento tem a sua maior importância na aplicação dos queimadores a jato, na qual a atenção será mantida.

2.1 Processo de Fabricação de Cimento:

A fabricação de cimento é classificada como sendo uma atividade termo-intensiva, onde nas modernas tecnologias o consumo de energia situa-se na faixa de 2.930 a 3.550 kJ/kg de clínquer (componente ativo do cimento, produzido nos fornos rotativos).

Em virtude disto, em meados da década de 80, uma grande preocupação com o alto consumo de combustíveis neste setor, tanto pelo aspecto do consumo de combustíveis nobres (High grade fuels), bem como pelas emissões de poluentes e seu impacto ambiental, visto que os fornos de Clinquerização são grandes geradores de NO_x.

Consequentemente, nos últimos quinze anos surgiram novas tecnologias que visavam o uso de combustíveis de baixa reatividade (low grade fuels) e reduzir as emissões (principalmente de NO_x). O principal avanço, contudo, foi no sentido do surgimento de uma nova ordem na especificação da matriz energética dos fornos de clinquerização, onde os combustíveis fósseis vem sendo gradativamente substituídos por resíduos industriais, domésticos e biomassas.

A utilização de resíduos industriais, domésticos e biomassas na indústria de cimento está sendo considerada como meta primordial pelos produtores de cimento por duas razões:

- Redução do custo de fabricação do cimento, visto que combustíveis nobres estão sendo substituídos por combustíveis alternativos de baixo custo e que muitas das vezes é passivo ambiental de outras indústrias químicas.

- A indústria de cimento contribui para a destinação de diversos resíduos industriais e domésticos, e utilização de combustíveis renováveis, no caso das biomassas, contribuindo positivamente para o desenvolvimento sustentável.

Porém o avanço no uso de resíduos industriais tem sido mais rápido que as tecnologias empregadas na combustão destes materiais nos fornos, e isto tem levado a quebra de produção dos fornos e perda da qualidade do clínquer produzido. Entre vários equipamentos limitantes na queima de combustíveis alternativos estão os queimadores usados nestes fornos.

O processo de fabricação de cimento está descrito na forma de um fluxograma esquemático na figura 2.1:

- Extração de calcário e argila em minas específicas, que em seguidas são britadas (A) e estocadas (B). Também podem ser utilizadas como matéria prima areia, minério de ferro, bauxita, porém, isto nem sempre se faz necessário.
- As matérias primas são dosadas continuamente em moinhos de bolas ou verticais (C), estes moinhos recebem gases residuais do forno na faixa de 280 a 350 °C para secagem da matéria prima dentro do moinho, bem como para atuar como fluido de transporte do material moído.
- O produto do moinho é chamado de farinha (raw meal), e esta é armazenada em um silo (D), de onde é continuamente extraída para alimentar o forno. O objetivo deste silo é também homogeneizar a farinha, reduzindo variações de propriedades químicas.
- A farinha é alimentada ao sistema de forno de clinquerização no topo da torre de pré aquecimento (E), que é constituída de 4 a 6 ciclones.
- Os ciclones da torre de pré aquecimento possuem dois objetivos, sendo que o primeiro é separar a farinha dos gases de exaustão do forno, e o segundo e mais importante é fazer o pré aquecimento desta farinha com os gases em contra corrente oriundos do forno, ou seja, atuar como trocadores de calor. A eficiência deste

sistema é muito alta, onde em cerca de 30 segundos a farinha é aquecida de 70 °C (topo da torre) até 850 °C (entrada do forno).

- Cada ciclone da torre corresponde a um estágio de pré aquecimento. No estágio que alimenta o forno a temperatura da farinha é superior a 850 °C e nesta etapa iniciam-se as reações de descarbonatação do calcário (presente na farinha). Em torres simples a farinha alimenta a torre com PF (perda ao fogo) de 35 % e na entrada do forno atinge PF de 20 %. Já nos fornos com calcinadores (fig 2.2), a perda ao fogo na entrada do forno é da ordem de 2 %, ou seja, praticamente toda a farinha é descarbonatada na torre.

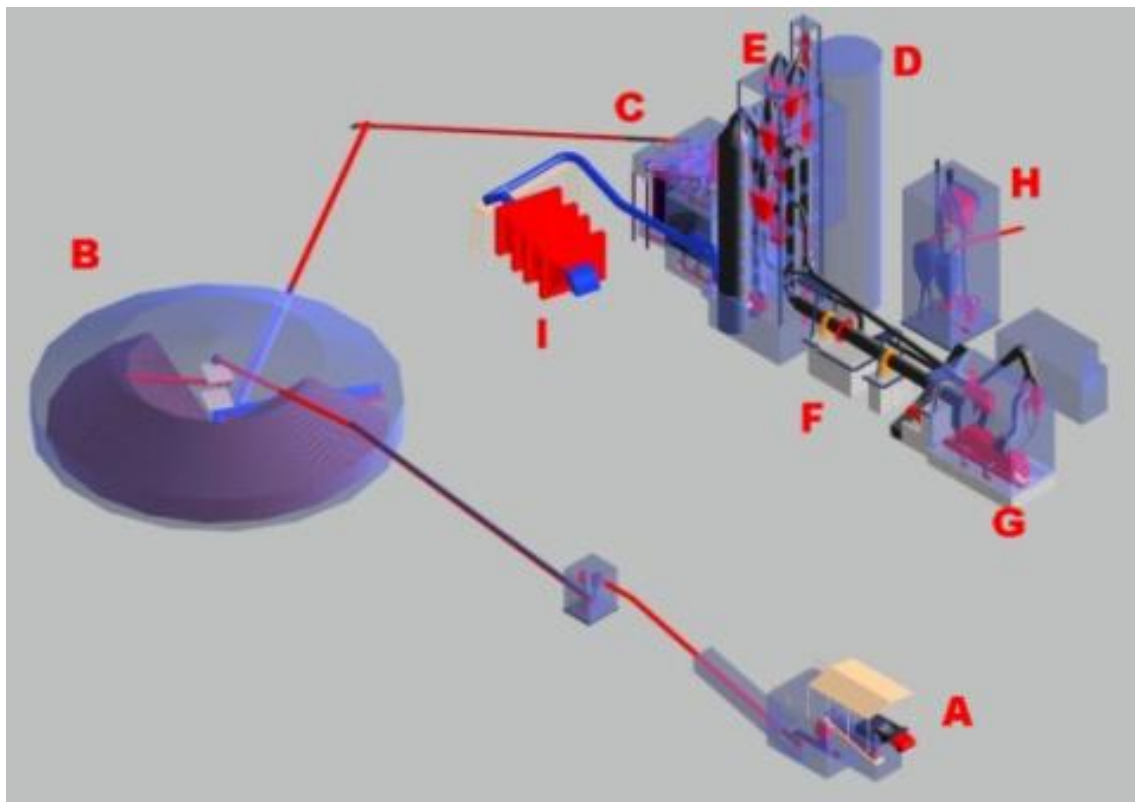


Fig. 2.1: Planta de clínquerização, PSP Engineering (2004)

- O Calcinador pode ser classificado como sendo um leito fluidizado rápido, onde ocorre a descarbonatação da farinha em contato com gases quentes originados da combustão dentro do calcinador. Nesta situação cerca de 60 % do combustível do forno queima no calcinador e os outros 40 % no queimador do forno rotativo. Para

isto é necessário ar de combustão limpo e quente (900 C) do resfriador através de um duto de ar terciário, que se situa paralelo ao forno (fig 2.2).

- Na parte rotativa (F, fig 2.1) o material completa as reações de descarbonatação e inicia as reações de clínquerização com a finalidade de se produzir os compostos ativos do clínquer (que serão responsáveis pela resistência mecânica do cimento).
- No forno a farinha escoia em contra corrente com os gases quentes, e quando esta chega sob a chama inicia-se nesta região a fusão de parte dos componentes da farinha, onde cerca de 25 a 30 % do material se funde, formando pelotas de 2 a 25 mm de diâmetro. A estas pelotas se dá o nome de clínquer, e a região onde o clínquer é formado se denomina de zona de queima ou de clínquerização, e se localiza sob a chama (que em fornos de cimento possui comprimento de 15 a 23 m aproximadamente).
- O clínquer sai do forno com temperatura de 1250 a 1400 C aproximadamente e entra em resfriadores de clínquer (G).
- O resfriador de clínquer tem objetivo de resfriar o clínquer até cerca de 150 C e recuperar o calor para o ar de combustão. Este ar recebe o nome de secundário e entra para a parte rotativa do forno. Se o forno possuir calcinador (fig 2.2), parte do ar de combustão sai por um tubo paralelo ao tubo do forno em direção ao calcinador, como ar terciário.
- O resfriador pode ser um leito fluidizado ou fixo onde o ar frio percola uma camada de clínquer (fluidizando-a ou não) e assim resfriando o clínquer. O distribuidor de ar também é uma grelha transportadora que leva o clínquer para fora do resfriador.
- O clínquer é estocado em silos específicos, que alimentam moinhos de bolas onde são moídos em conjunto com outros materiais (gesso, calcário, cinzas volantes, argilas pozolânicas, escórias siderúrgicas etc) para produzir diversos tipos de cimentos.

- Os fornos podem queimar combustíveis líquidos, gasosos, resíduos pastosos, e até pneus inteiros, mas de forma clássica o combustível é o carvão mineral e conforme mostrado na fig 2.1, está localizado um moinho vertical (H) para efetuar a sua moagem na faixa granulométrica adequada.
- O eletrofiltro, responsável pelo abatimento da emissão de pós, corresponde a (I).

A figura 2.11 mostra um queimador a jato utilizado em fornos de clinquerização.

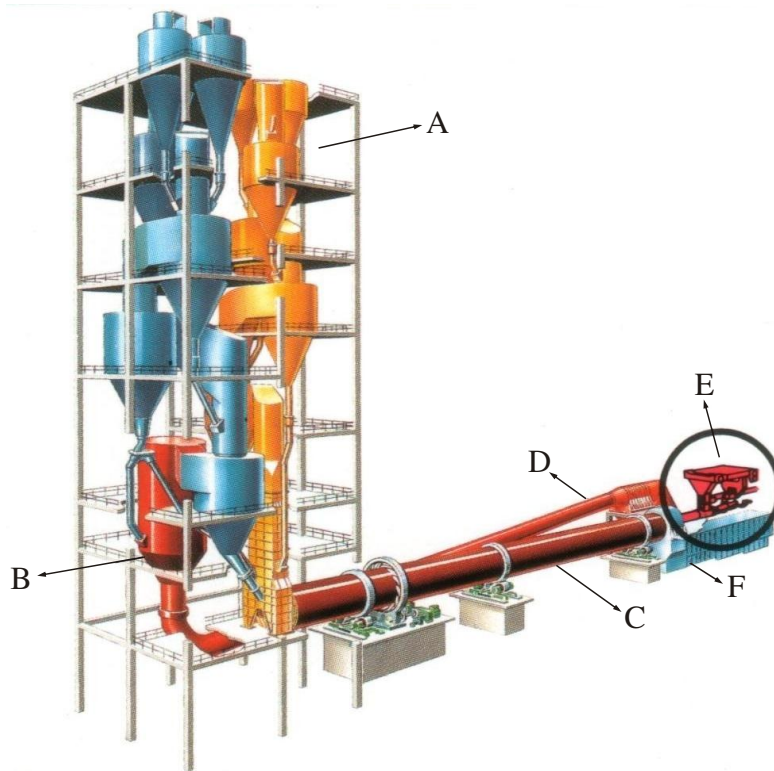


Fig. 2.2: Esquema de forno de clinquerização modelo SLC FL-Smith, FLSmith (2004).

A figura 2.2 mostra um esquema típico de um conjunto de calcinador e forno de clinquerização e suas partes principais, sendo:

A - Torre de ciclones.

B – Calcinador.

C – Forno Rotativo.

D – Tubo de ar terciário

E – Queimador do forno rotativo

F- Resfriador de Grelhas

As figuras 2.3 e 2.4 mostram os circuitos de sólidos e gases dentro da torre ciclônica, calcinador, forno e resfriador, sendo a fig 2.4 se refere ao sistema mostrado na fig 2.2.

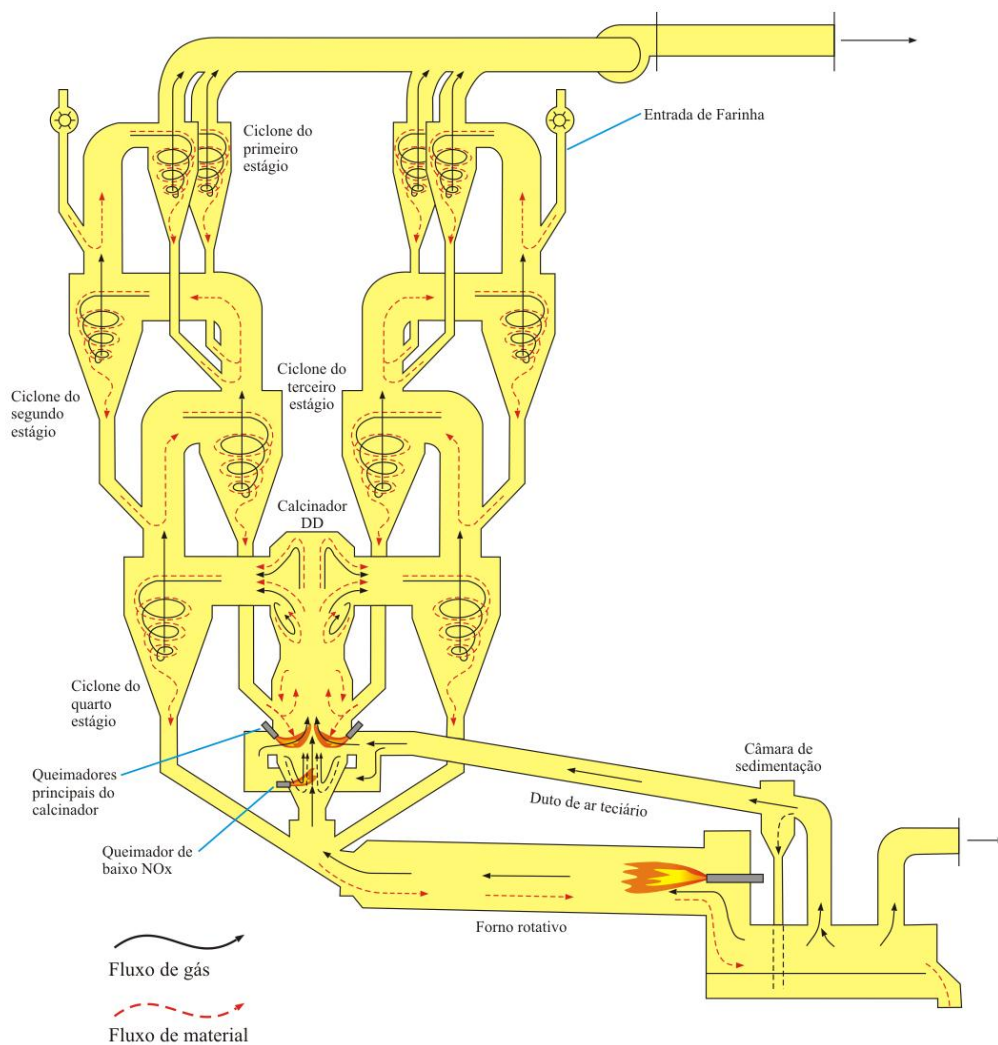


Fig. 2.3: circuitos de sólidos e gases no forno modelo DD Process Kobe Steel, forno com calcinador para 3.000 t/d clínquer, Kobe Steel (2004).

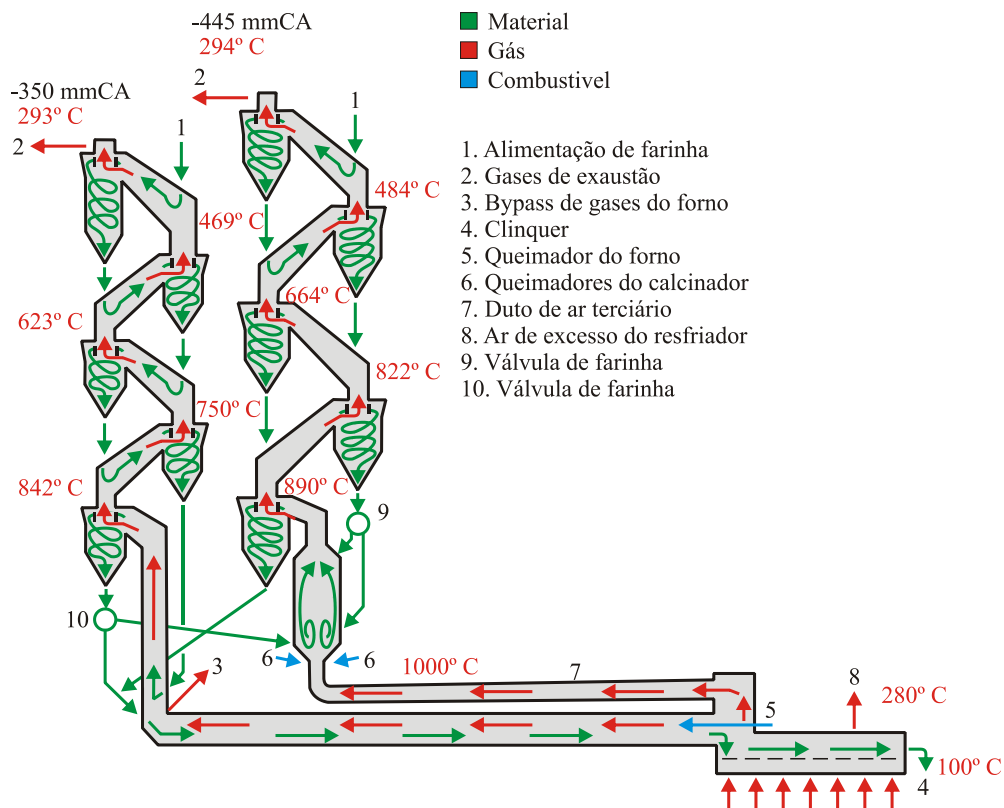


Fig. 2.4: circuitos de sólidos e gases no forno modelo SLC FL Smidth, modelo com capacidade na faixa de 3.000-12.000 t/d clínquer, FLSmidth (2004).

2.2 Reações Químicas do Processo de Clinquerização:

Dentro do forno e calcinador além das reações de combustão ocorrem outras diversas reações relacionadas com a formação do clínquer, muitas ainda pouco conhecidas devido a complexidade do processo. Em virtude disto as reações são apresentadas de forma simplificada e embora representem o processo de forma global, não são capazes de representá-lo de forma detalhada, incluindo as diversas fases cristalinas do clínquer e seus inúmeros micro-elementos, bem como os compostos intermediários nas reações.

Na tabela 2.1 observa-se uma composição química média do clínquer, que pode variar de fábrica para fábrica; note que a composição química elementar é abrangente.

Tabela 2.1: composição química média do clínquer, Holcim (2001).

	%
Perda o fogo	0,48
SiO ₂	22,2
Al ₂ O ₃	5
Fe ₂ O ₃	2,8
CaO	65,4
MgO	1,8
SO ₃	0,54
K ₂ O	0,63
Na ₂ O	0,25
TiO ₂	0,27
Mn ₂ O ₃	0,09
P ₂ O ₅	0,14
Cl	0,01
F	0,08
Total	99,70
CaO livre	1,3

Os compostos da tabela 2.1 se encontram na forma de fases cristalinas, basicamente formadas pelas quatro principais fases, embora existam diversas outras fases minoritárias:

Tabela 2.2: Fases majoritárias do clínquer

Fase	Fórmula	Fórmula simplificada	Composição clínquer %
Alita	3CaO.SiO ₂	C3S	54,3
Belita	2CaO. SiO ₂	C2S	22,8
Aluminato	3CaO. Al ₂ O ₃	C3A	8,5
Ferrita	4CaO. Al ₂ O ₃ .Fe ₂ O ₃ .	C4AF	8,7

Na tabela 2.2, os valores de composição percentual são referenciais e podem variar em função da matéria prima e da operação do forno.

As fases do clínquer mostradas na tabela 2.2 são formadas dentro do forno a partir de reações entre os óxidos de cálcio (provenientes do Calcário) com SiO_2 , Al_2O_3 e Fe_2O_3 provenientes das argilas, lembrando que a matéria prima do forno (farinha) é basicamente formada pela mistura de calcário e argilas moídas.

A tabela 2.3 resume de forma simplificada as reações de formação das principais fases, e a faixa de temperatura em que ocorrem:

Tabela 2.3: Reações de clinquerização e faixas de temperatura para a ocorrência. Holcim (2001)

Temp. (°C)	Fenômeno	Reação simplificada	Tipo
20-100	Evaporação da água livre (umidade)	$H_2O_{(l)} + calor \rightarrow H_2O_{(g)}$	endotérmica
100-300	Perda da água adsorvida	$H_2O_{(adsorvida)} + calor \rightarrow H_2O_{(g)}$	endotérmica
400-900	Remoção da água estrutural (grupos H_2O e OH de argilominerais)	$R.H_2O \rightarrow R + H_2O$ $ROH \rightarrow R^+ + OH^-$ Onde R é o grupo principal do argilomineral	endotérmica
600-900	Descarbonatação dos Carbonatos	$CaCO_3 + calor \rightarrow CaO + CO_2$ $MgCO_3 + calor \rightarrow MgO + CO_2$ $CaCO_3.MgCO_3 + calor \rightarrow CaO + MgO + 2CO_2$	endotérmica
> 800	Formação dos intermediários Belita, aluminato e ferrita	$2CaO + SiO_2 \rightarrow 2CaO.SiO_2$ $3CaO + Al_2O_3 \rightarrow 3CaO.Al_2O_3$ $3CaO.Al_2O_3 + CaO + Fe_2O_3 \rightarrow 4CaO.Al_2O_3.Fe_2O_3$	exotérmica
> 1250	Formação de fase líquida, fusão dos aluminatos e ferritas		endotérmica
> 1250	Formação da alita	$2CaO.SiO_2 + CaO \rightarrow 3CaO.SiO_2$	exotérmica
1300-1240 (resfriamento)	Cristalização da fase líquida principalmente do aluminato e da ferrita		exotérmica

Note que na tabela as reações não são sequenciais e muitas delas ocorrem em paralelo, mas de forma geral pode-se traçar que primeiramente a farinha se desidrata, em segundo se

descarbonata, em terceiro forma os intermediários e minoritários e no final da seqüência se forma a alita, que é a principal fase do clínquer, responsável pela resistência mecânica do cimento.

Na tabela 2.4 observam-se as entalpias de reação aproximadas das etapas do processo de clínquerização:

Tabela 2.4: Entalpia de reação aproximada de clínquerização. Holcim (2001).

Processos Endotérmicos	Entalpia de reação KJ/kg clínquer
Desidratação dos argilominerais	+ 170
Descarbonatação das calcitas, magnesitas e dolomitas	+1990
Fusão	+105
Aquecimento da matéria prima até 1450 C	+2050
Total Processos Endotérmicos	+4315
Processos Exotérmicos	Entalpia de reação KJ/kg clínquer
Recristalização dos argilominerais desidratados	-40
Entalpia de formação das fases do clínquer	-420
Cristalização da fase líquida	-105
Resfriamento do clínquer	-1400
Resfriamento do CO ₂ proveniente dos carbonatos	-500
Resfriamento do H ₂ O proveniente dos argilominerais	-85
Total Processos Exotérmicos	-2550
Total Entalpia de reação líquido de formação do clínquer	+1765

Na figura 2.5 observamos a distribuição dos compostos do clínquer ao longo de três tipos de fornos, a figura fornece uma boa impressão das regiões, da temperatura e da composição do material ao longo do forno.

São 3 fornos, sendo o superior um modelo sem calcinador (SP), o intermediário um modelo com calcinador e forno (ILC) com 3 bases para rolos, e o inferior forno curto com calcinador com 2 bases para rolos (Pyrorapid).

Nota-se que a farinha começa a descarbonatar no “pescoço” que une o forno a torre de ciclones, chegando a descarbonatar 40 %, nos fornos com calcinador. A descarbonatação da farinha é praticamente completada no calcinador, chegando a descarbonatar 95 % dos carbonatos presentes na farinha.

Os fornos são divididos classicamente em 4 zonas “virtuais”, que separam os tipos de reações que ocorrem em seu interior:

Zona de calcinação: é a primeira zona, onde se termina a descarbonatação da farinha, No forno SP esta zona é grande, com cerca 41 m e tempo de residência de 28 minutos, devido a não possuir calcinador. Nos demais fornos a zona de calcinação é muito pequena, com cerca de 2,5-3,0 m de comprimento e 2 minutos de tempo de residência. Observa-se que o calcinador é altamente eficiente na descarbonatação, pois a farinha é praticamente toda descarbonatada em tempo inferior a 1 minuto, enquanto que no forno SP a parte rotativa leva cerca de 28 minutos para descarbonatar 60 % dos carbonatos presentes. A medida que se descarbonata ocorre a formação da CaO livre, ainda na zona de calcinação (forno SP) ou no calcinador já se inicia a formação da belita, que consiste da reação do CaO livre com a sílica (representada na figura pelo quartzo) e se iniciam nesta região a formação de alguns aluminatos.

Zona de Transição: é a segunda zona, e é onde ocorre aquecimento do material, e o fim desta zona é marcada pelo início de formação de fase líquida (fusão de parte da matéria prima), sendo chamada de transição em virtude de ligar a zona de calcinação à zona de clinquerização. As reações ocorrem a taxas lentas, e ocorre o rearranjo cristalino dos materiais que reagiram no calcinador e na zona de calcinação e se inicia a formação do aluminato tricálcio e da ferrita.

Zona de clinquerização: é a zona mais importante e também é chamada de zona de queima, pois fica sob a chama. Nesta zona se estabelece a fase líquida e parte do material se funde (cerca de 30 %), mais especificamente os aluminatos e a ferrita, formando pelotas (clínquer). Nesta região se formam a alita a partir da reação da belita com o CaO livre, até praticamente toda o CaO livre ser consumida, ficando uma quantidade residual de 1 a 2 % de CaO livre. Esta zona tem aproximadamente o mesmo comprimento nos três fornos e isto mostra que a etapa limitante nos fornos de clinquerização são as etapas de descarbonatação.

O tamanho da zona de clinquerização é definido pelo comprimento da chama, sendo em geral de 14 a 20 m, e a chama não deve ser maior que este comprimento. No entanto isto se torna uma importante informação para o projeto do queimador, principalmente devido ao fato que o comprimento da chama depende de inúmeros fatores: reatividade do combustível, aerodinâmica da chama, excesso de ar, temperatura do ar de combustão (ar secundário) etc.

Zona de resfriamento: com cerca de 2 a 3 m de comprimento, é região onde o clínquer se resfria, ainda na parte rotativa do forno de 1400-1450 C até 1200-1250 C, antes de entrar no resfriador. Nesta região o clínquer começa apresentar a solidificação da fase líquida.

Na figura 2.5, os fornos possuem a mesma capacidade, 2500 t/d de clínquer, e a tabela 2.5 traz algumas informações importantes para análise da figura:

Tabela 2.5: Características dos fornos referentes a figura 2.5. Humboldt Wedag (2000)

Modelo Forno	SP	ILC	Pyrorapid
Comprimento forno/diâmetro forno	14/1	14/1	10/1
Dimensões forno para 2500 t/d clínquer, m	4,8x67 até 5,0x74	4,0x56 até 4,4x64	4,0x40 até 4,4x50
Rotação, rpm	2	3	3,5
% combustível no calcinador	Não tem	Máx 65	Máx 65
Descarbonatação no calcinador ou torre %	40	95	95

Na tabela 2.4 foi descrita a entalpia de clinquerização, e na tabela 2.6 está descrito um balanço de energia de um forno de forma simplificada e aproximada.

Tabela 2.6: Balanço de energia genérico e simplificado de um forno. Holcim (2001)

	kJ/kg clínquer	%
Entalpia de reação de clinquerização	1765	54
Perdas de energia nos gases de exaustão, pós e clínquer.	840	26
Perdas de energia por radiação e convecção nas superfícies	650	20
Total consumo energético forno	3255	

Nota-se que apenas 54 % se deve de fato ao processo de clinquerização, e o restante da energia se deve a perdas no forno, ou seja, ineficiência do processo.

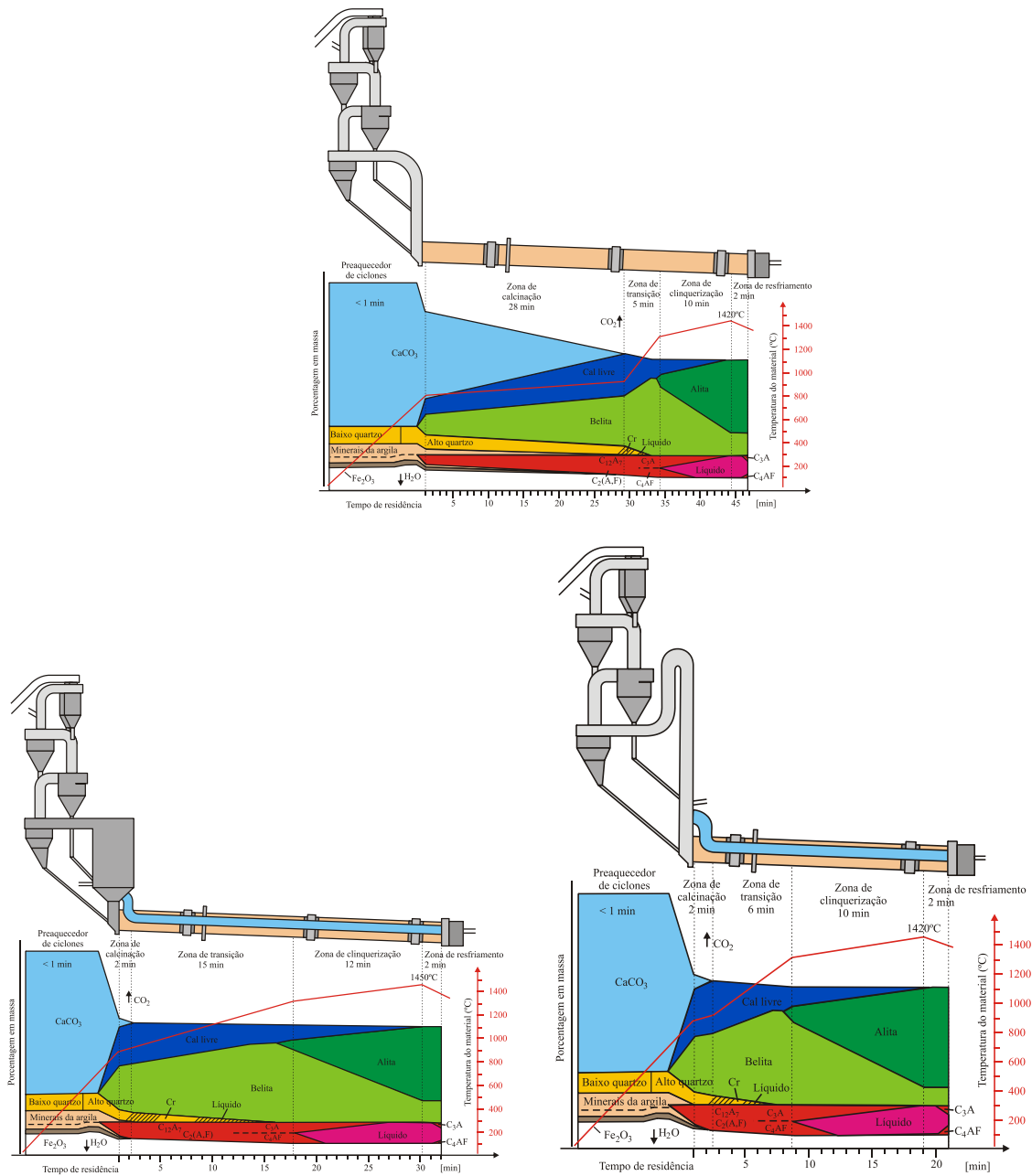


Fig. 2.5: Perfis de Reações em fornos de clinquerização, adaptado de Humboldt Wedag (2000).

2.3 Formação da Chama e Interação com Processo de Clinquerização.

2.3.1 Formação da Chama

Smart (1999) descreve a chama de queimadores de fornos de clinquerização (fig 2.6) como sendo um jato com uma pequena zona interna de recirculação (ZIR), formada em virtude do efeito rotacional do ar que passa pelo swirler, que possui um escoamento inverso ao escoamento principal da chama. A ZIR atua positivamente na ignição do combustível.

O Número de Rotação de uma chama de forno de clinquerização é da ordem de 0,05 até 0,20, ou seja, de acordo com Chigier e Beér (1972) é classificado como Número de rotação fraco, e não se observa a formação efetiva de ZIR, devido a baixa rotação do escoamento de ar proveniente do swirler não ser capaz de criar um gradiente adverso de pressão suficiente para recircular os gases em combustão. Conceitualmente existe uma diferença de interpretação entre Smart (1999) e Chigier e Beér (1972)

Chigier e Beér (1972) classifica como chama de pouca utilidade industrial aquelas com Número de rotação $< 0,2$, porém deve-se lembrar que em um forno de clinquerização a temperatura ambiente é muito elevada (da ordem de 1500°C , contra $1000\text{-}1100^{\circ}\text{C}$ de uma caldeira, por exemplo), e a altas temperaturas a chama pode ser estabilizada por altas velocidades de jato, que eleva o “entrainment”, assim, estabilizando a chama, sem a necessidade de elevados números de rotação.

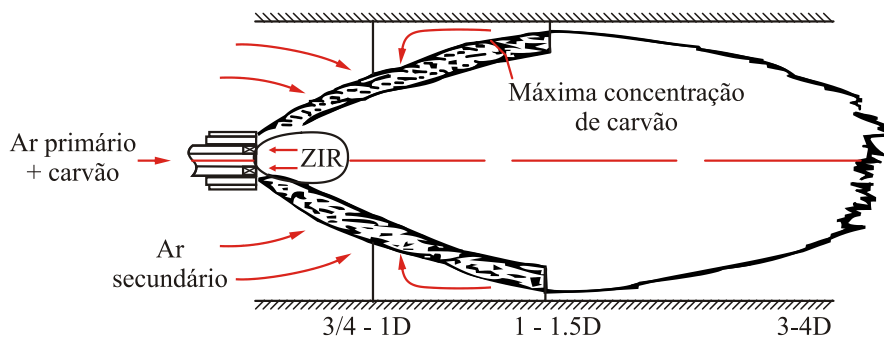


Fig. 2.6: descrição de uma chama de forno de clinquerização, conforme Smart (1999).

Devemos notar que Smart (1999) através de sua fig 2.6 mostra o entrainment do ar secundário para a chama, e que a $1-1,5 D$ ocorre a formação de uma zona externa de recirculação, ou seja, a chama se abre tocando o leito e a superfície do forno. Baseado em estimativas de entrainment, diversas simulações computacionais de outros autores mostradas nesta tese, e até mesmo visualização da chama, mostram que a sua abertura até se formar a zona interna de recirculação ocorre entre 10 a 20 m ($2,5-5 D$ aproximadamente).

Smart (1999) mostra também que o combustível pulverizado escoar na parte externa da chama, sendo que o interior da chama é pobre em combustível, em virtude do efeito de jato dos canais externos ao combustível, bem como ao efeito rotacional do ar, que leva o combustível para a superfície da chama. Este efeito é acentuado pela posição do swirler, e no caso da figura 2.6 o swirler está interno ao canal de combustível pulverizado elevando assim a dispersão do combustível em direção ao envelope da chama (camada externa).

Em estudos do IFRF (1991) International Flame Research Foundation, em Ijmuiden-Holanda, são mostrados casos onde o índice de rotação é muito intenso e arremessa o combustível pulverizado para fora do envelope da chama, ou quando o swirler está localizado internamente ao canal de combustível, ocorre o escoamento das partículas de combustível para a parte externa do envelope da chama. Embora o combustível entre em contato com região bastante oxidante do jato, entrando em contato direto com o ar secundário que entra na chama, tem a desvantagem de alta geração de NO_x pelas mesmas razões, além da possibilidade de escapar do envelope da chama, pois as partículas combustíveis se encontram na periferia do jato e apresentam componente de velocidade na direção ortogonal ao escoamento do jato, ocasionado pelo ar que escoar do swirler.

O IFRF (1991) estudou um modelo de queimador denominado de AASB (Aerodynamically Air Staged Burner), onde o combustível é injetado na parte interna da ZIR. Uma das formas de se fazer isto é localizar o swirler externamente ao canal de combustível pulverizado nesta situação o combustível passa pela ZIR, que é uma região de alta temperatura, e entra rapidamente em ignição, porém os voláteis nitrogenados formam pouco NO em uma região rica em CO e pobre em O_2 , em virtude do escoamento inverso provocado pela ZIR. Isto pode ser observado na figura 2.7, embora o queimador não seja de forno de clinquerização, o conceito é aplicável.

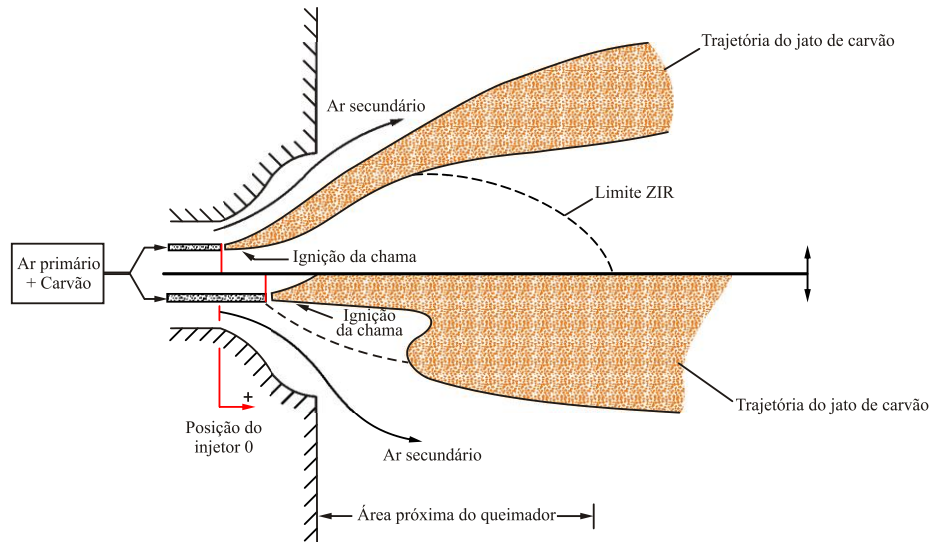


Fig. 2.7: Parte superior, combustível exterior ao swirler; parte inferior queimador AASB, com combustível interno ao swirler. IFRF (1991).

Outro aspecto muito importante em queimadores a Jato é o “entrainment”, porém mais informações encontram-se no capítulo 11.

A influência do ar secundário sobre a chama é grande, além das influências evidentes tais como:

Temperatura,

Quantidade de ar do ponto de vista estequiométrico

O ar secundário ainda influencia aerodinamicamente a chama, distorcendo, abrindo, flambando, etc. Obviamente que esta influência é negativa do ponto de vista de processo de fabricação de clínquer.

A figura 2.8, obtida por meio de CFD mostra a influência do ar secundário sobre a chama, destacando a tendência de levantar a chama, pois o resfriador está em linha com o forno.

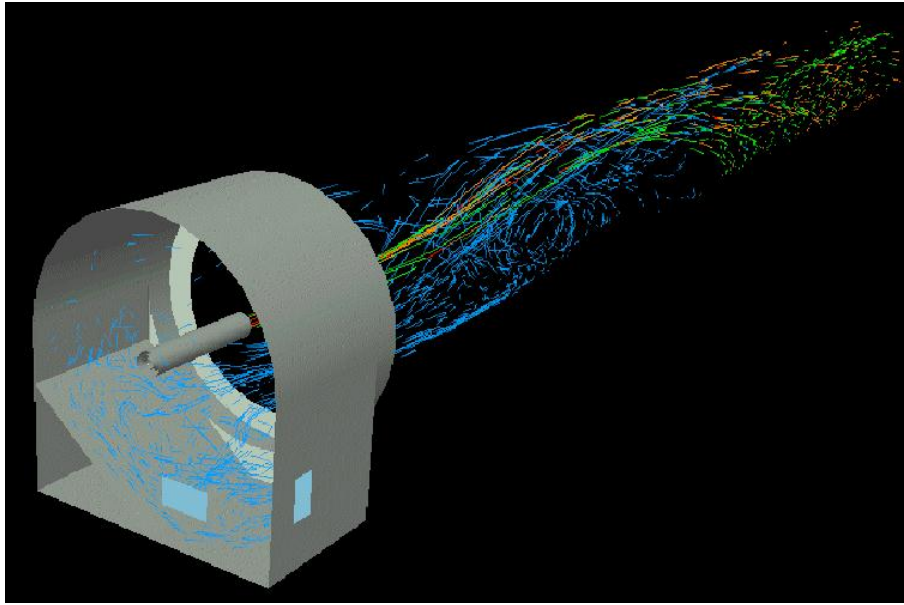


Fig. 2.8: Influência da aerodinâmica do ar secundário sobre a chama. Process Simulations (2005).

A figura 2.8 também mostra a tendência de do ar secundário com resfriador em linha com forno elevar a chama na direção superior do forno.

2.3.2 Interação da Chama com o Processo de Clinquerização:

As características desejadas para uma chama de forno de clinquerização são:

- rígida e centrada no forno, de forma a não sofrer perturbações do ar secundário, para que a chama não toque o material em clinquerização e as reações de combustão não interfiram nas reações de clinquerização.
- Oxidante, de forma a gerar pouco CO, pois este reage indesejavelmente com substâncias envolvidas no processo de clinquerização, através de uma estequiometria de oxidante e comburente adequada, e chama com elevado entrainment, para enriquecer o envelope da chama com oxigênio.
- Não permitir o escape de combustível do envelope da chama, de forma que este entre em contato indevidamente com o material em clinquerização, pois o combustível em combustão reage com importantes substâncias envolvidas na clinquerização.

- Baixa emissão de NO_x: no caso de queimadores é possível minimizar a formação de NO_x proveniente do combustível, através do emprego do conceito AASB, desenvolvido pelo IFRF (1991) e através do desenvolvimento do queimador com controle da taxa de entrainment, de forma que minimize NO.
- Comprimento de chama da ordem de 15 a 20 m dependendo do forno e das características da matéria prima, comprimento de chamas superiores a esta faixa, costumam formar zona de recirculação externa no final do jato, espalhando combustível por sobre o leito de material.

A figura 2.9 apresenta duas fotos de queimadores de um forno em aquecimento na iminência de alimentação:

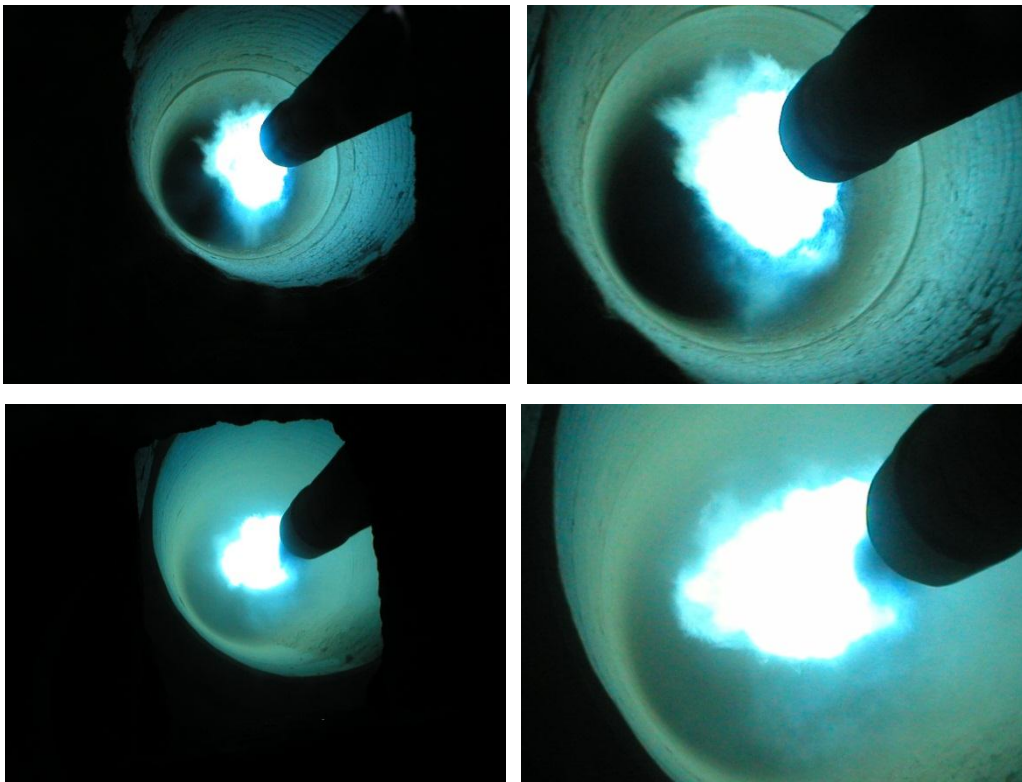


Fig. 2.9: Fotos superiores: queimador inadequado para operação com 100 % de óleo ultraviscosos 2 A. fotos inferiores: queimador (CD-NA) adequado com 50 % de óleo ultraviscoso e 50 % de petcoke (10 % de voláteis).

Nas fotos, o queimador inadequado foi substituído pelo queimador CD-NA, estudado nesta tese. Nota-se que no queimador inadequado, a chama não apresenta a característica de jato, formando escapes de combustível para fora do envelope, bem como escape de óleo combustível da chama, caindo sobre o revestimento refratário do forno. No queimador CD-NA o jato está melhor formado, e nota-se que não ocorre escape do combustível do envelope, e uma pequena zona escura na base do queimador, proveniente da entrada do petcoke na chama.

No processo de clinquerização ocorrem reações que são incompatíveis com a presença da chama tocando o material, presença de CO ou do combustível ainda em combustão sobre o leito, ou chama muito longas.

Existem dois grupos de reações incompatíveis com o toque da chama, atmosferas redutoras, ou chamas muito longas:

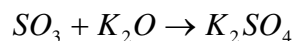
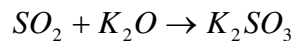
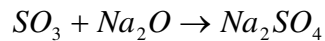
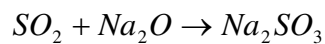
- O ferro presente na matéria prima, na forma de Fe_2O_3 , se reduz a FeO ou Fe^0 metálico em presença de CO, que é um forte agente redutor. O Fe , uma vez reduzido, não participa da formação da ferrita (C4AF), e como esta é formada a partir dos aluminatos (C3A), o clínquer formado em condições redutoras é rico em C3A, que altera o tempo de pega do cimento, fazendo com que o tempo que o concreto se endureça seja muito rápido.
- Na matéria prima se encontram micro elementos importantes, tais como S, Na e K, que fazem parte do clínquer que ainda incorpora o S do combustível. Estes três elementos e Cl formam o que se denomina de ciclo de voláteis. No clínquer o S, Na e K estão combinados formando sais simples e duplos na forma de minerais, de forma simplificada podem ser representados por $CaSO_4$, K_2SO_4 e Na_2SO_4 , os quais são voláteis nas condições de clinquerização, principalmente o primeiro.

Os compostos acima volatilizam significativamente quando passam pela zona de clinquerização, devido a alta temperatura desta região. Uma vez volatilizados voltam a se condensar em regiões mais frias do forno, na faixa de 1100 a 850 °C, ou seja, na entrada do forno, dutos de entrada do calcinador ou do ciclone do 4º estágio de aquecimento da farinha, trazendo sérios problemas operacionais, inclusive paradas do forno para fazer a desobstrução. A

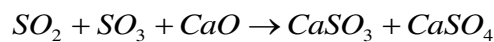
acumulação de voláteis dentro do forno pode ocasionar a parada deste ou a queda substancial da produtividade.

Os compostos mais voláteis são os de sulfato de cálcio e não os sulfatos alcalinos, e por isto os operadores de forno adicionam materiais ricos em álcalis na farinha para compensar o excesso de sulfatos, seja da matéria prima ou do combustível. Petcoke pode ter até 8,0 % de S na sua estrutura, enquanto que um óleo ultraviscoso pode ter cerca de 2,0 % e carvão mineral da ordem de 1,0 %.

Os álcalis reagem com os óxidos de S, formando sulfatos menos voláteis que os sulfatos de cálcio:



Caso o teor de álcalis seja baixo no forno (na farinha) os óxidos de enxofre irão reagir com o Ca, formando sulfatos altamente voláteis:



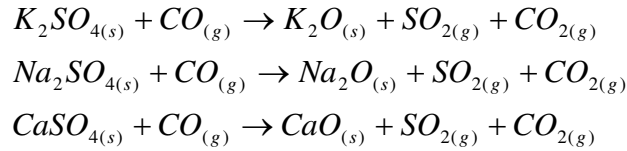
As formas de controle da formação dos voláteis são:

Controlar os teores de SO_3 , K_2O , Na_2O da farinha

Controlar o teor de S do combustível

Adequar o sistema de queima para a operação em situações de alto teor de sulfatos no forno, conforme as características desejadas para a chama listadas acima.

Quando a chama toca a superfície do leito (seja por motivos aerodinâmicos, de localização errada do queimador no forno, por temperatura baixa do ar secundário, ou por chama muito longa), ocorrerá a volatilização dos sulfatos primeiramente por alta temperatura (chama direta sobre o material) e por reações de redução em virtude do CO da chama e por extinção local da combustão (o material esfria localmente a chama, formando muito CO localmente), o CO reage da seguinte forma:



Nota-se que os sulfatos no estado sólido, que estavam nas pelotas de clínquer em contato com CO, formam SO_2 que é um gás, que retorna para entrada do forno onde reage novamente com CaO, formando sulfatos de cálcio que retornam para a zona de queima e voltam a ser volatilizados. Como estes sulfatos nestas condições não saem do forno estes se acumulam formando espessas colagens na entrada do forno, onde são sólidos (pois a temperatura é menor), levando até a parada por entupimentos devido as colagens.

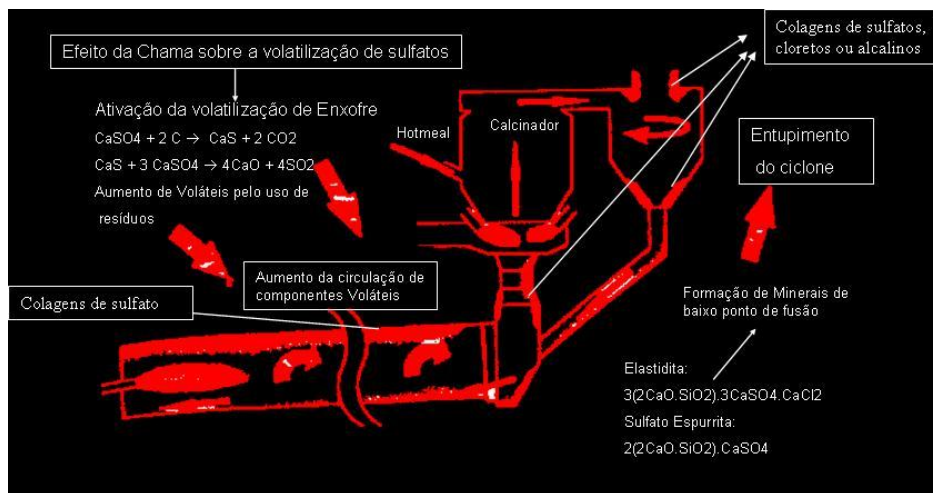


Fig. 2.10: Efeito da chama e principais reações do ciclo de voláteis do forno, Sutou (1999).

Nota-se que a formação de uma chama adequada é fundamental neste caso, principalmente quando o forno queima combustíveis de alto enxofre, ou seja, a chama deve ser rígida e oxidante, com a finalidade de não tocar o leito.

A chama influencia a volatilização também, se esta for muito curta e intensa, pois se cria pontos quentes (“hot spots”) levando a volatilização por alta temperatura e neste caso também pode comprometer o revestimento refratário.

A chama longa (maior que 20 m), formada devido a baixa turbulência do jato de ar primário, ou baixo entrainment, ou baixa reatividade do combustível, ou a combinação destes, forma uma zona de recirculação externa nesta região. Caso o combustível ainda não tenha

completado a combustão, inevitavelmente tocará o leito do material, acentuando as volatilizações e criando um anel de clínquer na região da zona de recirculação externa e devido ao contato direto da chama no material se acentua também a formação de compostos fundidos, que formam uma colagem de clínquer de geometria anelar, na superfície do refratário do forno, ou seja além da chama ser oxidante, rígida, não pode ser muito curta e nem muito longa.

Em virtude das exigências do processamento de clínquer a formação de uma chama adequada é muito importante para a produtividade e qualidade do clínquer produzido, por isso é muito importante projetar os queimadores que atendam estas demandas, por isso é muito importante conhecer a aerodinâmica da chama, do forno e a relação com o processamento de clínquer, para se efetivar o projeto. Nesta tese são desenvolvidos modelos matemáticos, que permitem compreender estas relações bem como projetar e simular queimadores.

2.4 Queimadores:

Um modelo clássico de queimador a jato é mostrado na figura 2.11

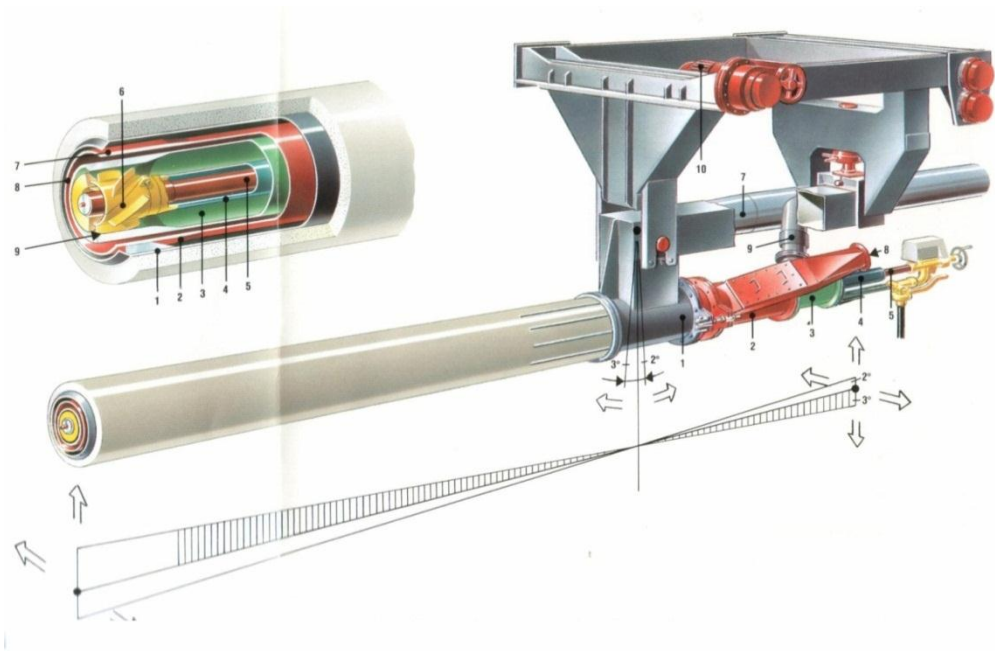


Fig. 2.11: Queimador de forno rotativo de clínquerização, modelo swirlax FL-Smidth, FL-Smidth (2003).

Este modelo de queimador convencional (swirlax FL-Smidth) utilizado em forno rotativo, composto por:

1. Tubo do queimador.
2. Parte externa do tubo de carvão.
3. Parte interna do tubo de carvão
4. Tubo protetivo do queimador de óleo
5. Conjunto atomizador de óleo
6. Swirler
7. Canal de ar primário axial.
8. Tubo passagem de carvão
9. Canal de ar tangencial (ar de rotação)
10. Motor para movimentação do queimador.

O queimador é preso em um cavalete, que além de sustentá-lo também possui a função de posicionar o queimador no interior do forno, sendo possível movimentar o queimador em todas as direções, conforme mostrado no plano tracejado da figura acima.

A seguir são descritas algumas tecnologias existentes para queimadores de fornos de clinquerização usados na parte rotativa do sistema, mas também são empregados queimadores a jato nos calcinadores. Fernandes (2000) relata alguns modelos de queimadores a jato aplicados a calcinadores.

2.4.1 Swirlax – FL Smidth

Trata-se de um queimador de conceito convencional e de baixa quantidade de movimento, onde se utiliza um único ventilador para atender todos os canais de ar primário (fig 2.11), sendo suas características, de acordo com FLSmidth (2003):

- ar primário: 10 % a 1200-1300 mmca.
- velocidade ar axial, máxima de 120 m/s
- ar de transporte de carvão: 3,5 kg carvão/kg de ar
- Permite a combustão de sólidos e líquidos simultaneamente.

2.4.2 Pyrojet – KHD Humboldt Wedag (Alemanha)

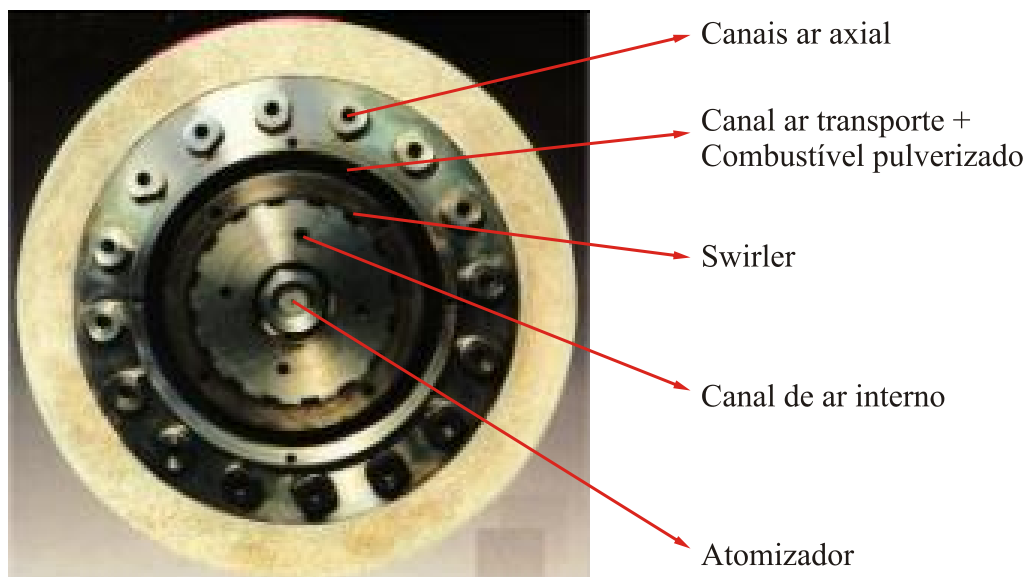


Fig. 2.12: Queimador Pyrojet . Humboldt Wedag (2005)

De acordo com Bauer (1990), o queimador Pyrojet opera com velocidades de até 340 m/s no ar axial e ar de rotação com até 160 m/s. Em virtude das altas velocidades no canal axial, pode ocorrer em determinados momentos o bloqueio sônico do escoamento (“choking”).

Para atingir níveis tão elevados de pressão o queimador emprega um soprador exclusivo para o canal axial com pressão de 10.000 mmCA e um ventilador com pressão de 1500 mmCA para atender o canal de ar de rotação e o canal de ar de resfriamento do queimador.

Este queimador também opera com cerca de 6,5 % de ar primário, incluindo o ar de transporte (valor muito baixo em relação aos queimadores convencionais).

Com altas velocidades e alta quantidade de movimento, este queimador é adequado para a combustão de combustíveis de baixa reatividade (low grade Fuels –LGF, por ex. antracita e petcoke) e para a combustão de óleo torna-se necessário reduzir as velocidades do queimador, pois pode ocorrer problemas de super aquecimento por carga térmica elevada na zona de queima.

A elevada velocidade axial do jato cria um zona de recirculação interna próxima ao queimador gerando uma depressão de 60 mmCA aproximadamente, evidenciando o retorno dos gases quentes.

Este modelo de queimador de alta velocidade permite que o efeito de mistura comburente e combustível seja muito elevado, e feito de forma muito rápida, devido as altas velocidades empregadas. Isto leva a uma chama de alta intensidade, porém, sem apresentar pontos quentes na chama (“hot spot”), típico dos queimadores convencionais, que são responsáveis pelo acréscimo de NOx.

A emissão de NOx também é menor neste modelo de queimador, justamente pela eliminação do ponto quente bem como pela menor porcentagem de ar primário empregada.

A figura 2.13 apresenta gráficos mostrando a redução de NOx, com emprego do conceito Pyrojet (alta velocidade de ar axial).

Keer (1998) mostra que queimadores com jatos de alta velocidade apresentam redução de 30-50 % na emissão de NO em relação aos queimadores sem jatos.

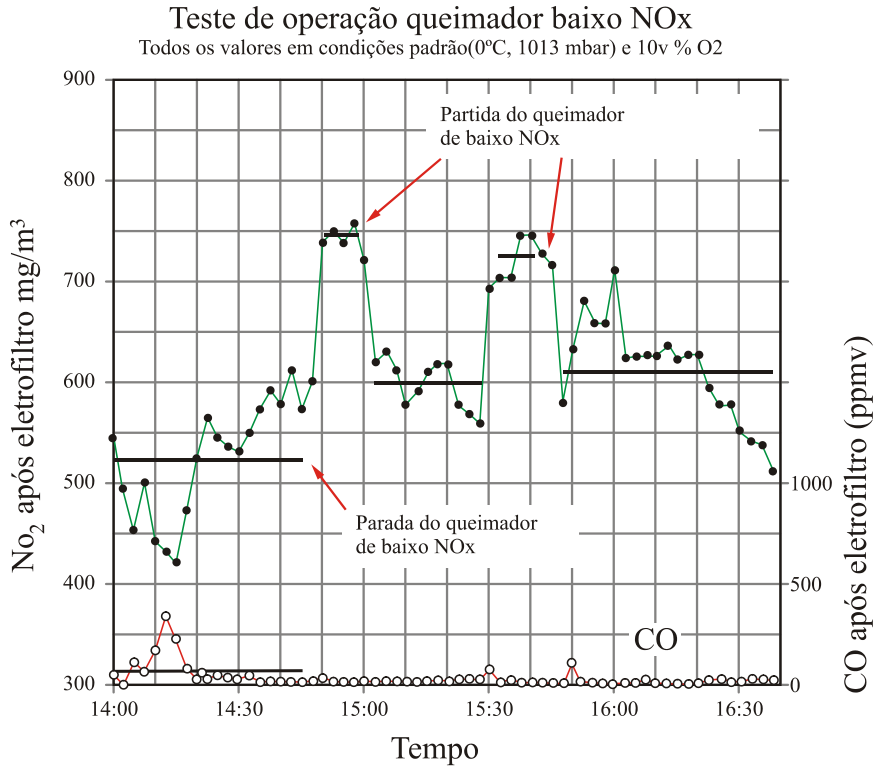
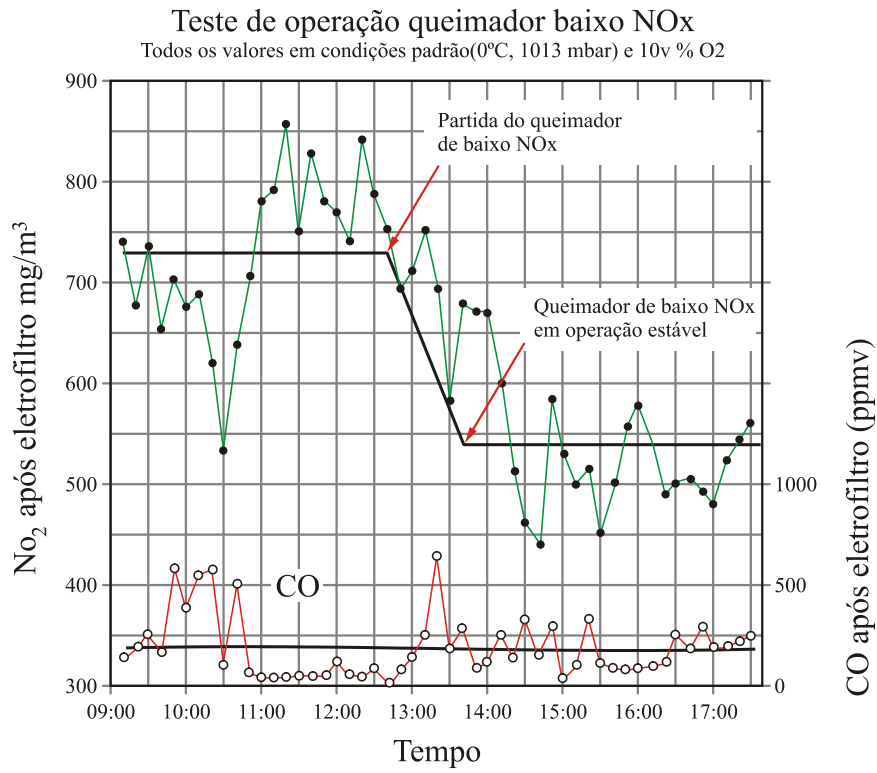


Fig. 2.13: Resultados de redução de emissão de NOx com o emprego do pyrojet, Bauer (1990)

De acordo com o IFRF (International Flame Research Foundation – Holanda) em artigo de Smart (1999), o aumento de NO_x em chamas de fornos de cimento se deve principalmente pelo volume de ar secundário arrastado para dentro da chama, e isto é contraditório em relação ao conceito empregado pela KHD, porém em trabalhos mais recentes o IFRF também conclui que se o combustível passar com alta velocidade e penetrar na ZIR (Zona Interna de Recirculação), ocorre a tendência de se reduzir a emissão de NO_x. Este segundo fenômeno pode ocorrer com o pyrojet, e por isso ocorre a redução do NO_x em relação aos queimadores convencionais.

Com objetivo de se aumentar a velocidade de saída do ar axial, torna-se necessário aumentar as restrições na saída, por isso o canal axial deixa de ser anular (queimadores convencionais) e passam a apresentar furos circulares ao longo do raio externo do queimador.

2.4.3 Rotaflam – Pillard (França)

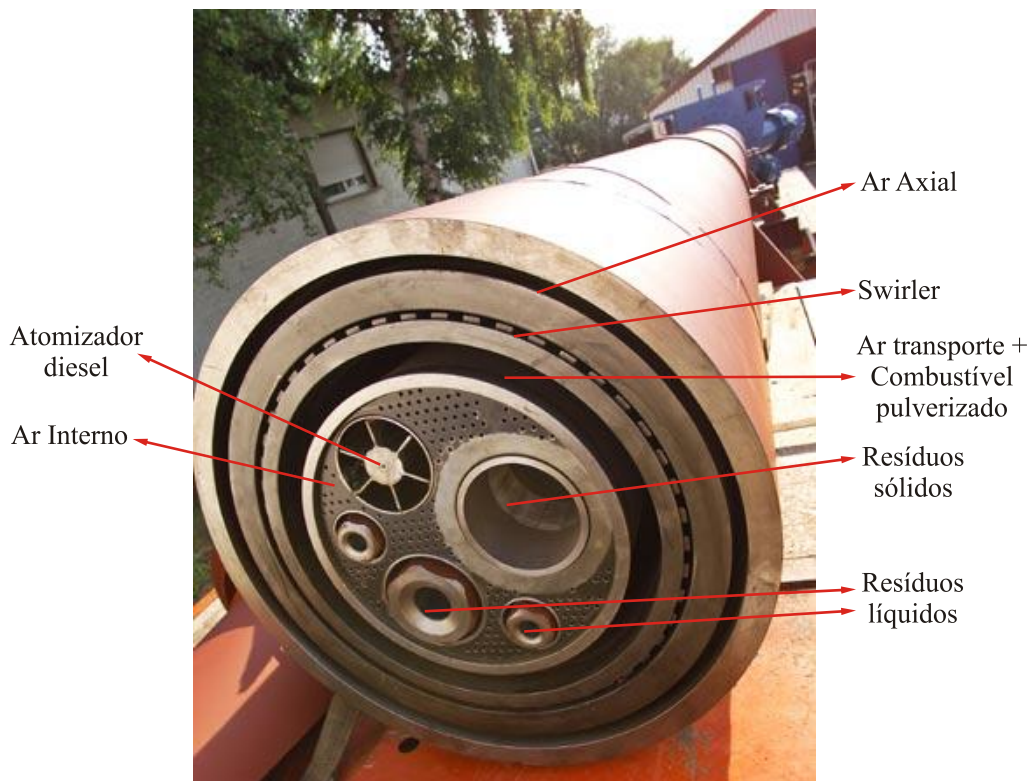


Fig. 2.14: Queimador Rotaflam com canais para diversos resíduos industriais sólidos e líquidos e biomassas, Pillard (2005)

Nota-se que o canal de combustível pulverizado está internamente ao canal de ar de rotação, segundo as recomendações do IFRF, Smart (1999), e desta forma o combustível entrará diretamente dentro da ZIR, que é uma região de alta temperatura (que contribui com a ignição do combustível e a desvolatilização), porém a alta concentração de CO e baixa concentração de O₂ inibe a formação de NO_x, através dos compostos nitrogenados desvolatilizados do combustível.

Outra medida adotada no Rotaflam é que a saída do ar axial bem como os outros canais estão recuados em relação ao tubo mais externo do queimador (figura 2.15). Isto reduz a velocidade de saída de ar de todos os canais, bem como produz uma massa de ar misturada com partículas do combustível. Esta mistura com baixa velocidade reduz o entrainment de ar secundário, tornando a chama pouco oxidante e conseqüentemente emitindo menor quantidade de NO_x. Porém, na combustão de LGF isto não é interessante, pois a chama não se torna oxidante o suficiente para elevar as taxas de reação dos combustíveis pouco reativos, e assim forma-se uma chama redutora, longa e de baixa rigidez, que conforme comentado anteriormente é indesejável.

Este queimador opera com 9 % de ar primário (incluindo o ar de transporte), e 2500-3100 mmCA de pressão de ar primário.



Fig. 2.15: Queimador Rotaflam para carvão, combustíveis líquidos e gasosos, onde que os canais podem ser recuados, ou seja, não ficam faceados. Pillard (2005).

Nota-se que na região central destes queimadores existem vários pequenos furos (tipo peneira) e por estes furos passam ar denominado “ar central”, que possui a função de resfriar esta região, que pode atingir altas temperaturas quando se queima combustíveis muito reativos (óleos,

solventes industriais, etc). A temperatura se eleva devido a ZIR formada pela ação do swirler e pelo efeito de Bluff-Body causado pelo elevado diâmetro do queimador.

A ZIR pode ser formada pelo efeito de Bluff-Body, que é quando um jato passa superficialmente por uma parede, como mostra a figura 2.16.

A fig 2.17 não mostra a presença da lança de combustível, que se localiza na parte central (em um dos canais vazios).

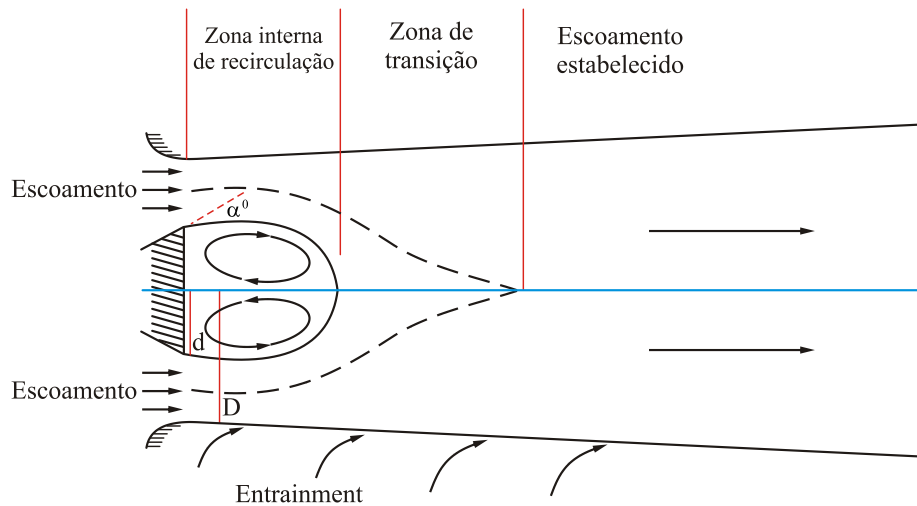


Fig. 2.16: Formação de Zona Interna de Recirculação por Bluff Body, Chigier e Beér (1972)

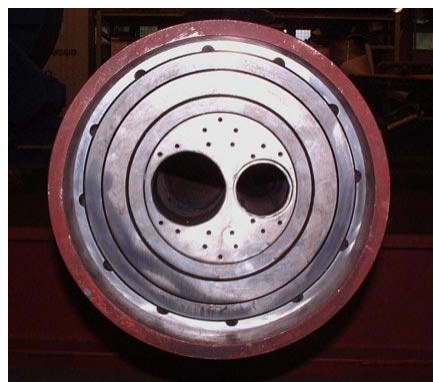


Fig. 2.17: Queimador Rotaflam para combustíveis líquidos e gasosos. Pillard (2005)

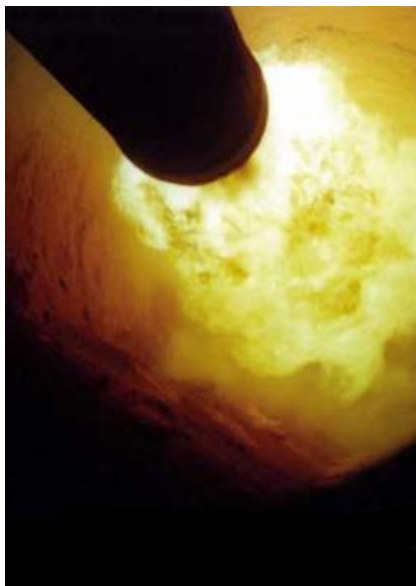


Fig. 2.18: Chama de queimador Pillard dentro de um forno rotativo, Pillard (2005)

2.4.4 Duoflex FL Smidth (Dinamarca).

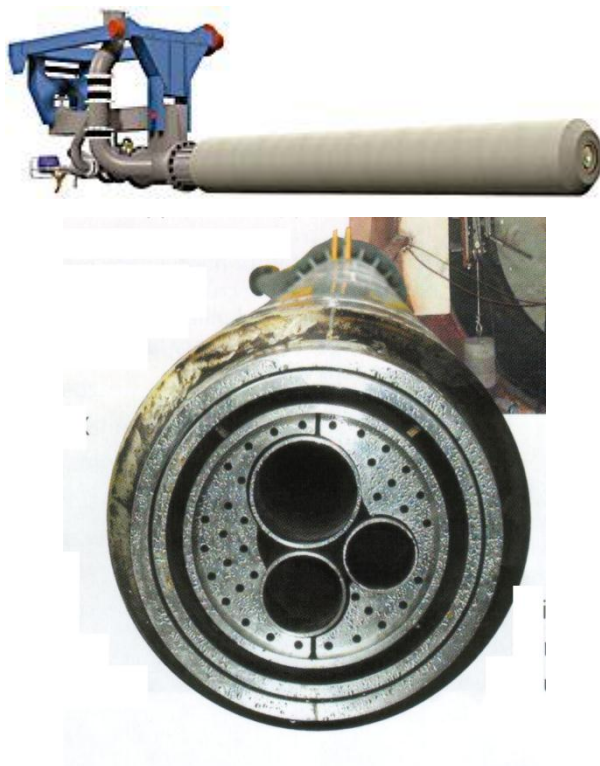


Fig. 2.19: Queimador Duoflex, FLSmidth (2004)

O queimador Duoflex, figura 2.19, apresenta somente um canal de ar primário conjugado entre ar axial e ar de rotação. No interior deste duto, mais interno, existe um swirler, onde o ar axial passa externamente ao swirler e parte do ar primário passa pelo swirler, conforme fig 2.20, 2.21 e 2.22.

De acordo com o fabricante o “swirler” é composto de pás móveis e o operador pode alterar o índice de rotação sem precisar alterar as vazões de ar.

No canal mais interno é injetado combustível sólido pulverizado, e mais internamente existe um conjunto de canais para materiais residuais, como chips de madeira e outros materiais grosseiros, bem como o atomizador de combustível líquido, fig 2.21.

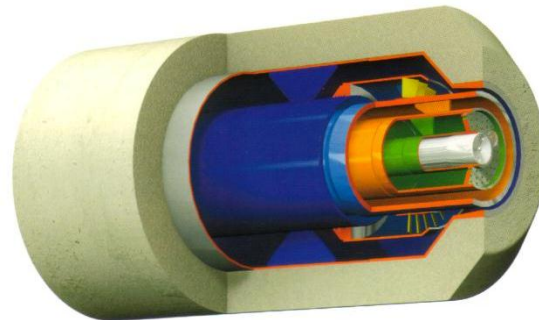


Fig. 2.20: Detalhe interno queimador Duoflex , FLSmidth (2004).

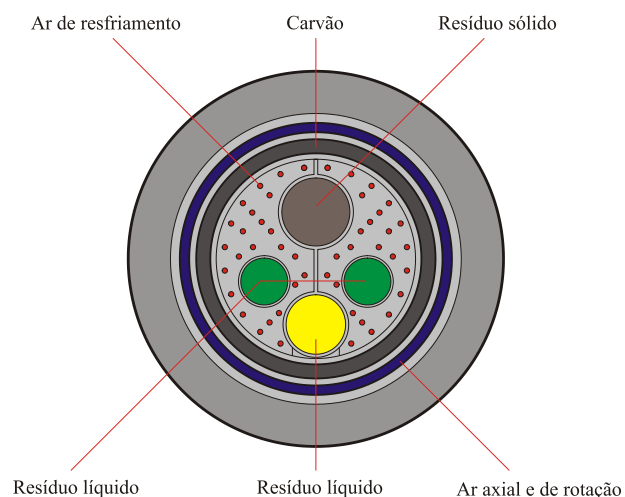


Fig. 2.21: Queimador Duoflex, distribuição dos canais. FLSmidth (2004).

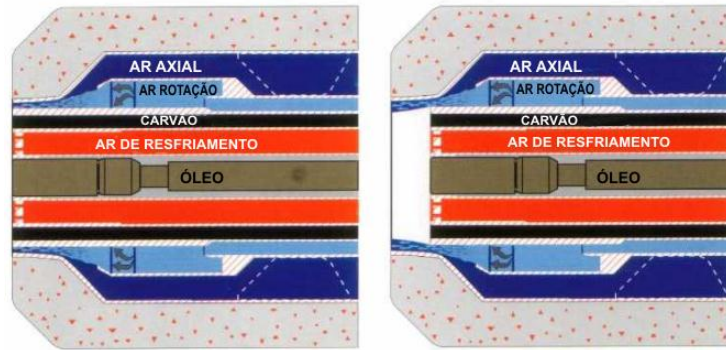


Fig. 2.22: Área de saída do queimador Duoflex é ajustável, FLSmidth (2004)

A fig 2.22 mostra que a área de saída do queimador é variável, semelhante ao queimador Rotaflan da Pillard, onde os canais podem ser recuados, com o objetivo de se reduzir entrainment de ar secundário.

Ao redor dos canais de resíduos e atomizador de óleo se encontram diversos furos para jatos de ar, que possuem a função de resfriar esta região em caso de superaquecimento por aproximação da zona interna de recirculação. Observa-se que este queimador apresenta grande diâmetro que intensifica o efeito de bluff body na geração de ZIR.

Segundo o fabricante este queimador permite a combustão inclusive de resíduos de ração animal.

O efeito de ar de rotação em conjunto com o axial, pode dificultar a operacionalização do forno quando se deseja aumentar a quantidade de movimento da chama, porém este conceito segue as premissas da IFRF, pois o ar axial sai em rotação, e nesta condição tem-se alta capacidade de arraste de ar secundário. Apesar da condição oxidante em virtude do alto entrainment a emissão de NOx não é elevada, pois os combustíveis estarão internos a ZIR, e de acordo com IFRF (1991) esta medida é positiva no sentido de se reduzir a emissão de NOx. O IFRF denomina este mecanismo AASB.

Uma desvantagem deste queimador é a baixa quantidade de movimento, principalmente se for instalado em um forno em que a quantidade de movimento do ar secundário é elevada, na qual o índice de rigidez será baixo (ver capítulo 11), fazendo com que a chama fique “balançando” devido a influência do ar secundário, e assim tocando o leito de clínquer e

ocasionando todos os problemas listados no item 2.3. Porém este queimador funciona com boa performance em fornos de elevado diâmetro em relação a capacidade de produção de clínquer, pois nesta condição o momentum de ar secundário é baixo.

2.4.5 M.A.S Burner Unitherm (Austria)

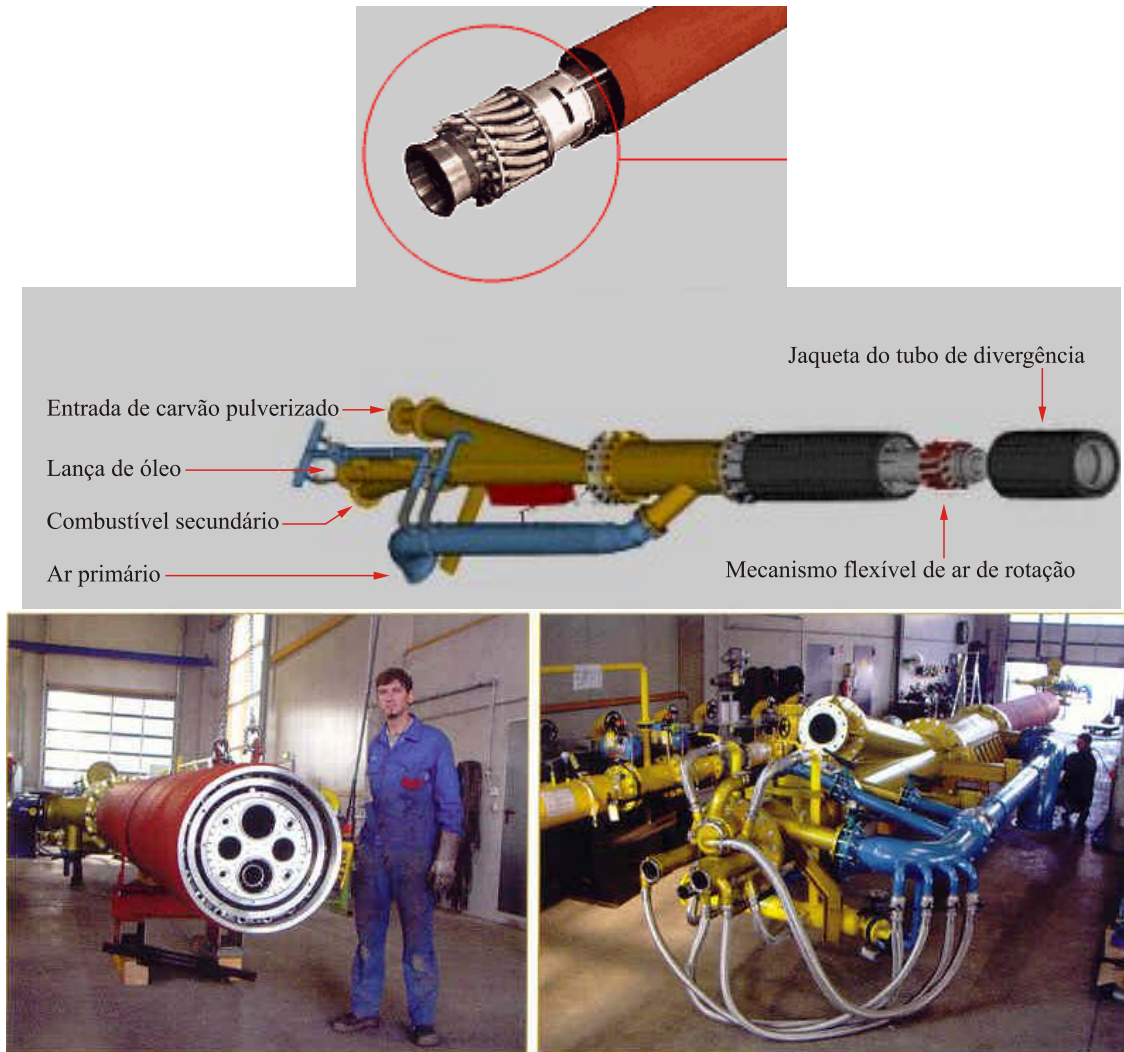


Fig. 2.23: MAS Burner, Unitherm (2005).

O queimador MAS (mono airduct system), figura 2.23, também possui conceito similar ao Duoflex, somente com um canal de ar primário, onde o ar axial está conjugado com o ar de rotação, de acordo com Lederer (1996).

A diferença é que o swirler neste queimador é composto por diversas mangueiras flexíveis de aço, por onde passa o ar. Estas mangueiras são acionadas por um mecanismo de regulagem angular, fazendo com que o ar saia com componente tangencial e este se mistura em uma pequena câmara antes de sair do queimador.

Este queimador também utiliza o conceito retração dos canais do queimador em relação ao tubo externo do queimador (conhecido como jaqueta), também empregado no Rotaflam e no Duoflex, com a finalidade de se reduzir entrainment e assim reduzir a formação de NOx.

Este queimador opera com cerca de 10 % de ar primário (incluindo ar de transporte), e com baixa pressão.

Segundo o fabricante a baixa emissão se deve a baixa turbulência do queimador, por outro lado, isto é indesejável para a queima de LGF, e a quantidade de movimento situa-se na faixa de 3 N/MW (sendo que para LGF se recomenda acima de 6,8 N/MW).

Queimador para Fornos Rotativos

Para Carvão, Óleo, Gás e Combustíveis Secundários



Fig. 2.24: MAS burner para LGF, Unitherm (2005).

A presença do combustível internamente ao duto de ar de rotação, contribui para a volatilização em ambiente redutor, minimizando a geração de NO_x, de acordo com o conceito de combustão estagiada do IFRF denominado AASB.

Segundo o fabricante, a injeção de resíduos picados também apresenta efeito de rotação, porém o efeito disto é bastante discutível, dependendo muito das propriedades do material particulado e do número de rotação aplicado, de acordo com Li (1996).

2.4.6 Queimador C.Greco (Brasil)

O queimador C.Greco, figura 2.25, opera com 10 a 13 % de ar primário (incluindo ar de transporte) e pressões de 2500 a 3500 mmca e cerca de 3 a 5 N/MW de quantidade de movimento/potência queimador.

Não se aplica a este queimador o conceito de combustão estagiada, desenvolvido pelo IFRF (1991), denominado AASB, pois no queimador C.Greco o ar de rotação é interno ao canal de combustível pulverizado e portanto o combustível não passa pelo interior da ZIR, porém, de acordo com Arecco (2003) o queimador emprega injeção de água na chama como forma de se reduzir a temperatura na região onde os compostos nitrogenados desvolatilizam reduzindo a tendência de se formar NO_x.

A figura 2.25 e 2.26 mostram o queimador para sólidos, óleo e resíduo líquidos, observando-se a pequena quantidade de canais axiais.

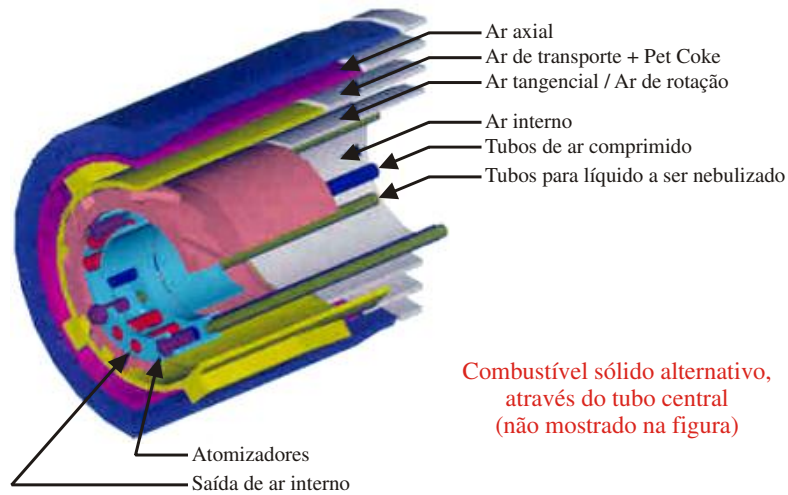


Fig. 2.25: Esquema Queimador C.Greco

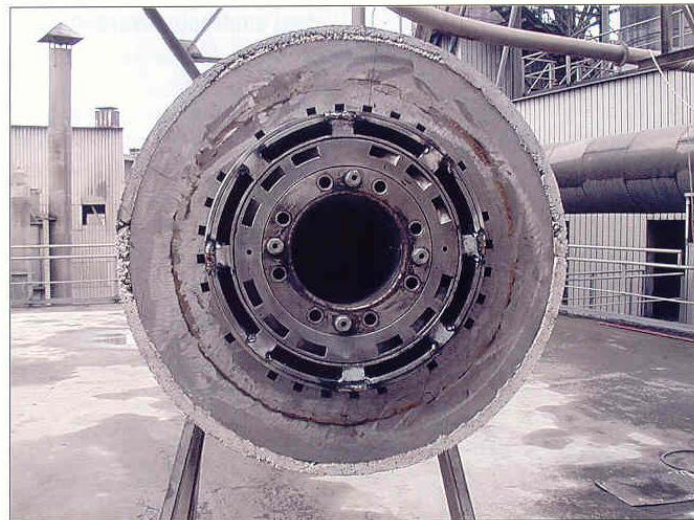


Fig. 2.26: Ponta do queimador C.Greco

Arecco (2003), informa que utilizando um queimador C.Greco conseguiu-se reduzir a emissão de NO_x de 1711 mg/NM³ para 1228 mg/NM³ a 10 % O₂, cerca de 28 % de redução. Considerando-se a redução de 18 % para 10 % na quantidade de ar primário, em relação ao antigo queimador convencional e ao novo queimador C.Greco.



Fig. 2.27: Queimador C.Greco em processo de aquecimento de um forno rotativo



Fig. 2.28: Queimador C.Greco em operação

2.4.7 Queimador COMBUSTECH (Brasil)

A fig 2.29 mostra a ponta do queimador Combustech, com os canais:

- Canal axial : com alta velocidade, cerca de 250-300 m/s, e entrainment maior que 100 % (em relação estequiométrica) a 20 m da ponta do queimador e pressão de 4500-6500 mmCA..
- Canal de ar de rotação: com alta velocidade e baixa vazão de ar.
- Canal de coque: interno ao swirler.

- Canal interno: com baixa quantidade de ar e com componente da velocidade somente na direção axial.
- Atomizador de óleo e resíduo industrial líquido.

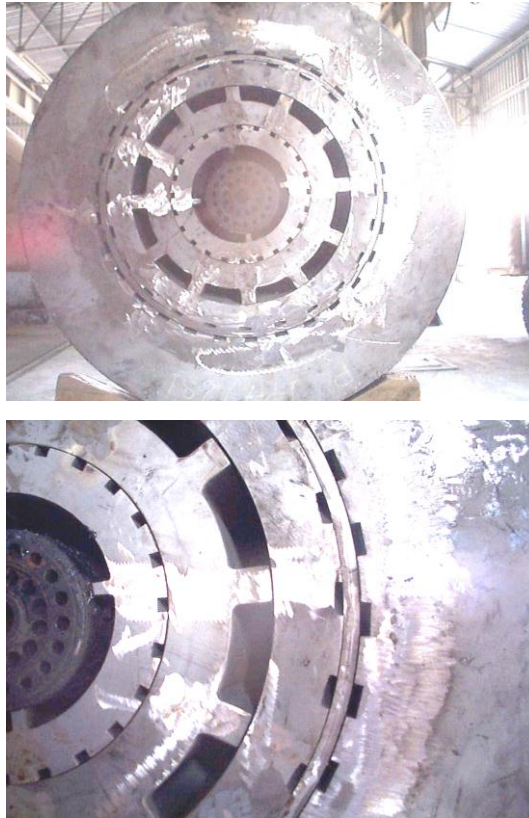


Fig. 2.29: ponta queimador COMBUSTECH, Patentes requeridas: Fernandes (março 2002), Fernandes (Junho 2002), Fernandes (Novembro 2003) e Fernandes (Março 2005).

De acordo com Zaman (1999), o canal retangular para o ar axial maximiza entrainment em relação aos canais de seção quadrada e circular, ou seja, este queimador permite operar com elevadas taxas de entrainment, produzindo uma chama oxidante, característica que aliada ao elevada quantidade de movimento de 6,0-7,5 N/MW se torna adequada para a operação em fornos que queimam combustíveis com alto teor de enxofre.

O efeito de produzir maior quantidade de NO_x em virtude da alta taxa de entrainment é contrabalanceada com o estagiamento da combustão na chama, através do emprego do conceito AASB desenvolvido pelo IFRF (1991), na qual o canal de combustível pulverizado está

localizado internamente ao swirler. Assim o combustível passa através da ZIR, que é uma região de alta temperatura porém rica em CO, minimizando as reações de oxidação dos voláteis nitrogenados do combustível.

Nos fornos onde estes queimadores foram instalados não se observou elevação de emissões de NOx, sendo que a emissão ficou estável em relação ao queimador antigo, porém os fornos ganharam em produtividade (cerca de 8 a 10 % a mais de produção) e eliminação de eventuais problemas de volatilização de sulfatos.

Nos fornos de clinquerização o mecanismo predominante de formação de NOx é a via térmica em virtude do processo de clinquerização ocorrer em alta temperatura, e isto acaba recebendo pouca influência da chama, visto que é uma característica do processo, ou seja, na produção clínquer a temperatura na zona de queima deve estar em 1450 °C, e isto é atingido independente da qualidade da chama, e o NOx térmico corresponde a cerca de 70 a 80 % de todo o NOx produzido no forno, e cerca de 20 a 30 % é proveniente do nitrogênio do combustível.

Cabe ressaltar que os mecanismos de estagiamento da combustão na chama possuem efeito de reduzir as emissões de NOx provenientes do combustível, e no caso de combustíveis com baixo teor de voláteis e baixo teor de nitrogênio (caso de petcoke, por exemplo), o efeito de se usar ou não mecanismos de estagiamento da combustão na chama é de pouca importância. Nestas condições o fato de se elevar o entrainment também não deve elevar as emissões de NOx na chama.

Um método de redução de NOx térmico usado no queimador COMBUSTECH é a elevada quantidade de movimento, na qual o efeito de mistura e turbulência dentro da chama e espalhamento uniforme de O₂ proveniente do entrainment ao longo do comprimento da chama, minimiza a formação de pontos quentes na chama (“hot spots”), que é uma importante fonte de geração de NOx térmico.

O número de rotação elevado (0,15 a 0,20) é uma fonte de ponto quente, porém quando se opera com elevada quantidade de movimento a chama pode ser estabilizada pelo elevado entrainment, podendo assim operar com número de rotação baixo (0,04-0,06), minimizando ainda mais a tendência de formar pontos quentes.

Os maiores ganhos com queimadores Combustech foram:

- O aumento médio da temperatura ao longo da chama, porém sem formar pontos quentes (ver fig. 2.30).
- Rigidez da chama, momento da chama maior que momento do ar secundário.
- Elevada capacidade de arraste de ar secundário para dentro da chama, isto eliminou regiões redutoras presentes na chama e reduziu drasticamente as colagens sulfato na entrada do forno e eliminou os anéis de sulfatos (veja fig 2.30).
- Cerca de 10-11 % de ar primário + ar de transporte.
- Os quatro fatores acima permitem elevar a produção do forno em cerca de 8 a 10 % sem acréscimo nas emissões de NO_x.

Quando o objetivo é reduzir as emissões de NO_x, a Combustech emprega canais circulares para o ar externo (ar axial), e esta geometria confere elevada quantidade de movimento (a chama não toca o leito de clínquer) porém com entrainment menor que fornecida por furos de seção retangular, assim minimizando as emissões de NO_x.

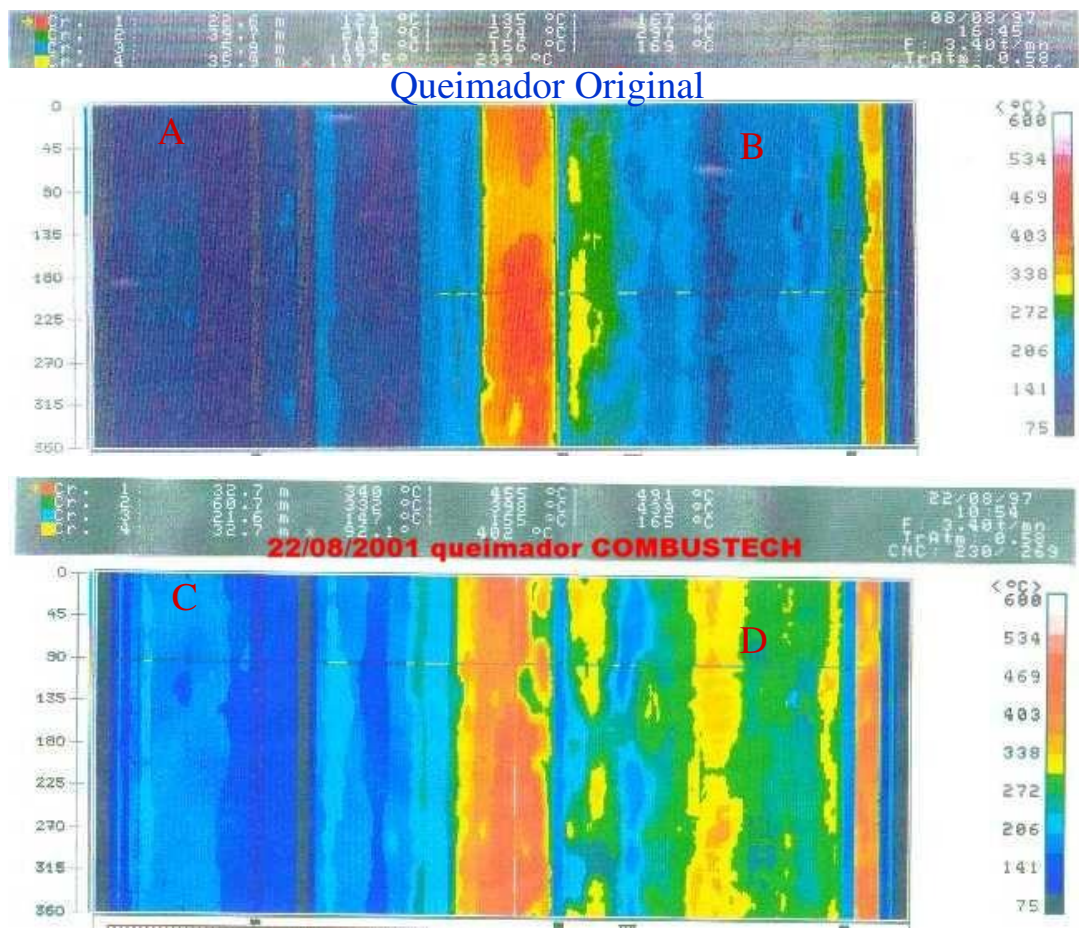


Fig. 2.30: Imagens temperatura casco do forno, obtidas por escaneamento infravermelho.

Pelas imagens de Scanner infravermelho do casco do forno (fig 2.30) pode-se comparar a situação com o queimador original e Combustech.

Com queimador original (foto superior) nota-se alta concentração de colagens na entrada do forno (A) e anel de clínquer na zona de queima (B), indicando um ponto quente na chama, provavelmente devido ao elevado índice de rotação.

Com o queimador Combustech as colagens de sulfato são reduzidas (C) e a zona de queima fica mais quente e de forma homogênea. (D), os anéis de sulfatos são eliminados, pois embora a temperatura média da zona de queima se elevou, não ocorre toque da chama sobre o leito de clínquer e conseqüentemente se reduz as volatilizações de sulfatos presentes no clínquer.

3 Capítulo 03 - Aerodinâmica de Queimadores e Jatos

Com as propriedades do escoamento do ar primário determinadas em todas as saídas do queimador (velocidade, temperatura, densidade etc), pode-se então determinar as características da chama, com base na teoria dos jatos.

O estudo da aerodinâmica de jatos com reação química requer modelagem complexa em virtude das correlações entre fluidodinâmica, reações químicas e transferência de calor e massa, com a finalidade de simplificação, trataremos o fenômeno somente apartir de alguns índices:

- Quantidade de movimento total dos jatos e por canal do queimador.
- Quantidade de movimento específica.
- Índice de rigidez, relação entre a quantidade de movimento total dos jatos queimador/quantidade de movimento do ar secundário
- Índice de rotação por canal, total do queimador, total do escoamento do forno incluindo ar secundário.
- Entrainment de ar secundário no jato do queimador.

3.1 Quantidade de movimento de Jatos:

De acordo com Beér e Chigier (1972), em um jato livre a quantidade de movimento axial é conservada da seguinte forma:

$$G_x = \int_0^R U \cdot \rho \cdot U \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr + \int_0^R p \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr = \text{constante} \quad (3.1)$$

Onde U – é a componente axial (direção x) da velocidade do escoamento do jato

ρ - densidade, p – pressão estática em qualquer seção do jato.

Nota-se que para determinar a quantidade de movimento em alguma posição do jato torna-se necessário conhecer, velocidade U , densidade, e a pressão estática p etc. Porém podemos determinar a quantidade de movimento do jato imediatamente na saída do queimador e neste caso o termo da pressão estática pode ser omitido (segundo termo da equação 3.1):

$$G_x = 2\pi \int_0^R \rho U^2 \cdot r \cdot dr \quad (3.2)$$

Integrando a equação acima obtemos:

$$G_x = \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} \rho_s \bar{U}_s^2 \quad (3.3)$$

Na qual foi considerado que a densidade e a velocidade são uniformes (valores médios) ao longo da seção do raio de saída do bocal que origina o jato.

A equação 3.3 pode ser reescrita em termos de vazão mássica:

$$G_x = \left[\frac{\pi \cdot D_s^2}{4} U_s \rho_s \right] \cdot U_s = \dot{Q}_m \cdot U_s \quad (3.4)$$

Onde \dot{Q}_m é a vazão mássica no canal em questão (kg/s) e U_s é a componente na direção x da velocidade média em questão na saída do canal em m/s, obtendo G_x , quantidade de movimento do canal em N.

Para se determinar a quantidade de movimento do queimador, deve-se somar todos as quantidades de movimentos dos jatos que compõe a saída do queimador, por exemplo, para o queimador abaixo temos:

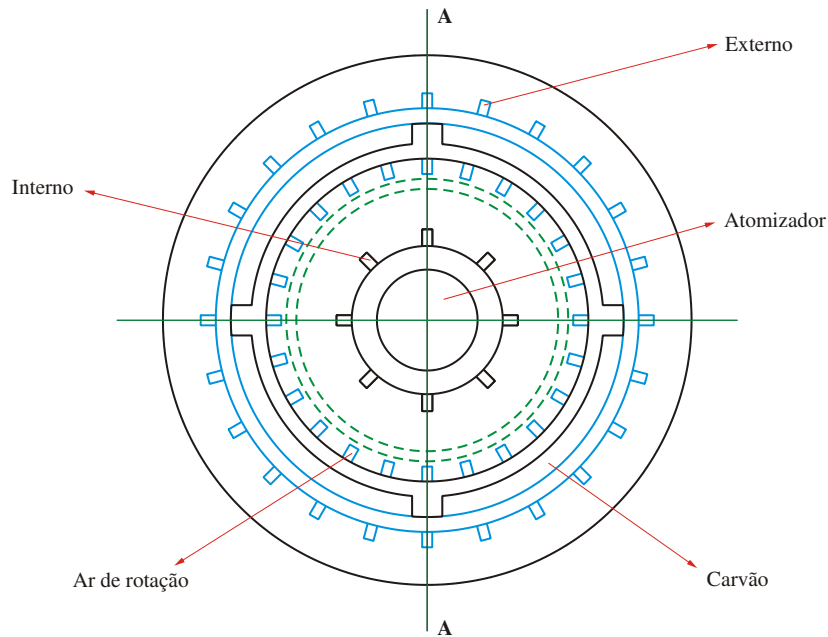


Fig. 3.1: Queimador multicanaís

Onde a equação geral, para cada canal, onde n é o número do canal:

$$G_{xn} = \dot{Q}_{mn} \cdot \bar{U}_{sn} \quad (3.5)$$

A quantidade de movimento do queimador é dada pelo somatório das quantidades de movimento de cada canal:

$$G_{x-queimador} = \sum_{n=1}^{n=k} G_{xn} = \sum_{n=1}^{n=k} \dot{Q}_{sn} \cdot U_{sn} \quad (3.6)$$

A determinação da quantidade de movimento total do queimador, se constitui de:

Todas as quantidades de movimento dos canais de ar primário do queimador

Todas as quantidades de movimento dos canais de injeção de combustíveis sólidos, considerando a vazão de ar de transporte na determinação da quantidade de movimento.

Todas as quantidades de movimentos dos canais de combustíveis gasosos.

Não é considerada a quantidade de movimento de combustíveis líquidos atomizados, devido a baixa quantidade de movimento das gotículas na saída do atomizador, em virtude da conversão de energia mecânica em energia para geração de superfície no líquido, atomização.

3.2 Quantidade de movimento do ar secundário:

Ar secundário é o ar de combustão proveniente da recuperação do ar quente efluente do resfriador de clínquer, na qual resfria o clínquer quente proveniente do forno através de um leito fluidizado/fixo onde o ar frio percola o leito de clínquer quente, parte do ar que é efluente do resfriador é usado como ar de combustão, este ar recebe o nome de ar secundário, este ar entra no tubo do forno, porém externamente ao queimador.

A determinação da quantidade de movimento do ar secundário é feita através de um balanço de massa e energia no resfriador/forno, na qual é determinada a vazão mássica do ar secundário e sua temperatura:

1. \dot{Q}_{arsec} e T_{arsec} , através de balanço de massa e energia no resfriador e forno.
2. Determina-se a densidade do ar secundário:

$$\rho_{arsec} = \frac{(p_{barométria} + p_{arsec}) \cdot 28,7}{R \cdot (T_{arsec})} \quad (3.7)$$

onde, p_{arsec} , é a pressão estática do ar secundário e pode ser aproximada por zero.

3. Determina-se a área de passagem do ar secundário na entrada do forno, basicamente a área de seção do forno descontado o revestimento refratário e a % de enchimento de material no forno e a área de seção ocupada pelo queimador, de acordo com a figura 3.2:

$$A_{arsec} = (A_{livreforno}) \left(1 - \frac{GE}{100}\right) - A_{seçãoqueimador} = \left(\frac{\pi(D_{forno} - 2 \cdot e_{tijolo})^2}{4}\right) \left(1 - \frac{GE}{100}\right) - \frac{\pi D_{queimador}^2}{4} \quad (3.8)$$

Onde : D_{forno} : diâmetro interno virola do forno

e_{tijolo} : espessura do tijolo refratário

GE : Grau de enchimento material em %

: Diâmetro externo queimador, considerando a espessura do refratário do queimador.

4. Determina-se a velocidade do ar secundário na entrada do forno:

$$\bar{U}_{arsec} = \frac{\dot{Q}_{arsec}}{\rho_{arsec} A_{arsec}} \quad (3.9)$$

5. Determina-se a quantidade de movimento do ar secundário:

$$G_{arsec} = \dot{Q}_{arsec} \bar{U}_{arsec} \quad (3.10)$$

Convém salientar que a determinação da quantidade de movimento do ar secundário foi considerado que a velocidade do ar secundário possui componente somente na direção x (axial), porém na prática, nota-se que o ar secundário entra no forno com perfil de escoamento não uniforme na direção radial se o resfriador for tipo grelha (fig 3.2), ou perfil de escoamento não uniforme na direção angular, se o resfriador for tipo satélites (giratório, fig 3.3).

Na figura 3.2, note que embora o ar secundário não tenha componentes rotacionais, este apresenta componentes radiais, observe a tendência de se levantar a chama, em virtude o escoamento ascendente do ar secundário.

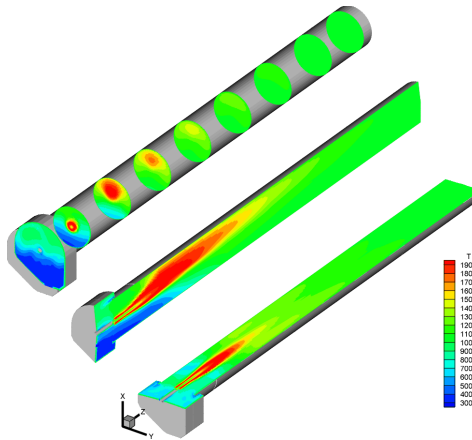


Fig. 3.2: simulação em CFD de um forno com resfriador grelha, , Process Simulations LTD (2005).



Fig. 3.3: forno com resfriadores satélites presos ao casco do forno

3.3 Quantidade de movimento específica:

A quantidade de movimento específica é a relação entre a quantidade de movimento do queimador e a potência do queimador, este índice permite comparar em termos de rigidez da chama queimadores de capacidades diferentes (potências diferentes):

Deve-se considerar na determinação da potência do queimador para efeitos de quantidade de movimento específica o fato de haver queima secundária no forno sem a utilização de ar terciário, neste caso o ar de combustão a ser usado na combustão secundária passará pelo tubo do forno, contribuindo para a redução do índice de rigidez da chama, porém se houver queima secundária em calcinador que usar o duto de ar terciário, não é necessária tal correção:

Potência em fornos sem queima secundária ou queima secundária em calcinador com duto de ar terciário:

$$Pot = \sum_{z=1}^{z=k} \dot{Q}_z \cdot PCI_z \quad (3.11)$$

Onde: \dot{Q}_z - vazão mássica do combustível z, em kg/s

PCI_z - PCI do combustível z, em MJ/kg

k- número de canais de combustíveis usados no queimador principal, sejam de gás, óleos, resíduos, ou combustíveis pulverizados etc

Potência em fornos com queima secundária sem tubo de ar terciário:

$$Pot = \sum_{z=1}^{z=k+s} \dot{Q}_z \cdot PCI_z \quad (3.12)$$

Onde: s – número de combustíveis usados na queima secundária.

Na qual a quantidade de movimento específica é dada por:

$$G_{x-esp} = \frac{G_{x-queimador}}{Pot} \quad (3.13)$$

Onde G_{x-esp} é expresso em N/Mw

É usual na indústria cimenteira se empregar a seguinte faixa para referência de quantidade de movimentos específica para queimadores, baseado no tipo de combustível usado:

Tabela 3.1: referências de quantidade de movimentos específicas pra diversas classes de combustíveis

Combustível	Quantidade de movimento específica G_{x-esp} N/Mw
Óleo ultraviscosos	$4,70 \pm 0,35$
Lignita, carvões betuminosos	$5,70 \pm 0,35$
Gás natural	$6,80 \pm 0,35$
Coque de petróleo, antracita	$6,80 \pm 0,35$

A quantidade de movimento está ligada diretamente com a reatividade do combustível. Combustíveis de baixa reatividade exigem quantidade de movimentos específicos mais elevados, o gás natural embora seja reativo, demanda maior de quantidade de movimento, pelo fato de exigir maior quantidade estequiométrica de ar de combustão, e gerar também uma quantidade maior de produtos por MW queimados.

Convém ressaltar que as referências mostradas na tabela 3.01, são dados da prática e portanto podem apresentar variações em função da “qualidade do combustível”, por exemplo granulometria, um combustível mais fino demanda um queimador com uma quantidade de movimento específica menor, por exemplo.

3.4 Índice de Rigidez:

O índice de rigidez, sugerido pelo autor, é a relação entre a quantidade de movimento de ar primário do queimador pela quantidade de movimento do ar secundário:

$$IR = \frac{G_{x\text{-queimador}}}{G_{arsec}} \quad (3.14)$$

Pela prática, o IR deve ser:

$$IR > 1,0 \quad \text{para combustíveis sólidos pulverizados com \% voláteis} < 13 \%$$

Este índice relata a influência da quantidade de movimento do ar secundário sobre a perturbação da chama, ou seja se este índice for muito baixo, o ar secundário leva a flambagem de chama, fazendo que esta “balance dentro do forno”, algo que é indesejável em um forno de piroprocessamento, visto que o toque da chama sobre o leito de material altera negativamente as características do material processado, bem como reduz a durabilidade do revestimento refratário.

Na figura 3.4, mostra a influência da rigidez da chama, sobre o envelopamento da chama, onde se observa uma situação com baixo índice de rigidez, na qual observa-se chama longa, flambante e pulsante, e em uma situação com elevado índice de rigidez, na qual a chama é curta, rígida e não pulsante.

A figura 3.4 mostra um modelo experimental usando modelo de forno grelha, onde o ar secundário consiste de vapor de HCl, e a chama de vapor de água com NaOH + fenolftaleína, a esquerda temos queimador inadequado e a direita queimador otimizado, as figuras abaixo foram tratadas digitalmente.

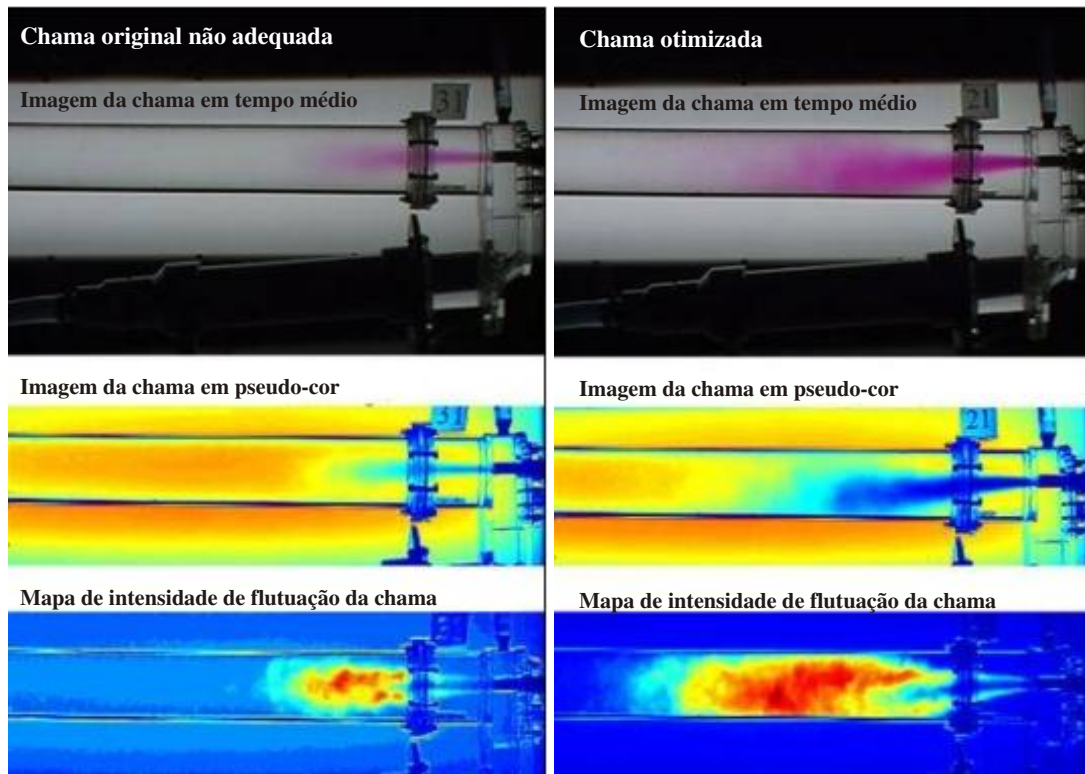


Fig. 3.4: simulação da “chama” . FCTinternational (2005)

3.5 Índice de Rotação:

O índice de rotação, S , é um adimensional baseado na quantidade de movimento angular e na quantidade de movimento axial de um escoamento axial, foi sugerido por Beér e Chigier (1972):

$$S = \frac{G_{\phi}}{G_x R} \quad (3.15)$$

Onde R – Raio de saída do canal do queimador

G_x é a quantidade de movimento axial, de acordo com a eq 11.1

$$G_{\varphi} = \int_0^R U.W.\rho.2.\pi.r^2 dr \quad (3.16)$$

Experimentos mostram que o índice de Rotação tem significativo critério de similaridade com jatos rotacionais produzidos por geradores geométricos de rotação (swirlers), de acordo com Beér e Chigier (1972).

Em combustão o índice de Rotação é importante para se relacionar os escoamentos rotacionais que formam a zona interna de recirculação das chamas, ZIR, esta região fica na parte central da chama próxima a ponta do queimador e consiste de gases em combustão que recirculam da parte posteriori para a ponta da chama, aquecendo a base da chama e contribuindo para a ignição do combustível, esta região funciona como um estabilizador da chama.

Os queimadores a jato possuem swirlers do tipo aletas em escoamento axial, comumente chamados de rosáceas, conforme mostrado na figura 4.9 do capítulo 04.

A determinação do índice de rotação é uma função da geometria do swirler, portanto para o swirler da fig 3.5, a quantidade de movimento angular é definida como:

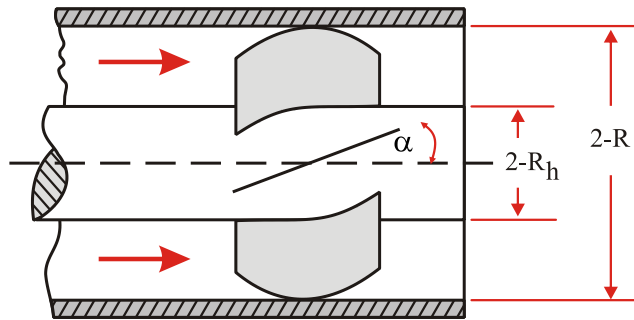


Fig. 3.5: swirler tipo rosácea, empregado e queimadores de fornos rotativos

$$G_{\varphi} = \int_{R_h}^R U.W.\rho.2.\pi.r^2 .dr \quad (3.17)$$

As componentes da velocidade U e W são consideradas na saída do swirler e são uniformes com r, onde W:

$$W_s = U_s \cdot \tan \alpha \quad (3.18)$$

A quantidade de movimento angular, considerando a densidade uniforme com r:

$$G_\phi = U \cdot W \cdot \rho \cdot 2 \cdot \pi \int_{R_h}^R r^2 \cdot dr = 2 \cdot \pi \cdot U_s^2 \cdot \tan \alpha \cdot \rho \cdot \frac{R^3 - R_h^3}{3} \quad (3.19)$$

A quantidade de movimento axial é obtida por

$$G_x = 2 \pi \int_{R_h}^R \rho \cdot U^2 \cdot r \cdot dr = \pi \cdot \rho \cdot U_s^2 \cdot (R^2 - R_h^2) \quad (3.20)$$

Considerando-se a componente axial da velocidade na saída do swirler constante com r.

Logo o número de Rotação é obtido por:

$$S = \frac{G_\phi}{G_x R} = \frac{2 \cdot \pi \cdot U_s^2 \cdot \tan \alpha \cdot \rho \cdot \frac{R^3 - R_h^3}{3}}{\pi \cdot \rho \cdot U_s^2 \cdot (R^2 - R_h^2) \cdot R} = \frac{2}{3} \frac{(1 - (R_h / R)^3)}{(1 - (R_h / R)^2)} \tan \alpha \quad (3.21)$$

O número de Rotação representado pela equação 3.21 se refere ao índice de rotação do canal com rotação, e deve-se tomar os seguintes cuidados ao usar a equação acima:

O ângulo de torção do swirler, α , se refere ao ângulo formado entre a quina da saída do swirler com o eixo do duto, quando a relação entre o espaço de passagem de ar entre as aletas, l , e o comprimento das aletas, c , atenderem a relação:

$$\frac{l}{c} \leq 1,0 \quad (3.22)$$

Se o espaço entre as aletas for superior ao comprimento das aletas, o ar saía do swirler com velocidade com ângulo inferior ao ângulo da rosácea, portanto este ângulo de saída do vetor velocidade deverá ser determinado e usado na eq 3.21.

Quando o swirler possuir longas aletas anulares helicoidais, o ângulo da aleta cresce com r de acordo com:

$$\tan \alpha = \frac{r}{R} \tan \alpha_0 \quad (3.23)$$

A equação da velocidade angular se torna:

$$W = U \cdot \frac{r}{R} \tan \alpha_0 \quad (3.24)$$

Onde α_0 , representa do ângulo da aleta determinado na quina externa do swirler e considerando a componente axial da velocidade constante com r.

Substituindo 3.24 na equação da quantidade de movimento angular 3.17, tem-se:

$$G_\varphi = \frac{U_s^2 \cdot \tan \alpha_0 \cdot \rho \cdot 2 \cdot \pi}{R} \int_{R_h}^R r^3 \cdot dr = 2 \cdot \pi \cdot U_s^2 \cdot \tan \alpha_0 \cdot \rho \cdot \frac{R^4 - R_h^4}{4 \cdot R} \quad (3.25)$$

Note que U_s é a velocidade axial na saída do swirler, inclusive na equação 3.19, pois nesta modelagem tanto na eq 3.25 e 3.19, é considerada a espessura do swirler, já em Beér e Chigier (1972), é considerado inicialmente na modelagem que as aletas do swirler são muito finas e que a velocidade de saída do swirler é igual a velocidade de entrada do swirler, porém quando Beér e Chigier (1972) estudam o efeito de aletas longas, estes autores não mais consideram que as aletas são delgadas, e sim que sua espessura bloqueiam a saída reduzindo a área e elevando a velocidade de saída. Para encontrar a velocidade de saída será considerada nesta tese a seguinte razão de bloqueio:

$$\psi = \frac{A_e - A_s}{A_e} \quad (3.26)$$

Onde: A_e , área antes da entrada do swirler (aletas), A_s , área de passagem pelas aletas (área de saída aletas).

Portanto a velocidade de saída do swirler em função da velocidade na entrada do swirler pode ser mostrada que:

$$U_s = U_0 \cdot \frac{1}{1 - \psi} \quad (3.27)$$

Substituindo 3.27 em 3.25:

$$G_{\varphi} = 2\pi \cdot \rho \cdot U_0^2 \cdot \tan \alpha_0 \cdot \left(\frac{1}{1-\psi} \right)^2 \cdot \frac{R^4 - R_h^4}{4R} \quad (3.28)$$

A equação 3.28 não é igual a equação determinada por Beér e Chigier (1972), na qual não apresenta o termo quadrático da razão de bloqueio:

$$G_{\varphi} = 2\pi \cdot \rho \cdot U_0^2 \cdot \tan \alpha_0 \cdot \frac{1}{1-\psi} \cdot \frac{R^4 - R_h^4}{4R} \quad \text{- eq descrita em Beér e Chigier (1972)}$$

Substituindo 3.27 na equação da quantidade de movimento axial, eq 3.2:

$$G_x = 2\pi \int_{R_h}^R \rho U^2 \cdot r \cdot dr = 2\pi \cdot \rho \cdot \int_{R_h}^R U_0^2 \cdot \left(\frac{1}{1-\psi} \right)^2 \cdot r \cdot dr = \pi \cdot \rho \cdot U_0^2 \cdot \left(\frac{1}{1-\psi} \right)^2 (R^2 - R_h^2) \quad (3.29)$$

Substituindo 3.28 e 3.29 em 3.15, tem-se:

$$S = \frac{G_{\varphi}}{G_x R} = \frac{2\pi \cdot \rho \cdot U_0^2 \cdot \tan \alpha_0 \cdot \left(\frac{1}{1-\psi} \right)^2 \cdot \frac{R^4 - R_h^4}{4R}}{\pi \cdot \rho \cdot U_0^2 \cdot \left(\frac{1}{1-\psi} \right)^2 (R^2 - R_h^2) R} \quad (3.30)$$

Simplificando 3.30:

$$S = \frac{1}{2} \frac{\left[1 - \left(\frac{R_h}{R} \right)^4 \right]}{\left[1 - \left(\frac{R_h}{R} \right)^2 \right]} \cdot \tan \alpha_0 \quad (3.31)$$

No modelo de Beér e Chigier (1972), a equação para índice de rotação equivalente a eq 3.31 possui um termo de razão de bloqueio, isto é uma divergência nos modelos encontrados, Beér e Chigier (1972) citam Leuckel (1968) como autores do modelo mostrado em sua obra.

$$S = \frac{1}{1-\psi} \cdot \frac{1}{2} \frac{\left[1 - \left(\frac{R_h}{R}\right)^4\right]}{\left[1 - \left(\frac{R_h}{R}\right)^2\right]} \cdot \tan \alpha_0$$

eq mostrada em Beér e Chigier (1972)

O modelo acima é simples e prático e prevê o índice de rotação imediatamente após a saída do ar do swirler, porém devido a complexidade do escoamento é difícil prever com precisão o escoamento em um swirler, isto pode ser melhor avaliado em um interessante trabalho de Fudihara, Goldstein e Mori (2003), onde um swirler de blocos móveis tem seu escoamento simulado em CFD (CFX software) usando modelos de turbulência $k-\varepsilon$ e RNG $k-\varepsilon$ apresentou divergências com dados experimentais, segundo os autores a diferença se deveu provavelmente as aproximações isotrópicas do modelo $k-\varepsilon$. Os modelos de Quantidade de movimento axial e índice de rotação adotados nesta tese se referem ao escoamento a frio, e determinados imediatamente na saída do queimador, porém o índice de rotação (bem como as quantidades de movimentos axiais) se altera ao longo do jato, em virtude do efeito de entrainment e expansão (abertura) do jato.

Bizzo (1997) explica os efeitos da temperatura da chama sobre o índice de rotação e a quantidade de movimento axial, na qual a combustão eleva a quantidade de movimento axial (através da expansão que as reações de combustão impõe aos gases do jato) e assim reduzindo a zona interna de recirculação, ou seja ocorre em virtude do aumento da quantidade de movimento axial uma redução do índice de rotação. Bizzo (1997) também apresenta alguns modelos para correção do índice de rotação através da estimativa da densidade na chama ou da quantidade de movimento axial na chama.

3.6 Índice de Rotação total do queimador:

O índice de rotação total do queimador corresponde a relação as quantidade de movimentos angulares e os produtos das quantidade de movimentos axiais pelo seu braços:

$$S_{\text{queimador}} = \frac{\sum_{t=1}^{t=n} G_{\varphi-t}}{\sum_{c=1}^{c=k} G_{x-c} \cdot R_c} \quad (3.32)$$

Onde n , é o número de canais com componente tangencial, e k é o número total de canais do queimador.

Para fornos de clinquerização é considerado adequado:

$$S_{\text{queimador}} \leq 0,15$$

O índice de rotação é baixo para se evitar pontos quentes (“hot spots”) na chama, que venham a superaquecer o revestimento refratário e aumentar a formação de NOx.

3.7 Índice de Rotação Global do forno

Bizzo (1997) cita uma forma não clássica de se determinar o índice de rotação, considerando também os efeitos do diâmetro da câmara de combustão sobre a formação da ZIR, na qual se utiliza na equação do índice de rotação (eq 3.15) o diâmetro da câmara de combustão e não do diâmetro do queimador, buscando aprimorar este conceito definiremos nesta tese o conceito de Índice de Rotação Global do Forno, na qual envolve além da geometria do forno o efeito do escoamento do ar secundário sobre o índice de rotação.

O Índice de Rotação Global do forno consiste em se determinar o índice de rotação envolvido no escoamento do queimador somado ao escoamento do ar secundário na seção do forno correspondente a saída do queimador.

Para isto tem-se que considerar os efeitos rotacionais do ar secundário, caso este seja proveniente de um resfriador tipo grelha, o escoamento do ar secundário é considerado sem componentes rotacionais, porém se o ar secundário é proveniente de um resfriador tipo satélites, que gira preso ao casco do forno, o ar secundário sai com componente tangencial, e portanto contribui para elevação do índice de rotação, enfim para determinação do índice de rotação global do forno, devemos considerar o tipo do resfriador:

Resfriador Grelha

$$S_{queimador} = \frac{\sum_{t=1}^{t=n} G_{\varphi-t}}{\sum_{c=1}^{c=k} G_{x-c} \cdot R_c + G_{arsec} \cdot R_{arsec}} \quad (3.33)$$

$$\text{Onde : } R_{arsec} = \sqrt{\frac{A_{arsec}}{\pi}}$$

Resfriador Satélites

O ar secundário que sai de um resfriador satélites entra perpendicularmente ao forno, mas como resfriador satélites gira a mesma rotação do forno, o ar secundário, portanto apresenta componente tangencial, onde o ângulo formado entre a componente ortogonal e a velocidade é dada por:

Velocidade linear rotação do forno em m/s:

$$V_{forno} = \pi \cdot D_{forno} \cdot \frac{RPM}{60} \quad (3.34)$$

Onde D_{forno} : diâmetro do forno livre do revestimento refratário.

Velocidade do ar secundário na saída do tubo do resfriador:

$$V_{arsecsat} = \frac{Q_{arsec}}{N_{sat} \cdot A_{sat}} \quad (3.35)$$

Onde : Q_{arsec} : vazão volumétrica total de ar secundário

N_{sat} : número de tubos do resfriador satélites

A_{sat} : área de seção saída tubo resfriador satélites

Ângulo entre a componente tangencial e o vetor velocidade do ar secundário:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{V_{forno}}{V_{arsecsat}}\right) \quad (3.36)$$

Quantidade de movimento axial do ar secundário:

$$G_{arsecax} = G_{arsec} \cdot \cos \alpha \quad (3.37)$$

Quantidade de movimento tangencial do ar secundário:

$$G_{arsec\ tan} = G_{arsec} \cdot sen\alpha \quad (3.38)$$

índice de rotação total forno com resfriador satélites:

$$S_{queimador} = \frac{\sum_{t=1}^{t=n} G_{\varphi-t} + G_{arsec\ tan}}{\sum_{c=1}^{c=k} G_{x-c} \cdot R_c + G_{arsec\ ax} \cdot R_{arsec}} \quad (3.39)$$

3.8 Entrainment:

O Entrainment é um dos principais índices usados em projetos de queimadores a jato, pelo fato de indicar a quantidade de ar secundário carregado para dentro da chama, e portanto está diretamente ligado ao suprimento de ar de combustão à chama, ou seja um queimador com baixo entrainment produzirá combustão incompleta em níveis industriais indesejados.

A determinação do entrainment é baseada na da teoria dos jatos, e é uma função forte da velocidade de saída do jato, bem como da geometria do bocal.

Recentemente, nos últimos 10 anos, tem sido intensiva a pesquisa de bocais de turbinas para uso em aviação militar que:

Produzam pouco ruídos (também importante em aviação civil), para minimizar a detecção de radares/sonares, através da minimização de formação de ondas de choque dos gases efluentes das turbinas.

Que possuam altas taxas de misturas do jato efluente da turbina com o ar frio das vizinhanças, com a finalidade de resfriar estes gases e se reduzir a possibilidade de detecção ondas eletromagnéticas infravermelhas.

Para atingir os objetivos acima os pesquisadores tem atuado na elevação das taxas de entrainment dos bocais de saída das turbinas, através de modificações geométricas nestes.



Fig. 3.6: turbinas QTD Rolls Royce em aviões Civis Boeing 777, os cortes nas saída da turbina visam a redução de ruído de até 17 dB. Ruffles (2003)

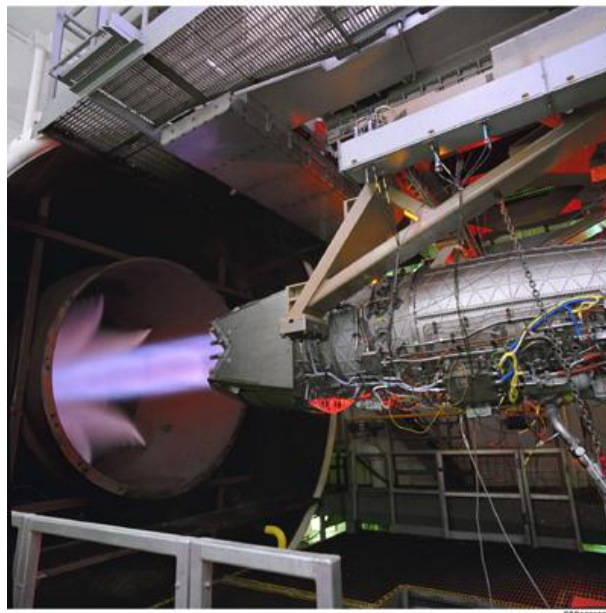


Fig. 3.7: turbina modelo F119-PW-100, Pratt & Whitney sob teste, observe o bocal de saída na seção quadrada, com cortes, com o objetivo de se elevar entrainment e reduzir ruídos. A referência da foto: The Aeronautical Journal (2000)

Zaman (1999), realizou um extensivo trabalho sobre a influência da geometria dos bocais sobre o entrainment, cobrindo uma faixa de $0,3 < M < 2,0$, onde testou os bocais abaixo:

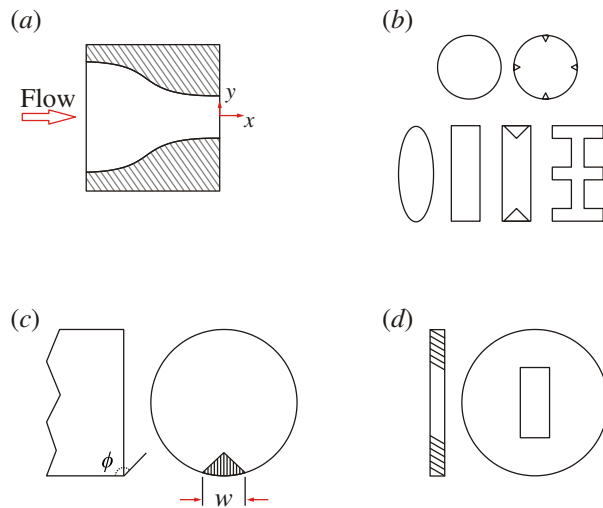


Fig. 3.8: Configurações de bocais testados por Zaman (1999) a) formato do interior do bocal, b) geometrias de saída do bocal com e sem tabs, c) geometria do tab, d) orifício de saída

Abaixo seguem algumas fotografias Schlieren, mostrando a influência da geometria sobre a redução das ondas de choque nos jatos , bem como sobre o acréscimo do entrainment.

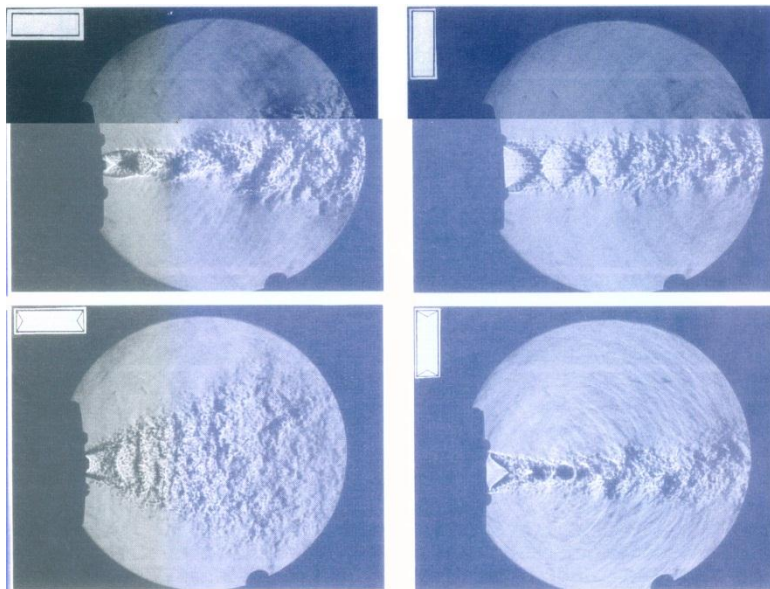


Fig. 3.9: fotografia Schlieren de bocais retangulares com e sem tabs, Zaman (1999)

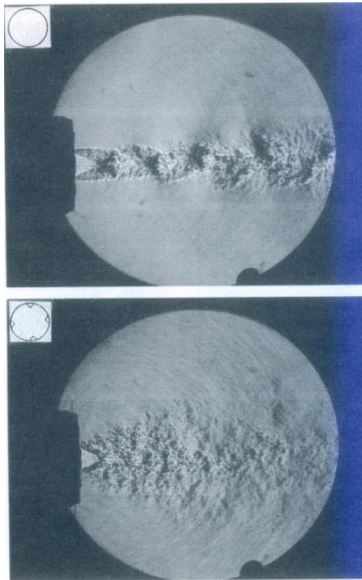


Fig. 3.10: Foto Schlieren de jato de bocal circular com e sem tabs, com $M=1,63$, Zaman (1999)

Abaixo seguem os gráficos mostrando o acréscimo de entrainment em função da geometria para Jatos com $M= 0,3$; $0,95$ e $M= 1,63$ na saída do bocal.

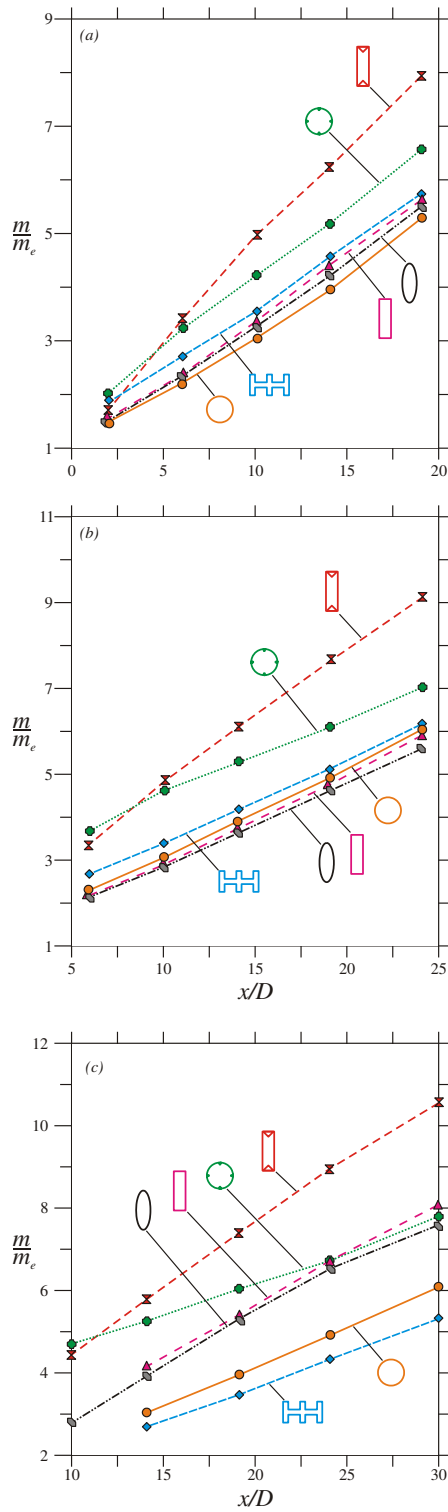


Fig. 3.11: entrainment em função da distância normalizada do bocal, para diversas geometrias de bocais, a) $M=0,3$; b) $M=0,95$ e c) $M=1,63$, Zaman (1999)

Note que a saída retangular é mais eficiente para elevar entrainment, que a saída circular, bem como as presenças de `tabs` (pequenas quinas) no bocal de saída elevam significativamente o entrainment do jato.

Porém na escolha da geometria do bocal com o objetivo deve-se levar em conta que quanto maior o entrainment, maior será a perda de empuxo do jato (ou seja quantidade de movimento), portanto deve-se selecionar o bocal que maximize o entrainment e que tenha a menor perda de empuxo.

Zaman (1999), determinou entrainment e empuxo para diversos bocais como mostrados abaixo, na qual pode-se notar que a configuração que permite o maior entrainment com menor perda no empuxo (por ganho de entrainment) é a retangular (com razão de aspecto 3:1) com 2 taps nos lados menores do retângulo, porém para fins de combustão industrial em queimadores a jato a perda de empuxo desta configuração ainda é considerável, portanto adotaremos a configuração retangular sem taps, que apresenta ganho de 25 % no entrainment com perda de somente 2,7 % no empuxo.

Zaman (1999) ainda demonstra que quanto maior a razão de aspecto dos bocais retangulares maior será o entrainment.

Similar ao trabalho de Zaman (1999), outros pesquisadores também estudaram o efeito da geometria do bocal sobre o entrainment, por exemplo: Simonich (2001), Nikitopoulos (2003), Zaman (2003), Saiyed (2003), Krothapalli (1990), Ho (1987), Samimy (1998), Wlezien (1988), Saddington (2002), Tam e Zaman (2000)

Samimy, Zaman e Reeder (1993) mostram que jatos com escoamento subsônico apresentam entrainment de 40 a 70 % maior que jatos supersônicos, mesmo usando bocais que aumentam o entrainment, os jatos supersônicos ainda apresentam entrainment menor que jato subsônico com bocal simples e regular.

Nos bocais supersônicos Samimy (1993) usava pequenas chavetas, que funcionavam como winglets de asas de aeronaves, que produz um par de esteiras de vortices, que são responsáveis por uma geração de rotação no jato, criando uma pequena zona interna de recirculação.

Bremhorst (1990) demonstrou através de modelos e mensurações que o efeito do ar primário pulsar (10 a 40 Hz) se eleva o entrainment para a mesma velocidade que em um jato sem pulsação mecânica do ar, com aumento no entrainment de até 1,7 vez que o jato sem pulsações.

Niessen (1995) descreve a correlação para o decaimento da velocidade média para um jato circular em ambiente aberto:

$$\frac{\bar{U}_m}{\bar{U}_0} = 6,3 \left(\frac{\rho_0}{\rho_a} \right)^{1/2} \cdot \frac{d_0}{x + 0,6 \cdot d_0} \quad (3.40)$$

Onde \bar{U}_m : velocidade média na linha de centro do jato, \bar{U}_0 é a velocidade do jato na saída do bocal, ρ_0, ρ_a : densidade do jato saída do bocal, e a densidade do ambiente respectivamente, d_0 : diâmetro do bocal, x é o comprimento apartir da ponta do bocal.

Ricou e Spalding, citados por Niessen (1995), mediram as taxas de entrainment e determinaram a vazão mássica de entrainment, m_x em um jato em função da posição x , apartir da saída do bocal.

$$\frac{m_x}{m_0} = 0,32 \left(\frac{\rho_a}{\rho_0} \right)^{1/2} \frac{x}{d_0} \quad (3.41)$$

Onde m_0 é a vazão mássica do jato na saída do bocal.

Para jatos isotérmicos, originados de slots, temos as seguintes correlações:

$$\frac{\bar{U}_m}{\bar{U}_0} = 2,48 \left(\frac{x}{y_0} + 0,6 \right)^{-1/2} \left(\frac{\rho_0}{\rho_a} \right)^{1/2} \quad (3.42)$$

$$\frac{m_x}{m_0} = 0,508 \left(\frac{\rho_a}{\rho_0} \right)^{1/2} \left(\frac{x}{d_0} \right)^{1/2} \quad (3.43)$$

Observe que a medida que a densidade do ambiente se reduz o entrainment também se reduz, portanto um jato frio possui um entrainment maior que o entrainment de um jato quente

(por exemplo de uma chama), isto é mostrado extensivamente através de simulação computacional e medições com PIV (particle Image Velocimetry) por Han e Mungal (2001) e Muniz e Mungal (2001)..

De acordo com Kerr e Fraser, citada por Niessen (1995), a taxa de entrainment é acrescida quando o escoamento apresenta rotação, sendo então a correlação corrigida com o índice de rotação S:

$$\frac{m_x}{m_0} = (0,375 + 0,7.S) \left(\frac{x}{d_0} \right) \quad (3.44)$$

Singh, Sundarajan e Bhaskaran (2003), correlacionaram a influência da geometria de bocais não circulares sobre o entrainment:

$$\frac{R_{nc}}{R_c} = \left[-0,0009x^2 + 0,021.x + 1 \right] \left[\frac{P_{nc}}{P_c} \right]^{[(0,021.x+1)(0,15/N+0,018.A)]} \quad (3.45)$$

Onde:

R_{nc}, R_c : Razão de entrainment volumétricos de jatos não circular e jato circular respectivamente, $R = \frac{Q_x - Q_0}{Q_0}$.

X, distância normalizada do bocal, $X = \frac{x}{d_0}$

P_{nc}, P_c , perímetro do bocal não circular e do bocal circular

N, número de cantos, por exemplo, triângulo N=3

A – razão de aspecto do bocal, razão do maior eixo/menor eixo do bocal

4 Capítulo 04 - Estratégias de Dimensionamento de Queimadores à Jato

O sistema PAQj foi criado a partir dos modelos matemáticos aqui mostrados, com a finalidade de se permitir o projeto ou a simulação computacional de um sistema de queima baseado em queimadores à jato de forma geral, sejam para indústria cimenteira (queimadores principais e calcinadores), fornos de cal, alumina, ativação de argilas, e fornos rotativos em geral.

O projeto ou a simulação consiste em três etapas básicas:

1. Informar ao sistema os dados de entrada:
 - Capacidade de processamento do forno t/d
 - Rotação do forno
 - Tipo do resfriador (satélites ou de grelha)
 - Consumo térmico, kJ/kg de material processado.
 - Vazão de ar secundário t/h
 - Diâmetro do forno
 - Distribuição de energia forno/calcinador
 - Tipos de combustíveis a serem usados (óleo, petcoke, carvão, resíduos industriais, gás natural etc), bem como as suas propriedades como composição química, PCI, cinzas, umidade.
 - Vazões dos combustíveis
 - Condições locais, tais como temperatura ambiente, umidade e pressão barométrica.
2. A partir da experiência preliminar do projetista, este irá definir uma geometria de queimador, bem como layout de instalação. No caso de simulação computacional deve-se informar a geometria do queimador em questão.
3. Com uma geometria preliminar definida, a performance desta geometria é testada no sistema PAQj. No sentido de se obter os índices adequados ao sistema, caso o queimador

não esteja na faixa adequada dos índices, o projetista deverá, a partir dos dados obtidos, fazer as modificações cabíveis à geometria do queimador e repetir o procedimento até atender as exigências do projeto. O sistema determina inúmeros índices dentre os quais:

- % ar primário (baseada na vazão inicial que o projetista assumiu).
- Quantidade de movimento da chama, do ar secundário.
- Rigidez chama (relação da quantidade de movimento da chama/quantidade de movimento do ar secundário).
- Índice de rotação da chama, ar secundário.
- Entrainment.
- Perfil de perda de carga queimador em cada canal.
- Perfil de temperatura, densidade, velocidade, número de Mach, pressão, número de Reynolds, viscosidade do ar em cada canal etc.
- Modelo, rotação, pressão e temperatura de operação soprador/ventilador de ar primário.

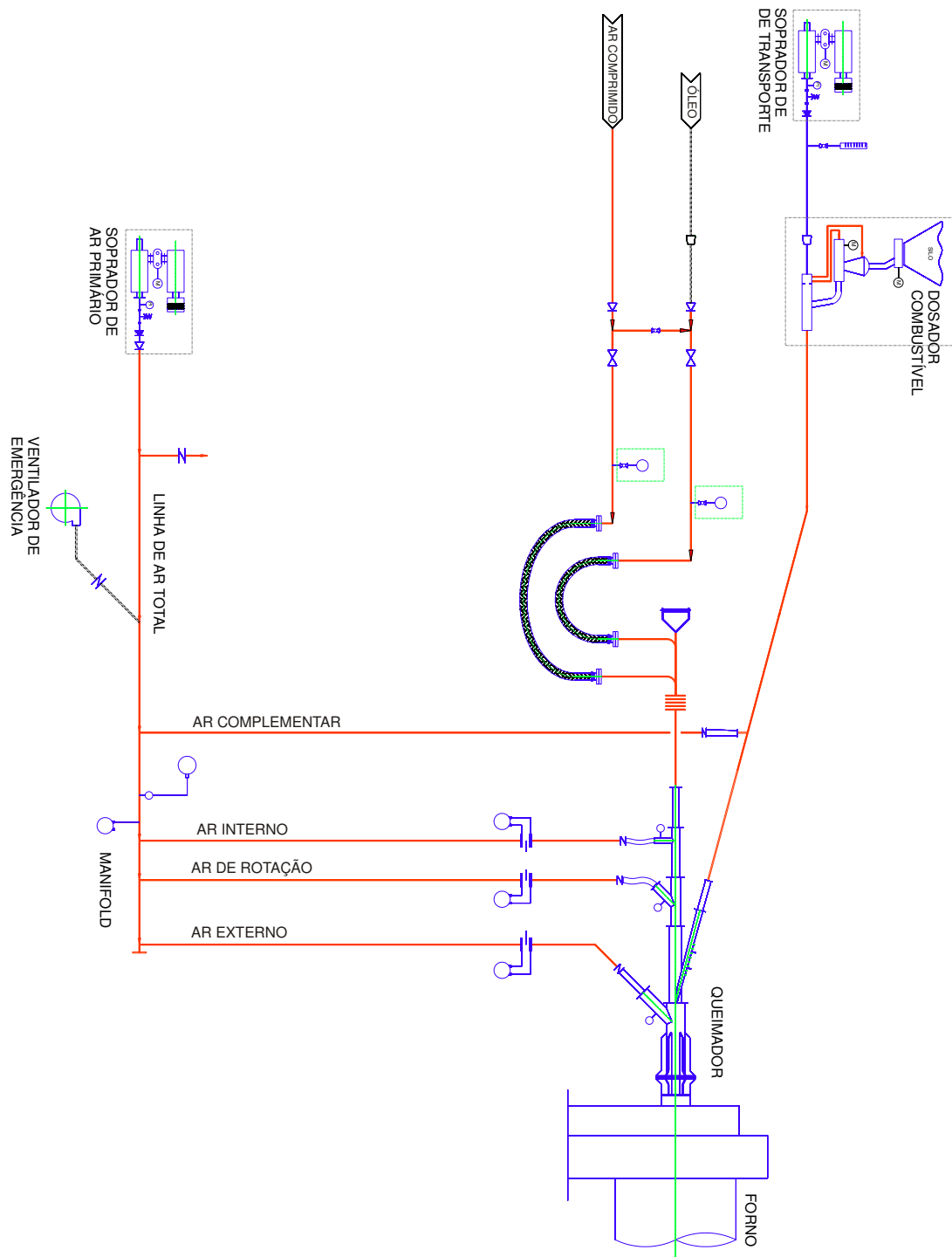


Fig. 4.1: Lay out básico do sistema de queima – queimador à jato

Baseado no layout da fig 4.1, o dimensionamento aerodinâmico será estabelecido para a linha de ar primário alimentada pelo soprador de ar primário (ar de ajuste, em vermelho), não fazem parte deste projeto a linha de ar de transporte de combustível pulverizado e de atomização de combustível líquido.

O queimador descrito nas figuras 4.1 até 4.6 correspondem a um modelo C.Greco, enquanto que as figuras 4.7 e 4.9 correspondem a um modelo Combustech.

Os desenhos de queimadores mostrados neste capítulo são apenas referenciais a um dos diversos modelos testados, e deve salientar que as dimensões, layout e desenho do queimador podem variar significativamente entre um forno e outro e de um fabricante para outro. Os queimadores testados tem seus desenhos mostrados no Anexo VIII.

As dimensões mostradas nas figuras deste capítulo são apenas a título de exemplo e não corresponde aos modelos simulados nesta tese.

A seguinte estratégia de cálculo é estabelecida, para a linha de ar primário:

1. Será considerado escoamento incompressível o escoamento do soprador de ar primário, passando pela linha de ar total, incluindo o manifold (distribuidor de ar) e incluído os ramais: ar interno, ar de rotação, ar externo, incluindo as mangueiras flexíveis, até a entrada do queimador. O modelo matemático referente esta etapa está descrito no capítulo 09. *Escoamento Interno Viscoso Incompressível – Linha de ar total e Manifold do Queimador.*
 - A consideração de escoamento incompressível é cabível, pois a velocidade de escoamento é cerca de 10 a 35 m/s, ocorre pouca variação na temperatura do gás (cerca de 3 °C), em virtude do pequeno comprimento deste trecho (cerca de 5 a 20 m). Isto leva a pequenas variações na densidade, logo a velocidade pouco se altera. A variação da densidade ao longo do escoamento é considerada, pois o sistema é discretizado e em cada incremento de duto é recalculada a densidade e a velocidade.

- O ventilador de emergência somente é utilizado no início do aquecimento do forno, portanto é especificado a parte, e não faz parte da operação nominal do sistema.
 - A linha de ar complementar, somente é usada em paradas emergenciais do sistema de dosagem de combustível pulverizado do forno, na qual injeta-se ar na linha de ar de transporte para limpá-la do combustível pulverizado que ficou depositado na linha, quando o sistema de transporte parar de funcionar, portanto, é especificada a parte.
2. Nas figuras 4.2 em diante, ou seja, a parte interna do queimador, o escoamento é considerado compressível, e dividido pelos canais:
1. O canal mais externo (ar externo, geralmente), é considerado compressível com atrito e troca de calor em virtude da transferência de calor do interior do forno para o revestimento de concreto refratário e deste para o duto e o ar, e o modelo segue de acordo com o capítulo 08-*Escoamento compressível com atrito e troca de calor em dutos de seção constante*. É também considerada a dilatação térmica do duto tanto radialmente como axialmente, visto que pequenas alterações das dimensões da ponta do queimador alteram fortemente a velocidade de escoamento.
 2. Os canais internos (ar tangencial e interno) são considerados compressíveis com atrito e adiabáticos. Em virtude do pequeno tempo de escoamento (0,3 s), os fenômenos de transferência de calor são desprezíveis, bem como a pequena influência da temperatura do canal externo, e modelados de acordo com o capítulo 06 *Escoamento Interno compressível adiabático com atrito em dutos de área de seção constante*.
 3. Na ponta do queimador (fig 4.3 em diante), as velocidades são altas, acima de $M > 0,3$, em virtude da constrição das áreas de escoamento, e o escoamento é definido da seguinte forma:
 - Canal Externo (peça 1 e 2 da fig 4.4 e fig 4.8)
 - i. Canal externo (Peça 1 e 2), denominada de contração inclinada: observa-se que depois de um longo trecho com troca de calor e área constante,

observa-se na ponta uma contração não abrupta. Esta contração é modelada de acordo com o capítulo 07 *Escoamento interno compressível adiabático com atrito em dutos de seção variável*. Embora grande parte do trecho foi calculada se considerando a transferência de calor, este pequeno trecho é considerado adiabático em virtude da alta velocidade e pequeno tempo de escoamento neste trecho (cerca de 0,00025 s).

- ii. Após a constrição, observa-se uma divisão do canal anular em diversos furos, que é uma contração abrupta, na qual o escoamento será aproximado de um escoamento isentrópico, de acordo com o capítulo 05 *Escoamento Compressível em expansões e contrações abruptas – propriedades de estagnação isentrópica*.
 - iii. O escoamento em cada canal (furo do duto de ar externo), chamados de furos de saída, será considerado compressível adiabático com atrito de acordo com o capítulo 06.
- Canal de ar de rotação - swirler (peça 3 e 4 da fig 4.5 e 4.9)
 - Após um longo trecho anular reto, observa-se uma constrição inclinada na ponta, que é modelada como escoamento compressível adiabático em dutos de seção variável com atrito, de acordo com o capítulo 07.
 - i. Após a contração inclinada se observa uma contração abrupta, na qual o canal anular se divide em diversas aletas. Este escoamento é considerado uma contração isentrópica, de acordo com capítulo 05, é também simulado o escoamento abrupto se considerando efeitos de irreversibilidade de acordo com o teorema de Crocco.
 - ii. Em seguida o ar escoo pelas aletas curvas, na qual o escoamento é modelado de acordo com o escoamento compressível em aletas curvas conforme capítulo 07, no item escoamento compressível no swirler.
 - iii. O trecho reto a posterior é considerado compressível adiabático em duto de seção constante com atrito, conforme capítulo 06.

- Canal Interno (peça 4 e 5 da fig 4.5, 4.6 e 4.7), segue o mesmo desenvolvimento para a ponta do canal externo.
3. Com as características do escoamento determinadas na saída do queimador para cada canal, são então determinados os índices fluidodinâmicos, como por exemplo, a quantidade de movimento de cada canal e total, índice de rotação, entrainment, rigidez etc.
 4. A condição de parada da simulação é a pressão na saída de cada canal deve-se aproximar de zero (isto ocorre no escoamento subsônico), do ponto de vista computacional foi adotado o critério da pressão de saída de cada canal não ultrapassar 1 % da pressão de entrada dos canais, caso a diferença seja maior, o projetista deverá mudar a proporção de ar em cada canal do queimador e simular novamente até atingir a convergência.

Cabe ressaltar que os dutos são não circulares, e portanto os fatores de atrito e números de Reynolds serão calculados se fazendo uso do conceito de diâmetro efetivo (ou hidráulicos) de acordo com capítulo 10: *Correlações para fator de atrito em escoamento incompressível e compressível*.

O sistema utiliza diversas correlações (para escoamento incompressível e compressível) para fator de atrito, para que se possam fazer as devidas comparações.

As figuras mostradas neste capítulo servem somente para ilustrar de forma básica a aplicação do sistema, porém inúmeros projetos diferentes destes podem ser criados, ou seja, o projetista pode criar a geometria que melhor convier para o projeto em questão.

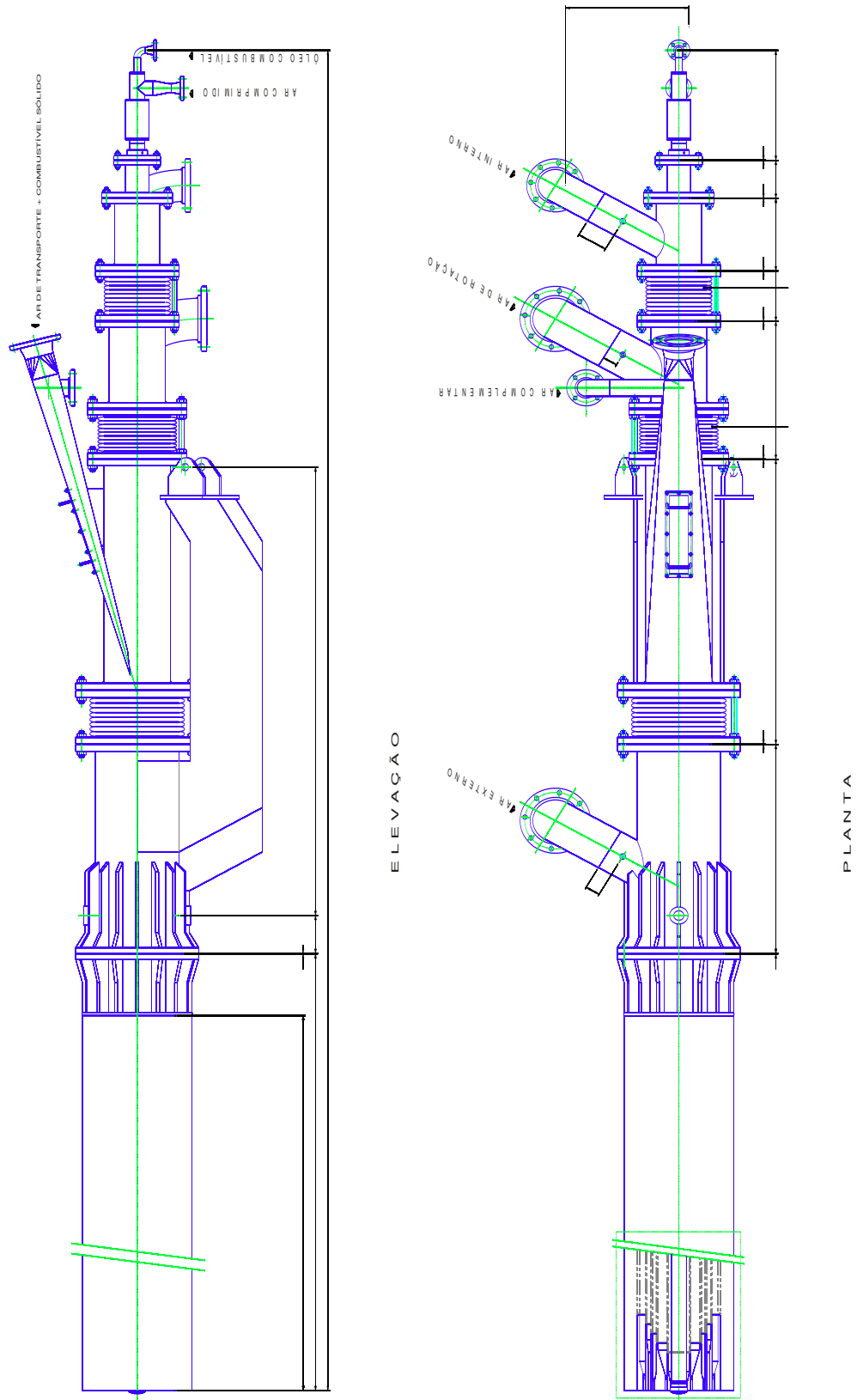
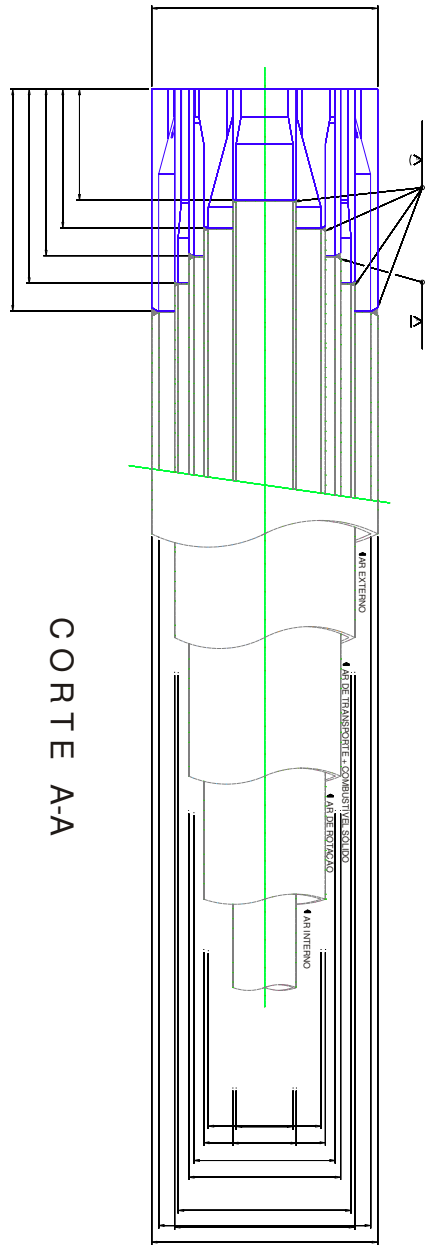


Fig. 4.2: Corpo do queimador



CORTE A-A

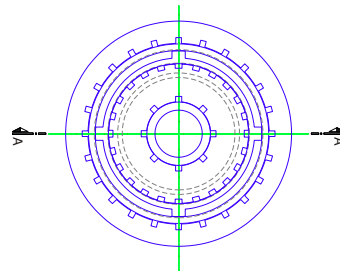
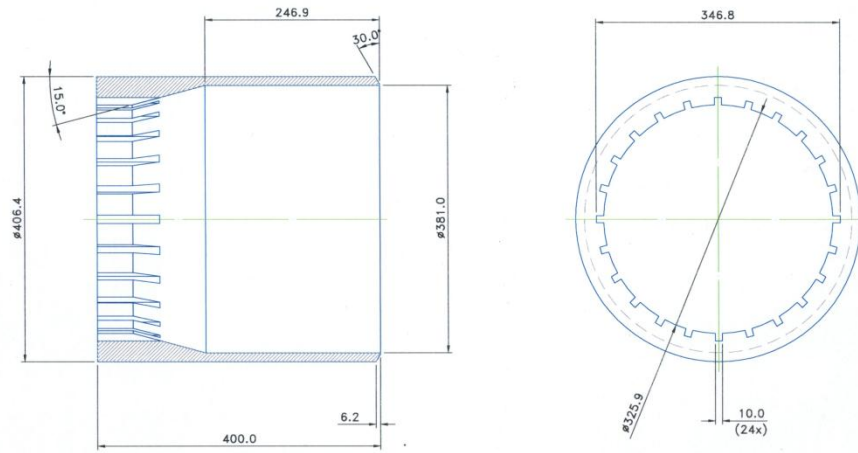


Fig. 4.3: detalhe geral ponta queimador e suas peças

PEÇA 1



PEÇA 2

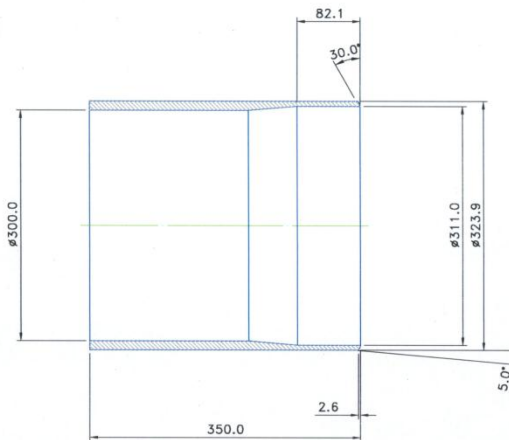


Fig. 4.4: Peças 1 e 2 que compõe o canal externo

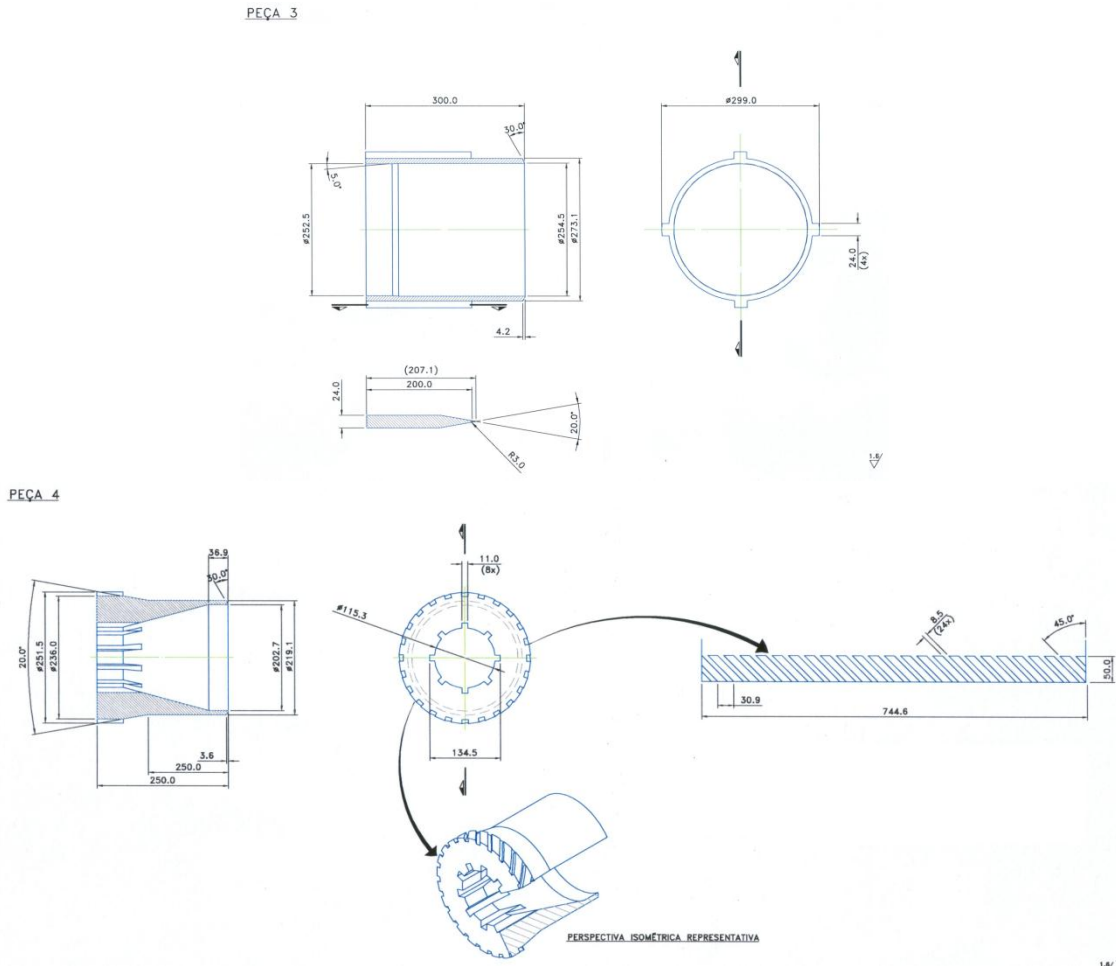


Fig. 4.5: Peças 3 e 4 que compõe o canal de ar de rotação, swirler.

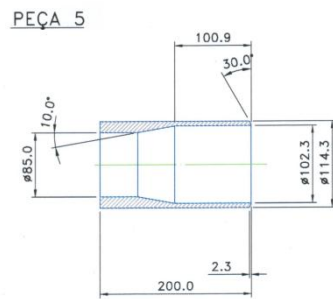


Fig. 4.6: Peça 5 em conjunto com a peça 4 compõe o canal interno

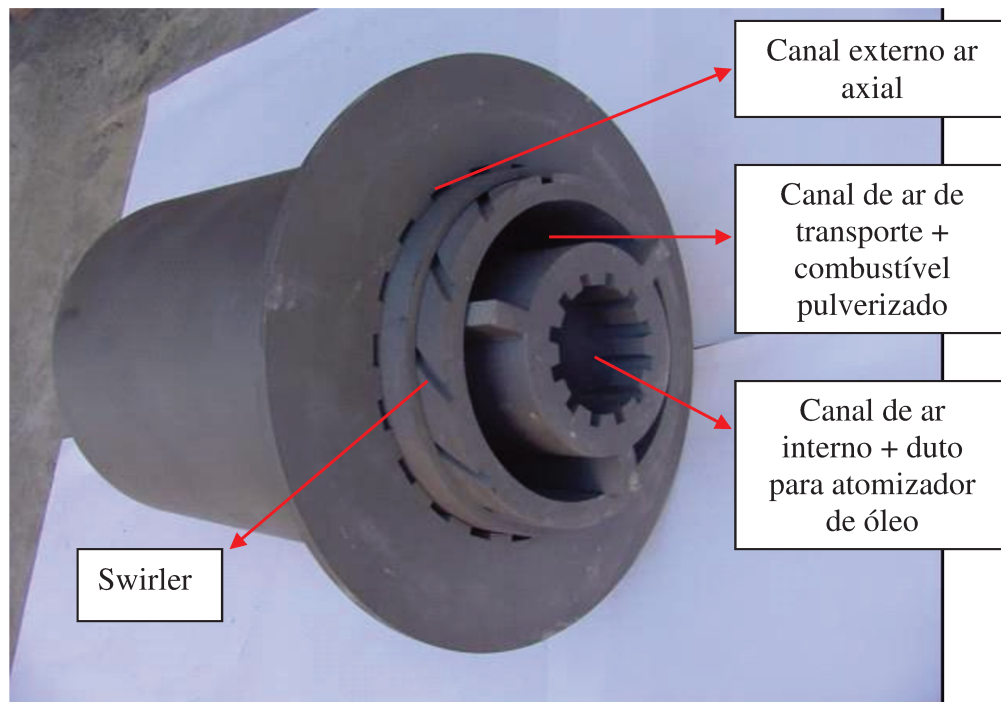


Fig. 4.7: Queimador Combustech (denominação GG-NA), Patentes requeridas: Fernandes (março 2002), Fernandes (Junho 2002), Fernandes (Novembro 2003) e Fernandes (Março 2005).



Figura. 4.8: Detalhe interno dos furos do canal de ar externo (axial) do queimador Combustech, denominado GG-NA. Patentes requeridas: Fernandes (março 2002), Fernandes (Junho 2002), Fernandes (Novembro 2003) e Fernandes (Março 2005).

Nas figuras 4.7 nota-se que o ar de rotação (swirler) é externo ao duto de ar de transporte mais combustível pulverizado, quando comparado com o queimador da figura 4.3.

Nota-se na figura 4.8 que o acesso aos furos de saída do ar axial são feitos por dentes orientadores, fazendo com que a constrição do ar seja suave e não abrupta como mostrado na figura 4.4.



Fig. 4.9: Detalhe do swirler de aletas empregado no queimador Combustech, denominado GG-NA Patentes requeridas: Fernandes (março 2002), Fernandes (Junho 2002), Fernandes (Novembro 2003) e Fernandes (Março 2005).

4.1 Objetivos de otimização dos queimadores

Deve-se buscar as condições ótimas para o projeto de novos queimadores ou nas simulações quando visam modificações do equipamento. Abaixo estão listados os critérios técnicos usados nas otimizações:

- Maximizar o entrainment
- Maximizar a quantidade de movimento axial
- Minimizar as perdas de cargas do queimador
- Minimizar quantidade de ar primário
- Maximizar simetria das peças, maximizar simetria do jato
- Minimizar pontos quentes na chama (“hot spots”)
- Evitar elevados índices de rotação

- Maximizar a flexibilidade operacional do queimador, permitindo regulagem da chama em diversas faixas capacidade de produção do forno, desde a partida do forno, aquecimento até a produção nominal e máxima do forno.
- Ajustar os critérios de otimização de acordo com a reatividade dos combustíveis utilizados e com a estequiometria da combustão.

Os critérios acima devem ser balizados com critérios relativos a manutenção, montagem, custo de fabricação, desgaste, tais como indicados abaixo:

- Minimização do custo de fabricação do queimador
- Minimização do peso do queimador
- Minimização do custo de manutenção
- Minimização do desgaste das peças do queimador
- Minimização do tempo de montagem do queimador
- Facilidade de acesso ao queimador para manutenção
- Minimização dos custos de investimentos em sopradores de ar, motores e inversores de frequência, equipamentos para suporte e movimentação do queimador.
- Evitar configurações que venham a trazer situações de risco ou colocar sob risco a integridade física de operadores ou do patrimônio.

Os critérios de otimização acima devem ser usados com bom senso de forma a estabelecer uma relação adequada de custo e benefício.

Os critérios ambientais são muito importantes e o projeto do queimador deve ser realizado de forma a atender a legislação ambiental para emissões de poluentes procurando minimizar estas emissões através de um projeto termofluidoquímico adequado.

5 Capítulo 05 – Introdução: escoamento Interno Compressível e Incompressível.

Neste capítulo serão analisadas algumas características básicas de cada tipo de escoamento, compressível e incompressível, para que possamos diferenciá-las e assim definir em qual tipo de escoamento pode-se usar em cada parte do do projeto e da modelagem matemática do sistema de queimador.

Em geral o escoamento de líquidos é considerado escoamento incompressível, porém no caso de escoamento de gases deve-se fazer uma análise prévia antes de considerar o escoamento compressível ou incompressível. Obviamente, que a utilização de escoamento incompressível sempre apresentará uma imprecisão maior.

No escoamento de gases as variações de pressão ao longo do escoamento alteram a densidade e conseqüentemente a velocidade do escoamento. Isto não é observado no escoamento de líquidos, na qual a velocidade e a densidade permanecem quase constantes ao longo do escoamento, e a velocidade somente se alterará em função de mudanças na área de seção do escoamento.

Em geral em projetos de sistemas de escoamento de gases (redes de tubulações, sistemas de bombeamento etc) é comum os projetistas usarem regras para definir se serão aplicados os conceitos de escoamento compressível ou as simplificações decorrentes da consideração de escoamento incompressível, porém o uso destas regras podem levar a erros de análise quando os projetistas as usam sem um completo conhecimento das considerações e simplificações que foram adotadas no desenvolvimento destas regras.

Algumas vezes é óbvio utilizar o modelo de escoamento incompressível para gases que estão escoando com pressão próxima a atmosférica e com perdas de carga da ordem de alguns centímetros de coluna de água, porém se o escoamento envolve elevadas velocidades é requerido o escoamento compressível. Em alguns casos é difícil definir estes extremos e o escoamento pode estar em uma situação intermediária, e nestas condições torna-se inadequado à aplicação dos conceitos de escoamento incompressível.

5.1 Equações Gerais do Escoamento em Volume de Controle:

Equação da conservação de massa – Equação da Continuidade:

É sabido que para efeitos de engenharia e de física clássica que a massa se conserva, ou seja que não pode ser criada nem destruída, portanto um determinado fluxo mássico para dentro de um volume de controle exceder a que sai do volume de controle, então a massa acumulará dentro do volume de controle VC, portanto a massa dentro de um sistema é constante, seguindo o seguinte modelo:

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho \cdot dV + \int_{SC} \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (5.1)$$

Na equação 5.1, o primeiro termo, $\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho \cdot dV$, representa a taxa de variação de massa dentro do volume de controle, o segundo termo, $\int_{SC} \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A}$ representa a taxa de fluxo de massa ou a vazão em massa através da superfície de controle. A conservação de massa exige que a soma da taxa de variação de massa dentro do volume de controle com a taxa líquida de fluxo de massa através da superfície de controle seja nula.

A velocidade \vec{V} , na eq 5.1 é medida em relação a superfície de controle, e o produto $\rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A}$ é escalar, e o sinal depende do sentido do vetor \vec{V} em relação ao vetor área $d\vec{A}$, ou seja o produto é positivo quando o fluxo é para fora do volume de controle e negativo quando é para dentro e nulo quando é tangente a superfície de controle.

No escoamento permanente a equação 5.1 se torna:

$$0 = \int_{SC} \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (5.2)$$

No escoamento incompressível e em regime permanente a equação 5.2 apresenta densidade constante, portanto pode ser reescrita:

$$0 = \int_{SC} \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (5.3)$$

Equação da Energia para volume de controle:

A equação da energia para volume de controle na forma geral é:

$$\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{\text{cizalhameto}} - \dot{W}_{\text{outros}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{SC} \left(u + p\nu + \frac{V^2}{2} + gz \right) \cdot \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (5.4)$$

A equação da energia em regime permanente, se elimina o termo de variação temporal e se reduz a:

$$\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{\text{cizalhameto}} - \dot{W}_{\text{outros}} = \int_{SC} \left(u + p\nu + \frac{V^2}{2} + gz \right) \cdot \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (5.5)$$

Equação da Quantidade de movimento:

$$F_{S_x} + F_{B_x} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} V_x \rho dV + \int_{sc} V_x \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (5.6)$$

Em regime permanente o termo temporal é eliminado, as forças de campo para as aplicações de simulação de escoamento compressível podem ser eliminadas, e a equação se reduz a:

$$F_{S_x} = \int_{SC} V_x \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (5.7)$$

5.2 Escoamento Incompressível:

O modelo para perda de carga mais usado para líquidos (escoamento incompressível) é:

$$h_l = \frac{\Delta p}{\rho} = f_D \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} + gz \quad (5.7)$$

A eq 5.7 assume que a densidade, ρ , é constante e pode-se desconsiderar os efeitos gravitacionais gz , para escoamento de gases.

A densidade de líquidos é uma função fraca da pressão, e na prática é ignorada a influência da pressão, mas a densidade depende com maior intensidade da temperatura, em sistema

envolvendo troca de calor. A densidade pode ser uma média aritmética, ou de forma mais adequada uma média logarítmica da temperatura.

Quando a densidade é determinada de forma apropriada a eq 5.7 pode ser usada para a maioria dos sistemas de escoamento de líquidos e de gases quando sua compressibilidade pode ser ignorada.

5.3 Escoamento Compressível:

A equação 5.7 não pode ser utilizada em escoamentos compressíveis, pois neste caso a densidade e a velocidade variam ao longo da tubulação, no entanto alguns projetistas empregam a equação 5.7 utilizando a média da densidade e da velocidade. No entanto a densidade e a velocidade não possuem variação linear ao longo do escoamento e esta consideração pode levar a considerável imprecisão, portanto, é incorreto se considerar as médias de densidade e velocidade em escoamentos compressíveis.

O escoamento compressível interno pode ser estimado através das seguintes equações (simplificadas) para volume de controle, que devem ser resolvidas simultaneamente por métodos numéricos computacionais e serão melhor estudadas nos próximos capítulos:

Balanco de massa:

$$\frac{dV}{V} + \frac{d\rho}{\rho} = 0 \quad (5.8)$$

Balanco de quantidade de movimento:

$$\frac{f_D A \rho V^2}{D_h 2} dx + dp + \rho V dV = 0 \quad (5.9)$$

Balanco de energia:

$$\dot{Q} = \dot{m} \left(dh + d \left(\frac{V^2}{2} \right) \right) \quad (5.10)$$

Equação de estado:

$$p = \rho RT \quad (5.11)$$

Número de Mach:

$$M = \frac{V}{\sqrt{\gamma RT}} \quad (5.12)$$

Deve-se notar que se pode utilizar qualquer equação de estado, que represente o fluido em questão (seja Vander Waals, Peng Robinson, ou equação generalizada através do fator de compressibilidade Z), no caso específico do sistema de modelagem empregado nesta tese, será empregada a equação para gás ideal, visto que o sistema opera a baixas pressões absolutas (até 2 atm), e na prática observa-se que para o ar atmosférico pode se considerar gás ideal até pressões da ordem de 4 atm.

É comum se encontrar modelos matemáticos que empregam as equações de Navier Stokes e neste caso a modelagem matemática se torna complexa, pois estes modelos são empregados para o estudo de escoamentos em 2D ou 3D.

A respeito das equações 5.8-5.12 podemos salientar que:

- São válidas para escoamento compressível em dutos de diâmetro constante, o desenvolvimento para escoamento compressível com variação de área está mostrado no capítulo 08.
- Estas equações podem ser usadas para misturas de gases, desde que as propriedades da mistura sejam obtidas de forma apropriada.
- A equação 5.7 é um caso especial da equação 5.9, pois se o termo de variação da velocidade for negligenciado a eq 5.9 se reduz a eq 5.7.
- A equação 5.10 (equação do balanço de energia) inclui o termo da entalpia somado ao termo de velocidade, que representa a variação da energia cinética e a soma destes dois termos é chamada de entalpia de estagnação, que é melhor definida no capítulo 10.

As eq 5.8- 5.12 modelam o escoamento em um tubo singular, porém podem ser usadas em uma rede de tubos, como no caso do sistema PAQj, bastando incluir na rede um balanço global de energia e de massa.

No estudo de escoamento compressível existem dois conceitos que são muito importantes:

- As propriedades de estagnação.
- O escoamento bloqueado (“sonic choking”).

5.4 Propriedades de Estagnação:

As propriedades de estagnação serão melhor estudadas no capítulo 05, porém a título de introdução serão inicialmente apresentadas neste capítulo.

Em qualquer ponto de um duto, o gás que está escoando apresenta uma determinada temperatura, pressão e entalpia, se a velocidade deste gás for subitamente desacelerada para zero em um escoamento isentrópico (adiabático e sem atrito), estas propriedades terão novos valores, que são chamadas de propriedades de estagnação (justamente devido a velocidade ser zero), e são representadas pelo subscrito 0.

As três mais importantes propriedades de estagnação são representadas pelas equações 5.13, 5.14 e 5.15, onde a velocidade em questão é representada pelo número de Mach M:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \quad (5.13)$$

$$\frac{p_0}{p} = \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (5.14)$$

$$h_0 = h + \frac{V^2}{2} \quad (5.15)$$

As propriedades de estagnação são muito importantes nos escoamentos isentrópicos, visto que estas propriedades permanecem constantes ao longo do escoamento e portanto são usadas como recurso de simplificação matemática, na determinação das características do escoamento (perdas de carga, temperatura, densidade etc). No escoamento adiabático com atrito a temperatura de estagnação permanece constante ao longo do escoamento, e nos demais escoamentos compressíveis que envolvem variação de área de seção com atrito e transferência de calor as propriedades de estagnação não são constantes ao longo do escoamento mas servem como propriedades de referência.

5.5 Escoamento Bloqueado – “Sonic Choking”:

Em geral, no escoamento de gases ocorre a aceleração deste ao longo do tubo. Este comportamento pode ser compreendido através das eq 5.8, 5.9 e 5.11, pois a pressão é reduzida ao longo do escoamento devido ao atrito e com a redução da pressão a densidade também ocasiona a elevação da velocidade do gás. Em virtude do aumento da velocidade do gás para um tubo suficientemente longo pode-se esperar que em algum ponto o gás possa atingir a velocidade sônica (velocidade do som nas condições locais). Quando em um determinado ponto do tubo a velocidade do gás atinge a velocidade sônica, ocorre o bloqueio do escoamento e se forma uma onda de choque.

O bloqueio do escoamento (“sonic choking”) significa que a velocidade do gás não mais se elevará acima da velocidade do som naquelas condições, ou seja, em um tubo de seção constante a velocidade máxima que um gás pode atingir é a velocidade sônica. Somente é possível se obter velocidades maiores que a sônica em escoamentos internos em bocais supersônicos convergentes divergentes, onde na parte divergente pode-se observar velocidades superiores a número de Mach 1.

Walters (2000), descreve as situações na qual o escoamento bloqueado pode ocorrer em dutos, são elas:

1. *Escoamento Bloqueado na Saída (“endpoint choking”)*, ocorre na saída do tubo para um grande vaso ou para a atmosfera, onde neste caso a pressão do gás na saída atingirá a pressão do ambiente (do vaso ou a atmosférica). Se o gás acelerar até a

velocidade sônica, na saída do tubo se formará uma onda de choque resultando em uma descontinuidade da pressão.

2. *Escoamento Bloqueado por expansão (“expansion choking”)*, ocorre quando a área de seção de um tubo é elevada rapidamente, por exemplo, se o tubo se expande de 2 polegadas para 3 polegadas. Pode se observar o mesmo fenômeno em divisões, por exemplo, Y, na qual a soma das áreas dos ramos do Y excede a do tubo original. A onda de choque é formada na entrada da expansão e ocorre uma descontinuidade da pressão, obviamente que o escoamento somente se tornará bloqueado se a velocidade do gás atingir a velocidade sônica na expansão.
3. *Escoamento Bloqueado por Restrição (“restriction choking”)*, ocorre quando um gás escoar através de uma restrição em um tubo, por exemplo, um orifício ou válvula. A área de escoamento do gás é reduzida e causa um aumento local na velocidade do gás, que pode atingir a velocidade sônica e levando a formação de uma onda de choque na restrição em virtude da descontinuidade da pressão.
4. *Escoamento naturalmente bloqueado*, este mecanismo é difícil ocorrer em sistemas de redes de dutos de transporte de gases (por exemplo, ar comprimido, gás natural etc), porém na aplicação específica de queimadores a jato isto pode ocorrer, pois o fluido é acelerado a altas velocidades, e então passa por pequenos canais a cerca de Mach de 0,8-0,9, e em virtude do caráter adiabático, ocorrerá a redução da pressão, densidade e conseqüente elevação da velocidade e, portanto o número de Mach se elevará, podendo ocorrer o bloqueio sônico dentro destes pequenos canais.

A fig 5.1 mostra os esquemas dos 3 tipos de bloqueio:

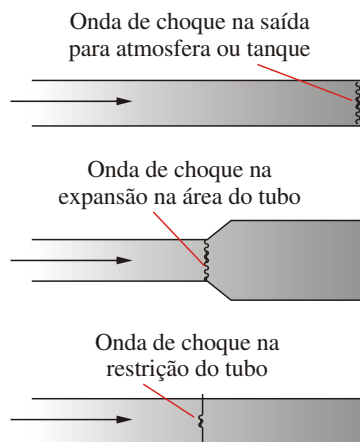


Fig. 5.1: Qualquer um destes pontos podem resultar em bloqueio sônico

A fig 5.2 mostra a formação de onda de choque oblíquas seguidas por ondas de choque normal, típicas em escoamento bloqueado na saída.

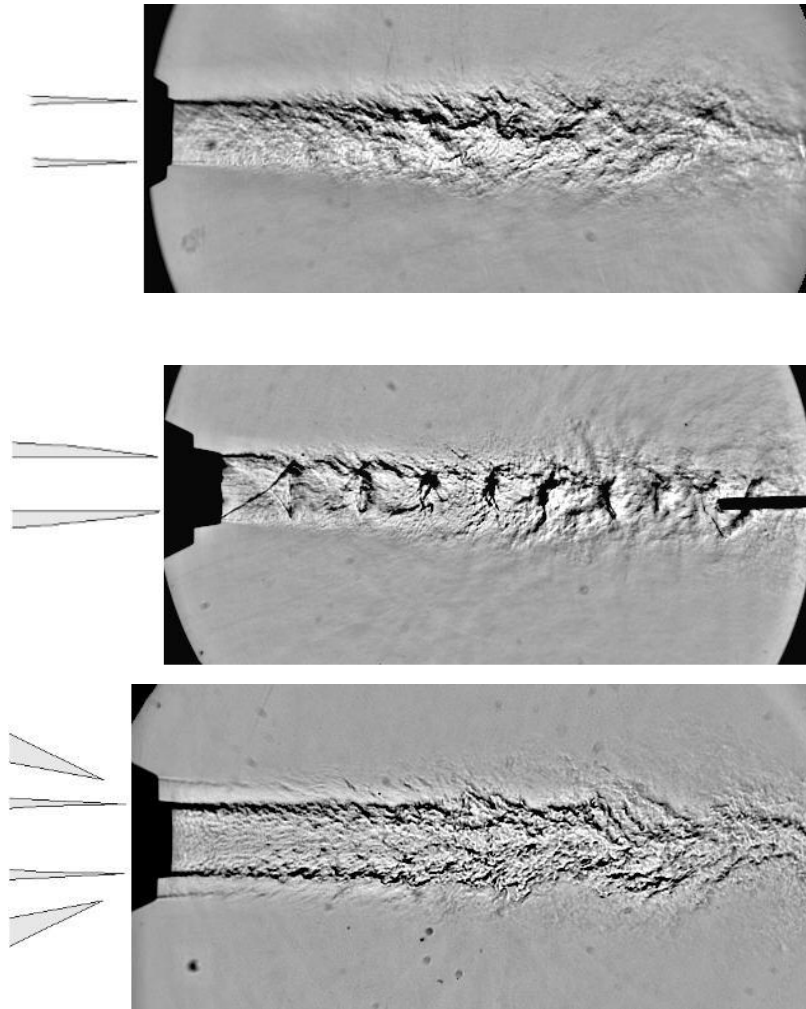


Fig. 5.2: Jato de ar, figura superior com $Mach=1,5$ na saída do bocal, com ondas de choque obliquas. A figura central com $Mach=1$ na saída do bocal, ondas de choque obliquas seguidas por ondas de choque normais e figura inferior com $Mach=0,9$ na saída do bocal, sem a presença de ondas de choque (Papamoschou, 2004).

A fig 5.3 mostra uma onda de choque do tipo oblíqua, em um bocal convergente divergente. A onda se forma na entrada da seção divergente, observando-se que a onda dá início ao desprendimento da camada limite sendo esta onda mista com uma onda de choque normal. O forte desprendimento da camada limite pode se dever também a um gradiente de pressão adverso provocado pela abertura intensa do bocal divergente.

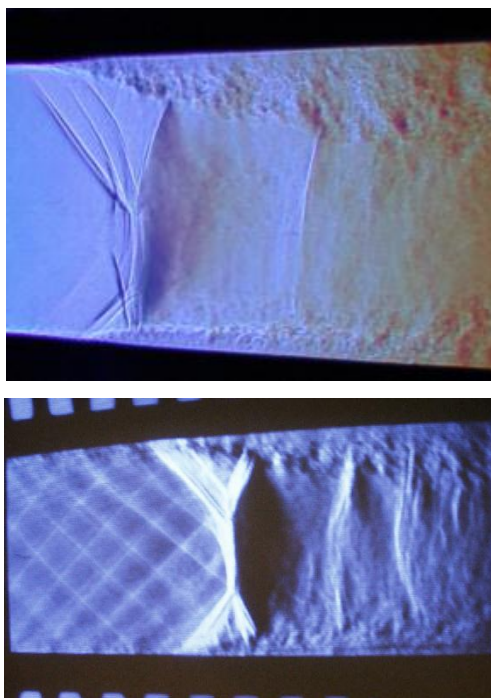


Fig. 5.3: ondas de choque oblíquas combinadas com ondas de choque normal na parte divergente de um bocal convergente divergente, provocando o descolamento da camada limite. Papamoschou (2004).

No caso de uma onda de choque ocorrer dentro de um tubo de seção constante, seja em escoamento supersônico ou sônico bloqueado, a onda terá inclinação normal a velocidade de escoamento do gás, como mostrado nas figura 5.3.

A vazão de gás na condição de bloqueio pode ser determinada resolvendo o sistema de equações 5.8-5.12 usando o número de Mach na saída $M=1$, porém na prática é difícil aplicar estas equações para as condições de escoamento bloqueado por expansão e restrição, pois são necessários se conhecer as condições locais de temperatura e pressão no ponto em que ocorre o bloqueio e neste ponto ocorre a onda de choque, que devido a sua irreversibilidade termodinâmica dificulta o levantamento destas propriedades.

No caso do escoamento bloqueado na saída, podemos determinar as propriedades de estagnação, pois se pode neste caso considerar que a expansão do gás na saída do duto será isentrópica (adiabática e sem atrito), e desta forma determina-se a temperatura e a pressão imediatamente antes da onda de choque, porém estas variáveis dependem da vazão de gás, que não é conhecida e isto tornará o processo iterativo.

A vazão de bloqueio é a maior vazão a ser atingida no sistema, ou seja, é o limite superior para transporte de determinada vazão de gás para determinada condição de alimentação no sistema de dutos (T e P). Mesmo se reduzindo a pressão de descarga não se conseguirá elevar a vazão no sistema acima da vazão de bloqueio. No entanto pode-se elevar a vazão de bloqueio se elevando a pressão de fornecimento (pressão do gás na entrada do sistema de duto), desta forma a vazão de bloqueio se eleva linearmente com o aumento da pressão de entrada.

A perda de pressão através de uma onda de choque em um escoamento bloqueado não pode ser determinado diretamente através de tabelas de ondas de choque normal, ou seja, a partir dos dois pontos de intersecção das linhas de Fanno e Rayleigh, que devem ser usadas somente para escoamentos supersônicos. Walters (2000) sugere que somente existe uma forma de se estimar esta perda de pressão, que é através da vazão de bloqueio se determinar uma nova condição de contorno para o escoamento após a onda de choque e as condições termodinâmicas (T e P) podem ser determinadas usando a vazão de bloqueio considerando que a onda de choque seja um fenômeno isentálpico (embora na prática isto não seja exatamente verdadeiro devido a irreversibilidade da onda de choque). Igualando-se os valores das entalpias de estagnação antes e depois da onda de choque pode-se caracterizar o escoamento após a onda de choque ao longo da extensão do tubo através das equações de 5.8-5.12.

Pode ocorrer bloqueio sônico em mais de um ponto da tubulação, bastando satisfazer novamente as condições para bloqueio, conforme já comentado, e os três mecanismos que provocam o bloqueio sônico podem ocorrer em uma mesma tubulação em qualquer combinação. O procedimento para cálculo em sistemas com múltiplos bloqueios é discutido em Walters e Olsen (1997).

Em projetos de queimadores (bem como redes de tubulações), não é desejável a ocorrência de bloqueio sônico em virtude das ondas de choque implicar em risco de fadiga mecânica para válvulas e outros acessórios, além de implicar em significativo consumo de energia para bombeamento do fluido. Se ocorrer escoamento bloqueado na saída do queimador, devido a onda de choque formada pode ocasionar extinção da chama por “blow off”, maiores detalhes serão tratados no capítulo sobre jatos.

O escoamento isotérmico muito usado no projeto de gasodutos, é um caso especial do escoamento compressível com troca de calor, na qual a temperatura do fluido permanece constante ao longo do tubo. Como a tendência do escoamento é apresentar uma redução da pressão e conseqüente aumento da velocidade este aumento da velocidade é feito as expensas da energia interna do gás, ou seja, a temperatura se reduz ao longo do duto, e para manter a temperatura do gás constante é necessário um fornecimento de calor ao gás.

No escoamento isotérmico, a medida que o número de Mach se eleva também se eleva a quantidade de calor a ser fornecida. Saad (1993), Oosthuizen (1997), e Cochran (1996) mostram que para o escoamento sônico a quantidade de calor a ser fornecida seria infinita, portanto impossível na prática. Os mesmos autores também mostram que a equação da conservação da quantidade de movimento para o escoamento isotérmico é dada por:

$$\frac{dx}{dM} = \frac{2D_h M(1 - \gamma M^2)}{\gamma M^2} \quad (5.2)$$

Considerando que a derivada acima é zero para a condição de escoamento bloqueado, então, temos que:

$$0 = \frac{2D_h M(1 - \gamma M^2)}{\gamma M^2}$$

Logo encontra-se o número de Mach na qual o escoamento se torna bloqueado:

$$M = \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \quad (5.3)$$

Ou seja, o escoamento se torna bloqueado com número de Mach < 1 no escoamento isotérmico. De acordo com Walters (2000), na prática não é viável manter um escoamento isotérmico a altas velocidades, devido a elevada taxa de transferência de calor necessária.

Esta é a principal razão para o sistema PAQj não adotar em nenhum trecho do queimador o escoamento isotérmico, em virtude de sua inviabilidade a altas velocidades.

Walters (2000) comenta algumas regras frequentemente usadas, na definição do tipo de modelo de escoamento (compressível ou incompressível) a ser empregado:

- *Regra de 40 % da perda de carga:* utilizada para definir entre o escoamento compressível e incompressível: Se a perda de carga é menor que 40 % considera-se incompressível. Esta regra pode falhar quando se trabalha com altas pressões (acima de 10 atm), na qual a influência da relação L/D e D passam a ser importante, geralmente quanto maior o D maior será o comportamento compressível, e quanto menor o comprimento também será maior o comportamento compressível do escoamento.
- *Regra Mach 0,3:* se a velocidade do fluido for menor que $M < 0,3$ considera-se escoamento incompressível. No entanto deve-se estar atento a questões de transferência de calor, por exemplo se um gás a baixa velocidade ($M < 0,3$) receber elevada taxa de transferência de calor ao longo de um duto, este gás poderá se expandir consideravelmente mesmo se sua expansão não ultrapassar $M > 0,3$, apresentando, então, comportamento escoamento compressível, Horibata (1992), relata a importância da compressibilidade a baixo número de Mach (ordem de 0,05) e grandes variações de temperatura, por exemplo, é o caso de fornos verticais tipo tubo usado nos tratamentos de wafers de semicondutores, a pressão quase atmosférica com variação de temperatura da ordem de 850 a 1050 C e velocidades do ar (convecção) da ordem de 0,1 m/s.
- *Regra do escoamento bloqueado de ar a 50 % de perda de carga:* esta regra é baseada na pressão na qual o escoamento estará bloqueado a $M = 1$, ou seja, na pressão crítica:

$$\frac{p^*}{p_0} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (5.4)$$

Para o ar, $\gamma = 1,4$, logo a relação $p^*/p_0 = 0,5283$, ou seja perda de carga da ordem de 47 % , que se convencionou aproximar para 50 %. Portanto se a perda de pressão for maior que 50 % o escoamento estará bloqueado.

A equação 5.17 é definida para escoamento isentrópico, ou seja, é válida em situações adiabáticas e sem atrito, em geral aplicável a bocais. Porém, para rede de dutos, não se deve aplicar a regra, a menos que o escoamento seja adiabático e o atrito seja desprezível.

6 Capítulo 06 - Escoamento Interno Viscoso Incompressível.

O escoamento neste trecho é considerado incompressível, são consideradas desprezíveis as trocas térmicas do ar em escoamento com as vizinhanças, e o Número de Mach $M < 0,3$, visto que os projetos destes trechos são feitos para escoamento com velocidades de 10 a 50 m/s (em geral) e isto corresponde ao intervalo $0,04 < M < 0,1$.

O ar neste trecho é considerado um gás ideal, pois as pressões totais da linha de transporte são cerca de 10.000 mmca (cerca de 1 atm).

A equação de estado para um gás ideal é:

$$pv = RT \quad (6.1)$$

e a densidade ρ , pode ser determinada por:

$$\rho = \frac{p.M_m}{RT} \quad (6.2)$$

Onde p é a pressão absoluta do ar em atm (pressão da linha + pressão barométrica local), M_m é a massa molecular do gás (para o ar $M_m = 28,84$ kg/kgmol), R é a constante universal dos gases ideais, e T a temperatura absoluta em K do gás, a unidade de ρ é kg/m^3 .

O principal propósito é avaliar as variações de pressão que resultam do escoamento incompressível em tubos, e sistemas de escoamento, sendo que as variações de pressão no escoamento são basicamente devido a variações de velocidade e ao atrito do fluido com a parede do tubo.

O atrito em escoamentos reais leva a uma redução, “perda” de pressão em relação ao escoamento de Bernoulli (sem atrito), e estas perdas em um sistema de escoamento podem ser divididas em:

Perdas distribuídas: devido ao atrito em trechos do sistema de área constante.

Perdas Localizadas: devido atrito, mudança de velocidade, sentido e direção do escoamento em válvulas, curvas, tês, contrações e expansões etc.

Exceto para escoamentos de fluidos muito viscosos em tubos de diâmetros pequenos, escoamentos internos em geral são turbulentos. No escoamento turbulento, devido a sua natureza caótica, não existe relação universal entre o campo de tensões e o campo de velocidade média, portanto para escoamentos turbulentos somos forçados a recorrer a dados experimentais.

6.1 Balanço de Energia no escoamento em Tubos

A equação da energia, 6.3, conforme desenvolvida em Fox (2001) é capaz de fornecer uma percepção das perdas de pressão nos escoamentos viscosos internos.

Consideremos um escoamento permanente através de um sistema de tubos, com variação de área de seção, veja fig 6.1, note que as fronteiras do volume de controle são mostradas em linhas tracejadas, elas são ortogonais ao escoamento nas seções 1 e 2 e coincidem com a superfície do tubo nos outros locais:

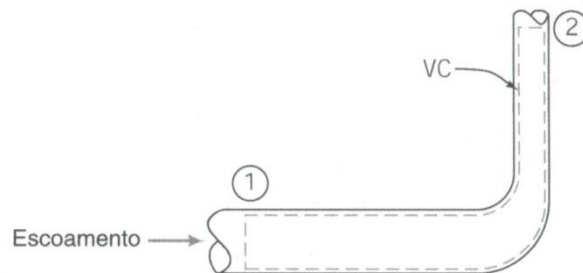


Fig. 6.1: Volume de controle para aplicação do balanço de energia no escoamento em tubos

Equação da energia:

$$\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{\text{cisalhamento}} - \dot{W}_{\text{outros}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{SC} \left(u + pv + \frac{V^2}{2} + gz \right) \cdot \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (6.3)$$

Considerações:

Trabalhos no eixo e outros trabalhos são nulos: $\dot{W}_s = 0$ e $\dot{W}_{outros} = 0$

Trabalho de cisalhamento é nulo, embora existam tensões de cisalhamento nas curvas, as velocidades são iguais a zero: $\dot{W}_{cisalhamento} = 0$.

Escoamento permanente: $\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} e \cdot \rho \cdot dV = 0$

Escoamento incompressível.

A energia interna e a pressão são uniformes nas seções ortogonais ao escoamento, seções 1 e 2.

Aplicando as simplificações e desenvolvendo o modelo Fox (2001) obtém a equação abaixo:

$$\left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{\alpha_1 \bar{V}_1^2}{2} + gz_1 \right) - \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{\alpha_2 \bar{V}_2^2}{2} + gz_2 \right) = (u_2 - u_1) - \frac{\delta Q}{dm} \quad (6.4)$$

Onde: $\dot{Q} = \frac{\delta Q}{dt}$ e $\dot{m} = \frac{\delta m}{dt}$.

O termo abaixo representa a conversão irreversível de energia mecânica na seção em energia térmica não desejada $(u_2 - u_1)$ e perda de energia por transferência de calor $\frac{\delta Q}{dm}$:

$$(u_2 - u_1) - \frac{\delta Q}{dm}$$

O grupo acima é chamado de perda de carga total por unidade de massa e será representado por h_{IT} , e portanto a eq 6.4 é reescrita:

$$\left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{\alpha_1 \bar{V}_1^2}{2} + gz_1 \right) - \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{\alpha_2 \bar{V}_2^2}{2} + gz_2 \right) = h_{IT} \quad (6.5)$$

A eq 6.5 é importante na determinação da diferença de pressão entre dois pontos em uma tubulação desde que a perda de carga h_{TT} possa ser determinada. No item abaixo serão mostrados métodos para este fim.

6.2 Determinação das Perdas de Cargas.

A perda de carga total h_{TT} , é considerada como a soma das perdas de cargas distribuídas, h_l , devido a efeitos de atrito no escoamento completamente desenvolvido em tubos de seção constante, e perdas localizadas, h_{lm} , devido a entradas, acessórios, mudanças de área, curvas, tês etc.

6.2.1 Perdas de cargas distribuídas

Utilizando o balanço da eq 6.17 para avaliar a perda de carga distribuída em um tubo com escoamento completamente desenvolvido em tubo de área constante temos:

$$h_{lm} = 0 \quad \text{e} \quad \frac{\alpha_1 \bar{V}_1^2}{2} = \frac{\alpha_2 \bar{V}_2^2}{2}, \text{ então a eq 6.5 se reduz a:}$$

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho} = g(z_2 - z_1) + h_l$$

Considerando negligenciável mudanças de energia potencial devido a variações de altura, e devido ao fato da densidade do ar ser baixa comparada com as de líquido, logo:

$$z_1 = z_2:$$

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho} = \frac{\Delta p}{\rho} = h_l \quad (6.6)$$

Nesta forma a perda de carga pode ser definida como perda de pressão para escoamento completamente desenvolvido incompressível através de um tubo horizontal de seção constante.

No escoamento turbulento não podemos analisar a queda de pressão analiticamente, sendo necessário utilizar dados experimentais e utilizar análise dimensional para correlacioná-los.

Através da análise dimensional realizada por Fox (2001), temos que:

$$h_f = f_D \frac{L \bar{V}^2}{D} \quad (6.7)$$

O fator de atrito apresenta duas definições, o fator de atrito de Darcy, f_D , e o fator de atrito de Fanning, f , a relação entre os fatores de atrito é definida por:

$$f_D = 4f \quad (6.8)$$

O fator de atrito é determinado experimentalmente e os resultados foram graficados por Moody (1944) de acordo com a fig 6.2.

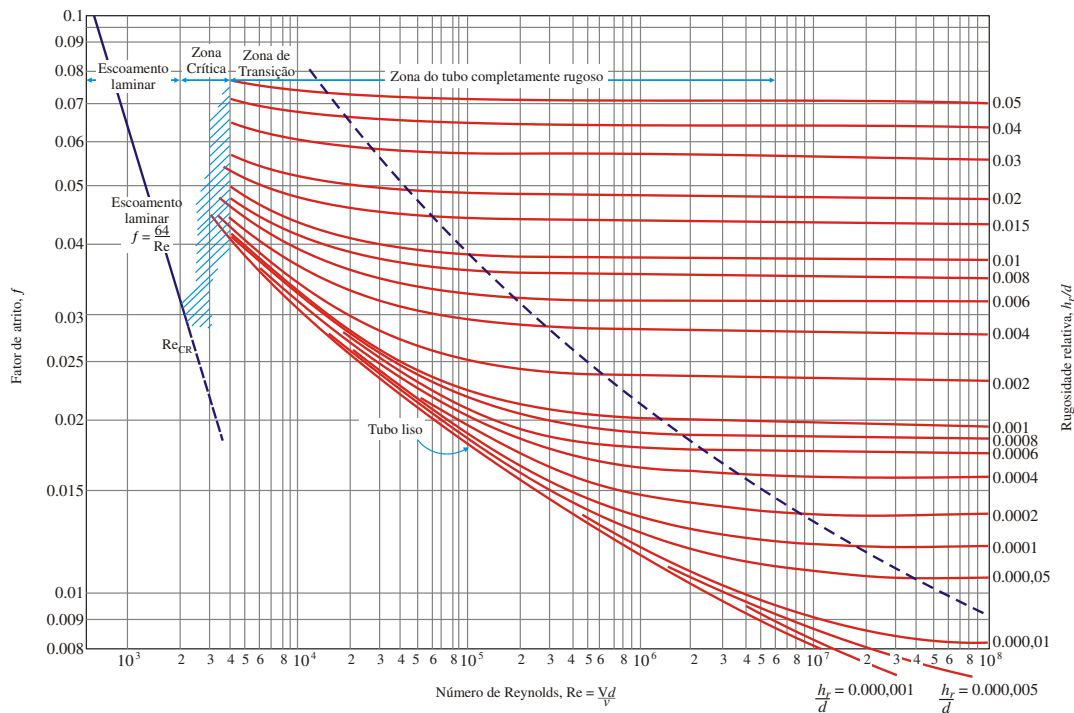


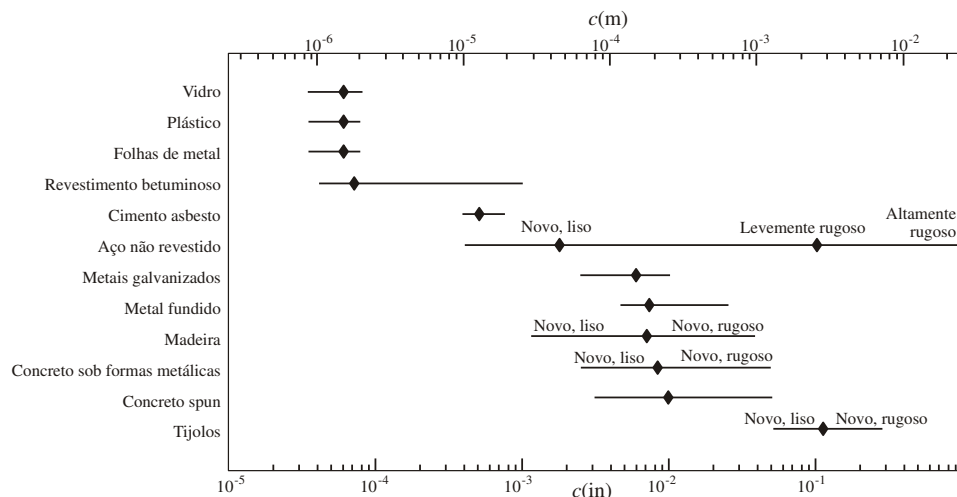
Fig. 6.2: Gráfico de Moody, Fator de atrito para escoamento completamente desenvolvido em tubos circulares, Moody (1944).

A rugosidade ϵ é uma propriedade da superfície do tubo, na tabela 6.1 e 6.2 encontramos algumas rugosidades referenciais para diversos tubos:

Tabela 6.6.1: Rugosidade para tubos de materiais comuns, Moody (1944) e Fox (2001)

Tubo	Rugosidade ϵ , mm
Aço rebitado	0,9-9
Concreto	0,3-3
Madeira	0,2-0,9
Ferro Fundido	0,26
Ferro Galvanizado	0,15
Ferro fundido asfaltado	0,12
Aço comercial	0,046
Ferro forjado	0,046
Aço trefilado	0,0015

Tabela 6.6.2: Faixa de rugosidade e rugosidade média recomendada para diversos materiais, Ward- Smith (1980)



Nota-se pelo gráfico de Moody que no escoamento laminar não existe dependência entre o fator de atrito e a rugosidade sendo somente função do Re , e decrescente com este, porém para a região de transição o fator de atrito se eleva significativamente, devido ao início dos efeitos de

turbulência e dos vórtices formados durante o escoamento. Na região de transição existe a dependência com o Re e com a rugosidade relativa ε/D , sendo que com o crescimento do Re o fator de atrito se reduz. Em elevados Re, acima da transição, o fator de atrito se torna independente do Re, sendo influenciado apenas pela rugosidade relativa, que a medida que

esta se reduz o fator de atrito reduz também.

No escoamento laminar, a medida que o Re é elevado o fator de atrito se reduz por razões de inércia, pois as forças inerciais aumentam com o Re e portanto o atrito se torna pouco importante. Na transição a camada limite na superfície do tubo tem espessura da mesma ordem da rugosidade, e o escoamento do seio do fluido em contato com os elementos de rugosidade que perfuram a camada limite levam a perda de pressão por arrasto. Por isso no regime de transição a rugosidade é importante, e a medida que se eleva o Re a camada se limite tem sua espessura reduzida e uma maior quantidade de elementos de rugosidade entram em contato com o seio do fluido, reduzindo os efeitos de viscosidade e aumentando os efeitos de perdas por arrasto. Por isso em elevados Re o fator de atrito depende somente da rugosidade, pois nesta região a camada limite é muito delgada e seus efeitos viscosos são de pouca importância. Nesta região de Reynolds o regime é chamado de escoamento completamente rugoso ou fluidodinamicamente rugoso.

Com o objetivo de se elaborar programas computacionais, os fatores de atrito são escritos na forma de correlações, algumas destas correlações estão listadas no capítulo 10.

6.2.2 Perdas de Carga Localizadas:

As perdas localizadas são aquelas devidas a passagem do escoamento por acessórios, como por exemplo, curvas, válvulas, Tês, contrações e expansões, entradas e saídas etc.

Estas perdas se devem basicamente a separação do escoamento, a energia em geral é dissipada pela mistura violenta dos elementos de fluido nas zonas de separação, as perdas de carga localizadas podem ser expressas como uma função de sua energia cinética:

$$h_{lm} = K \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (6.9)$$

Onde o coeficiente de perda de carga K , deve ser determinado experimentalmente para cada situação. Em geral, é encontrado na literatura técnica correlações empíricas ou valores encontrados experimentalmente para cada tipo de singularidade.

A perdas de carga localizadas podem ser expressas também como:

$$h_{lm} = f_D \frac{L_e}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (6.10)$$

Onde L_e é o comprimento equivalente de tubo reto.

Segue abaixo os coeficientes de perda de carga K ou os comprimentos equivalentes $\frac{L_e}{D}$, para diversos acessórios, os quais terão precisão para uso em engenharia, da ordem $\pm 10\%$.

6.2.2.1 Expansões e Contrações:

O coeficiente de perda de carga pode ser determinado pelo método Hooper (1988) descrito por Darby (1996).

Tabela 6.6.3: método de Hopper para determinação de perda de carga em contrações e expansões.

Contração	Expansão
Para $\theta < 45^\circ$ e $Re_D < 2500$: $K = 1,6 \left(1,2 + \frac{160}{Re_D} \right) \left(\frac{1}{\beta^4} - 1 \right) \text{seno}(\theta/2)$	Para $\theta < 45^\circ$ e $Re_d < 4000$: $K = 5,2(1 - \beta^4) \text{seno}(\theta/2)$
Para $\theta < 45^\circ$ e $Re_D > 2500$: $K = 1,6(0,6 + 1,92f) \left(\frac{1 - \beta^2}{\beta^4} \right) \text{seno}(\theta/2)$	Para $\theta < 45^\circ$ e $Re_d > 4000$: $K = 2,6(1 + 3,2f) (1 - \beta^2)^2 \text{seno}(\theta/2)$
Para $\theta > 45^\circ$ e $Re_D < 2500$: $K = \left(1,2 + \frac{160}{Re_D} \right) \left(\frac{1}{\beta^4} - 1 \right) [\text{seno}(\theta/2)]^{1/2}$	Para $\theta > 45^\circ$ e $Re_d < 4000$: $K = 2(1 - \beta^4)$
Para $\theta > 45^\circ$ e $Re_D > 2500$: $K = (0,6 + 0,48f) \left(\frac{1 - \beta^2}{\beta^4} \right) [\text{seno}(\theta/2)]^{1/2}$	Para $\theta > 45^\circ$ e $Re_d > 4000$: $K = (1 + 3,2f) (1 - \beta^2)^2$

Onde $\beta = \frac{d}{D}$

Re_D e Re_d são o número de Reynolds definidos para a seção de diâmetro D ou d , conforme indicado, usando a velocidade e as propriedades do fluido nesta seção. Bem como o fator de atrito de Fanning f .

6.2.2.2 Curvas

As curvas podem ser divididas em dois grupos: segmentadas e não segmentadas.

Para a determinação do coeficiente de perda de carga K para curvas não segmentadas usaremos a metodologia de Miller (1990), descrito por Perry (1997).

Este modelo aplica-se a curvas de seção circular e área constante conforme figura 9.3, e para escoamentos turbulentos.

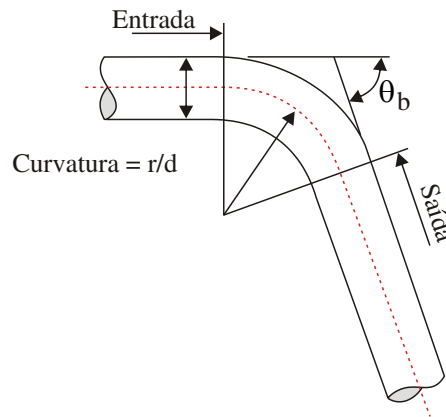


Fig. 6.3: Esquema da curva para aplicação do método de Miller (1990) para determinação de K

Neste método, K é determinado por:

$$K = K^0 C_{Re} C_0 C_f \quad (6.11)$$

Onde K^0 , dado pela fig 6.4, é o coeficiente de perda de carga para uma curva de tubo liso com $Re=10^6$. O fator de correção do Re, C_{Re} , é dado pela figura 6.5. Se $0,7 < r/D < 1$ e $K^0 < 0,4$, usa-se C_{Re} para $r/D=1$.

Se $r/D < 1$, obtém-se C_{Re} da equação 6.12:

$$C_{Re} = \frac{K^0}{K^0 + 0,2(1 - C_{Re,r/D=1})} \quad (6.14)$$

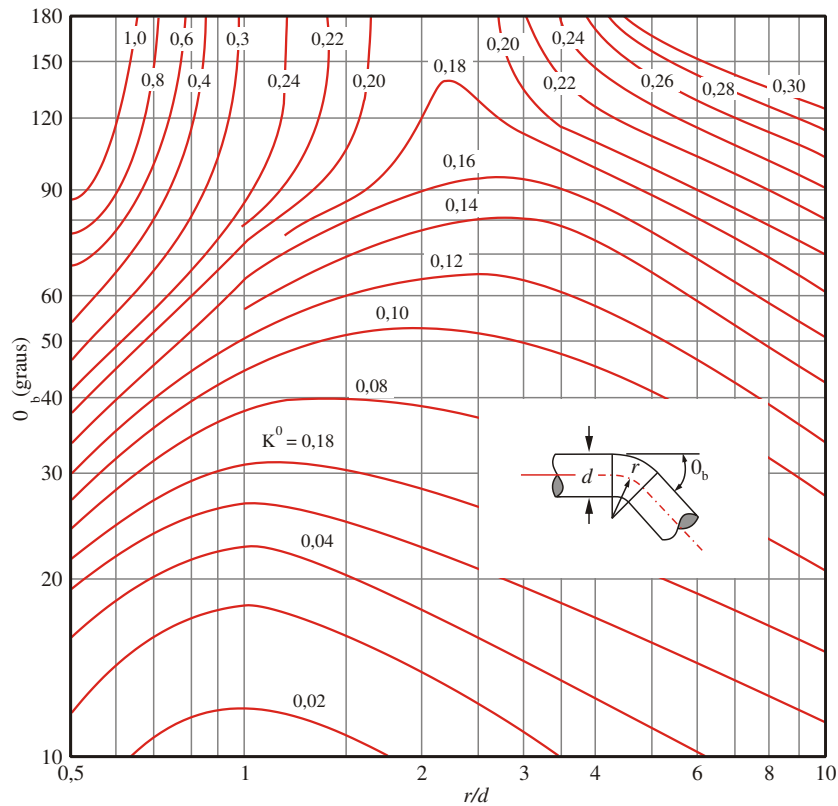


Fig. 6.4: determinação de K^0 pelo método de Miller (1990), Perry (1997)

O fator de correção C_0 (fig 6.6) determina a perda de carga adicional devido ao desenvolvimento do escoamento na saída tangente do tubo, de comprimento L_0 . Isto é muito interessante pois este método permite corrigir os efeitos de entrada em tubo reto a jusante de uma válvula, por exemplo, em virtude do desenvolvimento do escoamento.

Convém ressaltar que para determinar a perda de carga total deve-se acrescer a perda de carga da curva calculada por K da eq 6.11 acrescido da perda de carga distribuída no trecho de

tubo reto fornecido pela eq $h_l = f_D \frac{L \bar{V}^2}{D 2}$.

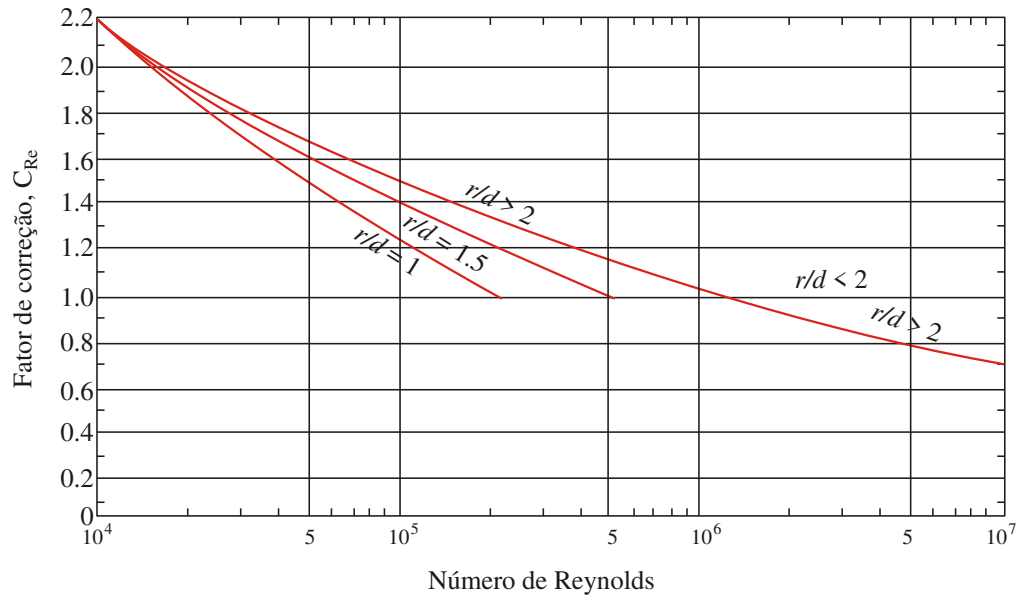


Fig. 6.5: determinação de C_{Re} pelo método de Miller (1990), Perry (1997)

Notemos que para $C_0 = 1$, a fig 6.6 mostra a distância da curva, $\frac{L_0}{D}$, na qual o escoamento estará completamente desenvolvido em tubo reto.

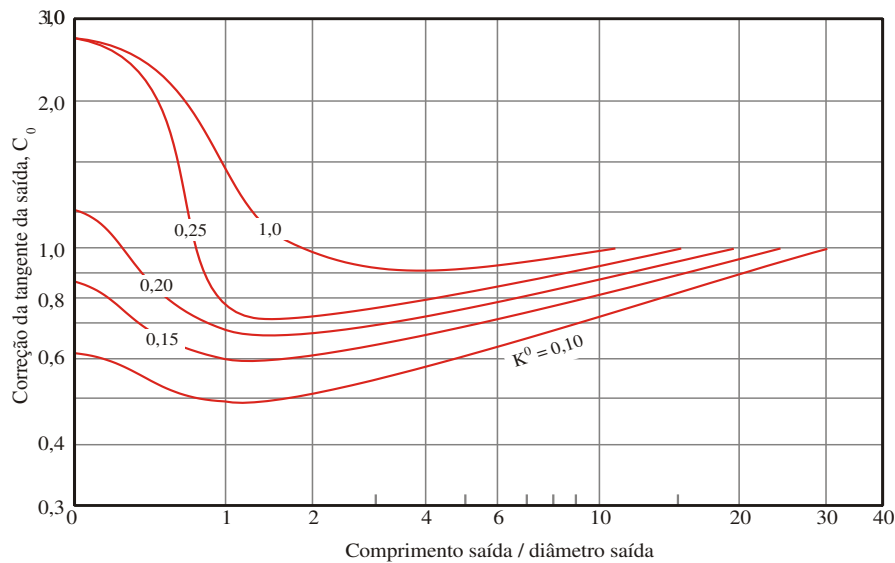


Fig. 6.6: determinação de C_0 pelo método de Miller (1990), Perry (1997)

Finalmente o fator de correção da rugosidade através do fator de atrito de Fanning:

$$C_f = \frac{f_{rugoso}}{f_{liso}} \quad (6.13)$$

Onde f_{rugoso} é o fator de atrito de Fanning para um tubo de diâmetro D, com a rugosidade da curva e com Re da entrada da curva. Similarmente f_{liso} é o fator de atrito para um tubo liso. Para $Re > 10^6$ e $r/D \geq 1$, usa-se o valor de C_f para $Re = 10^6$.

Foram realizadas correlações a partir das figuras 6.3 a 6.6, para permitir a aplicação computacional no sistema PAQj, conforme abaixo:

Correlações para K^0 :

A figura 6.4 mostra uma faixa de 10° a 180° , porém para aplicações industriais típicas, são usadas curvas com 45° , 90° e 180° , por isso foram feitas as correlações para estes 3 ângulos.

- curva de 45 graus:

$$\ln K^0 = 0,0729(\ln(r/D))^4 - 0,4184(\ln(r/D))^3 + 0,943(\ln(r/D))^2 - 0,6908(\ln(r/D)) - 2,2792 \quad (6.14)$$

Equação válida para $0,5 < r/D < 10$, e apresenta coeficiente de correlação $R^2 = 0,994$.

- Curva de 90 graus, eq 6.15:

$$\ln K^0 = -0,1955(\ln(r/D))^3 + 1,0098(\ln(r/D))^2 - 1,3223(\ln(r/D)) - 1,3609 \quad (6.15)$$

Equação válida para $0,5 < r/D < 10$, e apresenta coeficiente de correlação $R^2 = 0,9884$

- Curva de 180 graus, eq 6.16:

$$\ln K^0 = 0,0852(\ln(r/D))^4 - 0,8102(\ln(r/D))^3 + 2,2783(\ln(r/D))^2 - 1,985(\ln(r/D)) - 1,1942 \quad (6.16)$$

Equação válida para $0,7 < r/D < 10$, e apresenta coeficiente de correlação $R^2 = 0,9792$

Correlações para C_{Re} :

Para $r/D = 1$: eq 6.17

$$C_{Re} = 0,1997(\log(Re))^2 - 2,7589(\log(Re)) + 10,029 \quad \text{válida para } 10^4 < Re < 2 \times 10^5 \quad (6.17)$$

Coeficiente de correlação $R^2 = 0,9971$.

Para $Re > 2 \times 10^5$: $C_{Re} = 1.0$

Para $r/D = 1,5$: eq 6.18

$$C_{Re} = 0,1734(\log(Re))^2 - 2,3558(\log(Re)) + 8,8232 \quad \text{válida para } 10^4 < Re < 5 \times 10^5 \quad (6.18)$$

Coeficiente de correlação $R^2 = 0,992$.

Para $Re > 5 \times 10^5$: $C_{Re} = 1.0$

Para $r/D \geq 2,0$: eq 6.19

$$C_{Re} = 0,096(\log(Re))^2 - 1,5351(\log(Re)) + 6,7621 \quad \text{válida para } 10^4 < Re < 10^7 \quad (6.19)$$

Coeficiente de correlação $R^2 = 0,996$.

Para valores de $r/D < 1,0$ usa-se a eq 9.24 para determinar C_{Re} .

Para valores de $1 < r/D < 1,5$ determina-se C_{Re} interpolando linearmente as eqs 6.17 e 6.18 para o dado r/D .

Para valores de $1,5 < r/D < 2,0$ e $Re < 10^6$ determina-se C_{Re} interpolando linearmente as eqs 6.18 e 6.19 para o dado r/D , caso o $Re > 10^6$ então $C_{Re} = 1,0$.

Correlações para C_0 :

Para $K^0=0,1$ e $1 < \frac{L_0}{D} < 30$:

$$C_0 = -0,0004 \left(\frac{L_0}{D} \right)^2 + 0,0301 \frac{L_0}{D} + 0,4592 \quad (6.20)$$

$$R^2 = 0,9994$$

Para $K^0=0,1$ e $1 < \frac{L_0}{D} > 30$:

$$C_0 = 1,0$$

Para $K^0=0,15$ e $1 < \frac{L_0}{D} < 25$:

$$C_0 = 5 \times 10^{-6} \left(\frac{L_0}{D} \right)^3 - 0,0006 \left(\frac{L_0}{D} \right)^2 + 0,0305 \frac{L_0}{D} + 0,5571 \quad (6.21)$$

$$R^2 = 0,9924$$

Para $K^0=0,15$ e $1 < \frac{L_0}{D} > 25$:

$$C_0 = 1,0$$

Para $K^0=0,2$ e $1 < \frac{L_0}{D} < 20$:

$$C_0 = -0,0003 \left(\frac{L_0}{D} \right)^2 + 0,0235 \frac{L_0}{D} + 0,6463 \quad (6.22)$$

$$R^2 = 0,9768$$

Para $K^0=0,2$ e $1 < \frac{L_0}{D} > 20$:

$$C_0 = 1,0$$

Para $K^0=0,25$ e $1 < \frac{L_0}{D} < 6$: eq (6.23)

$$C_0 = -0002\left(\frac{L_0}{D}\right)^5 + 0,0046\left(\frac{L_0}{D}\right)^4 - 0,0454\left(\frac{L_0}{D}\right)^3 + 0,2075\left(\frac{L_0}{D}\right)^2 - 0,4003\frac{L_0}{D} + 0,9842$$

(6.23)

$$R^2 = 0,9978$$

Para $K^0=0,25$ e $6 < \frac{L_0}{D} < 16$: eq (6.24)

$$C_0 = 0,015\frac{L_0}{D} + 0,76$$

(6.24)

Para $K^0=0,25$ e $\frac{L_0}{D} > 16$:

$$C_0 = 1,0$$

Para $K^0=1$ e $1 < \frac{L_0}{D} < 6$: eq (6.25)

$$C_0 = -0012\left(\frac{L_0}{D}\right)^5 + 0,0321\left(\frac{L_0}{D}\right)^4 - 0,3226\left(\frac{L_0}{D}\right)^3 + 1,5375\left(\frac{L_0}{D}\right)^2 - 3,4834\frac{L_0}{D} + 3,9069$$

(6.25)

$$R^2 = 0,9994$$

Para $K^0=1$ e $6 < \frac{L_0}{D} < 10$: eq (6.26)

$$C_0 = 0,02\frac{L_0}{D} + 0,8$$

(6.26)

Para $K^0=1$ e $\frac{L_0}{D} > 10$:

$$C_0 = 1,0$$

Para $\frac{L_0}{D} = 0$ e $0,1 < K^0 < 25$:

$$C_0 = 1013,3(K^0)^3 - 410(K^0)^2 + 59,367(K^0) - 2,25 \quad (6.27)$$

$$R^2 = 1$$

Para $\frac{L_0}{D} = 0$ e $0,25 < K^0 < 1$:

$$C_0 = 2,8 \quad (6.28)$$

Para $\frac{L_0}{D} = 1$ e $0,1 < K^0 < 1$:

$$C_0 = -0,6318(K^0)^2 + 1,9942(K^0) + 0,3074 \quad (6.29)$$

$$R^2 = 0,9991$$

Para $\frac{L_0}{D} > 1$ e valores intermediários para K^0 em relação as correlações de 6.20 até 6.25 ,

o C_0 é determinado por interpolação linear entre as equações. Se $K^0 < 0,1$, deve-se calcular C_0 como se fosse $K^0 = 0,1$, ou seja usando a eq 6.20.

Para $0 < \frac{L_0}{D} < 1$ deve-se calcular C_0 usando K^0 nas eq 6.27, 6.28 e 6.29 e então o C_0 é determinado por interpolação linear entre as equações. Se $K^0 < 0,1$, deve-se calcular C_0 usando a eq 6.28 e 6.29 usando $K^0 = 0,1$, depois interpolando linearmente para a respectiva relação $\frac{L_0}{D}$.

De acordo com Umur (2000), a curva em um duto induz a perdas de pressão maiores que aquelas devido a atrito, devido a separação do escoamento na parede e de escoamentos rotacionais secundários devido a forças de inércia.

K decresce com a curvatura, e aumenta com a rugosidade relativa.

Para curvas de 90° graus, Umur (2000), mostra que K pode ser obtido por:

$$K = 90f \sqrt{\frac{D}{R}} \quad (6.30)$$

Onde R é o raio de curvatura, e f é o fator de atrito de Fanning.

A correlação de Umur (2000), apresenta boa precisão , cerca de $\pm 2\%$.

6.2.2.3 Curvas Segmentadas:

Para as curvas segmentadas usaremos o conceito de comprimento equivalente em função do número de segmentos da curva.

Curva de 2 segmentos:

A figura 6.7 mostra o comprimento equivalente em função do ângulo da curva:

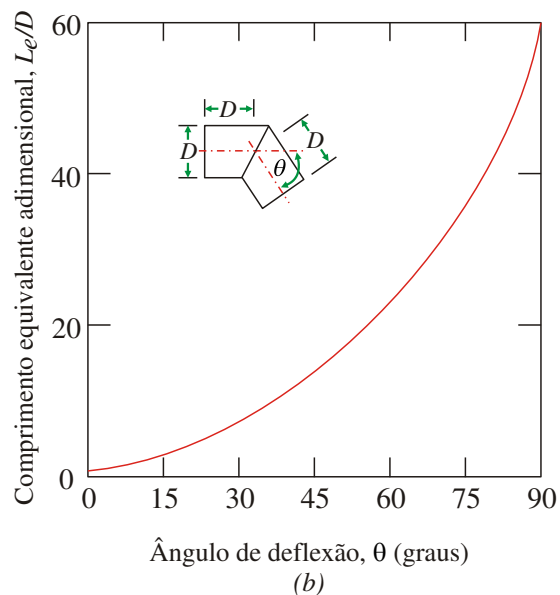


Fig. 6.7: Comprimento equivalente para curvas com 2 segmentos Fox (2001)

No sistema PAQj usaremos somente curvas segmentadas de 90 e 45 graus, logo:

Tabela 6.4: Comprimento equivalente para curvas de dois seguimentos

Ângulo	Le/D
90	60
45	12,5

Curva de 3 segmentos com 90 graus:

De acordo com Sakiadis (1984), conforme a fig 6.8, tem-se a relação entre comprimento equivalente e raio de curvatura, porém para uso computacional esta figura foi correlacionada.

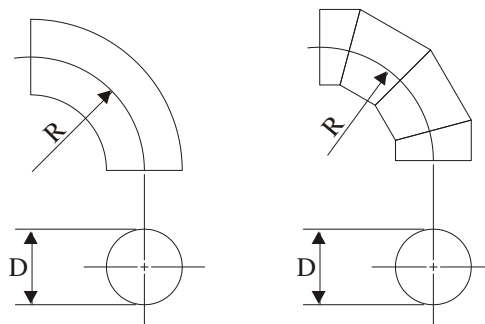
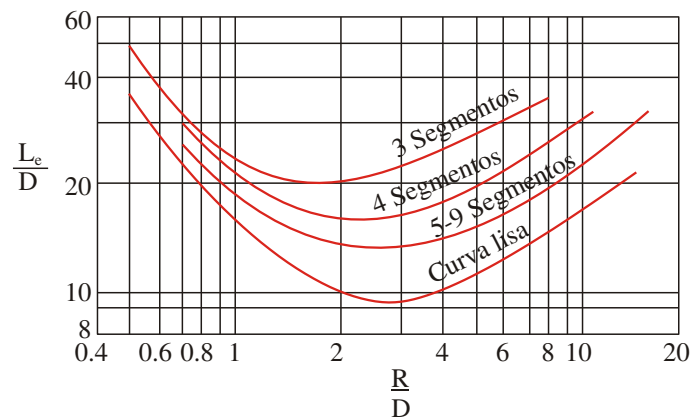


Fig. 6.8: Comprimento equivalente para curvas segmentadas de 90 graus, Sakiadis (1984)

$$\ln \frac{L_e}{D} = -0,098 \left(\ln \left(\frac{r}{D} \right) \right)^3 + 0,5804 \left(\ln \left(\frac{r}{D} \right) \right)^2 - 0,6005 \left(\ln \left(\frac{r}{D} \right) \right) + 3,1825 \quad (6.31)$$

Validade da eq 6.31 para $0,5 < r/D < 20$ com $R^2 = 0,9935$.

Curva de 4 seguimentos com 90 graus:

$$\ln \frac{L_e}{D} = -0,0271 \left(\ln \left(\frac{r}{D} \right) \right)^3 + 0,4149 \left(\ln \left(\frac{r}{D} \right) \right)^2 - 0,682 \left(\ln \left(\frac{r}{D} \right) \right) + 3,1201 \quad (6.32)$$

Validade da eq 6.32 para $0,5 < r/D < 15$, com $R^2 = 0,9927$.

Curva com 5 a 9 seguimentos com 90 graus:

$$\ln \frac{L_e}{D} = -0,0303 \left(\ln \left(\frac{r}{D} \right) \right)^3 + 0,3917 \left(\ln \left(\frac{r}{D} \right) \right)^2 - 0,6754 \left(\ln \left(\frac{r}{D} \right) \right) + 2,9696 \quad (6.33)$$

Validade da eq 6.33 para $0,5 < r/D < 20$, com $R^2 = 0,9913$.

6.2.2.4 Válvula Borboleta.

Gibson e Tilton (1997) mostra dados experimentais para o coeficiente de perda de carga K em função do ângulo de abertura da válvula θ , conforme mostrado na fig 6.9.

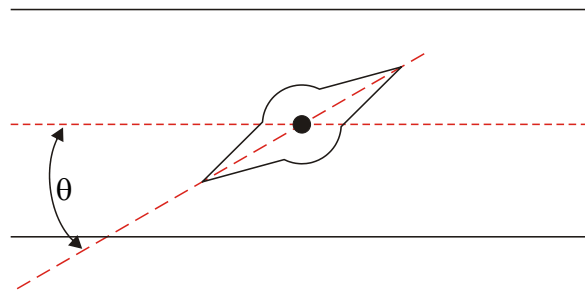


Fig. 6.9: Válvula Borboleta

Para uso computacional estes dados foram correlacionados com a % de abertura da válvula, abaixo segue a correlação encontrada:

$$\ln K = -0,0986.abertura\% + 7,9961 \quad (6.34)$$

$$R^2 = 0,9976$$

Gibson e Tilton (1997) também mostra dados de coeficiente de perda de carga K e ângulo θ de abertura de *válvulas globo*.

Umur (2000), desenvolveu correlação para líquidos (água) para válvulas borboletas, globo e gavetas, na qual o ΔP se refere a 2 D antes do centro da válvula e 6D após a válvula:

$$\Delta P = K \frac{\rho V^2}{2}$$

Huang (1996), mostra que através de simulações em CFD para fluidos incompressíveis escoando através de válvulas borboletas, que o escoamento se estabelece totalmente a 8 D.

De acordo com trabalho de Umur (2000) o coeficiente K, independe do Re para as válvulas totalmente abertas.

A mesma conclusão é obtida para válvula borboleta parcialmente fechada em função do Re, na qual o K não sofre influência de Re.

Na figura 6.10, observa-se a correlação entre as razões de aberturas das válvulas e K.

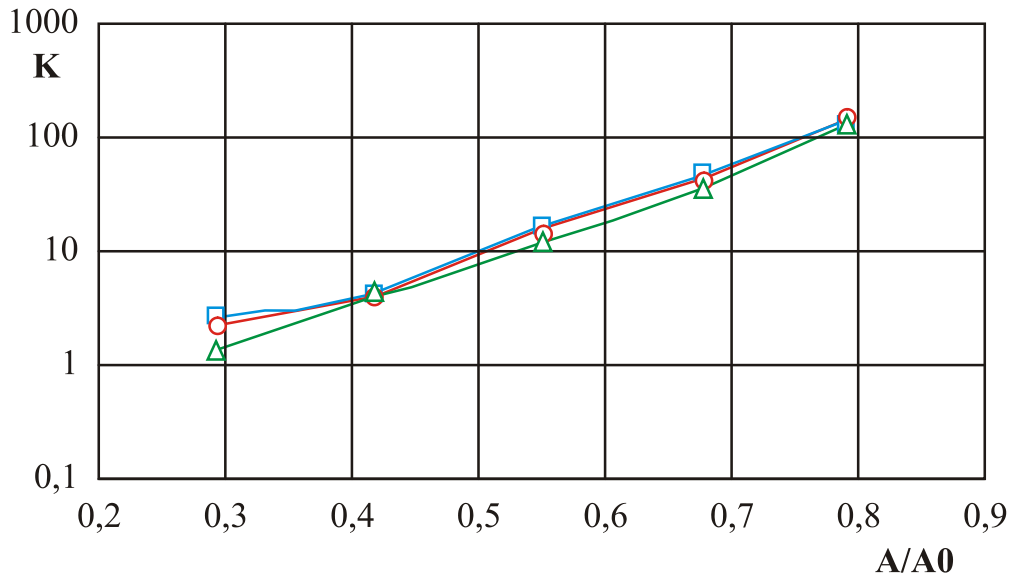


Fig. 6.10: Efeito da razão de fechamento das válvulas e coeficiente de perda de carga K, onde círculo válvula globo, quadrado válvula gaveta, triângulo válvula borboleta, Umur (2000).

Onde :

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \text{sen} \theta$$

$$A_0 = \frac{\pi D^2}{4}$$

Onde A e A₀ são respectivamente a área projetada aberta da válvula em relação a abertura θ , e a área da válvula 100 % aberta.

Correlacionando os dados da fig 6.7, obtemos a correlação de K para válvula borboleta conforme Umur (2000).

$$K = 0,1736.e^{8,933A / A_0} \quad (6.35)$$

$$R^2 = 0,9931$$

Nota-se que a válvula borboleta apresenta a menor perda de carga quando esta está parcialmente aberta em relação a válvula globo e gaveta parcialmente aberta.

Convém salientar que os modelos para perda de carga em válvulas borboletas não são precisos, devido a dificuldade de se levantar a abertura da válvula bem como da influência da geometria da válvula, que varia de fabricante para fabricante, e desta forma dificultando o levantamento de um modelo preciso. No entanto no projeto de queimadores industriais, o uso destes modelos para válvulas são importantes somente para se ter uma faixa operacional para as aberturas das válvulas, não exigindo assim precisão. Tem importância se obter com segurança e precisão a perda de carga para a válvula 100 % aberta, na qual corresponderia a operação do queimador na sua capacidade nominal.

6.2.2.5 Tês – T para Manifolds

Os Tês usados em manifolds, funcionam com divisores de ar para diversos canais do sistema, de acordo com Macintyre (1990):

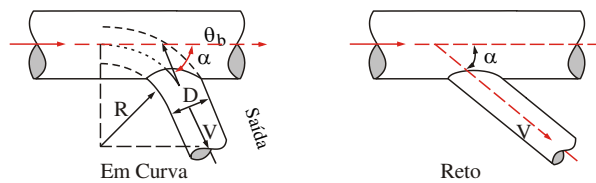


Fig. 6.11: a) Tê curvo

b) Tê reto

Nas tabelas a seguir, a velocidade utilizada na determinação da perda de carga é a velocidade do ramal divisor de menor diâmetro.

Tê curvo

Tabela 6.5: coeficientes K para Tê curvo, Macintyre (1990)

R/D	K para $\alpha=90^\circ$	K para $\alpha=45^\circ$
0	1,0	0,6
0,25	0,5	0,35
0,5	0,3	0,20
1,0	0,2	0,15

Tê reto

Tabela 6.6: coeficientes K para Tê reto, Macintyre (1990).

α°	K
90	1,0
60	0,5
45	0,3
30	0,13

No sistema PAQj é usado o Tê reto com ângulo de 90 graus.

6.2.2.6 Placas de Orifício – Perda de carga

Placa de orifício assim como todos os medidores de vazão de restrição para escoamento interno baseiam-se no princípio da aceleração de uma corrente fluida através de alguma forma de bocal (e no caso da placa de orifício – através de um orifício).

Fox (2001) traz o seguinte modelo para perda de carga em placa de orifício:

$$p_1 - p_2 = \Delta p_{\text{orifício}} = \left(\frac{V_1}{\beta^2 C} \right)^2 \frac{(1 - \beta^4) \rho}{2} \quad (6.36)$$

Onde $\beta = D_t / D_1$, V_1 velocidade do fluido em D_1 , D_1 diâmetro do tubo, D_t diâmetro do orifício.

O coeficiente de descarga empírico C é determinado experimentalmente para escoamento turbulento completamente desenvolvido na entrada do medidor, seção 1, portanto se um medidor de placa de orifícios for instalado a jusante de uma curva, válvula ou outro elemento perturbador, deve-se colocar um trecho de tubo reto de até 40 diâmetros do elemento perturbador e a placa de orifício.

A posição das tomadas de pressão também é importante pois também influencia na determinação do coeficiente de descarga. Na figura 6.12 pode-se observar algumas posições tomadas para medição das pressões:

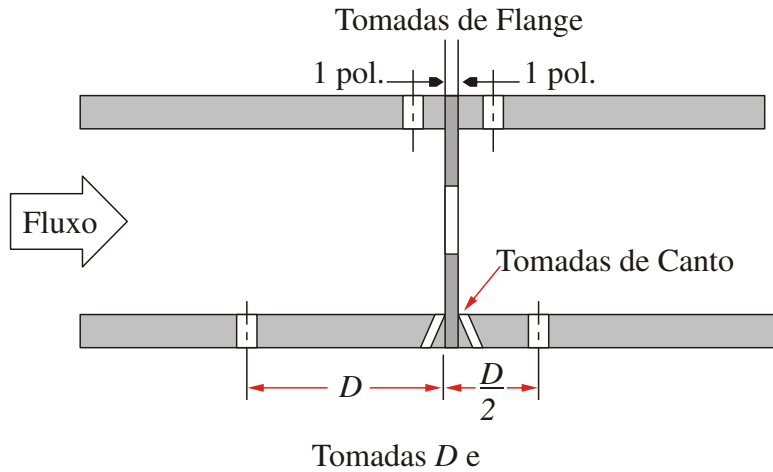


Fig. 6.12: Geometria de um placa de orifício e localização das tomadas de pressão, Miller (1996) descrito por Fox (2001)

A equação de correlação recomendada para um orifício concêntrico com tomadas em canto, de acordo com Miller (1996) descrito por Fox (2001) é:

$$C = 0,5959 + 0,0312\beta^{2,1} - 0,184\beta^8 + \frac{91,71\beta^{2,5}}{\text{Re}_{D1}^{0,75}} \quad (6.37)$$

A eq 6.37 prediz os coeficientes de descarga com $\pm 0,6\%$ de precisão para $0,2 < \beta < 0,75$ e $10^4 < \text{Re}_{D1} < 10^7$.

A eq 6.36 fornece a pressão diferencial lida na placa de orifício, porém esta pressão diferencial não equivale a perda de carga devido a passagem do fluido pelo medidor. A perda de carga permanente da placa de orifício para o escoamento turbulento e com orifício circular concêntrico pode ser determinada abaixo conforme indicado por Perry (1984).

$$\Delta p_{placa} = \Delta p_{orifício} (1 - \beta^2) \quad (6.37)$$

7 Capítulo 07 - Escoamento Interno Compressível Adiabático com Atrito em Duto de área de Seção Constante.

Em geral os efeitos viscosos são negligenciados em escoamento compressível quando o escoamento se passa através de gargantas, bocais ou pequenos dutos, no entanto em dutos longos os efeitos de viscosidade são importantes.

A fig 7.1 mostra o número de Mach, M , e variações de pressão para dutos de seção constante com e sem atrito. No escoamento incompressível em um duto seção constante o atrito afeta somente a pressão, na qual se reduz na direção do escoamento, e a velocidade permanece constante ao longo do escoamento.

No escoamento compressível o atrito afeta também as propriedades do fluido além da pressão, alterando a densidade e a velocidade ao longo do escoamento.

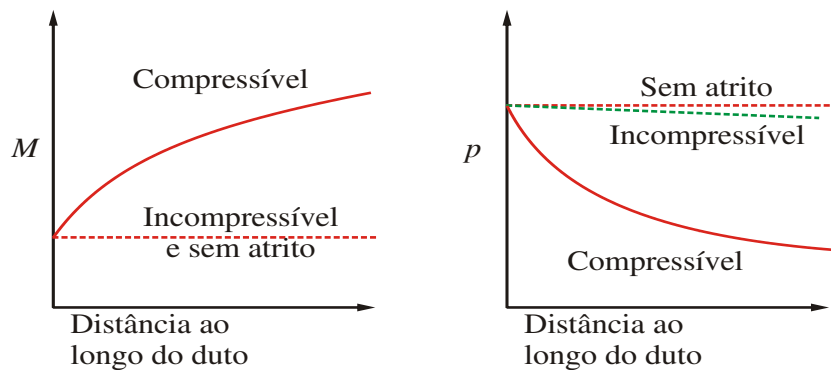


Fig. 7.1: Efeito do atrito sobre o Número de Mach e a Pressão em um escoamento compressível subsônico ao longo de um duto.

A fig 7.2 mostra regiões do escoamento onde os efeitos viscosos podem ser desconsiderados e regiões onde estes são considerados, Na região do bocal o escoamento pode ser considerado isentrópico e portanto invíscido, porém na parte de tubo os efeitos viscosos são importantes.

Neste capítulo será considerado escoamento adiabático, ou seja, não ocorrem trocas de calor entre o fluido e as paredes do duto, estando este isolado termicamente do ambiente.

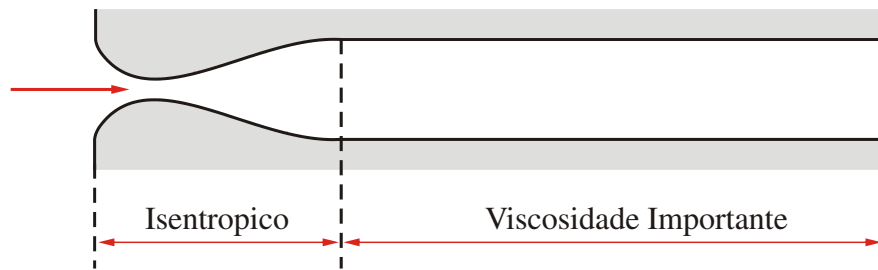


Fig. 7.2: Longo trecho reto precedido por um bocal convergente divergente.

7.1 Escoamento em Seção Constante com Atrito.

O modelo em questão está desenvolvido em Oosthuizen (1997), Ward-Smith (1980), Potter (2004), White (2002), Fox (2001) e Anderson (2003), baseado no seguinte volume de controle, fig 7.3, cujas as relações entre P, T e V com M são mostradas abaixo:

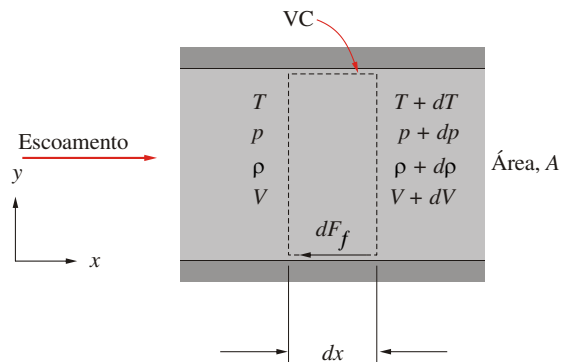


Fig. 7.3: Volume de Controle diferencial para o escoamento de um fluido compressível adiabático com atrito em tubo de seção constante.

$$\frac{dT}{T} = -\frac{(\gamma-1)M^2}{(2+(\gamma-1)M^2)} \frac{dM^2}{M^2} \quad (7.1)$$

$$\frac{dp}{p} = -\frac{1}{2} \left[1 + \frac{(\gamma-1)M^2}{(2+(\gamma-1)M^2)} \right] \frac{dM^2}{M^2} \quad (7.1)$$

$$\frac{dV^2}{V^2} = \left[1 - \frac{(\gamma-1)M^2}{(2+(\gamma-1)M^2)} \right] \frac{dM^2}{M^2} \quad (7.3)$$

A relação entre o atrito e M é mostrada abaixo:

$$\frac{f_D}{D_h} dx = 2 \left[\frac{1-M^2}{1+\left(\frac{\gamma-1}{2}\right)M^2} \right] \frac{dM}{\gamma M^3} \quad (7.4)$$

A eq 7.4, relaciona M e a variável de posição x, e pode ser integrada ao longo da tubulação, onde para $x = 0$, $M = M_1$ e para $x = l$, $M = M_2$.

$$\int_0^l \frac{f_D}{D_h} dx = \int_{M_1}^{M_2} \frac{2}{\gamma M^3} \left[\frac{1-M^2}{1+\left(\frac{\gamma-1}{2}\right)M^2} \right] dM \quad (7.5)$$

Na eq 7.5, o fator de atrito pode ser considerado como um valor médio ao longo da tubulação. Considerando que o fator de atrito é dependente do Número de Reynolds, em um escoamento em regime permanente, o fator de atrito ficará dependente da temperatura, pois:

$$\text{Re} = \frac{\rho V D_h}{\mu} = \frac{\dot{m} D_h}{A \mu} = \frac{4 \dot{m}}{P \mu}$$

$$\text{Re} \propto \frac{1}{\mu}$$

Acima foi considerado que a vazão mássica é $\dot{m} = \rho V A$ e $D_h = \frac{4A}{P}$, logo nota-se que Re variará somente com a viscosidade, pois a vazão mássica \dot{m} é constante, bem como o perímetro P, porém a viscosidade varia com a temperatura:

$$\frac{\mu_1}{\mu_2} = \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^n$$

Onde n é um coeficiente que depende do tipo de gás, geralmente varia de $0,5 \leq n \leq 0,8$.

Oosthuizen (1997) mostra através de análises de casos práticos, que o fator de atrito apresenta geralmente uma variação de apenas 1 % para escoamento em regime turbulento e transição.

Substituindo o fator de atrito de Darcy pelo fator de atrito de Fanning, $f_D = 4f$.

$$\frac{4\bar{f}}{D_h} l = \int_{M_1}^{M_2} \frac{2}{\gamma M^3} \left[\frac{1 - M^2}{1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2} \right) M^2} \right] dM \quad (7.6)$$

A integral da eq 7.6 é resolvida pelo método das frações parciais.

$$\frac{4\bar{f}}{D_h} l = \frac{1}{\gamma} \left(\frac{1}{M_1^2} - \frac{1}{M_2^2} \right) + \frac{\gamma + 1}{2\gamma} \ln \frac{M_1^2 (1 + 1/2(\gamma - 1)M_2^2)}{M_2^2 (1 + 1/2(\gamma - 1)M_1^2)} \quad (7.7)$$

A eq 7.7 está na forma aplicável ao problema de escoamentos internos compressíveis adiabáticos com atrito em dutos de área de seção constante. No entanto também deve-se encontrar uma relação entre P e T .

A relação com a pressão pode ser obtida da eq 7.2, aplicando $dM^2 = 2MdM$ na eq 7.2:

$$-\frac{dp}{p} = \left[1 + \frac{(\gamma - 1)M^2}{(2 + (\gamma - 1)M^2)} \right] \frac{dM}{M} \quad (7.2)$$

Integrando a eq acima:

$$\int_{p_1}^{p_2} -\frac{dp}{p} = \int_{M_1}^{M_2} \left[1 + \frac{(\gamma - 1)M^2}{(2 + (\gamma - 1)M^2)} \right] \frac{dM}{M} \quad (7.8)$$

Resolvendo a integral:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{M_2}{M_1} \left[\frac{2 + (\gamma - 1)M_2^2}{2 + (\gamma - 1)M_1^2} \right]^{1/2} \quad (7.9)$$

A relação de M com a T pode ser obtida da eq 7.1, simplificando e aplicando $dM^2 = 2MdM$ na eq 7.1:

$$\frac{dT}{T} = -\frac{(\gamma - 1)2M}{2 + (\gamma - 1)M^2} dM \quad (7.1)$$

Integrando:

$$\int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{T} = \int_{M_1}^{M_2} -\frac{2(\gamma - 1)M}{2 + (\gamma - 1)M^2} dM$$

Resolvendo:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{2 + (\gamma - 1)M_2^2}{2 + (\gamma - 1)M_1^2} \quad (7.10)$$

7.2 Análise do Modelo Matemático:

Observando a eq 7.4:

$$\frac{f_D}{D_h} dx = 2 \left[\frac{1 - M^2}{1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2}\right)M^2} \right] \frac{dM}{\gamma M^3} \quad (7.4)$$

Rearranjando:

$$\frac{dM}{dx} = 2\gamma M^3 \frac{f_D}{D_h} \left[\frac{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2}\right)M^2}{1-M^2} \right] \quad (7.11)$$

Analisando a eq 7.11 podemos dizer que quando $M < 1$ a derivada dM/dx é sempre positiva, mostrando que M está crescendo ao longo do duto, ou seja os efeitos viscosos (atrito) faz com que o número de Mach M cresça, quando este inicialmente é menor que 1. Quando $M > 1$, o denominador da eq 7.11, $(1-M^2)$, se torna negativo e conseqüentemente a derivada dM/dx se torna negativa mostrando que M decrescerá em um duto quando inicialmente o fluido estiver a $M > 1$.

Enfim em escoamentos subsônicos o número de Mach, M , se elevará ao longo do duto em virtude dos efeitos viscosos, porém se o escoamento for supersônico o número de Mach se reduzirá ao longo do duto.

Nota-se que quando $M=1$ (escoamento sônico), ocorre uma singularidade (indeterminação) na eq 7.11, pois o denominador $(1-M^2)$, se torna zero. Nota-se também que quando $M < 1$ o número de Mach cresce até atingir 1, se $M > 1$ este decresce até atingir 1. Portanto os efeitos viscosos fazem com que o escoamento sempre tenda a atingir $M=1$, e quando isto acontecer qualquer mudança a montante do fluido não alterará o número de Mach, este permanecerá $M=1$. Nesta situação se diz que o escoamento está bloqueado (“*choking*”).

Analisando agora P e T , inicialmente pela eq 7.1:

$$\frac{dT}{T} = -\frac{(\gamma-1)2M}{2+(\gamma-1)M^2} dM \quad (7.1)$$

Substituindo a eq 7.11 em 7.1:

$$\frac{dT}{T} = -\frac{(\gamma-1)2M}{2+(\gamma-1)M^2} 2\gamma M^3 \frac{f_D}{D_h} \left[\frac{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2}\right)M^2}{1-M^2} \right] dx$$

$$\frac{1}{T} \frac{dT}{dx} = -\frac{4(\gamma-1)M^4}{2+(\gamma-1)M^2} \gamma \frac{f_D}{D_h} \left[\frac{1+\left(\frac{\gamma-1}{2}\right)M^2}{1-M^2} \right] \quad (7.12)$$

Novamente o denominador ($1-M^2$) irá definir o sinal da derivada dT/dx . Se $M < 1$ o denominador será positivo e a derivada será negativa em virtude do sinal (-) que multiplica a derivada, logo a temperatura decrescerá ao longo do duto. Para $M > 1$ o denominador será negativo e a derivada positiva e conseqüentemente a temperatura T se elevará ao longo do duto.

Analisando a pressão através da eq 7.2.

$$-\frac{dp}{p} = \left[1 + \frac{(\gamma-1)M^2}{2+(\gamma-1)M^2} \right] \frac{dM}{M} \quad (7.2)$$

Substituindo 7.11 em 7.2 obtemos:

$$\frac{1}{p} \frac{dp}{dx} = -\left[1 + \frac{(\gamma-1)M^2}{2+(\gamma-1)M^2} \right] 2\gamma M^3 \frac{f_D}{D_h} \left[\frac{1+\left(\frac{\gamma-1}{2}\right)M^2}{1-M^2} \right] \quad (7.13)$$

Para $M < 1$ o denominador ($1-M^2$) se torna positivo e a derivada negativa em virtude desta possuir um multiplicador com sinal (-), logo a pressão decresce ao longo do duto. Porém para $M > 1$ o sinal da derivada é positivo e a pressão se eleva ao longo do duto.

A tabela 7.1 mostra as mudanças nas variáveis em virtude do atrito em um escoamento compressível adiabático em duto de seção constante:

Tabela 7.1: Mudança nas variáveis em virtude do atrito no escoamento compressível adiabático em duto de seção constante, onde (+) crescente e (-) decrescente.

	dM	dV	dp	dT
$M < 1$	+	+	-	-
$M > 1$	-	-	+	+

Conforme avaliamos no escoamento compressível com atrito o número de Mach M sempre tende a $M=1$ ao longo da tubulação, portanto a eq 7.7 é válida até $M_2 = 1$. Substituindo este valor na eq 7.7 encontraremos o comprimento máximo na qual, a partir deste valor, o escoamento se encontrará bloqueado. No projeto de queimadores é importante que o comprimento na qual escoo o ar seja sempre menor que o comprimento máximo l_{\max} na qual ocorre o bloqueio.

$$\frac{4\bar{f}}{D_h} l_{\max} = \left(\frac{1-M^2}{\gamma M^2} \right) + \frac{\gamma+1}{2\gamma} \ln \frac{(\gamma+1)M^2}{2(1+1/2(\gamma-1)M^2)} \quad (7.14)$$

O sistema PAQj utiliza as seguintes equações para a solução de escoamentos compressíveis adiabáticos com atrito em dutos de seção constante;

$$\frac{4\bar{f}}{D_h} l = \frac{1}{\gamma} \left(\frac{1}{M_1^2} - \frac{1}{M_2^2} \right) + \frac{\gamma+1}{2\gamma} \ln \frac{M_1^2 (1+1/2(\gamma-1)M_2^2)}{M_2^2 (1+1/2(\gamma-1)M_1^2)} \quad (7.7)$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{M_2}{M_1} \left[\frac{2+(\gamma-1)M_2^2}{2+((\gamma-1)M_1^2)} \right]^{1/2} \quad (7.9)$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{2+(\gamma-1)M_2^2}{2+((\gamma-1)M_1^2)} \quad (7.10)$$

$$V = M \sqrt{\gamma RT} \quad (7.15)$$

$$\frac{4\bar{f}}{D_h} l_{\max} = \left(\frac{1-M^2}{\gamma M^2} \right) + \frac{\gamma+1}{2\gamma} \ln \frac{(\gamma+1)M^2}{2(1+1/2(\gamma-1)M^2)} \quad (7.14)$$

A eq 7.14 tem função de se avaliar em qual comprimento de tubo que ocorre o bloqueio do escoamento.

O procedimento usado para resolver o sistema de equações 7.7, 7.9, 7.10, e 7.15 envolve procedimento numérico Newton-Raphson, ou outro método para soluções numéricas de equações, para resolver a eq 7.7:

1. Inicialmente determinam-se as propriedades termofluidodinâmicas do fluido, como por exemplo, densidade, viscosidade, número de Reynolds e fator de atrito para as condições iniciais de P, T e M.
2. Resolve-se a equação 7.26 método numérico “**FZERO**” do Matlab 5.3, na qual consiste de um algoritmo que usa a combinação dos métodos da biseccção, secante e de interpolação quadrática inversa. A partir do comprimento conhecido l , D_h , γ e M_1 , e ainda usando o fator de atrito para as condições iniciais \bar{f} , determina-se M_2 .
3. Com M_2 determinado, podemos então determinar p_2 e T_2 e V através das eq 7.9, 7.10 e 7.15.
4. Com as propriedades de saída agora conhecidas, então o fator de atrito é novamente determinado para as condições de saída, \bar{f}_2 .
5. Determina-se a média aritmética $f_{médio}$ entre \bar{f} e \bar{f}_2 e então é calculada a diferença percentual entre a média e \bar{f} . Este é o critério de parada do processo iterativo:

$$dif = \left| \frac{f_{médio} - \bar{f}}{\bar{f}} \right| \times 100 \quad (7.16)$$

6. Se $dif \leq 0,1$ então o processo é interrompido e as propriedades levantadas na última iteração são consideradas como as propriedades de saída. Porém se $dif > 0,1$, então retorna-se para o procedimento 2, porém, usando para o fator de atrito o $f_{médio}$ obtido e repete-se as demais etapas até atender o critério de parada.

O método **FZERO** é descrito em Chapman (2003), Hanselman (1999) e Hanselman (2003).

7.3 A linha de Fanno:

A linha de Fanno é usada extensivamente para descrever as mudanças que ocorrem em um escoamento adiabático em um duto com atrito, também chamado de *escoamento de Fanno*. A

linha de Fanno mostra o processo de escoamento sobre um diagrama T-s ou h-s, através da relação eq 7.17, na qual Fox (2001) mostra os passos para demonstrá-la.

$$\frac{s - s_1}{Cp} = \ln \left[\left(\frac{T}{T_1} \right)^{1/\gamma} \left(\frac{T_0 - T}{T_0 - T_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} \right] \quad (7.17)$$

A eq 7.17 permite determinar a variação da entropia s em função de T para uma dada temperatura de estagnação T_0 e para um T_1 selecionado arbitrariamente para $s = 0$, conforme mostra a fig 7.4.

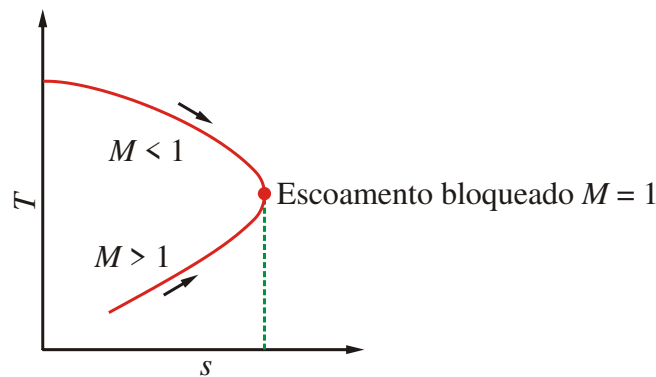


Fig. 7.4: Linha de Fanno

A linha de Fanno (fig 7.4) mostra todas as possibilidades de combinações de entropia e temperatura que podem existir em um escoamento adiabático em um duto de seção constante para uma dada temperatura de estagnação. A temperatura de estagnação permanece constante durante o processo de escoamento adiabático, e a máxima entropia encontrada na linha de Fanno é para $M=1$. A porção superior da curva para altas temperaturas é a região de escoamento subsônico e a região inferior para baixas temperaturas é para a região de escoamento supersônico. A entropia sempre tende a crescer e pelo gráfico mostra que o número de Mach sempre tende a 1, ou seja, é impossível um fluido em velocidades subsônicas atingir velocidades supersônicas em um duto com seção constante. O fluido acelerará até atingir número de Mach $M= 1.0$ e o número de Mach não mais se eleva. Nesta situação se diz que o escoamento está bloqueado (“Choking”).

7.4 Escoamento com atrito precedido por um bocal isentrópico:

Considere um duto de seção constante que recebe gás de um bocal de uma grande câmara, sendo que este duto descarrega em outra grande câmara. Conforme já foi discutido os efeitos de atrito no bocal são desprezíveis, isto porque o bocal é muito pequeno em relação ao duto. Para ilustrar o que ocorre neste escoamento iremos considerar que as condições na primeira câmara sejam as condições de estagnação e são constantes, e que a pressão da segunda câmara na qual o duto descarrega seja variável.

Analisaremos primeiramente o caso para um bocal convergente, conforme mostrado na fig 7.5.

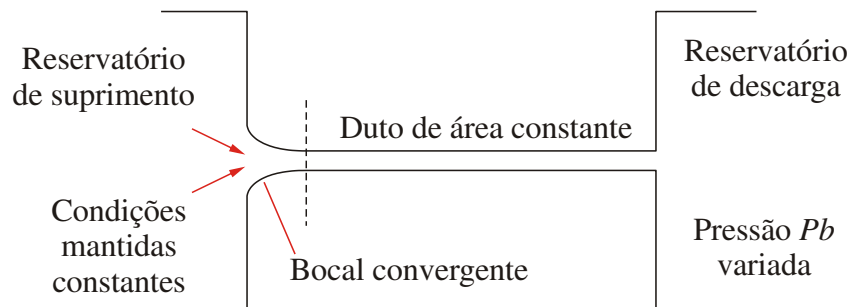


Fig. 7.5: Escoamento em tubo precedido por bocal convergente

Quando P_b , do reservatório de descarga, é igual a pressão do reservatório de suprimento esquerda, não existe escoamento no tubo. Quando a pressão P_b é decrescida, inicia-se o escoamento através do tubo e o número de Mach se eleva ao longo do tubo, e a pressão do plano de saída do tubo se iguala a pressão de fundo do reservatório de descarga, e isto continua até o número de Mach no plano de saída atingir 1. A medida que se reduz P_b , a partir daí qualquer decréscimo em P_b não tem efeito sobre o escoamento no duto e a pressão no plano de saída se torna maior que P_b . Nesta situação se observa ondas de expansão na saída do duto, a vazão fica constante, pois o escoamento está bloqueado por efeito do atrito do tubo. Podemos observar o relatado na fig 7.6.

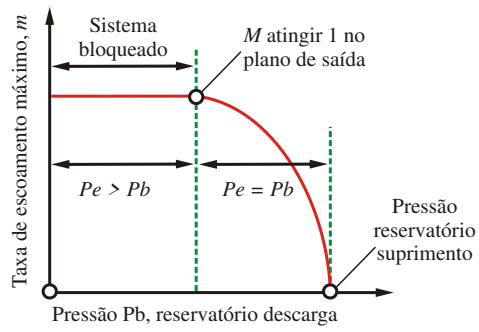


Fig. 7.6: Variação da vazão mássica para a situação de tubo precedido por bocal convergente

8 Capítulo 08 - Escoamento Interno Compressível Adiabático com Atrito em Dutos de Seção Variável.

Analisaremos o escoamento onde os efeitos de atrito e de mudança de área são importantes. De forma geral este é um tema pouco abordado na literatura de mecânica dos fluidos, pois em geral costuma-se considerar o escoamento compressível com variação de área como sendo isentrópico. No entanto, na modelagem matemática do escoamento dos queimadores a jato, será considerado como escoamento compressível com atrito e mudança de área de seção qualquer parte do queimador que apresente variação de área de seção que não seja abrupta.

Oosthuizen (1997) aborda os modelos para escoamento compressível com atrito e mudança de área, de forma bastante simples e não elaboram todas as equações necessárias para esta modelagem, partindo da aplicação direta de balanços da equação da continuidade e da quantidade de movimento na forma diferencial e com as simplificações previamente já aplicadas às equações.

No modelo deste trabalho são usadas as equações da continuidade e da quantidade de movimento, inicialmente na sua forma completa e integral. Quando aplicadas ao volume de controle são simplificadas e convertidas na sua forma diferencial.

8.1 Desenvolvimento do Modelo

Consideraremos o volume de controle mostrado na fig 8.1 e aplicaremos a eq da continuidade:

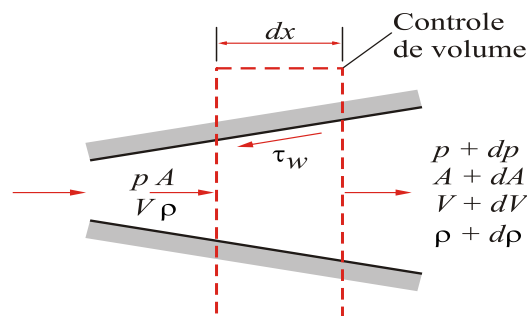


Fig. 8.1: volume de controle usado na análise de escoamento compressível com atrito adiabático em dutos de área variável

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho \cdot dV + \int_{sc} \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

Considerando escoamento permanente, $0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho \cdot dV$.

Então:

$$0 = \int_{sc} \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (8.1)$$

$$0 = -|\rho VA| + |(\rho + d\rho)(V + dV)(A + dA)|$$

Simplificando a eq 8.1 e considerando os produtos de diferenciais desprezíveis:

$$0 = -\rho VA + \rho VA + \rho AdV + \rho dVdA + VAd\rho + Vd\rho dA + \rho VdA$$

$$0 = \rho AdV + VAd\rho + \rho VdA$$

Dividindo a equação acima por ρVA :

$$\frac{dA}{A} + \frac{dV}{V} + \frac{d\rho}{\rho} = 0 \quad (8.2)$$

Aplicaremos agora o balanço de quantidade de movimento:

$$F_{S_x} + F_{Bx} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} V_x \rho dV + \int_{sc} V_x \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

Considerando que:

$$\text{Regime permanente: } \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} V_x \rho dV = 0$$

Considerando desprezíveis as forças de campo $F_{Bx} = 0$

$$F_{s_x} = \int_{sc} V_x \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (8.3)$$

Resolveremos independentemente cada termo da eq 8.3.

As forças de superfície F_{s_x} consistem da soma da força de atrito sobre volume de controle dF_x , força devido a pressão na superfície transversal de entrada do volume de controle pA , força devido a pressão na superfície transversal de saída do volume de controle $(p + dp)(A + dA)$ e da força de pressão que o volume de controle exerce sobre a parede curva do duto dR_x .

$$F_{s_x} = -dF_x + pA - (p + dp)(A + dA) + dR_x \quad (8.4)$$

$$\int_{sc} V_x \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = -V\rho VA + (V + dV)(\rho + d\rho)(V + dV)(A + dA) \quad (8.5)$$

$$dR_x = \left(p + \frac{dp}{2} \right) dA \quad (8.6)$$

$$dF_x = \tau_w A_s \cos \theta \quad (8.7)$$

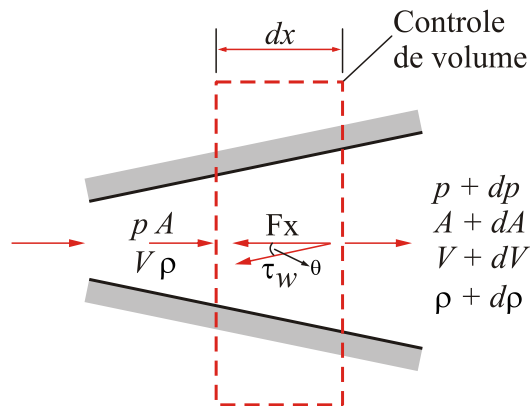


Fig. 8.2: volume de controle mostrando a relação entre a força de atrito F_x e a tensão de cisalhamento τ_w

dF_x é o diferencial da força de atrito nas paredes do volume de controle, onde As é a área da superfície do tubo e θ é o ângulo de inclinação da parede.

Reescrevendo a eq 8.4:

$$Fs_x = -\tau_w As \cdot \cos \theta + pA - (p + dp)(A + dA) + \left(p + \frac{dp}{2} \right) dA \quad (8.8)$$

Pela eq da continuidade 8.1 temos:

$$|\rho VA| = |(\rho + d\rho)(V + dV)(A + dA)| \quad (8.9)$$

Substituindo 8.9 em 8.5 obtemos:

$$\int_{sc} V_x \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = -V\rho VA + (V + dV)\rho VA = \rho VAdV \quad (8.10)$$

Substituindo 8.10 e 8.8 em 8.3:

$$-\tau_w As \cdot \cos \theta + pA - (p + dp)(A + dA) + \left(p + \frac{dp}{2} \right) dA = \rho VAdV \quad (8.11)$$

Simplificando a eq 8.11 e considerando que os produtos de diferenciais são desprezíveis:

$$-\tau_w As \cdot \cos \theta - Adp = \rho VAdV \quad (8.12)$$

O termo da força de atrito pode ser reescrita também usando o perímetro molhado do tubo:

$$\tau_w As \cdot \cos \theta = \tau_w P dx \quad (8.13)$$

Pela definição de tensão de cisalhamento da eq 7.12:

$$\tau_w = \frac{f_D \rho V^2}{8} \quad (7.12)$$

Pela definição de diâmetro hidráulico:

$$D_h = \frac{4A}{P} \therefore P = \frac{4A}{D_h} \quad (8.14)$$

Substituindo 8.14 e 7.12 em 8.13 temos:

$$\tau_w A s \cdot \cos \theta = \frac{f_D \rho V^2}{8} \frac{4A}{D_h} dx = \frac{f_D \rho V^2}{2} \frac{A}{D_h} dx \quad (8.15)$$

Substituindo 8.15 em 8.12 e dividindo a eq por A:

$$\frac{f_D \rho V^2}{2} \frac{1}{D_h} dx + dp + \rho V dV = 0 \quad (8.16)$$

Dividindo a eq 8.16 por p e o último termo sendo multiplicado por V/V:

$$\frac{f_D \rho V^2}{2p} \frac{1}{D_h} dx + \frac{dp}{p} + \frac{\rho V^2}{p} \frac{dV}{V} = 0 \quad (8.17)$$

Considerando o fluido um gás ideal, então a eq de estado e o conceito de número de Mach são:

$$p = \rho RT \quad \text{e} \quad V = \sqrt{\gamma RT} M \quad (8.18)$$

Substituindo 8.18 no termo de atrito e de no último termo de 8.17 temos:

$$\frac{dp}{p} + \frac{f_D \gamma M^2}{2D_h} dx + \gamma M^2 \frac{dV}{V} = 0 \quad (8.19)$$

A forma diferencial da equação de estado dos gases ideais, 8.18, é:

$$\frac{dp}{p} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dT}{T} \quad (8.20)$$

Substituindo a eq da continuidade 8.2 em 8.20 temos:

$$\frac{dp}{p} = -\frac{dA}{A} - \frac{dV}{V} + \frac{dT}{T} \quad (8.21)$$

Substituindo a eq 8.21 em 8.19:

$$-\frac{dA}{A} - \frac{dV}{V} + \frac{dT}{T} + \frac{f_D \gamma M^2}{2D_h} dx + \gamma M^2 \frac{dV}{V} = 0 \quad (8.22)$$

A forma diferencial da equação de definição de número Mach para gás ideal é dada pela eq: 8.23

$$\frac{dV}{V} = \frac{dM}{M} + \frac{dT}{2T} \quad (8.23)$$

Substituindo 8.23 em 8.22:

$$-\frac{dA}{A} + (\gamma M^2 - 1) \frac{dM}{M} + \left(\frac{\gamma M^2 + 1}{2} \right) \frac{dT}{T} + \frac{f_D \gamma M^2}{2D_h} dx = 0 \quad (8.24)$$

Para o escoamento compressível adiabático com atrito podemos relacionar T e M pela eq 7.20. De acordo com a demonstração desta eq ela depende somente do balanço de energia e da definição de Número de Mach, e independente da área de seção por isso pode ser aplicada para o escoamento adiabático com atrito com mudança ou não da área de seção.

$$\frac{dT}{T} = -\frac{(\gamma - 1)2M}{2 + (\gamma - 1)M^2} dM \quad (7.20)$$

Substituindo 7.20 em 8.24, simplificando obtemos:

$$-\frac{dA}{A} - \frac{(M^2 - 1)}{1 + (\gamma - 1)M^2/2} \frac{dM}{M} + \frac{f_D \gamma M^2}{2D_h} dx = 0$$

Rearranjando a eq acima:

$$\frac{dM}{M} = -\left[\frac{1+(\gamma-1)M^2/2}{1-M^2}\right]\frac{dA}{A} + \left[\frac{1+(\gamma-1)M^2/2}{1-M^2}\right]\frac{f_D\gamma M^2}{2D_h}dx \quad (8.20)$$

A equação 8.25 indica que mudanças no número de Mach M ao longo do duto se devem a mudança de área (primeiro termo do lado direito da equação) e pelos efeitos viscosos (segundo termo do lado direito). Quando a área é constante o primeiro termo se torna igual a zero e assim se obtém a equação da linha de Fanno. Por outro lado se os efeitos de atrito são negligenciáveis, o segundo termo se torna zero e obtemos a equação usada na análise do escoamento isentrópico com variação de área.

Podemos notar que o Número de Mach pode permanecer constante ao longo do escoamento quando o efeito da mudança da área é contrabalançado pelos efeitos viscosos e neste caso a eq 8.25 se torna:

$$\frac{dA}{dx} = \frac{f_D\gamma M^2 A}{2D_h} \quad (8.21)$$

Podemos notar que a eq 8.25 possui o termo $(1-M^2)$ nos dois denominadores e portanto ocorre uma singularidade para $M=1$. Rearranjando a equação 8.25:

$$(1-M^2)\frac{dM}{M} = -\left[1+(\gamma-1)M^2/2\right]\frac{dA}{A} + \left[1+(\gamma-1)M^2/2\right]\frac{f_D\gamma M^2}{2D_h}dx \quad (8.22)$$

Se o escoamento muda de subsônico para supersônico ou de supersônico para subsônico sem ocorrer uma onda de choque no escoamento, um ponto sônico deverá ocorrer no escoamento. A eq 8.27 mostra que este ponto sônico ocorrerá quando que $M=1$ neste ponto e portanto:

$$0 = -\left[1+(\gamma-1)\frac{1}{2}\right]\frac{dA}{A} + \left[1+(\gamma-1)1/2\right]\frac{f_D\gamma}{2D_h}dx \quad (8.23)$$

$$0 = -\frac{\gamma+1}{2}\frac{dA}{A} + \frac{\gamma(\gamma+1)}{4}\frac{f_D dx}{D_h}$$

Analisando a eq 8.28 e considerando os efeitos de atrito negligenciáveis, o segundo termo da eq se torna zero, e, portanto o escoamento sônico estaria acontecendo em um bocal isentrópico

na qual o ponto sônico ocorreria em $dA=0$, ou seja, na seção de área constante do bocal (garganta). Porém se os efeitos de atrito forem consideráveis, notamos que o termo de atrito será sempre positivo e portanto $dA > 0$, ou seja, o ponto sônico ocorrerá na região divergente do escoamento.

A eq 8.25 pode ser resolvida se forem determinadas equações para P, T, A.

Utilizando a relação entre P e M e substituindo 8.23 em 8.21 obtemos:

$$\frac{dp}{p} = -\frac{dA}{A} - \frac{dM}{M} + \frac{dT}{2T} \quad (8.24)$$

Usando o balanço de energia da eq 7.20 e substituindo 7.20 em 8.29 obtemos:

$$\frac{dp}{p} = -\frac{dA}{A} - \left[\frac{2 + 2(\gamma - 1)M^2}{2 + (\gamma - 1)M^2} \right] \frac{dM}{M} \quad (8.30)$$

8.2 Solução Simultânea do Sistema de EDOs.

A solução de problemas com variação de área passam por métodos numéricos de solução de sistemas de equações diferenciais ordinárias simultâneas (EDOs), na qual o sistema a ser resolvido consiste das equações:

$$\frac{dM}{M} = -\left[\frac{1 + (\gamma - 1)M^2/2}{1 - M^2} \right] \frac{dA}{A} + \left[\frac{1 + (\gamma - 1)M^2/2}{1 - M^2} \right] \frac{2f \gamma M^2}{D_h} dx \quad (8.25)$$

$$\frac{dT}{T} = -\frac{(\gamma - 1)2M}{2 + (\gamma - 1)M^2} dM \quad (7.20)$$

$$\frac{dp}{p} = -\frac{dA}{A} - \left[\frac{2 + 2(\gamma - 1)M^2}{2 + (\gamma - 1)M^2} \right] \frac{dM}{M} \quad (8.30)$$

$$\frac{dA}{dx} = F(x) \quad (8.31)$$

$$D_h = G(x) \quad (8.32)$$

$$f = F\left(\frac{\varepsilon}{D_h}, \text{Re}\right) \quad (8.33)$$

$$V = \sqrt{\gamma RT M} \quad (8.18)$$

$$\text{Re} = \frac{\rho D_h V}{\mu} \quad (8.34)$$

$$\rho = \frac{p M_m}{RT} \quad (6.2)$$

$$\mu = F(T) \quad (8.35)$$

O modelo para viscosidade do ar (eq 8.35) e demais propriedades estão descritas no anexo VI.

Nota-se que na eq 8.25 o fator de atrito foi convertido de Fator de atrito de Darcy f_D para o Fator de Atrito de Fanning f .

Este sistema de equações é genérico para dutos de seção variável com escoamento compressível adiabático com atrito. Por isso deve-se definir a eq 8.31 e 8.32 para a geometria em questão em termos da variável direcional x .

As definições das eq 8.31 e 8.32 estão no anexo VII referente as geometrias dos queimadores estudados.

Como alternativa ao diâmetro hidráulico (eq 8.32) é usado também o diâmetro efetivo, definido no capítulo 11. As correlações para fatores de atrito também estão definidas no capítulo 11.

Para o sistema de área variável o fator de atrito sofre mudanças consideráveis devido a mudança de diâmetro e número de Re, por isso as eq 8.33, 8.18, 8.34, 6.2 e 8.35 também devem ser resolvidas simultaneamente.

O sistema PAQj utiliza a função *ODE23TB* do *MATLAB 5.3* para resolver o sistema de EDOs mostradas acima. As funções *ODE23*, *ODE113*, *ODE15S*, *ODE23S*, *ODE23T* e *ODE23TB* são descritas em Chapman (2003), Hanselman (1999) e Hanselman (2003), ou no próprio software *MATLAB 5.3*, através do *MATLAB Function Reference*, conforme Mathworks (1999).

A função *ODE23TB* consiste de uma implementação de TR-BDF2, que é uma fórmula Runge-Kutta implícita com um primeiro estágio baseada em uma regra de passo trapezoidal e um segundo estágio que é uma formula de diferenciação tipo BDF (backward differentiation formula, conhecido como Gear's Method) de ordem dois. A mesma matriz de iteração é usada em ambos estágios e este método é recomendado para sistemas de EDOs rígidas e problemas com “*stif*”.

Estes métodos numéricos são mostrados em Shampine (1996).

8.3 Escoamento Compressível no Swirler.

8.3.1 Modelo de Haidar.

Embora o escoamento no swirler não seja necessariamente com mudança de área de seção, este assunto será abordado neste capítulo em virtude, do swirler ser uma peça do queimador que procede as peças de restrições inclinadas e abruptas que são simuladas por modelos de escoamento compressível com atrito e mudança de área.

Na aplicação em sistemas de resfriamento de turbinas a gás, seja também para propulsão de aviões ou aplicações industriais, cerca de 20 % do ar passa por entre palhetas, e nesta condição se torna importante conhecer a perda de carga a fim determinar a eficiência da turbina.

Comparando a geometria das palhetas de uma turbina com a geometria das aletas de um swirler de um queimador a jato, observa-se que são bastante similares por isso neste trabalho consideraremos o modelo matemático desenvolvido por Haidar (1995).

O modelo se aplica a escoamento subsônico de escoamento de ar por curvas de cantos vivos, semelhantes as palhetas de resfriamento de turbinas a gás, e também de aletas de “swirler” de queimadores. As curvas foram estudadas na faixa de $30-150^\circ$ em em seção circular de 4 cm, com velocidades do ar variando de $0,2 \leq M \leq 1,0$ e $Re \geq 2 \times 10^5$.

As linhas de escoamento possuem perfil semelhante ao da figura 7.3, abaixo:

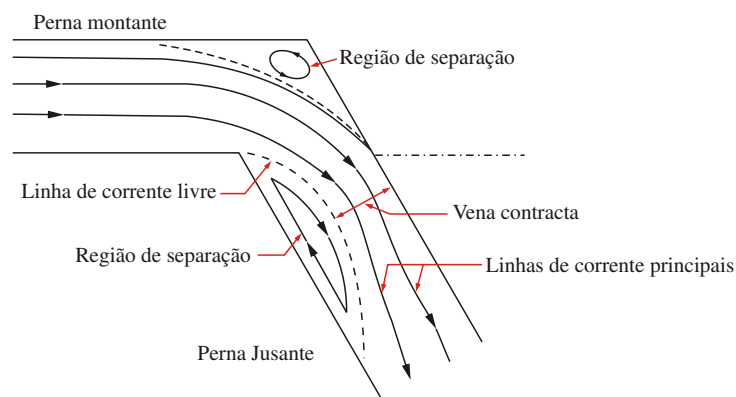


Fig. 8.3: Linhas de corrente para curvas de 2 seguimentos, Haidar (1995).

Nota-se que ocorre uma vena contracta na curva, na qual o fluido se descola de um dos lados da curva. Na vena contracta a velocidade do fluido se eleva, e dependendo do número de Mach na entrada da curva, o número de Mach pode se elevar até atingir condições de bloqueio sônico (“Choking”), ou seja, $M=1,0$. Na figura 7.4, podemos observar os limites de Mach na entrada da curva para ocorrer Choking para diversos ângulos de inclinação, este limite é visualizado no extremo da curva, observe que para ângulos mais acentuados o número de Mach na qual ocorre o bloqueio se reduz.

Greitzer (2004) encontrou uma relação que relaciona vazão de bloqueio em escoamento com rotação, através de modelo que considera o escoamento compressível isentrópico com rotação. A a relação de Greitzer (2004) também mostra que a medida que se eleva o ângulo de

rotação do swirler também observa-se que a vazão mássica de bloqueio é menor que a vazão mássica de bloqueio em escoamento sem rotação, ou seja, a modelagem de Greitzer (2004) é comprovada experimentalmente por Haidar (1995).

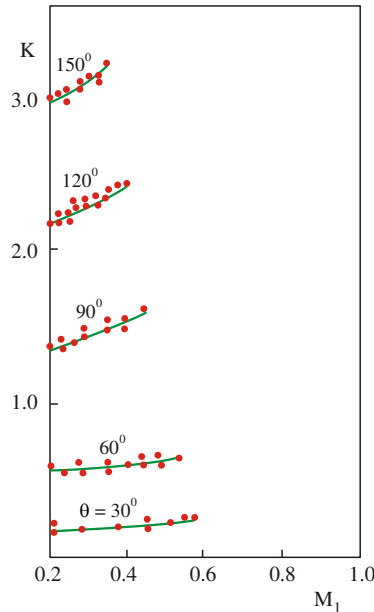


Fig. 8.4: Coeficiente de perda de carga K , em função do número de Mach na entrada da Curva, para diversos ângulos, Haidar (1995).

O coeficiente de perda de carga é obtido por:

$$K = \frac{(1 - C)^3}{C^2(1 + C)} \quad (8.36)$$

Onde C é o coeficiente de contração da Vena Contracta:

$$C^3 + \frac{2}{3} \left[\frac{1}{2} - 4 \cos \left(\frac{2\theta}{3} \right) \right] C^2 + 2C - \frac{2}{3} = 0 \quad (8.37)$$

Para escoamento incompressível ($M=0,2$ e $Re = 2 \times 10^5$), a equação de Haidar prediz com razoável precisão para $60^\circ \leq \theta \leq 120^\circ$. A perda de carga a 150° é cerca de 20 vezes maior que a 30° .

Para o escoamento compressível, deve se atentar para o máximo número de Mach na entrada na qual pode ocorrer o choking. Por exemplo, a 30° o número de Mach na qual ocorre o Choking é $M=0,57$. Acima disto é difícil obtém-se as medições de pressão de forma confiável para se determinar K , para $M>0,57$ ondas de choque surgem na saída da curva, aumentando fortemente o coeficiente K

O modelo matemático foi levantado até as velocidades de bloqueio sônico (“Choking”), nota-se pelos resultados expressados na fig 7.5, que o modelo subestima K em até 20 % para escoamento compressível.

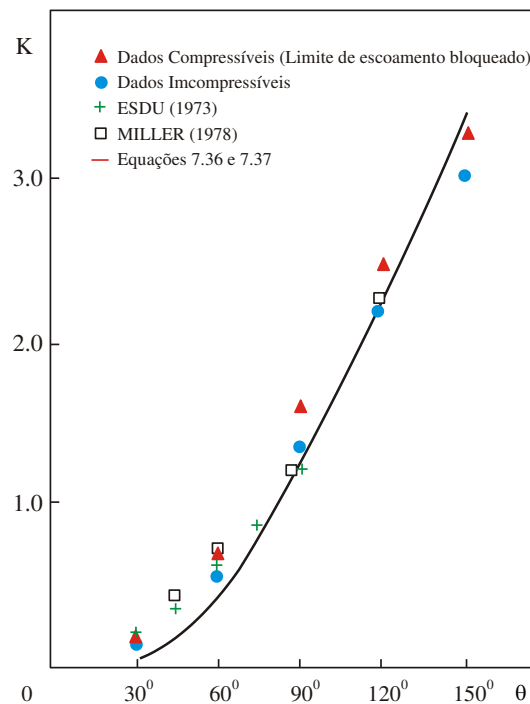


Fig. 8.5: Comparação entre os valores preditos pela eq 8.36 e 8.37, e os valores experimentais do coeficiente de perda de carga K , em função do ângulo da curva, Haidar (1995).

A fig 8.4 será correlacionada para uso no sistema computacional, como modelo matemático para swirler com aletas. Os gráficos da correlação se encontram no anexo III:

$$K = (0,0027.\theta + 0,082).(M - 0,2) + K_0 \quad (8.25)$$

$$K_0 = 0,0002.\theta^2 - 0,0067.\theta + 0,16 \quad (8.26)$$

O índice de correlação para eqs 8.38 e 8.39: $r^2 = 1.0$.

Correlação válida para : $0 \leq \theta \leq 60$ e $M \leq 0,57$.

8.3.2 Modelo de Lefebvre.

Lefebvre (1998) sugere o modelo proposto por Knight (1957) para a determinação da perda de carga em swirlers de aletas empregados em turbinas de avião:

$$\Delta P_{swirler} = \frac{k_w \cdot \dot{m}_{ar-rotaç\tilde{a}o}^2 \left[\left(\frac{\sec \theta}{A_{passagem}} \right)^2 - \frac{1}{A_{forno}^2} \right]}{2 \cdot \rho_{swirler}} \quad (8.40)$$

Onde a área transversal do forno é muito maior que a área livre de passagem de ar pelo swirler, então a equação 8.40 pode ser simplificada:

$$\Delta P_{swirler} = \frac{k_w \cdot \dot{m}_{ar-rotaç\tilde{a}o}^2 \left[\left(\frac{\sec \theta}{A_{passagem}} \right)^2 \right]}{2 \cdot \rho_{swirler}} \quad (8.41)$$

$K_w = 1,3$ para aletas de finas e retas e $1,15$ para aletas curvadas.

9 Capítulo 09 - escoamento Compressível com Atrito e Troca de Calor em Dutos de Seção Constante.

Neste capítulo os efeitos de adição ou remoção de calor serão considerados em conjunto com os efeitos viscosos (atrito). A adição ou remoção de calor pode acontecer por aquecimento ou resfriamento do duto onde ocorre o escoamento, ou através de reações químicas que ocorrem no escoamento como, por exemplo, em uma câmara de combustão ou devido a evaporação de gotas que estão sendo transportadas pelo fluido.

No caso de troca de calor devido a reação química no escoamento pode ocorrer mudanças na relação de calores específicos γ .

9.1 Justificativa do Modelo

O modelo para escoamento compressível interno com atrito e troca de calor em dutos de seção constante foi especialmente desenvolvido para este trabalho, em virtude da dificuldade de se encontrar modelos previamente desenvolvidos na literatura aberta. Em geral o escoamento compressível é considerado isotérmico (caso de gasodutos), ou o escoamento é considerado isentrópico (caso de bocais).

Recentemente com o uso, principalmente de softwares de CFD (computational Fluid Dynamics), tem se observado um aumento do emprego de modelos mais sofisticados para escoamentos internos compressíveis, mais ainda muito pouco tem sido feito na parte referente a escoamento com transferência de calor, pois se os dutos são muito longos e a velocidade de escoamento é baixa, usualmente se considera o escoamento isotérmico (no caso de gasodutos, linhas de ar comprimido etc). Em situações onde o duto é curto, mas as velocidades são altas, mesmo que exista troca de calor, é considerado escoamento adiabático, como o caso de bocais de turbinas de aviões. Wilson (2002), simulou bocais de turbinas de aviões de combate, usando Fluent, e considerou o escoamento compressível com atrito e mudança de área de seção, mas não foi considerada em seu modelo a transferência de calor entre os gases quentes da turbina com a superfície do bocal de saída, em virtude da rápida evolução do escoamento, que permite um curtíssimo tempo de contato entre o gás e o bocal. Assim Wilson (2002) justifica um modelo adiabático, na qual foram comparados resultados simulados com experimentais, com diferenças

na ordem de 4 % entre o simulado e os dados experimentais em que havia troca de calor, mostrando neste caso o baixo impacto da transferência de calor no bocal estudado.

No caso dos queimadores à jato, uma parte considerável de duto fica em contato com um ambiente com temperaturas de 700 a 900 °C. Assim não se pode considerar o escoamento isotérmico pois a temperatura do ar dentro do duto não se equipara com a externa. Em virtude do comprimento de tubo ser de cerca de 3 a 10 m de comprimento, e devido à baixa velocidade do fluido não se pode considerar escoamento adiabático. Portanto nos queimadores à jato existe uma situação atípica em relação ao emprego das teorias de escoamentos compressíveis, pois estas em geral são empregadas em gasodutos (escoamento isotérmico) ou em bocais (escoamentos isentrópicos ou adiabáticos com atrito).

Oosthuizen (1997) e Greitzer (2004) desenvolvem modelo para escoamento compressível com atrito e troca de calor, porém não partem das equações fundamentais (continuidade, energia e quantidade de movimento), usam as propriedades de estagnação e principalmente não acoplam os modelos de transferência de calor no modelo do escoamento, impossibilitando o seu uso prático. No modelo usado nesta tese o desenvolvimento parte das equações fundamentais de conservação, não utiliza propriedades de estagnação e acopla o modelo de escoamento com os modelos de transferência de calor por condução, convecção e radiação. Cabe ainda salientar que o modelo de transferência de calor por convecção está ajustado para escoamento a altas velocidades e consideram a formação de uma camada limite do fluido com a superfície com características de estagnação. Devido a esta desaceleração a camada limite é considerada insentrópica e adiabática, mas os efeitos de irreversibilidade da camada limite são corrigidos no modelo através do emprego de fator de recuperação.

9.2 Desenvolvimento do Modelo.

Para ilustrar como o escoamento interno de um queimador à jato pode ser analisado, deve ser observada a fig 9.1 que representa o volume de controle para o escoamento unidimensional em um duto de seção constante, na qual consiste em 3 canais concêntricos onde se escoam fluidos nos dois canais externos. O canal interno é considerado isolado termicamente, e somente o canal externo sofre dilatação linear Δx_t .

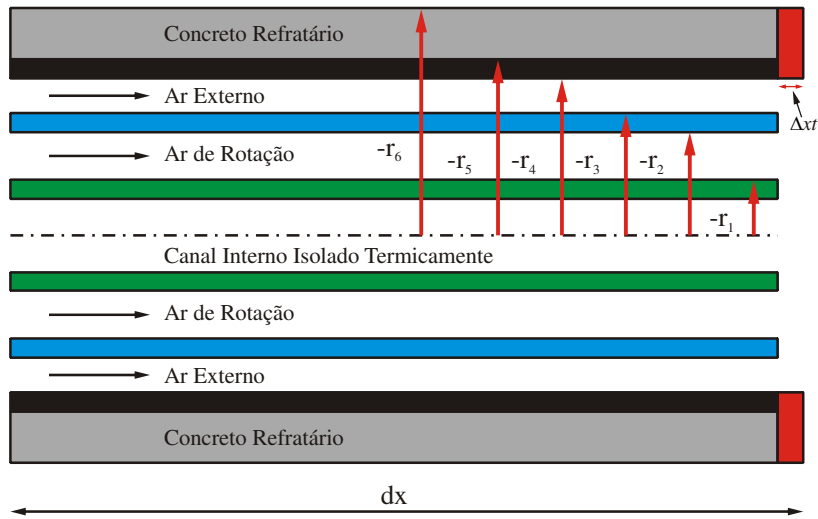


Fig. 9.1: vista lateral do volume de controle

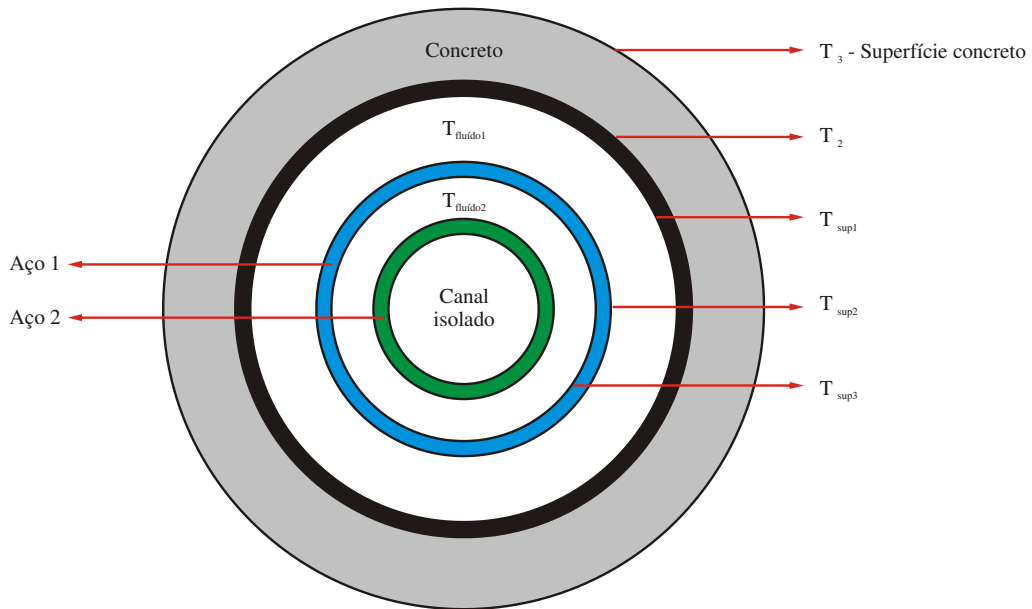


Fig. 9.2: Vista frontal do volume de controle

Para efeitos de elaboração do modelo para escoamento compressível com troca de calor e atrito em dutos de seção constante, consideraremos o volume de controle da fig 9.3 e somente depois de desenvolvido o modelo, é que este será aplicado ao volume de controle da fig 9.1.

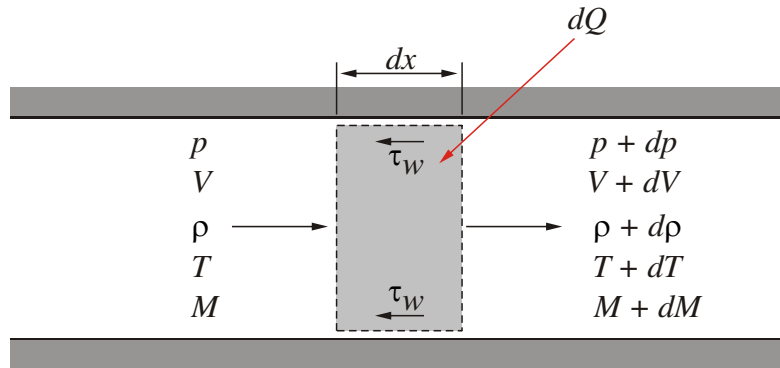


Fig. 9.3: Volume de controle simplificado

Aplicando a equação da continuidade:

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho \cdot d\forall + \int_{sc} \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

e considerando Regime Permanente: $0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho \cdot d\forall$

Então obtém-se:

$$\int_{sc} \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A} = -\rho VA + (\rho + d\rho)(V + dV)A = 0$$

Considerando que os produtos de diferenciais são desprezíveis podemos reescrever a eq acima como:

$$\frac{dV}{V} + \frac{d\rho}{\rho} = 0 \quad (9.1)$$

Note que a eq 9.1 foi dividida por ρV .

Aplicando o balanço de energia no volume de controle:

$$\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{\text{cisalhamento}} - \dot{W}_{\text{outros}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} e \cdot \rho \cdot d\forall + \int_{sc} (u + p\upsilon + \frac{V^2}{2} + gz) \cdot \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

Considerando ausência de trabalho no eixo: $\dot{W}_s = 0$.

Considerando o trabalho de cisalhamento nulo, pois embora exista atrito a velocidade na superfície do tubo é considerada zero, logo: $\dot{W}_{\text{cisalhamento}} = 0$.

Considerando ausência de outros trabalhos: $\dot{W}_{\text{outros}} = 0$

Considerando Regime permanente: $\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} e \cdot \rho \cdot dV = 0$,

Logo a equação é simplificada para:

$$\dot{Q} = \int_{SC} \left(u + p\nu + \frac{V^2}{2} \right) \cdot \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (9.2)$$

Note que consideramos os efeitos gravitacionais desprezíveis: $gz = 0$.

$$\dot{Q} = - \left(u + \frac{V^2}{2} p\nu \right) \{ \rho VA \} + \left(u + du + \frac{V^2}{2} + d \left(\frac{V^2}{2} \right) + p\nu + d(p\nu) \right) \{ (\rho + d\rho)(V + dV)A \}$$

Pela eq da continuidade, notamos que os termos da eq acima entre { } são iguais a vazão mássica \dot{m} .

$$\int_{SC} \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A} = -\rho VA + (\rho + d\rho)(V + dV)A = 0 \quad (9.3)$$

$$\rho VA = (\rho + d\rho)(V + dV)A = \dot{m} \quad (9.4)$$

Substituindo a eq 9.4 na eq do balanço de energia e simplificando obtemos:

$$\dot{Q} = \dot{m} \left(du + d \left(\frac{V^2}{2} \right) + d(p\nu) \right) \quad (9.5)$$

Pela definição de entalpia, temos:

$$h = u + p\nu$$

Diferenciando temos:

$$dh = du + d(p\nu) = Cp dT \quad (9.6)$$

A eq 9.5 se torna:

$$\dot{Q} = \dot{m} \left(dh + d \left(\frac{V^2}{2} \right) \right) \quad (9.7)$$

Onde $d \left(\frac{V^2}{2} \right) = V dV$, logo substituindo em 9.7, bem como a eq 9.6:

$$\dot{Q} = \dot{m} (Cp dT + V dV) \quad (9.8)$$

Pode-se ainda reescrever a eq 9.8 na forma de:

$$dq = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} = Cp dT + V dV \quad (9.9)$$

Pela definição de Número de Mach:

$$V^2 = M^2 \gamma R T \quad (8.18)$$

Diferenciando esta eq temos:

$$2V dV = \gamma R T 2M dM + M^2 \gamma R dT \quad (9.10)$$

Substituindo 9.10 em 9.9 temos:

$$dq = Cp dT + M \gamma R T dM + \frac{M^2 \gamma R}{2} dT \quad (9.11)$$

Dividindo a eq 9.11 por CpT:

$$\frac{dq}{C_p T} = \frac{dT}{T} + \frac{M\gamma R}{C_p} dM + \frac{M^2 \gamma R}{2C_p} \frac{dT}{T} \quad (9.12)$$

De acordo com as equações:

$$C_p = C_v + R \quad \text{e} \quad \gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

Combinando ambas, encontra-se:

$$\frac{\gamma R}{C_p} = \gamma - 1 \quad (9.13)$$

Substituir 9.13 em 9.12:

$$\frac{dq}{C_p T} = \frac{dT}{T} + (\gamma - 1)M dM + \frac{M^2(\gamma - 1)}{2} \frac{dT}{T} \quad (9.14)$$

Multiplicando o segundo termo do lado direito da eq 9.14 por M/M e simplificando temos:

$$\frac{dq}{C_p T} = \left[1 + \frac{M^2(\gamma - 1)}{2} \right] \frac{dT}{T} + (\gamma - 1)M^2 \frac{dM}{M} \quad (9.15)$$

Aplicando a eq da quantidade de movimento sobre o volume de controle:

$$F_{S_x} + F_{B_x} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} V_x \rho dV + \int_{sc} V_x \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

Considerando que as forças de campo são negligenciáveis: $F_{B_x} = 0$, e que a força de superfície presente é a força devido ao atrito F_f .

Por definição a força de superfície é dada por:

$$\vec{F}_s = \int_A -p d\vec{A} \quad (9.16)$$

Diferenciando a eq 9.16 aplicada a força de atrito, obtemos:

$$F_f + dF_f = pA - (p + dp)A \quad (9.17)$$

Substituindo 9.17 na eq da quantidade de movimento:

$$-dF_f + pA - (p + dp)A = V\{-|\rho VA|\} + (V + dV)\{(\rho + d\rho)(V + dV)A\} \quad (9.18)$$

A eq 9.18 pode ser simplificada usando a eq 9.1:

$$-\frac{dF_f}{A} - dp = \rho V dV \quad (9.19)$$

$$\frac{dF_f}{A} + dp + \rho V dV = 0$$

Nota-se que o balanço de conservação de quantidade de movimento da eq 9.19 é o mesmo para o escoamento compressível adiabático com atrito em dutos de seção constante.

Da eq 7.14:

$$dF_f = \tau_w P dx = \frac{f_D A \rho V^2}{D_h 2} dx \quad (6.14)$$

Substituindo 7.14 em 9.19:

$$\frac{f_D A \rho V^2}{D_h 2} dx + dp + \rho V dV = 0 \quad (9.20)$$

Vemos abaixo a forma diferencial da definição de número de Mach para gases ideais, conforme mostrado no cap 08, eq 8.23:

$$2 \frac{dV}{V} = 2 \frac{dM}{M} + \frac{dT}{T}$$

$$\frac{dV}{V} = \frac{dM}{M} + \frac{dT}{2T} \quad (8.23)$$

Substituindo 8.23 em 9.20:

$$\frac{f_D A \rho V^2}{D_h 2} dx + dp + \rho V^2 \left(\frac{dM}{M} + \frac{dT}{2T} \right) = 0 \quad (9.21)$$

Sabemos que : $V^2 = M^2 c^2 = M^2 \gamma R T$ e que a equação de estado para gases ideais é :
 $p = \rho R T$ logo substituindo a última na primeira temos:

$$V^2 = M^2 c^2 = M^2 \gamma R T = M^2 \frac{\gamma p}{\rho} \quad (9.22)$$

Substituindo 9.22 em 9.21 temos:

$$\frac{dp}{p} + \frac{f_D M^2 \gamma}{2 D_h} dx + \gamma M^2 \frac{dM}{M} + \frac{\gamma M^2}{2} \frac{dT}{T} = 0 \quad (9.23)$$

Abaixo está a eq da continuidade:

$$\frac{d\rho}{\rho} = -\frac{dV}{V} \quad (9.1)$$

Pela forma diferencial da eq de estado dos gases ideais temos, eq 8.20:

$$\frac{dp}{p} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dT}{T}$$

Substituindo a eq 9.1 em 8.20 obtemos:

$$\frac{dp}{p} = -\frac{dV}{V} + \frac{dT}{T} \quad (9.24)$$

Substituindo a forma diferencial da definição de número de Mach para gases ideais, eq 8.23, em 9.24:

$$\frac{dp}{p} = -\frac{dM}{M} + \frac{dT}{2T} \quad (9.25)$$

Substituindo 9.25 em 9.23 e simplificando:

$$\frac{1 + \gamma M^2}{2} \frac{dT}{T} + \frac{\gamma M^2 f_D}{2 D_h} dx - (1 - \gamma M^2) \frac{dM}{M} = 0 \quad (9.26)$$

Pela eq da energia:

$$\frac{dq}{CpT} = \left[1 + \frac{M^2(\gamma-1)}{2} \right] \frac{dT}{T} + (\gamma-1)M^2 \frac{dM}{M} \quad (9.15)$$

Reagrupando:

$$\frac{dT}{T} = \frac{\frac{dq}{CpT} - (\gamma-1)M^2 \frac{dM}{M}}{\left[1 + \frac{M^2(\gamma-1)}{2} \right]} \quad (9.27)$$

Substituindo 9.26 em 9.27 temos e rearranjando temos a eq 9.28:

$$\left(\frac{1 + \gamma M^2}{2} \right) \frac{dq}{CpT \left[1 + (\gamma-1) \frac{M^2}{2} \right]} + \frac{\gamma M^2 f_D}{2D_h} dx = \left\{ (1 - \gamma M^2) + \left(\frac{1 + \gamma M^2}{2} \right) \frac{(\gamma-1)M^2}{\left[1 + (\gamma-1) \frac{M^2}{2} \right]} \right\} \frac{dM}{M} \quad (9.28)$$

Fornecendo eqs para dq/Cp e f_D/D_h e resolvendo numericamente e simultaneamente com as eqs 9.28, 9.27 e 9.25 podemos determinar M, T e p ao longo do duto.

O primeiro termo do lado esquerdo da eq 9.28 determina o efeito relativo da troca de calor com o número de Mach, enquanto que o segundo termo determina o efeito do atrito sobre o número de Mach.

Usualmente nos casos em que a troca de calor ocorre de uma parede do duto para o fluido deve-se considerar tanto os efeitos de troca térmica como os efeitos de atrito. Esta é a situação do escoamento interno aos queimadores a jato, estudados no sistema PAQj e para isto será estudado um modelo para a troca de calor entre o fluido e as paredes do duto.

9.3 Modelo de Transferência de calor em cilindro.

Observe na figura 9.1 o volume de controle para a transferência de calor em cilindro que representa o tubo externo de um queimador a jato, considerando que este é revestido por concreto refratário e está imerso dentro de um forno rotativo.

Através de medições de temperatura (em instalações industriais durante este trabalho), usando pirômetros infravermelhos, levantou-se que quando o forno está em regime permanente a temperatura na superfície externa do revestimento refratário é constante com o tempo e constante ao longo do comprimento do queimador, por isso no modelo a seguir a temperatura T_3 , temperatura da superfície do revestimento refratário, é considerada constante.

O queimador está imerso em um sistema de elevada potência (cerca de 60 MW) e grande inércia térmica, por isso esta consideração é razoável.

9.3.1 Condução Térmica:

Utilizando a equação da condução térmica no revestimento de concreto refratário do volume de controle da fig 9.1:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(k \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (9.29)$$

Considerando a transferência de calor unidimensional e significativa na direção r , bem como regime permanente e sem geração de calor a eq 9.29 se reduz a:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0 \quad (9.30)$$

Integrando eq 9.30 em conjunto com a lei de Fourier (9.32):

$$kr \frac{dT}{dr} = C_1 \therefore \frac{dT}{dr} = \frac{C_1}{kr} \quad (9.31)$$

$$dq_r = -kdA_w \frac{dT}{dr} \quad (9.32)$$

Consideraremos que a condutividade térmica do material seja função da temperatura $k = f(T)$, do tipo polinomial de segundo grau.

$$k = aT^2 + bT + c \quad (9.33)$$

Utilizando inicialmente as condições de contorno para o concreto:

$$r = r_6 \therefore T = T_3$$

$$r = r_5 \therefore T = T_2$$

Obtém-se:

$$\frac{dq_{r\text{-concreto}}}{dx} = 2\pi \frac{\frac{a}{3}(T_3^3 - T_2^3) + \frac{b}{2}(T_3^2 - T_2^2) + c(T_3 - T_2)}{\ln\left(\frac{r_5}{r_6}\right)} \quad (9.34)$$

A eq 9.34 representa o calor permeado através do concreto refratário, considerando que a condutividade térmica varia com a temperatura ao longo da espessura do concreto.

No caso da condução de calor através dos tubos metálicos, consideraremos que a condutividade térmica seja constante, pois a espessura do tubo é pequena e a condutividade térmica é alta, portanto, a temperatura variará pouco entre as superfícies interna e externa do tubo:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0 \quad (9.35)$$

Integrando duas vezes a eq 9.35 em conjunto com a lei de Fourier eq 9.32, e aplicando os valores de contorno do tubo 1, obtém-se:

$$r = r_5 \therefore T = T_2$$

$$r = r_4 \therefore T = T_{\text{supl}}$$

$$\frac{dq_{r\text{-tubol}}}{dx} = 2\pi k_{\text{tubol}} \frac{T_2 - T_{\text{supl}}}{\ln\left(\frac{r_4}{r_5}\right)} \quad (9.36)$$

A eq 9.36 representa a taxa de calor por unidade de comprimento W/m do tubo 1. Analogamente, com o tubo 2:

$$\frac{dq_{r-tubo2}}{dx} = 2\pi k_{tubo2} \frac{T_{sup2} - T_{sup3}}{\ln\left(\frac{r_2}{r_3}\right)} \quad (9.37)$$

9.3.2 Convecção:

É usual expressar a taxa de transferência de calor da parede do duto para o gás em termos de coeficiente de transferência de calor:

$$dq_w = h dA_w (T_{sup} - T) \quad (9.38)$$

Onde dq_w é a taxa de transferência de calor na porção de superfície dA_w , onde T_{sup} é a temperatura da superfície e T é a temperatura do gás.

Para a maioria das aplicações industriais, a eq 9.38 é diretamente aplicável, seja para escoamentos incompressíveis, ou em escoamentos compressíveis de baixa velocidade, até $M=0,5$. Porém para $M>0,5$ (de forma geral) começa a ocorrer a influência significativa da dissipação viscosa na camada limite. Sob tais condições, a temperatura de uma superfície sobre a qual está fluindo um gás pode exceder a temperatura do escoamento livre, considerando que a transferência de calor no sentido do fluido para a parede.

O aquecimento da superfície ocorre em função combinada entre dissipação viscosa e devido ao aumento da temperatura do fluido na camada limite devido a conversão da energia cinética em energia interna, causada pela desaceleração abrupta do fluido na camada limite.

Os processos na camada limite em um escoamento de alta velocidade ($M>0,5$) podem ser aproximados como adiabáticos sem maiores perdas de informação na análise.

Os processos adiabáticos de um escoamento compressível na qual o gás é desacelerado de sua atual velocidade até $V=0$ m/s pode ser representado pelo conceito das propriedades de estagnação. Assim a temperatura na qual ocorre a estagnação do gás ($V=0$ m/s) pode ser representada, de acordo com cap 10, eq 10.14, por:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \quad (10.14)$$

Note que a temperatura de estagnação T_0 é maior que a temperatura do fluido T , que está a número de Mach M , ou seja a temperatura do fluido aumenta quando o fluido é desacelerado adiabaticamente e isentropicamente.

Em uma camada limite real, o fluido não é levado ao estado de repouso de forma reversível, porque o processo da tensão de cisalhamento viscosa é irreversível termodinamicamente. Para considerar a irreversibilidade em um escoamento na camada limite, é definido então o fator de recuperação $r_{recuperação}$:

$$r_{recuperação} = \frac{T_{supadiab} - T}{T_0 - T} \quad (9.39)$$

Onde $T_{supadiab}$ é a temperatura da superfície adiabática. Em experimentos, Kaye (1954), mostrou que para o escoamento com camada limite turbulenta :

$$r_{recuperação} = Pr^{1/3} \quad (9.40)$$

para $Re \geq 10^5$

Para o escoamento em camada limite laminar:

$$r_{recuperação} = Pr^{1/2} \quad \text{para } Re < 10^5$$

A influência da transferência de calor para superfície e vice-versa sobre a distribuição de temperaturas é ilustrada na fig 9.4. Observemos que no escoamento de alta velocidade, o calor pode ser transferido para uma superfície mesmo quando a temperatura superficial estiver acima da temperatura do fluido no escoamento livre. O fenômeno é o resultado da tensão de cisalhamento viscosa e é chamado de “Aquecimento Aerodinâmico”.

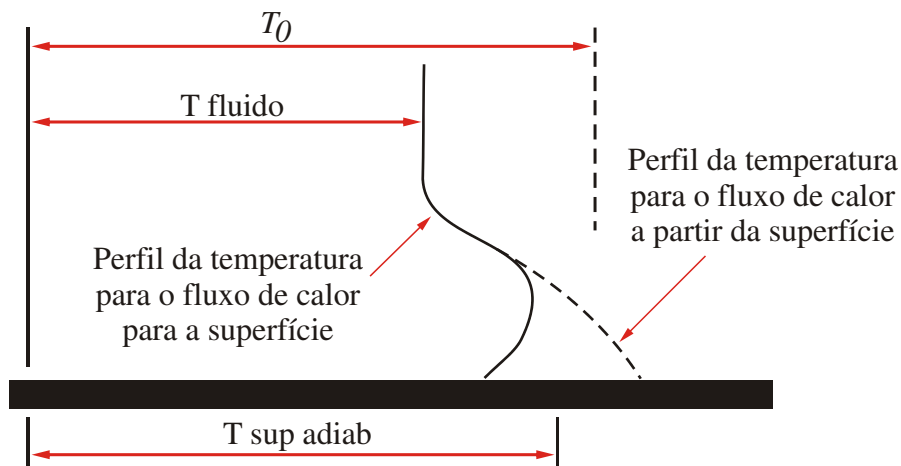


Fig. 9.4: perfis de temperatura para o aquecimento e resfriamento em uma camada limite de alta velocidade.

A taxa de transferência de calor em uma camada limite de um fluido escoando a alta velocidade pode ser resolvida através de um balanço de energia na camada limite, porém para fins práticos a taxa de transferência de calor pode ser obtida através das relações utilizadas para escoamento incompressível ou de baixa velocidade se o coeficiente de transferência de calor por convecção for redefinido por:

$$dq_w = h \cdot dA_w (T_{\text{sup}} - T_{\text{supadiab}}) \quad (9.41)$$

Como no escoamento de alta velocidade os gradientes de temperatura em uma camada limite são grandes, as variações nas propriedades físicas do fluido também serão. Eckert (1956) demonstrou que as equações de transferência de calor com propriedades constantes podem ainda ser utilizadas se todas as propriedades do fluido forem calculadas a uma temperatura de referência T_{ref} fornecida por:

$$T_{ref} = T + 0,5(T_{\text{sup}} - T) + 0,22(T_{\text{supadiab}} - T) \quad (9.42)$$

Ou seja na determinação do coeficiente de película h , a viscosidade, densidade, condutividade térmica, Re e Pr devem ser determinados usando a temperatura de referência T_{ref} .

O coeficiente de película então pode ser determinado pela eq Petukhov-Popov (1970) modificada por Gnielinsk, de acordo com Incropera (1998):

$$Nu_D = \frac{hD_h}{k_{fluido}} = \frac{(f_D/8)(Re_D-1000)Pr}{1+12,7(f_D/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (9.43)$$

Um estudo experimental minucioso realizado por Lorentz (1982) mostra que para água aquecida em tubo liso com Números de Prandtl de 6 e 11,6 indicou que a correlação de Petukhov (1970), eq 9.43, apresentaram concordância de +/- 5 % com dados experimentais para uma faixa de $10.000 \leq Re \leq 100.000$, enquanto que as correlações de Dittus-Boelter e Sieder-Tate (muito usadas por engenheiros em transferência de calor) subestimaram o Nud em 5 a 15 %.

Dividindo o numerador e denominador da eq 8.39 por $(1/T)$ e então substituindo a eq 10.14 em 9.39, podemos determinar a temperatura de superfície adiabática:

$$T_{supadiab} = T \left\{ r_{recuperação} \left(\frac{\gamma-1}{2} M^2 \right) + 1 \right\} \quad (9.44)$$

Substituindo 9.44 em 9.37 temos:

$$\frac{dq_w}{dx} = 2\pi.r.h \left(T_{sup} - T \left\{ r_{recuperação} \left(\frac{\gamma-1}{2} M^2 \right) + 1 \right\} \right) \quad (9.45)$$

Esta equação é aplicável para escoamentos em alta velocidade, inclusive para Número de Mach >1 e é recomendável seu uso para $M>0,5$, porém nas aplicações em queimadores a jato, a parte do queimador submetida a transferência de calor opera a Mach da ordem de 0,1 a 0,2. Para efeitos de generalização e podermos aplicar os queimadores a jato em condições extremas será então considerado os efeitos de aquecimento aerodinâmico das superfícies.

Aplicando a eq 9.45 para o tubo 1 e tubo 2 , sendo que este tem duas superfícies de troca por convecção a T_{sup2} e T_{sup3} , temos a seguir.

Para tubo 1 e superfície sup1:

$$\frac{dq_{sup1-conv}}{dx} = 2\pi.r_4.h_{sup1} \left(T_{sup1} - T \left\{ r_{recuperação-1} \left(\frac{\gamma-1}{2} M^2 \right) + 1 \right\} \right) \quad (9.46)$$

$$Nu_{sup1} = \frac{h_{sup1} D_{h-tunol-2}}{k_{ar-tref\ sup1}}$$

Para tubo 2 e superfície sup 2:

$$\frac{dq_{sup2-conv}}{dx} = 2\pi.r_3.h_{sup2} \left(T_{sup2} - T \left\{ r_{recuperaçã-2} \left(\frac{\gamma-1}{2} M^2 \right) + 1 \right\} \right) \quad (9.47)$$

$$Nu_{sup2} = \frac{h_{sup2} D_{h-tunol-2}}{k_{ar-tref\ sup2}}$$

Para tubo 2 e superfície sup 3:

$$\frac{dq_{sup3-conv}}{dx} = 2\pi.r_2.h_{sup3} \left(T_{sup3} - T \left\{ r_{recuperaçã-3} \left(\frac{\gamma-1}{2} M^2 \right) + 1 \right\} \right) \quad (9.48)$$

$$Nu_{sup3} = \frac{h_{sup3} D_{h-tuno2-3}}{k_{ar-tref\ sup3}}$$

Considerando que os coeficientes de película h, serão determinados para as condições do fluido na temperatura T_{ref} para cada superfície, esta temperatura também é usada para calcular Re, Pr, viscosidade, capacidade térmicas, densidades, condutividade térmicas, fatores de atrito e Nu.

9.3.3 Radiação Térmica:

No modelo matemático é considerada a radiação térmica de corpo cinza em meio não participante entre as superfícies 1 e 2 e 3, a superfície 4 é considerada isolada.

Por se tratar de ar, o meio é considerado não participante.

De acordo com Kreith (2003) a taxa de transferência de calor trocada por cilindros concêntricos, conforme mostrada na figura 9.5:

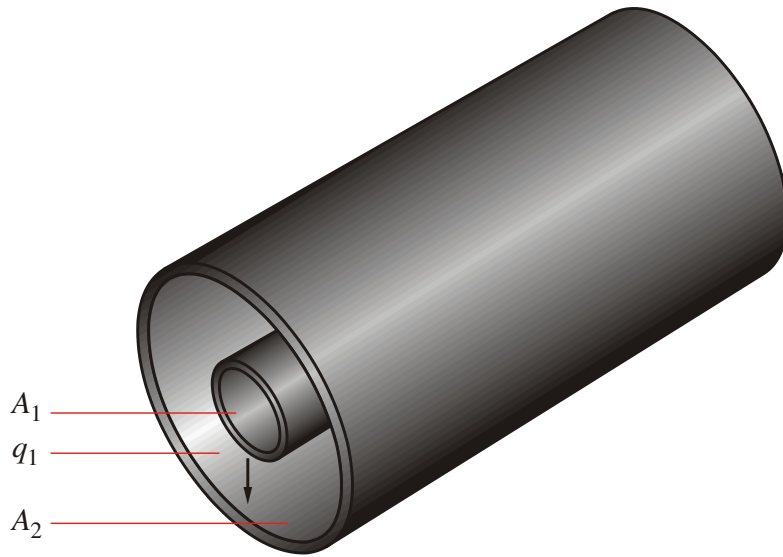


Fig. 9.5: troca líquida de calor por radiação em cilindros concêntricos cinzas

$$\frac{dq_2}{dx} = -\frac{dq_1}{dx} = \frac{2\pi.r_1\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{1/\varepsilon_1 + (r_1/r_2)(1/\varepsilon_2 - 1)} \quad (9.49)$$

Aplicando a eq 9.49 ao problema em questão de acordo com as fig 9.3 e 9.4:

Taxa de calor por unidade de comprimento trocada entre as superfícies 1 e 2:

$$\frac{dq_{\text{sup1-rad}}}{dx} = -\frac{dq_{\text{sup2-rad}}}{dx} = \frac{2\pi.r_3\sigma(T_{\text{sup2}}^4 - T_{\text{sup1}}^4)}{1/\varepsilon_{\text{sup2}} + (r_3/r_4)(1/\varepsilon_{\text{sup1}} - 1)} \quad (9.50)$$

Taxa de calor por unidade de comprimento trocada entre as superfícies 3 e 4:

$$\frac{dq_{\text{sup3-rad}}}{dx} = -\frac{dq_{\text{sup4-rad}}}{dx} = \frac{2\pi.r_1\sigma(T_{\text{sup4}}^4 - T_{\text{sup3}}^4)}{1/\varepsilon_{\text{sup4}} + (r_1/r_2)(1/\varepsilon_{\text{sup3}} - 1)} \quad (9.51)$$

9.4 Dilatação térmica Linear e Radial

É previsto no modelo a dilatação térmica linear e radial. Pelo fato da ponta do queimador apresentar altas velocidades em canais diminutos, com a dilatação térmica as dimensões destes canais aumentam (em relação a condição operacional fria do queimador).

A dilatação térmica é considerada somente para o tubo 1, na qual está submetido a maiores temperaturas.

O modelo e de dilatação linear para os aços empregados nos tubos segue a seguinte forma:

$$\frac{d\Delta l}{dx} = \alpha \left[\left(\frac{T_2 + T_{\text{sup1}}}{2} \right) - T_{\text{inicial}} \right] \quad (9.52)$$

Onde Δl é o acréscimo linear devido a dilatação, α é o coeficiente de dilatação linear, e T_{inicial} é a temperatura inicial do tubo quando frio.

A dilatação Radial é determinada depois de se resolver os sistemas de EDOs e determinar a temperatura do aço no fim do percurso. Neste ponto é determinada a dilatação radial, mas não é determinada a dilatação ao longo do tubo pelo fato de ser pouco significativa. No entanto, depois do trecho com troca térmica onde as dimensões dos dutos de passagem de ar sofrem significativa redução de área de passagem, a dilatação térmica radial passa a ser importante.

9.5 Sistemas de Equações Diferenciais e Método Numérico.

Observando as fig 9.1 e 9.3 podemos escrever os seguintes balanços:

Calor Transferido no Tubo 1:

$$\frac{dq_{r\text{-concreto}}}{dx} = \frac{dq_{r\text{-tubo1}}}{dx} = \frac{dq_{\text{sup1-conv}}}{dx} + \frac{dq_{\text{sup1-rad}}}{dx} \quad (9.53)$$

Calor transferido tubo 2:

$$\frac{dq_{\text{sup2-conv}}}{dx} + \frac{dq_{\text{sup2-rad}}}{dx} = \frac{dq_{r\text{-tubo2}}}{dx} = \frac{dq_{\text{sup3-conv}}}{dx} + \frac{dq_{\text{sup3-rad}}}{dx} \quad (9.54)$$

Para colocar na mesma unidade, as equações de transferência de calor devem ser divididas pela vazão mássica do fluido 1 (\dot{m}_1), assim poderão ser acopladas ao modelo do escoamento da eq 9.28 (nesta eq dq é o calor transferido para o fluido).

$$\frac{dq_{\text{sup1-conv}} + dq_{\text{sup2-conv}}}{\dot{m}_1} = dq_{\text{fluidol}} \quad (9.55)$$

A eq 9.55 está acoplada a eq 9.28 para o fluido 1, portanto devem ser resolvidas simultaneamente.

Balanco de energia Fluido 2 – circula canal interno ao fluido 1:

$$\frac{dq_{\text{sup3-conv}} + dq_{\text{sup3-rad}}}{\dot{m}_2} = dq_{\text{fluido2}} \quad (9.56)$$

Embora o meio não seja participante, a radiação líquida transferida entre as superfícies 3 e 4 são transferidas para o fluido pois é considerada que a superfície 4 está isolada. A radiação entre 3 e 4 aumenta a temperatura (T_4) e o calor é transferido por convecção.

A eq 9.56 está acoplada a eq 9.28 para o fluido 2, portanto devem ser resolvidas simultaneamente.

O sistema de equações a ser resolvido simultaneamente:

$$dq_{r\text{-concreto}} = 2\pi \frac{\frac{a}{3}(T_3^3 - T_2^3) + \frac{b}{2}(T_3^2 - T_2^2) + c(T_3 - T_2)}{\ln\left(\frac{r_5}{r_6}\right)} dx \quad (9.34)$$

$$dq_{r\text{-tubol}} = 2\pi k_{\text{tubol}} \frac{T_2 - T_{\text{sup1}}}{\ln\left(\frac{r_4}{r_5}\right)} dx \quad (9.36)$$

$$dq_{\text{sup1-conv}} = 2\pi \cdot r_4 \cdot h_{\text{sup1}} \left(T_{\text{sup1}} - T_{\text{fluidol}} \left\{ r_{\text{recuperaçã-1}} \left(\frac{\gamma - 1}{2} M_{\text{fluidol}}^2 \right) + 1 \right\} \right) dx \quad (9.46)$$

$$Nu_{sup1} = \frac{h_{sup1} D_{h-tubol-2}}{k_{ar-tref\ sup1}} = \frac{(f_{D-sup1} / 8) (\text{Re}_{D-sup1} - 1000) \text{Pr}_{sup1}}{1 + 12,7 (f_{D-sup1} / 8)^{1/2} (\text{Pr}_{sup1}^{2/3} - 1)} \quad (9.57)$$

$$T_{sup1-adiab} = T_{fluidol} \left[r_{recupera\tilde{\omega}-1} \left(\frac{\gamma-1}{2} M_{fluidol}^2 \right) + 1 \right] \quad (9.58)$$

$$r_{recupera\tilde{\omega}-1} = \text{Pr}_{sup1}^{1/3} \quad \text{para } \text{Re} \geq 10^5 \quad (9.59)$$

$$r_{recupera\tilde{\omega}-1} = \text{Pr}_{sup1}^{1/2} \quad \text{para } \text{Re} < 10^5$$

$$T_{ref-1} = T_{fluidol} + 0,5(T_{sup1} - T_{fluidol}) + 0,22(T_{sup1-adiab} - T_{fluidol}) \quad (4.104)$$

$$dq_{sup1-rad} = -dq_{sup2-rad} = \frac{2\pi \cdot r_3 \sigma (T_{sup2}^4 - T_{sup1}^4)}{1/\varepsilon_{sup2} + (r_3/r_4)(1/\varepsilon_{sup1} - 1)} dx \quad (9.50)$$

$$dq_{r-concreto} = dq_{r-tubol} \quad (9.60)$$

$$dq_{r-tubol} = dq_{sup1-conv} + dq_{sup1-rad} \quad (9.61)$$

$$dq_{sup2-conv} = 2\pi \cdot r_3 \cdot h_{sup2} \left(T_{sup2} - T_{fluidol} \left\{ r_{recupera\tilde{\omega}-2} \left(\frac{\gamma-1}{2} M_{fluidol}^2 \right) + 1 \right\} \right) dx \quad (9.47)$$

$$Nu_{sup2} = \frac{h_{sup2} D_{h-tubol-2}}{k_{ar-tref\ sup2}} = \frac{(f_{D-sup2} / 8) (\text{Re}_{D-sup2} - 1000) \text{Pr}_{sup2}}{1 + 12,7 (f_{D-sup2} / 8)^{1/2} (\text{Pr}_{sup2}^{2/3} - 1)} \quad (9.62)$$

$$T_{sup2-adiab} = T_{fluidol} \left[r_{recupera\tilde{\omega}-2} \left(\frac{\gamma-1}{2} M_{fluidol}^2 \right) + 1 \right] \quad (9.63)$$

$$r_{recupera\tilde{\omega}-2} = \text{Pr}_{sup2}^{1/3} \quad \text{para } \text{Re} \geq 10^5 \quad (9.64)$$

$$r_{recupera\tilde{\omega}-2} = \text{Pr}_{sup2}^{1/2} \quad \text{para } \text{Re} < 10^5$$

$$T_{ref-2} = T_{fluidol} + 0,5(T_{sup2} - T_{fluidol}) + 0,22(T_{sup2-adiab} - T_{fluidol}) \quad (9.65)$$

$$dq_{sup3-rad} = -dq_{sup4-rad} = \frac{2\pi \cdot r_1 \sigma (T_{sup4}^4 - T_{sup3}^4)}{1/\varepsilon_{sup4} + (r_1/r_2)(1/\varepsilon_{sup3} - 1)} dx \quad (9.51)$$

$$dq_{r-tubo2} = 2\pi k_{tubo2} \frac{T_{sup2} - T_{sup3}}{\ln\left(\frac{r_2}{r_3}\right)} dx \quad (9.37)$$

$$dq_{sup2-conv} + dq_{sup2-rad} = dq_{r-tubo2} \quad (9.66)$$

$$dq_{r-tubo2} = dq_{sup3-conv} + dq_{sup3-rad} \quad (9.67)$$

$$dq_{sup3-conv} = 2\pi r_2 h_{sup3} \left(T_{sup3} - T_{fluido2} \left\{ r_{recupera\tilde{\omega}-3} \left(\frac{\gamma-1}{2} M_{fluido2}^2 \right) + 1 \right\} \right) dx \quad (9.48)$$

$$Nu_{sup3} = \frac{h_{sup3} D_{h-tubo2-3}}{k_{ar-ref sup3}} = \frac{(f_{D-sup3} / 8) (Re_{D-sup3} - 1000) Pr_{sup3}}{1 + 12,7 (f_{D-sup3} / 8)^{1/2} (Pr_{sup3}^{2/3} - 1)} \quad (9.68)$$

$$T_{sup3-adiab} = T_{fluido2} \left[r_{recupera\tilde{\omega}-3} \left(\frac{\gamma-1}{2} M_{fluido2}^2 \right) + 1 \right] \quad (9.69)$$

$$r_{recupera\tilde{\omega}-3} = Pr_{sup3}^{1/3} \quad \text{para } Re \geq 10^5 \quad (9.70)$$

$$r_{recupera\tilde{\omega}-3} = Pr_{sup3}^{1/2} \quad \text{para } Re < 10^5$$

$$T_{ref-3} = T_{fluido2} + 0,5(T_{sup3} - T_{fluido2}) + 0,22(T_{sup3-adiab} - T_{fluido2}) \quad (9.71)$$

$$\left(\frac{1 + \gamma M_{fluido1}^2}{2} \right) \frac{dq_{fluido1}}{Cp_{fluido1} T_{fluido1} \left[1 + (\gamma - 1) \frac{M_{fluido1}^2}{2} \right]} + \frac{\gamma M_{fluido1}^2 f_{D-fluido1}}{2D_{h-tubo1-2}} dx = \left\{ \left(1 - \gamma M_{fluido1}^2 \right) + \left(\frac{1 + \gamma M_{fluido1}^2}{2} \right) \frac{(\gamma - 1) M_{fluido1}^2}{\left[1 + (\gamma - 1) \frac{M_{fluido1}^2}{2} \right]} \right\} \frac{dM_{fluido1}}{M_{fluido1}} \quad (9.72)$$

$$\frac{dp_{fluido1}}{P_{fluido1}} = - \frac{dM_{fluido1}}{M_{fluido1}} + \frac{dT_{fluido1}}{2T_{fluido1}} \quad (9.73)$$

$$\frac{1 + \gamma M_{fluido1}^2}{2} \frac{dT_{fluido1}}{T_{fluido1}} + \frac{\gamma M_{fluido1}^2 f_{D-fluido1}}{2D_{h-tubo1-2}} dx = \left(1 - \gamma M_{fluido1}^2 \right) \frac{dM_{fluido1}}{M_{fluido1}} \quad (9.74)$$

$$\left(\frac{1 + \gamma M_{fluido2}^2}{2} \right) \frac{dq_{fluido2}}{Cp_{fluido2} T_{fluido2} \left[1 + (\gamma - 1) \frac{M_{fluido2}^2}{2} \right]} + \frac{\gamma M_{fluido2}^2 f_{D-fluido2}}{2D_{h-tubo2-3}} dx = \left\{ \left(1 - \gamma M_{fluido2}^2 \right) + \left(\frac{1 + \gamma M_{fluido2}^2}{2} \right) \frac{(\gamma - 1) M_{fluido2}^2}{\left[1 + (\gamma - 1) \frac{M_{fluido2}^2}{2} \right]} \right\} \frac{dM_{fluido2}}{M_{fluido2}} \quad (9.75)$$

$$\frac{dp_{\text{fluido2}}}{P_{\text{fluido2}}} = -\frac{dM_{\text{fluido2}}}{M_{\text{fluido2}}} + \frac{dT_{\text{fluido2}}}{2T_{\text{fluido2}}} \quad (9.76)$$

$$\frac{1 + \gamma M_{\text{fluido2}}^2}{2} \frac{dT_{\text{fluido2}}}{T_{\text{fluido2}}} + \frac{\gamma M_{\text{fluido2}}^2 f_{D-\text{fluido2}}}{2D_{h-\text{tubo2-3}}} dx = \left(1 - \gamma M_{\text{fluido2}}^2\right) \frac{dM_{\text{fluido2}}}{M_{\text{fluido2}}} \quad (9.77)$$

$$\frac{dq_{\text{sup1-conv}} + dq_{\text{sup2-conv}}}{\dot{m}_1} = dq_{\text{fluido1}} \quad (9.78)$$

$$\frac{dq_{\text{sup3-conv}} + dq_{\text{sup3-rad}}}{\dot{m}_2} = dq_{\text{fluido2}} \quad (9.79)$$

$$\frac{d\Delta l}{dx} = \alpha \left[\left(\frac{T_2 + T_{\text{sup1}}}{2} \right) - T_{\text{inicial}} \right] \quad (9.52)$$

As equações que formam o sistema de EDOs acima permitem modelar matematicamente um escoamento compressível subsônico e supersônico com troca de calor em 3 tubos concêntricos, com fluidos escoando pelo interior destes. Escoamentos hipersônicos ($M > 5$), tornam-se necessário corrigir os coeficientes de película pois o aquecimento aerodinâmico é tão elevado que inicia-se a dissociação do gás na camada limite. Eckert (1956) faz recomendações para esta situação.

Inicialmente foi usado a função *ODE45* do *MATLAB 5.3* para resolver o sistema acima. Esta função é baseada em uma fórmula explícita Runge-Kutta, o par Dormand-Prince, é um método de um passo. Portanto para determinar a função $y(t_n)$, necessita somente da solução da função imediatamente anterior $y(t_{n-1})$.

As funções *ODE23*, *ODE113*, *ODE15S*, *ODE23S*, *ODE23T*, *ODE23TB* e *ODE45* são descritas em Chapman (2003), Hanselman (1999) e Hanselman (2003), ou no próprio software *MATLAB 5.3*, através do *MATLAB Function Reference*, conforme Mathworks (1999).

10 Capítulo 10 - Escoamento Compressível em Expansões e Contrações Abruptas.

O escoamento compressível em expansões e contrações súbitas, fig 10.1, pode ser considerado isentrópico, pois o escoamento pode ser considerado adiabático (a evolução do escoamento é muito mais rápida que as trocas térmicas), bem como invíscido, onde são consideradas negligenciáveis as perdas por atrito.

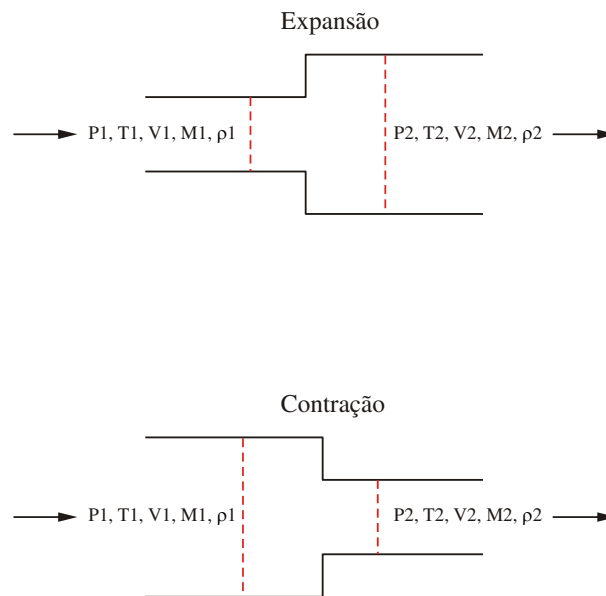


Fig. 10.1: Contrações e expansões súbitas

O modelo apresentado abaixo é aplicável também em bocais (mesmo que a evolução do escoamento não seja súbita), pois de acordo com Oosthuizen (1997) pode-se considerar que o seio do escoamento é isentrópico e somente em uma fina camada limite apresenta os efeitos viscosos e ou trocas de calor, (figura 10.2). No sistema PAQJ os bocais são estudados considerando os efeitos viscosos, e o escoamento é considerado isentrópico somente nas partes do queimador onde a mudança de área de seção é imediatamente abrupta (como na figura 10.1).

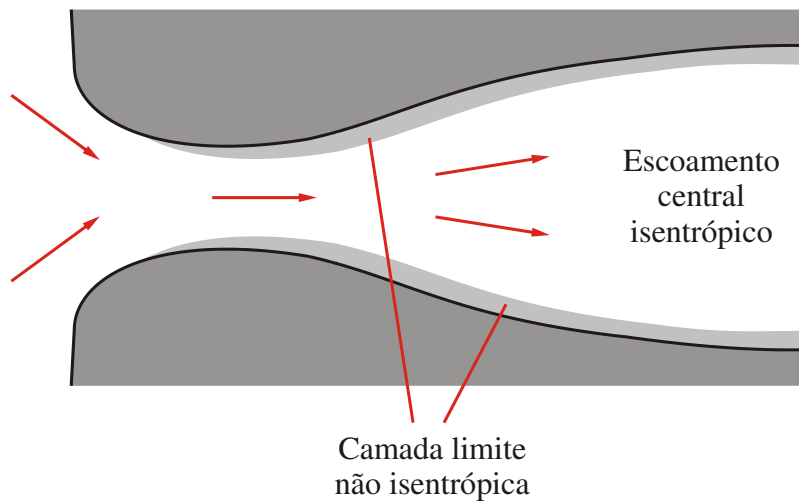


Fig. 10.2: região do duto , onde Oosthuizen (1997) sugere que o escoamento seja aproximado por um modelo isentrópico

O modelo abaixo foi desenvolvido especificamente para este trabalho, pois envolve uma abordagem diferenciada na sua formulação:

1. inicialmente se desenvolve as relações termodinâmicas para as condições isentrópicas.
2. Estas relações são aplicadas em uma equação de balanço de energia de forma completa na forma integral.
3. As relações são simplificadas passo a passo para as condições de escoamento isentrópico, esta equação é aplicada em um volume de controle (figura 10.3) em conjunto com a equação dos gases ideais, definição de velocidade do som (função da temperatura) e número de Mach, obtendo assim as relações para o escoamento isentrópico.

Alguns autores de livros clássicos de Mecânica dos Fluidos desenvolvem o modelo de escoamento compressível isentrópico através de duas abordagens básicas: partindo da aplicação da equação da energia ou da aplicação da equação da quantidade de movimento no volume de controle (figura 10.3).

Oosthuizen (1997), Ward-Smith (1980), Potter (2004) e White (2002) utilizam uma abordagem baseada em uma equação da energia na forma diferencial já simplificada para as condições isentrópicas de escoamento. Oosthuizen (1997) também mostra a obtenção do modelo de escoamento isentrópico a partir de uma equação de quantidade de movimento na forma diferencial já simplificada.

Fox (2001) desenvolve diretamente o modelo de escoamento isentrópico em condições de estagnação sem passar pelo modelo geral, desenvolvido neste trabalho e pelos demais autores citados acima. A abordagem de Fox (2001) envolve a aplicação de uma equação da quantidade de movimento na forma integral e completa, e é simplificada passo a passo. A equação de quantidade de movimento é aplicada no volume da figura 10.3, a equação de quantidade de movimento é integrada utilizando limites de integração das condições de estagnação.

Neste capítulo desenvolveremos o modelo baseado no uso da equação da energia, porém de forma sucinta, por se tratar de uma modelagem simples e bastante conhecida.

Consideraremos o escoamento isentrópico mostrado na fig 10.3:

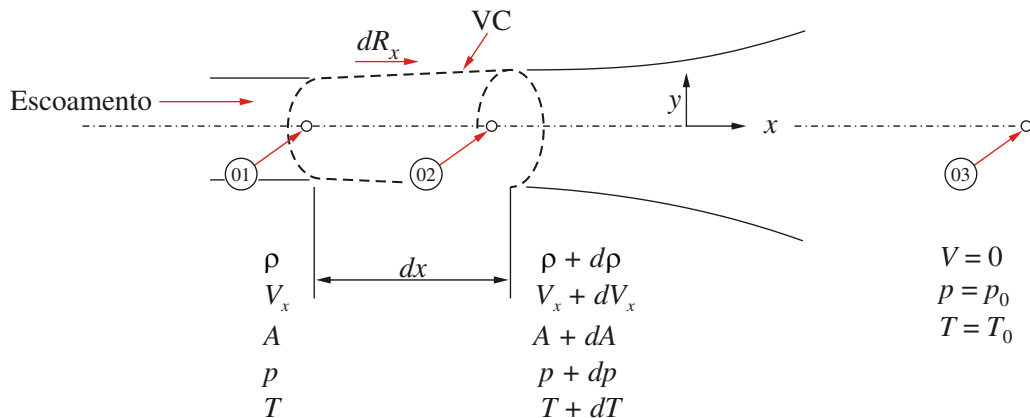


Fig. 10.3: Volume de controle – Escoamento Compressível Isentrópico, 1 e 2 referem-se a entrada e saída do volume de controle e 0 referem-se as condições de estagnação

Em um processo isentrópico temos a seguinte relação termodinâmica:

$$\frac{P}{\rho^\gamma} = \text{constante} \quad (10.1)$$

A velocidade do som para gases ideais segue a relação:

$$c = \sqrt{\gamma RT} \quad (10.2)$$

A equação de estado para gases ideais segue a relação:

$$Pv = RT \quad (10.3)$$

Aplicando a equação da energia no volume de controle entre 1 e 2 da fig 5.3:

$$\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{\text{cizalhamento}} - \dot{W}_{\text{outros}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} e \cdot \rho \cdot dV + \int_{SC} \left(u + pv + \frac{V^2}{2} + gz \right) \cdot \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

Onde aplicamos as simplificações usuais para o escoamento compressível isentrópico em questão:

O calor trocado é zero pois o processo é adiabático: $\dot{Q} = 0$,

O trabalho no eixo: $\dot{W}_s = 0$

O trabalho devido ao cizalhamento é zero pois o escoamento é invíscido: $\dot{W}_{\text{cizalhamento}} = 0$

Não existem outros tipos de trabalho: $\dot{W}_{\text{outros}} = 0$

O escoamento é permanente unidirecional: $\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} e \cdot \rho \cdot dV = 0$

Logo temos que:

$$\int_{SC} \left(u + pv + \frac{V^2}{2} + gz \right) \cdot \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (10.4)$$

A integral acima se refere a entrada e saída de energia do volume de controle. Considerando os efeitos gravitaionais desprezíveis: $gz = 0$, e integrando a eq 10.4 entre 1 e 2 no volume de controle temos :

$$\left(u_1 + p_1 v_1 + \frac{V_1^2}{2}\right) \rho_1 V_1 A_1 = \left(u_2 + p_2 v_2 + \frac{V_2^2}{2}\right) \rho_2 V_2 A_2 \quad (10.5)$$

Aplicando a equação 10.4 temos:

$$\left(h_1 + \frac{V_1^2}{2}\right) \rho_1 V_1 A_1 = \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2}\right) \rho_2 V_2 A_2 \quad (10.6)$$

Aplicando a equação da continuidade no volume de controle da fig 10.3:

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho \cdot dV + \int_{SC} \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

Considerando escoamento permanente unidirecional, temos $0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho \cdot dV$

A equação da continuidade se reduz a:

$$0 = \int_{SC} \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (10.7)$$

Resolvendo a integral 10.7 para os limites 1 e 2 do volume de controle da fig 10.3:

$$\rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \quad (10.8)$$

Aplicando a eq 10.8 em 10.6 e simplificando a equação usando o conceito de entalpia para gás ideal, $h = CpT$, assim obtemos:

$$\left(CpT_1 + \frac{V_1^2}{2}\right) = \left(CpT_2 + \frac{V_2^2}{2}\right) \quad (10.9)$$

Aplicando a velocidade do som : $c^2 = \gamma RT$ e Número de Mach : $M = \frac{V}{c}$, $Cp = Cv + R$,

na eq 10.9, e rearranjando obtemos:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2} \quad (10.10)$$

A equação 10.10 se aplica ao escoamento isentrópico, ou seja, adiabático invíscido e para gás ideal. Especificamente no sistema PAQj será usada em contrações e expansões súbitas.

Substituindo a eq 10.3 na eq 10.1 determinaremos as relações para p e ρ :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{\gamma-1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (10.11)$$

Aplicando a eq 10.11 em 10.10, obtemos as demais relações para o escoamento compressível isentrópico:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left[\frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (10.12)$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \left[\frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2} \right]^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (10.13)$$

10.1 Propriedades de Estagnação.

As propriedades de estagnação isentrópica local são aquelas que seriam obtidas em qualquer ponto do campo de escoamento se o fluido naquele ponto fosse desacelerado das condições locais para velocidade zero, seguindo um processo adiabático sem atrito, isentrópico.

Pelo conceito acima as propriedades de estagnação são constantes ao longo do escoamento isentrópico, ou seja, em qualquer ponto do escoamento as propriedades de estagnação são iguais.

Para determinar as propriedades de estagnação usaremos as eq 10.10, 10.12 e 10.13, considerando que $M_2 = M_0 = 0$;

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \quad (10.14)$$

$$\frac{p_0}{p} = \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (10.15)$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right]^{\frac{1}{\gamma - 1}} \quad (10.16)$$

Onde T_0, p_0, ρ_0 são as propriedades de estagnação.

10.2 Método Numérico.

O escoamento compressível em expansões e contrações súbitas pode ser estudado usando-se as equações: 10.10, 10.12 e 10.13, em conjunto com a equação da continuidade (equação 10.8).

Aplicando a definição de Número de Mach $M = \frac{V}{c}$, e $c = \sqrt{\gamma RT}$ na forma de uma relação entre M_1/M_2 , temos:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{M_1}{M_2} \sqrt{\frac{T_1}{T_2}} \quad (10.17)$$

Substituindo 10.17 em 10.8:

$$\frac{\rho_2 M_2 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{2}}}{\rho_1 M_1 \left(\frac{T_1}{T_1} \right)} = \frac{A_1}{A_2} \quad (10.18)$$

Resolvendo simultaneamente as eq 10.10, 10.12, 10.13 e 10.18 utilizando a função **FZERO** do **MATLAB**, pode-se determinar T_2, ρ_2, M_2, p_2 , conhecendo $T_1, \rho_1, M_1, p_1, A_1, A_2$.

A função **FZERO** consiste de um algoritmo que usa a combinação de métodos da bisecção, secante e da interpolação quadrática inversa.

Chapman (2003), Hanselman (1999), Hanselman (2003) descrevem a função **FZERO**.

10.3 Aplicação da Equação de Crocco nos Escoamentos Abruptos.

De acordo com Greitzer (2004) e Anderson (2003), o teorema de Crocco trata da relação entre as propriedades cinemáticas (vorticidade, velocidade) com propriedades termodinâmicas (entalpia e entropia) em escoamento de fluidos inviscidos sem troca de calor, ou seja, o teorema de Crocco pode ser aplicado em escoamentos abruptos em virtude do caráter adiabático e invíscido deste tipo de escoamento. Devido ao caráter reversível do modelo de Crocco, é aplicado o conceito de fator de recuperação para se corrigir os efeitos da irreversibilidade sobre o escoamento. O fator de recuperação será tratado no capítulo 09.

O modelo de Crocco é amplamente usado nos estudos de camada limite, voltados para determinação de fatores de atrito em escoamentos compressíveis a alta velocidade ($M > 0,5$), em escoamentos transsônicos e supersônicos. Nestes estudos o modelo de Crocco é usado para se determinar temperatura e a densidade na parede a partir da temperatura do fluido. De acordo com trabalhos de Barnwell (1991) e de Chant (1998), o modelo assume a forma:

$$\frac{T_w}{T} = \frac{\rho_w}{\rho} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \cdot r_{recuperação} \quad (10.19)$$

Onde o fator de recuperação, para escoamentos turbulentos é $r_{recuperação} = Pr^{1/3}$

Note que a equação 10.19 é muito parecida com a equação de temperatura de estagnação (equação 10.14). Na camada limite, o fluido é considerado que se desacelera isentrópicamente até $M=0$, por isso a temperatura na parede, T_w , é igual a temperatura de estagnação, T_0 . Porém na equação 5.19 este processo é corrigido usando o fator de recuperação, com a finalidade incluir os efeitos de irreversibilidade do fenômeno no modelo.

Analisando a similaridade do modelo representado pela eq. 10.19 com os modelos para escoamento compressível em mudanças de área abrupta, mostrados neste capítulo, foi possível desenvolver para este trabalho um modelo para escoamento compressível abrupto considerando os fenômenos de irreversibilidade presentes neste tipo de escoamento, em virtude dos escoamentos secundários que são formados. O método é o seguinte:

- Considera-se que o fluido passe por uma seção de mudança súbita de área conhecida, conforme mostrado na fig 10.1.
- Determina-se as propriedades a jusante, p_2, T_2, M_2 utilizando modelo de escoamento compressível isentrópico, mostrado pelas equações 10.10, 10.12, 10.13 e 10.18, conhecendo as propriedades a montante, p_1, T_1, M_1 .
- Com a Temperatura a jusante, T_2 , determina-se a Temperatura de estagnação, $T_{0-reversível}$, usando a equação 10.14.
- A temperatura de estagnação segue o mesmo conceito para a temperatura na parede na equação de Crocco, eq 10.19, portanto pode-se determinar a temperatura de estagnação usando a equação 10.19, usando o fator de recuperação nas propriedades a jusante para o número de Prandtl, Pr. A temperatura determinada é designada como Temperatura de estagnação irreversível, $T_{0,2-irreversível}$:

$$\frac{T_{0,2-irreversível}}{T_2} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_2^2 \cdot r_{recuperação} \quad (10.20)$$

- Determina-se o fator de irreversibilidade da temperatura:

$$F_{T-irreversível} = \frac{T_{0,2-irreversível}}{T_{0-reversível}} \quad (10.21)$$

- Pode-se observar pelas equações 10.14 e 10.19 que a temperatura de estagnação é função da temperatura do fluido, portanto pode-se usar a eq 10.21 para corrigir a temperatura do fluido em 2:

$$T_{2-corrigida} = T_2 \cdot F_{T-irreversível} \quad (10.22)$$

- Combinando as equações 10.12 e 10.10, tem-se:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (10.23)$$

- Analisando a eq 10.23 nota-se que a pressão é função da temperatura, inclusive a temperatura de estagnação (por ser obtida da primeira), e conseqüentemente proporcional a 10.21, ou seja, o fator de correção de temperatura com a irreversibilidade pode ser usado para encontrar o fator de correção de pressão com a irreversibilidade:

$$F_{p-irreversível} = \left(F_{T-irreversível} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (10.24)$$

- Logo: $p_{2-corrigido} = p_2 \cdot F_{p-irreversível}$
- De forma similar, pode-se determinar o fator de correção para a densidade usando a equação 10.13, 10.10 e 10.21:

$$F_{\rho-irreversível} = \left(F_{T-irreversível} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (10.25)$$

- De forma similar, pode-se determinar o fator de correção para número de Mach usando as equações 10.18, 10.10 e 10.21:

$$F_{M-irreversível} = \left(F_{T-irreversível} \right)^{\frac{\gamma-3}{2(\gamma-1)}} \quad (10.26)$$

11 Capítulo 11 - Correlações para Fator de Atrito em escoamento Incompressível & Compressível:

O fator de atrito é muito importante no estudo do escoamento interno, e com grande influência sobre os resultados e sua análise, portanto é muito importante utilizar correlações confiáveis e de boa precisão. Obviamente linhas de transporte de pequenas dimensões e baixas velocidades apresentam baixa influência do atrito, porém em grandes redes de tubos o atrito se torna considerável, principalmente no dimensionamento de gasodutos e oleodutos.

No caso do projeto de queimadores, é importante utilizar correlações precisas para que se obtenha um modelo analítico robusto.

No caso de escoamento isotérmico incompressível e totalmente desenvolvido, o fator de fricção apresenta um valor médio invariante dependente do número de Reynolds e da rugosidade relativa e as funções derivadas do gráfico de Moody apresentam precisão satisfatória.

No escoamento compressível subsônico, Shapiro (1953) sugere que em bocais, a influência do número de Mach não é importante devido a pequenos gradientes ao longo do bocal onde o atrito tem pouco ou nenhum efeito, conforme descreve Wilson (2002).

Wilson (2002), relata que no escoamento compressível os efeitos de atrito são muito complexos e o número de Mach é um adimensional importante a ser incluído na correlação para fator de atrito. Em seções divergentes de bocais, existem grandes gradientes, e a rugosidade da superfície ajuda a engatilhar e determinar a posição das ondas de choque e expansão. Não existe ainda nenhum trabalho definitivo sobre o comportamento da fricção em bocais convergentes divergentes que se tenham sido publicados. Wilson (2002) comenta que o procedimento usual para escoamento compressível é usar o gráfico de Moody ou correlações usadas para escoamento incompressível, como por exemplo, a equação de Colebrook (1939), eq 11.1.

El-Emam (1997) aplicou diversas correlações de fator de atrito em um projeto de gasoduto de 40 km e 550 mm diâmetro para estimar a perda de carga e que foram comparadas com as perdas de carga obtidas com o funcionamento do gasoduto. Estas correlações estão listadas abaixo e também são usadas tanto para escoamento compressível como incompressível.

11.1 Correlações de Fator de Atrito para Escoamentos Internos Incompressíveis.

11.1.1 Equações explícitas simples, por El-Emam (1997) e Fox (2001):

Equação de Colebrook (1939) com aproximação inicial pelo método de Miller (1996), conforme descreve Fox (2001):

$$\frac{1}{f_D^{0,5}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} \cdot f_D^{0,5}} \right) \quad (11.1)$$

Aproximação inicial de Miller (1996):

$$f_0 = 0,25 \left[\log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right) \right]^{-2}$$

O método é iterativo, e na primeira iteração se usa a eq de Miller e o resultado desta é substituído na eq 11.1 para se determinar a segunda iteração para o fator de atrito. Miller em seu trabalho sugere um erro < 1 % para a primeira iteração. No sistema PAQj o processo iterativo é interrompido para um erro <0,1 %.

Este modelo é válido para $\text{Re} > 4.000$.

As equações de 11.2 até 11.14 são derivações da equação de Colebrook (1939) no sentido de torná-la explícita no fator de atrito, e foram descritas por El-Emam (1997).

Equação de Jain (1976):

$$\frac{1}{f_D^{0,5}} = 1,14 - 2 \log \left[\left(\varepsilon/D \right) + \frac{21,25}{\text{Re}^{0,9}} \right] \quad (11.2)$$

Equação de Zigrang e Sylvester (1982):

$$\frac{1}{f_D^{0,5}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{13}{\text{Re}} \right) \quad (11.3)$$

Equação de Shacham:

$$\frac{1}{f_D^{0,5}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{14,5}{\text{Re}} \right) \quad (11.4)$$

Equação de Haaland (1981):

$$\frac{1}{f_D^{0,5}} = -1,8 \log \left(\left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{\text{Re}} \right) \quad (11.5)$$

Equação de Chen (1979) :

$$f_D = 0,3164 \left[0,11(\varepsilon/D) + \frac{1}{\text{Re}^{0,83}} \right] \quad (11.6)$$

Equação de Serghides (1984):

$$\frac{1}{f_D^{0,5}} = -2 \log \left(\left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} \right) + \frac{12}{\text{Re}} \right) \quad (11.7)$$

11.1.2 Equações explícitas derivadas numericamente de precisão intermediária:

Equação de N.H Chen (1979):

$$\frac{1}{f_D^{0,5}} = -2 \log \left(\left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} \right) - \frac{5,02}{\text{Re}} f_0 \right) \quad (11.8)$$

$$f_0 = \log \left[\frac{(\varepsilon/D)^{1,1098}}{2,8257} + \frac{5,8506}{\text{Re}^{0,8981}} \right]$$

Equações de Zigrang e Sylvester (1982):

$$\frac{1}{f_D^{0,5}} = -2 \log \left(\left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} \right) - \frac{5,02}{\text{Re}} f_0 \right) \quad (11.9)$$

$$f_0 = \log \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{13}{\text{Re}} \right]$$

$$\frac{1}{f_D^{0,5}} = -2\log\left(\left(\frac{\varepsilon/D}{3,7}\right) - \frac{5,02}{\text{Re}} f_0\right) \quad (11.10)$$

$$f_0 = \log\left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{14,5}{\text{Re}}\right]$$

$$\frac{1}{f_D^{0,5}} = -2\log\left(\left(\frac{\varepsilon/D}{3,7}\right) - \frac{5,02}{\text{Re}} f_0\right) \quad (11.11)$$

$$f_0 = \log\left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{12}{\text{Re}}\right]$$

$$\frac{1}{f_D^{0,5}} = -2\log\left(\left(\frac{\varepsilon/D}{3,7}\right) + \frac{2,51}{\text{Re}} 1,14 - f_0\right) \quad (11.12)$$

$$f_0 = 2\log\left[\varepsilon/D + \frac{21,25}{\text{Re}^{0,9}}\right] \quad (11.13)$$

$$\frac{1}{f_D^{0,5}} = -2\log\left(\left(\frac{\varepsilon/D}{3,7}\right) - \frac{4,518}{\text{Re}} f_0\right)$$

$$f_0 = \log\left[\left(\frac{\varepsilon/D}{3,7}\right)^{1,11} + \frac{6,9}{\text{Re}}\right]$$

11.1.3 Equações Explícitas numericamente derivadas de alta precisão:

Equação de Zigrang e Sylvester

$$\frac{1}{f_D^{0,5}} = -2\log\left(\left(\frac{\varepsilon/D}{3,7}\right) - \frac{5,02}{\text{Re}} f_0\right) \quad (11.14)$$

$$f_0 = \log\left[\frac{\varepsilon/D}{3,7} - \left(\frac{5,02}{\text{Re}}\right) \log\left[\sqrt{\frac{\varepsilon/D}{3,7}}\right] + \frac{13}{\text{Re}}\right]$$

De acordo com o trabalho de El-Emam (1997), as equações de 11.2 a 11.14 subestimam o fator de atrito em cerca de 4%, para transporte de gás natural em gasoduto.

A equação de Chen apresentou desvios de até -50 % do fator de atrito mensurado.

Deve-se ainda salientar que o erro na estimativa em todas as equações acima cresce com o aumento da vazão de gás transportada, variando de cerca de 1 % a 150.000 m³/h e até 7,0-9,0 % de erro para 270.000 m³/h. Porém na aplicação de queimadores, as vazões são muito inferiores as praticadas em gasoduto e portanto podemos considerar que o erro da estimativa não deva se elevar com a vazão de ar.

11.1.4 Correlações Explícitas simples por Ouyang (1995) e Churchill (1994)

No estudo de escoamento compressível em gasodutos Ouyang (1995), incluiu ainda as seguintes correlações para fator de atrito:

Equação de Moody (1947):

$$f = 0,001375 \left[1 + \left(2 \times 10^4 \frac{\varepsilon}{D} + \frac{10^6}{\text{Re}} \right)^{1/3} \right] \quad (11.15)$$

Equação de Wood (1966):

$$f = 0,026 \left(\frac{\varepsilon}{D} \right)^{0,225} + 0,133 \left(\frac{\varepsilon}{D} \right) + 22 \left(\frac{\varepsilon}{D} \right)^{0,44} \cdot \text{Re}^{-C} \quad (11.16)$$

$$C = 1,62 \left(\frac{\varepsilon}{D} \right)^{0,134}$$

Equação de Eck(1973):

$$\frac{1}{f^{0,5}} = -4 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,715} + \frac{15}{\text{Re}} \right) \quad (11.17)$$

Equação de Zigrang e Sylvester (1982):

$$\frac{1}{f^{0.5}} = -4 \log \left\{ \frac{\varepsilon/D}{3,7} - \frac{5,02}{\text{Re}} \log \left[\frac{\varepsilon/D}{3,7} - \frac{5,02}{\text{Re}} \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{13}{\text{Re}} \right) \right] \right\} \quad (11.18)$$

Equação de Serghides I (1984):

$$f = 0,25 \left[A - \frac{(B-A)^2}{C-2B+A} \right]^{-2} \quad (11.19)$$

Equação de Serghides II (1984):

$$f = 0,25 \left[4,781 - \frac{(A-4,781)^2}{B-2A+4,781} \right]^{-2} \quad (11.20)$$

Onde :

$$A = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{12}{\text{Re}} \right)$$

$$B = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51A}{\text{Re}} \right)$$

$$C = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51B}{\text{Re}} \right)$$

Ouyang (1995), compara as equações acima com a equação de Colebrook para as faixas de número de Reynolds de 2000-100.000.000 e rugosidade relativa de 0,1 - 10^{-6} , na qual a equação que encontrou o menor erro foi Serghides (I), com erro médio de 0,00037 % e erro máximo de - 0,003 %.

As equações de Zigrang e Sylvester, Serghides (II) e Chen apresentaram erros médio de 0,0287-0,234 % e erros máximos de 0,206-(-1,06) %. As equações de Haaland e Jain apresentaram erros intermediários de 0,5-0,9 % para erros médio e máximos 3,0-5,0 %.

As equações de Eck, Moody, Churchill, Wood apresentam erros médios de 3,0 a 6,0 % e erros máximos de 11,0-(-70,0) %, na qual a eq de Churchill é a que apresenta maior divergência. Os erros na equação de Moody são maiores para elevados números de Reynolds ou tubos com grande rugosidade relativa e na equação de Wood os erros são maiores para elevadas rugosidades relativas ou para muito pequenas rugosidades.

O trabalho sobre atrito em escoamento turbulento totalmente desenvolvido em tubos realizado por Ceylan (2002) mostra comparações entre as correlações de Moody, Karman e um conjunto de correlações desenvolvida pelo autor para escoamento turbulento completamente desenvolvido, na qual estas também são correlacionadas com o número de Reynolds ($10^4 \leq Re \leq 6 \times 10^8$) além da rugosidade relativa. Neste trabalho o autor relata que a eq de Moody é adequada para baixos valores de rugosidade a altos Re.

Enfim Ouyang (1995) recomenda como equações para fator de atrito com boa aproximação de dados experimentais: Serghides I e II, Zigrang e Sylvester I e II, Chen e Haaland.

Equação de Churchill (1977) descrita por Darby (1996) – Fator de atrito de Fanning f :

$$f = 2 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (11.21)$$

$$A = \left[2,457 \cdot \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + \frac{0,27\varepsilon}{D}} \right) \right]^{16}$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16}$$

Esta equação determina o fator de atrito de Fanning em ampla faixa de Re inclusive na região de transição.

Equação de Churchill descrita por Perry (1997) – Fator de Atrito de Fanning:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -4 \log \left[\frac{0,27\varepsilon}{D} + \left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0,9} \right] \quad (11.22)$$

Esta equação é a mesma anterior porém reescrita de outra forma, e é válida para $\text{Re} > 4.000$.

O gráfico de Moody bem como as correlações acima, para fator de atrito, apresentam precisão da ordem de $\pm 10 \%$.

Churchill (1994) desenvolveu uma equação para fator de atrito para tubos circulares lisos ou naturalmente rugosos com escoamento turbulento baseada na integração numérica da distribuição de velocidades e correlacionando com uma equação para tensão de cisalhamento local. Em contraste com as mais recentes integrações analíticas que usam modelos simplificados de distribuição de velocidades, esta correlação leva em conta os efeitos camada limite próxima da parede e da esteira de vórtices na região central, eq 11.23:

$$\left(\frac{2}{f} \right)^{1/2} = 1,989 - \frac{161,2}{\text{Re}(f/8)^{1/2}} + \left(\frac{47,6}{\text{Re}(f/8)^{1/2}} \right)^2 + 2,5 \ln \left[\frac{\text{Re}(f/8)^{1/2}}{1 + 0,301(2\varepsilon/D)\text{Re}(f/8)^{1/2}} \right] \quad (11.23)$$

A eq 11.23 é implícita em f , sendo necessário solução iterativa, mas a convergência é rápida.

11.2 Correção do fator de atrito em escoamentos com transferência de calor:

Em seu conhecido trabalho, Sieder e Tate (1936), conforme Field (1990), correlacionaram dados de transferência de calor em termos de propriedades do seio do fluido e em termos da razão de viscosidade μ_b / μ_w , onde μ_b é a viscosidade do fluido na temperatura do seio do fluido T_b , e μ_w é a viscosidade do fluido na temperatura da parede, T_w .

Para o escoamento turbulento, a eq de Sieder e Tate (1936):

$$\frac{f}{f_0} = 1,02 \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (11.24)$$

Onde f e f_0 são os fatores de atrito nas condições atuais e nas condições isotérmicas (com propriedades nas condições do seio do fluido) respectivamente, a equação foi desenvolvida para líquidos.

Petukhov (1970), desenvolveu a seguinte correlação empírica para correção fator de atrito com transferência de calor:

Sob aquecimento do fluido ($\mu_w / \mu_b < 1$):

$$\frac{f}{f_0} = \frac{1}{6} (7 - \mu_b / \mu_w) \quad (11.25)$$

Sob resfriamento do fluido ($\mu_w / \mu_b > 1$):

$$\frac{f}{f_0} = (\mu_b / \mu_w)^{0,24} \quad (11.26)$$

Os dados experimentais são válidos para :

$$0,35 \leq \frac{\mu_w}{\mu_b} \leq 2,00$$

$$10^4 \leq \text{Re} \leq 23 \times 10^4$$

$$1,3 \leq \text{Pr} \leq 10$$

Ou seja a equação é restrita para Re e não vale para ar ($\text{Pr} \cong 0,7$). Nota-se pela descrição das viscosidades que a correlação é válida para líquidos.

Field (1990), desenvolveu uma correlação teórica, baseada na teoria da camada limite laminar, e comparada com dados experimentais de Petukhov (1970) para escoamento turbulento, fig. 11.1.

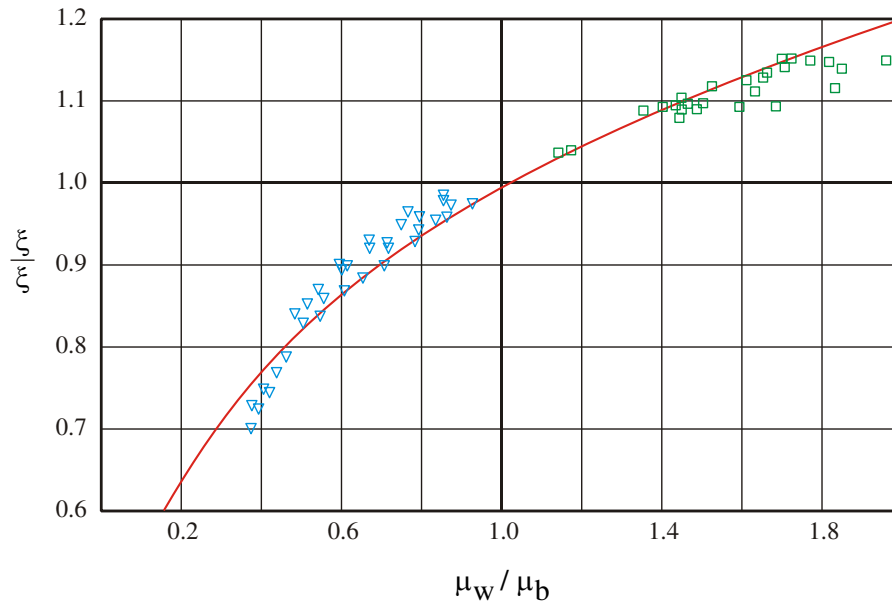


Fig. 11.1: Comparação dos dados de Petukhov (1970) mostrando o efeito da viscosidade sobre o fator de atrito com a curva teórica da eq 10.27, representada por (_____), Field (1990) .

A equação de Field (1990):

$$\frac{f}{f_0} = \left[\frac{\mu_b}{\mu_w} \frac{4(6e^\alpha - \alpha^3 - 3\alpha^2 - 6\alpha - 6)}{\alpha^4} \right]^{-1/3} \quad (11.27)$$

$$\alpha = \ln \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)$$

A precisão é satisfatória se : $0,5 \leq \frac{\mu_w}{\mu_b} \leq 1,8$.

A equação de Field (1990) foi correlacionada somente para líquidos. Neste trabalho será avaliado se esta equação funciona bem para gases em escoamento compressível. Segundo Field (1990) a sua equação é mais precisa que a equação de Sieder e Tate (1936).

Nota-se que as correlações para correção de fator de atrito em escoamentos com transferência de calor são função forte da viscosidade da parede e do seio do fluido e sabemos que a viscosidade varia fortemente com a temperatura para líquidos. Para gases a contribuição da

variação da viscosidade com a temperatura é baixa, porém estas variações serão consideradas no sistema PAQj, com a finalidade de delinear melhor a influência da transferência de calor sobre o atrito em escoamentos de gases.

11.3 Fator de Atrito para escoamentos internos turbulentos compressíveis.

Conforme já comentado anteriormente, as equações de fator de atrito previamente mostradas são aplicadas em escoamentos compressíveis, principalmente em escoamentos subsônicos. Nos escoamentos supersônicos torna-se necessário outra abordagem.

De acordo com De Chant (1998), os modelos empíricos e integrais são capazes de fornecer rápidas estimativas iniciais para projetos de engenharia, porém para projetos de grande envergadura, como os projetos aeroespaciais, necessitam de correlações adequadas para os escoamentos compressíveis.

De Chant (1998) desenvolveu um modelo para fator de atrito para escoamento interno, compressível axisimétrico turbulento, para aplicações aeroespaciais e principalmente para aplicações em bocais de turbinas.

O modelo de atrito desenvolvido por De Chant (1998) é relativamente simples porque é essencialmente das relações de escoamento incompressível (camada limite) com inclusão dos efeitos de compressibilidade.

$$\frac{C}{f^{1/2}} = -0,6005 + 1,77 \ln[f^{1/2} \text{Re}] + 1,77 \ln E - 1,77 \ln \left[1 + 0,2121 \text{Re} \frac{\varepsilon}{D} f^{1/2} E \right] \quad (11.28)$$

$$C = \frac{(T_b/T_w)^{1/2}}{B'(1+A'-B'^2)^{3/2}} \left[\arcsin \left(\frac{2B'^2 - A'}{(B'^2 + A'^2)^{1/2}} \right) + \arcsin \left(\frac{A'}{(4B'^2 + A'^2)^{1/2}} \right) \right] \quad (11.29)$$

$$E = \left(\frac{T_b}{T_w} \right)^{(2\omega+1)/2} \quad (11.30)$$

$$A' = \left(\frac{T_b}{T_w} - 1 \right) + \frac{1}{2} (\gamma - 1) \left(\frac{T_b}{T_w} \right) M^2 \quad (11.31)$$

$$B^2 = -\frac{1}{2}(\gamma - 1)M^2 \left(\frac{T_b}{T_w} \right) r_{recupera\tilde{c}ao} \quad (11.32)$$

Fator de Recuperação:

$$r_{recupera\tilde{c}ao} = Pr^{1/3} \quad (11.33)$$

Na equação de E, ω é um expoente de uma relação de potência de viscosidades cinemáticas com a temperatura:

$$\frac{\nu_b}{\nu_w} = \left(\frac{T_b}{T_w} \right)^{\omega+1} \quad (11.34)$$

A equação de de Chant (1998) é implícita e é necessário de um método iterativo para sua determinação.

De Chant (1998) comparou o seu modelo com o modelo de Prandtl para escoamento incompressível, com baixos números de Mach e escoamento isotérmico, nesta situação o modelo apresentou diferenças de 0,48-1,92 % com o modelo de Prandtl.

Comparando os resultados do modelo com dados experimentais para escoamento supersônico adiabático ($2,06 \leq M \leq 3,87$), as estimativas de fator de atrito foram cerca de 4,5 % menores que os experimentais e a Mach=3,87 as estimativa foi de cerca 13,5 % menor que o experimental.

Para o escoamento bloqueado a $M=1$ e com transferência de calor apresentou estimativas de 15 a 28 % menores que os experimentais.

De Chant (1998) conclui que o seu modelo é adequado para escoamentos incompressíveis, compressíveis adiabáticos e compressíveis não adiabáticos com parede fria, com parede quente o modelo deve ser usado com cuidado, devido a sua imprecisão. O autor atribui a baixa precisão da equação em escoamentos compressíveis não adiabáticos devido a dificuldades experimentais de se levantar os fatores de atrito, em geral com imprecisão experimental de 10-20 %.

11.3.1 Análise do Fator de Atrito De Chant

No escoamento compressível a altas velocidades (sub-sônico e supersônico), o gás desacelera de forma abrupta próximo a superfície do duto, formando uma camada limite estagnada, devido a súbita desaceleração se considera que esta camada limite siga um modelo de estagnação isentrópica, onde o número de Mach se reduz subitamente a zero na camada limite, conforme o modelo abaixo:

$$\frac{T_w}{T_b} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \quad (11.35)$$

Substituindo a equação 11.35 em 11.31, encontra-se que:

$$A' = 0 \quad (11.36)$$

Analisando a equação 11.32, observamos que todas as suas variáveis são positivas, então em qualquer situação teremos:

$$B^2 < 0 \quad (11.37)$$

Substituindo 11.37 e 11.36 em 11.29, encontraremos que C é um número complexo e conseqüentemente o fator de atrito f também será um número complexo, portanto absurdo.

O artigo publicado por De Chant (1998) contém alguns erros de impressão nas equações. Equações corretas de De chant foram obtidas através de código computacional fornecido pelo próprio autor (De Chant, 2004). Assim as seguintes equações substituem as anteriores:

$$B^2 = \frac{1}{2}(\gamma - 1)M^2 \left(\frac{T_b}{T_w} \right) r_{recuperação} \quad (11.32)$$

$$C = \frac{(T_b/T_w)^{1/2}}{B'(1 + A' - B^2)^{3/2}} \left[\arcsin \left(\frac{2B^2 - A'}{(4B^2 + A'^2)^{1/2}} \right) + \arcsin \left(\frac{A'}{(4B^2 + A'^2)^{1/2}} \right) \right] \quad (11.29)$$

$$E = \frac{T_b}{T_w} \left(\frac{1,505}{1 + 0,505 \frac{T_b}{T_w}} \right) \quad (11.30)$$

Se aplicarmos o modelo de De Chant (1998) em uma situação de escoamento compressível adiabático, tem-se : $A' = 0$ e substituindo em 11.29, tem-se:

$$C = \frac{(T_b / T_w)^{1/2}}{B'(1 - B'^2)^{3/2}} \left[\arcsin\left(\frac{B'}{2}\right) \right] \quad (11.38)$$

Método de Crocco:

No escoamento adiabático, pode-se corrigir a equação 10.35 com o fator de recuperação, a fim de se ajustar os efeitos de irreversibilidade da estagnação abrupta, conforme Barnwell (1991).

$$\frac{T_w}{T_b} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M^2 \cdot r_{recuperação} \quad (11.39)$$

11.4 Fator de Atrito em Dutos não Circulares:

Nas correlações de fator de atrito, observa-se a influência da rugosidade relativa ε / D , onde D é o diâmetro do tubo, estas equações são desenvolvidas para tubos circulares, porém em muitas aplicações industriais, como por exemplo trocadores de calor, dutos de exaustão de ar, e especificamente no projeto de queimadores, os dutos apresentam variadas geometrias, como elípticas, concêntricas, retangulares etc. Nestas condições é comum adotar o conceito de *diâmetro hidráulico*, para dutos de geometria não circular, substituindo o diâmetro D nas correlações de fator de atrito:

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (11.40)$$

Onde A: área de seção do escoamento.

P: Perímetro molhado.

Diversos pesquisadores tem relatado erros nas determinações de fator de atrito quando se emprega o diâmetro hidráulico, mesmo que a geometria do duto não seja fortemente não circular. Conforme relatado por Umur (2000), o diâmetro hidráulico é insuficiente para descrever o fator de atrito em dutos não circulares.

Edwards (1996), relatou que a aplicação de diâmetro hidráulico na eq de Blasius forneceu valores de fator de atrito de 5 a 25 % menores que os valores medidos em tubos aletados internamente e longitudinalmente, em virtude da formação de escoamentos secundários na forma de vórtices entre as aletas.

Churchill (1994), em seu estudo para se determinar o fator de atrito em dutos lisos e naturalmente rugosos em escoamento turbulento, através de integrações numéricas de perfis de velocidade em conjunto com correlações para tensões de cisalhamento e considerando os efeitos da proximidade da camada limite da parede bem como da esteira de vórtices no escoamento central, chegou a conclusão que estas integrações dependem muito da área de integração. Embora os perfis de velocidade sejam os mesmos em tubos circulares e em placas paralelas, as expressões para velocidade média de misturas são diferentes em virtude das áreas de integração serem diferentes. Apartir disto Churchill (1994) revela que o uso de diâmetros hidráulicos para a determinação de fatores de atrito turbulentos são inapropriados, principalmente para placas paralelas.

Para escoamentos turbulentos, o fator de atrito permanece praticamente constante ao longo do duto, mas se torna repentinamente zero em quinas (aletas ou juntas de chapas), devido a células de escoamento secundário no plano da seção transversal ao escoamento que funcionam como um colchão de ar reduzindo o atrito do escoamento principal com a parede do duto, conforme a fig 11.2.

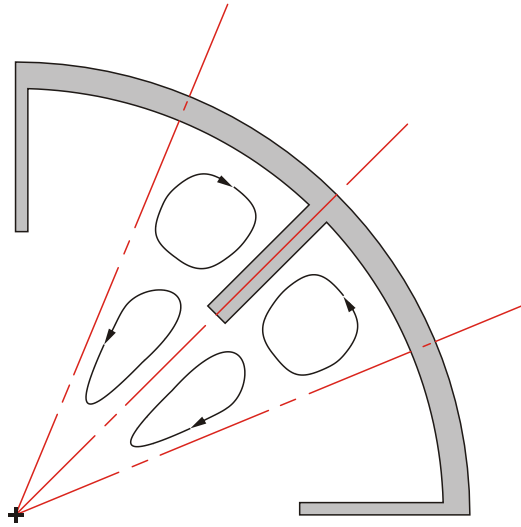


Fig. 11.2: Esquema de escoamento secundário em tubos aletados.

Umur (2000), mostra um método simplificado para corrigir as distorções provocadas pelo emprego do diâmetro hidráulico, onde um número de Reynolds efetivo é usado, considerando um diâmetro efetivo calculado a partir do diâmetro hidráulico:

$$\text{Re}_{eff} = \frac{V \cdot D_{eff}}{\nu} = \frac{\text{Re}_h}{\phi} \quad (11.41)$$

Onde:

$$D_{eff} = \frac{D_h}{\phi} \quad (11.42)$$

ϕ é o coeficiente geométrico do duto. Para o escoamento totalmente desenvolvido, os valores de ϕ devem ser calculados para cada caso de tipo de duto (seja elíptico, concêntrico, triangular, etc), sendo complexa a sua determinação. Shah e London (1978) desenvolveram um método simplificado para determinação do coeficiente geométrico:

Para $\beta < 1$:

$$\varphi = \left(\frac{\beta}{\alpha}\right)^{0,5} \quad (11.43)$$

para $\beta > 1$:

$$\varphi = 1 + \left(\frac{\alpha - 1}{\alpha}\right)^{2/3} \left(\frac{\beta}{3} - \frac{2}{3\beta^2}\right) \quad (11.44)$$

Onde α e β são parâmetros adimensionais descritos pela área de escoamento:

$$\beta = \frac{D_h}{D_m} \quad \text{e} \quad \alpha = \frac{A}{\pi D_h^2 / 4} \quad (11.45)$$

Na qual D_m é o maior diâmetro de um duto circular que cabe dentro da área de seção A.

Para geometrias de seção triangular, onde $\beta = 1$, podem ser determinados dois valores diferentes para φ , e neste caso utiliza-se o maior φ .

Umur (2000), empregou o conceito de D_{eff} , em uma equação de fator de atrito semelhante a de Blasius, desenvolvida por Nouri (1993), e encontrou desvios máximos de 4 % para o fator de atrito para escoamento turbulento usando as eq 11.43 a 11.45, para tubos de seção quadrada, concêntricos e excêntricos, com mesmos diâmetros hidráulicos.

O fator de atrito em dutos segue a seguinte ordem crescente:

$$f_{concêntrico} > f_{circular} > f_{quadrada}$$

Convém ressaltar que o fator de atrito diminui a medida que se aumenta a excentricidade, (figura 11.3). Umur (2000) mostra que o fator de atrito de um duto anular com uma unidade de excentricidade apresenta fator de atrito 22 % menor que um duto concêntrico. Apesar do diâmetro hidráulico nas duas situações serem iguais, o diâmetro efetivo no duto anular excêntrico é maior que no duto concêntrico.

A fig. 11.3 mostra diversos fatores de atritos, obtidos experimentalmente para diversas geometrias de mesmo diâmetro hidráulico, os quais, teoricamente deveriam apresentar o mesmo fator de atrito.

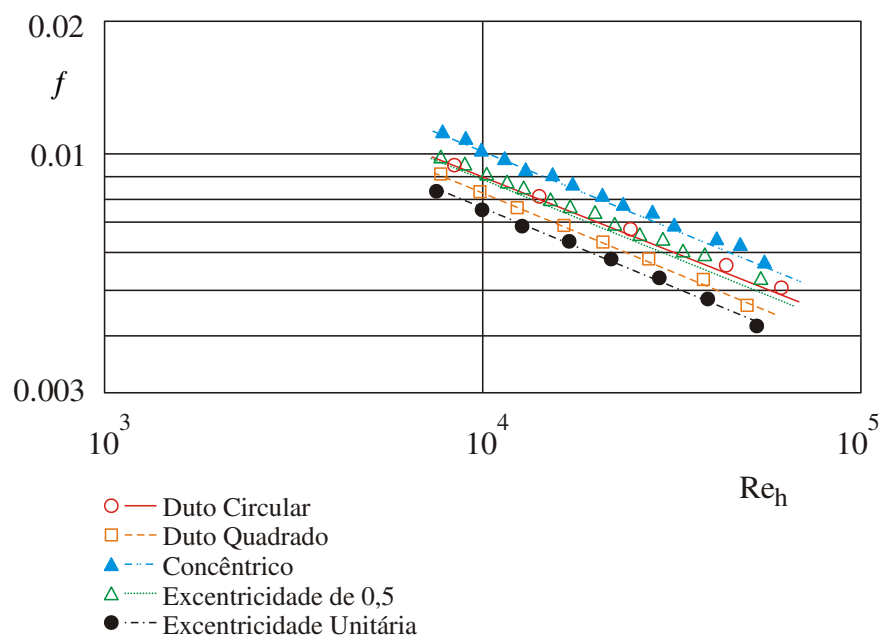


Fig. 11.3: predição do fator de atrito para diversas geometrias usando o número de Reynolds efetivo, Umur (2000).

12 Capítulo 12 - Resultados

Neste capítulo estão apresentados os resultados das simulações de diversos queimadores de escala industrial.

Foram usados diversos modelos matemáticos sejam para válvulas borboletas (6.2.2.4), fatores de atrito (11), curvas (6.2.2.2), swirlers (8.3), diâmetros efetivos e hidráulicos (11.4) etc.

Baseado nesta diversidade de modelos foram simuladas diversas situações para se avaliar quais modelos melhor representam o escoamento em queimadores a jato. Para avaliar de forma independente cada modelo e selecionar os mais adequados, foram escolhidos como uso constante os modelos abaixo. A escolha foi feita a partir das observações dos resultados obtidos em simulações exploratórias.

Modelos padronizados nas simulações:

Fator de atrito de Churchill I, aplicado tanto para escoamento compressível quanto incompressível.

Diâmetro efetivo

Modelo para válvula borboleta de Gibson e Tilton

Modelo para curvas de 90 graus de Umur

Modelo Haidar aplicado a swirler

Modelo isentrópico para constrições súbitas

Modelo de Gnielinsk para coeficiente de película, para situações em que foram consideradas transferência de calor.

Para simplificar a apresentação dos resultados, estes foram divididos em duas partes:

Validação dos modelos adotados nas simulações com medições de campo

Análise das simulações

consideradas em operação adiabática e não adiabática.

Os queimadores testados são designados por siglas, cujo sufixo “A” se refere a operação adiabática e “NA” se refere a operação não adiabática.

A operação adiabática se refere a condição de operação do queimador com forno frio e fora de operação: o soprador de ar primário é ligado e são feitas as medições no queimador bem como as simulações computacionais nestas condições.

A operação não adiabática é realizada com o queimador introduzido no interior do forno e com este em produção, ou seja, nesta condição ocorre a transferência de calor do interior do forno para a superfície do queimador, e são feitas as medições no queimador bem como as simulações computacionais.

12.1 Validação dos modelos de fatores de atrito e diâmetro característico.

Foram considerados os seguintes modelos nas comparações entre os fatores de atrito:

Fator de atrito em estudo foi aplicado tanto na parte incompressível como na parte compressível do escoamento interno no queimador

Diâmetro efetivo

Modelo para válvula borboleta de Gibson e Tilton

Modelo para curvas de 90 graus de Umur

Modelo Haidar aplicado a swirler

O estudo da influência do modelo de fator de atrito foi feito considerando os modelos acima discriminados constantes em todas as simulações, bem como as vazões de ar, abertura de válvulas, geometria constantes.

A cada modelo de fator de atrito usado obtém-se uma pressão residual diferente e a partir desta pressão residual obtida na saída do canal de ar externo e do canal de ar de rotação dos queimadores, foi determinado o erro ocasionado pelo fator de atrito, como segue abaixo:

$$erro = \frac{(P_{simulada} - P_{residual}/2) - P_{mensurada}}{P_{mensurada}} \times 100 \quad (12.1)$$

Abaixo estão as figuras com os erros nos canais externos dos queimadores CD-A e CP-A.

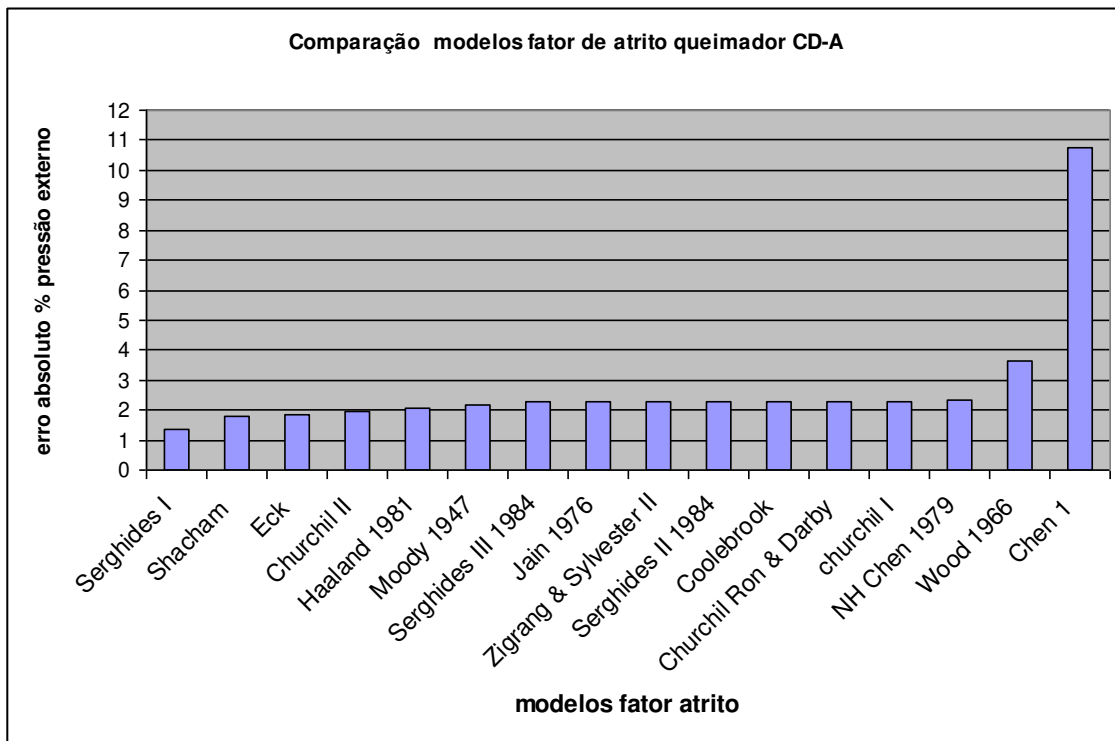


Fig. 12.1: Erro em % absoluta em relação a pressão canal externo para diversos modelos fator de atrito para o queimador CD-A

Analisando ambos gráficos observamos que somente os modelos Chen 1 e Wood 1966 não representam bem o fator de atrito no escoamento, seja pelos grandes erros, no caso de Chen 1 ou pela instabilidade de Wood 1966. Este apresentou pequeno erro queimador CP-A, porém em CD-A o erro apresentado foi elevado.

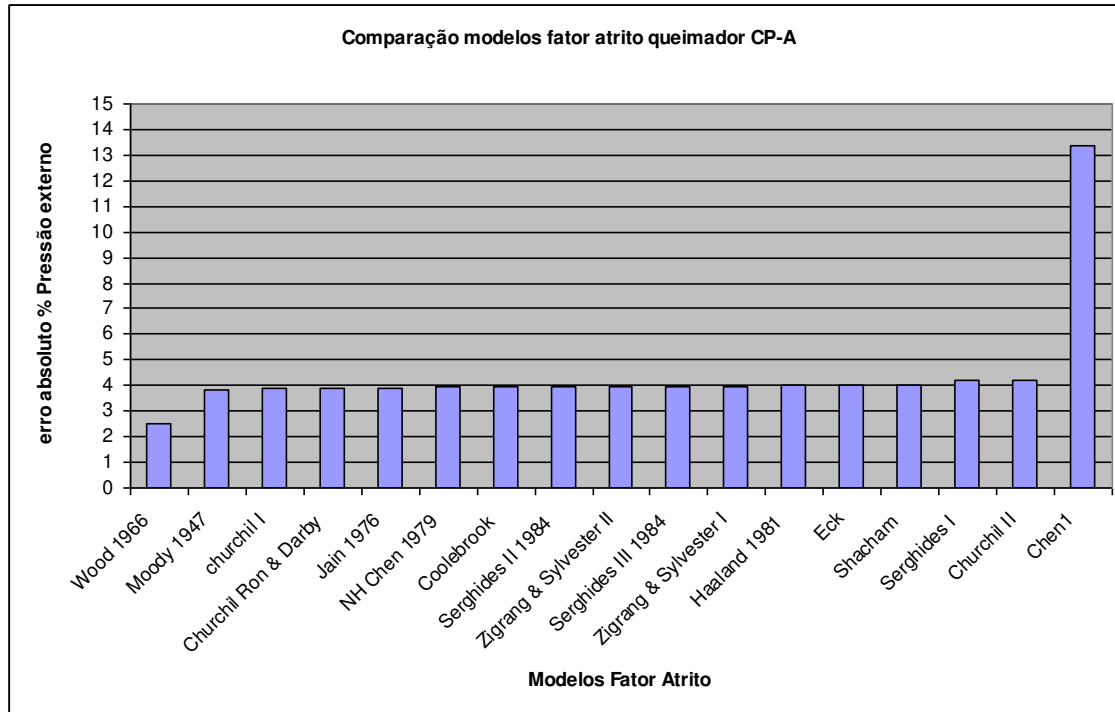


Fig. 12.2: Erro em % absoluta em relação a pressão canal externo para diversos modelos fator de atrito para o queimador CP-A

Foi adotado o modelo de Churchill I como padrão a ser usado nas simulações, pelo fato de apresentar erro pequeno, apresentar o erro na mesma magnitude de outros diversos modelos e também por ser um modelo muito comum na literatura técnica.

A tabela 12.2 mostra o resumo das comparações dos modelos de fator de atrito.

As pressões utilizadas nas simulações estão mostradas na tabela 12.1, para o caso do modelo de fator de atrito de Wood.

Tabela 12.1: Pressões dos canais externo e tangencial doa queimadores CD-A e CP-A usadas na determinação do erro dos modelos de fator de atrito de Wood

	Queimador CD-A		Queimador CP-A	
	Pressão canal externo	Pressão canal tangencial	Pressão canal externo	Pressão canal tangencial
Pressão mensurada mmca	4216	4188	4488	4583
Pressão simulada mmca	4321	4246	4325	4369
Pressão simulada fator atrito Wood mmca	4381	4329	4379	4423

Tabela 12.2: resumo dos erros dos modelos sobre as simulações adiabáticas dos queimadores CD-A e CP-A

	Queimador CD-A		Queimador CP-A	
	Erro Pressão canal externo %	Erro Pressão canal tangencial %	Erro Pressão canal externo %	Erro Pressão canal tangencial %
Serghides I	1,35	0,72	-4,17	-4,99
Shacham	1,77	0,77	-4,04	-4,94
Eck	1,85	0,78	-4,03	-4,94
Churchill II	1,96	0,76	-4,20	-4,96
Haaland 1981	2,09	0,78	-4,03	-4,93
Moody 1947	2,16	0,82	-3,81	-4,88
Serghides III 1984	2,27	0,80	-3,97	-4,91
Jain 1976	2,28	0,82	-3,90	-4,89
Zigrang & Sylvester II	2,28	0,80	-3,97	-4,91
Serghides II 1984	2,29	0,80	-3,97	-4,91
Coolebrook	2,29	0,80	-3,97	-4,91
Churchill Ron & Darby	2,30	0,82	-3,89	-4,89
Churchill I	2,30	0,82	-3,89	-4,89
NH Chen 1979	2,32	0,81	-3,95	-4,9
Wood 1966	3,64	2,96	-2,53	-3,82
Zigrang & Sylvester I			-3,98	-4,91
Chen 1	-10,74	-1,49	-13,39	-7,60

12.2 Validação dos métodos para correção do fator de atrito com transferência de calor.

Foram testados os fatores de atritos corrigidos com os efeitos da transferência de calor sobre a viscosidade do fluido e do fluido na parede (camada limite) para todos os queimadores em operação não adiabática. Foram levantados também os impactos sobre a perda de carga total do queimador.

O fator de atrito usado foi Churchill I e corrigido pelos métodos de Sieder-Tate, Petukhov e Field.

Nota-se pela fig 12.3 que a transferência de calor do forno para o fluido eleva o fator de atrito pois a viscosidade de gases se eleva com a temperatura, elevando assim o fator de atrito.

A correção do fator de atrito pelo método de Sieder-Tate é pouco significativa, com variações de +/- 1 % do fator de atrito corrigido sobre o fator de atrito não corrigido.

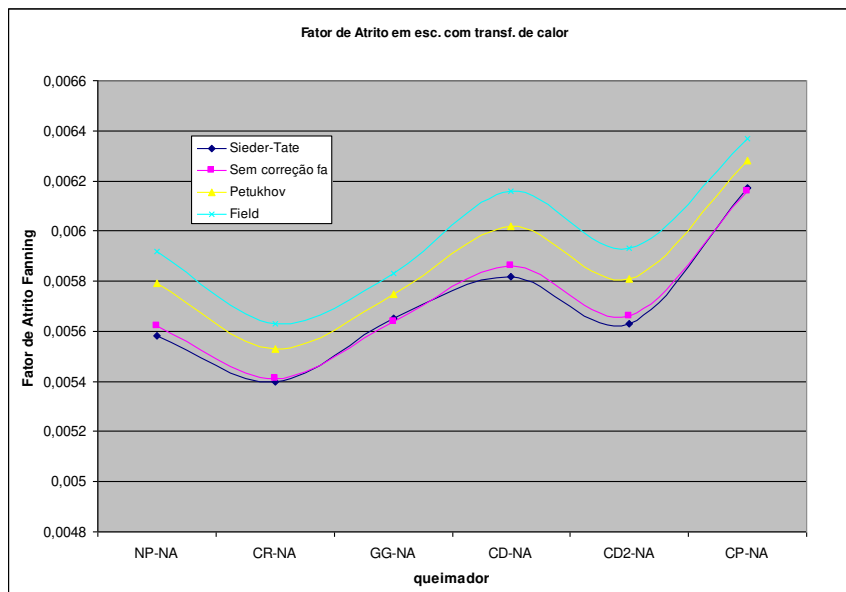


Fig. 12.3: Fator de Atrito médio corrigido na parte do queimador onde é considerada transferência de calor

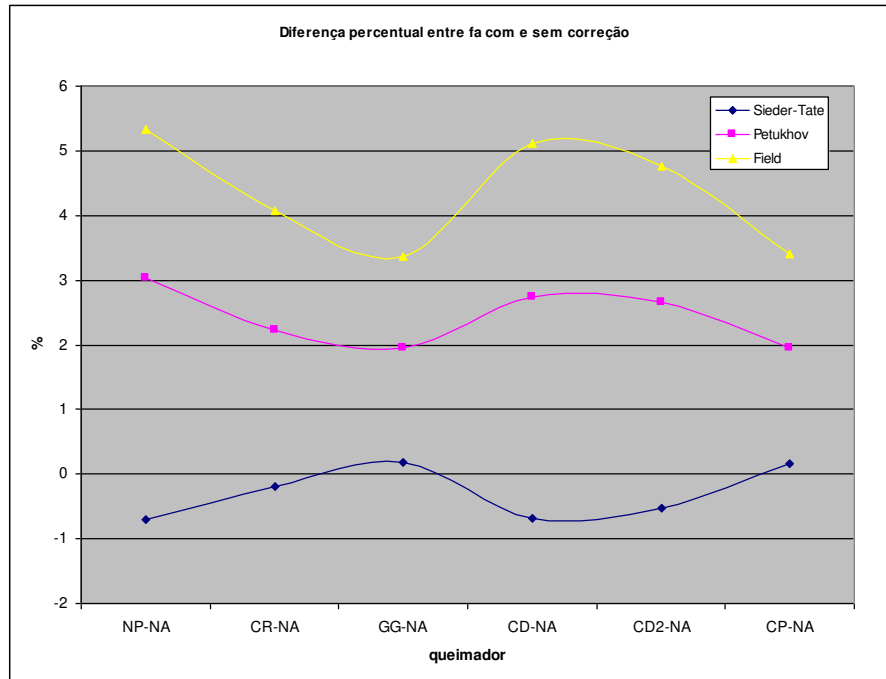


Fig. 12.4: Diferença percentual entre o Fator de atrito médio corrigido na parte do queimador onde é considerada transferência de calor com o Fator de atrito médio sem correção

A maior diferença se encontra quando se aplica o método de Field, onde o fator de atrito corrigido é cerca de 3,5 a 5,5 % maior que o fator de atrito sem correção. Neste caso a correção do fator de atrito é significativa com a transferência de calor, mesmo que o fluido escoando seja ar, que usualmente apresenta pequenas variações da viscosidade com a temperatura.

No entanto, o impacto da correção do fator de atrito sobre a perda de carga total do queimador é insignificante seja qual método de correção for aplicado. Isto se deve ao fato de que as principais perdas de carga do queimador estão em dispositivos onde não se considerou escoamento com transferência de calor (as peças da ponta do queimador), onde o tempo de residência do ar é muito pequeno, da ordem de 0,0006 s, sendo razoável considerar-se escoamento como adiabático.

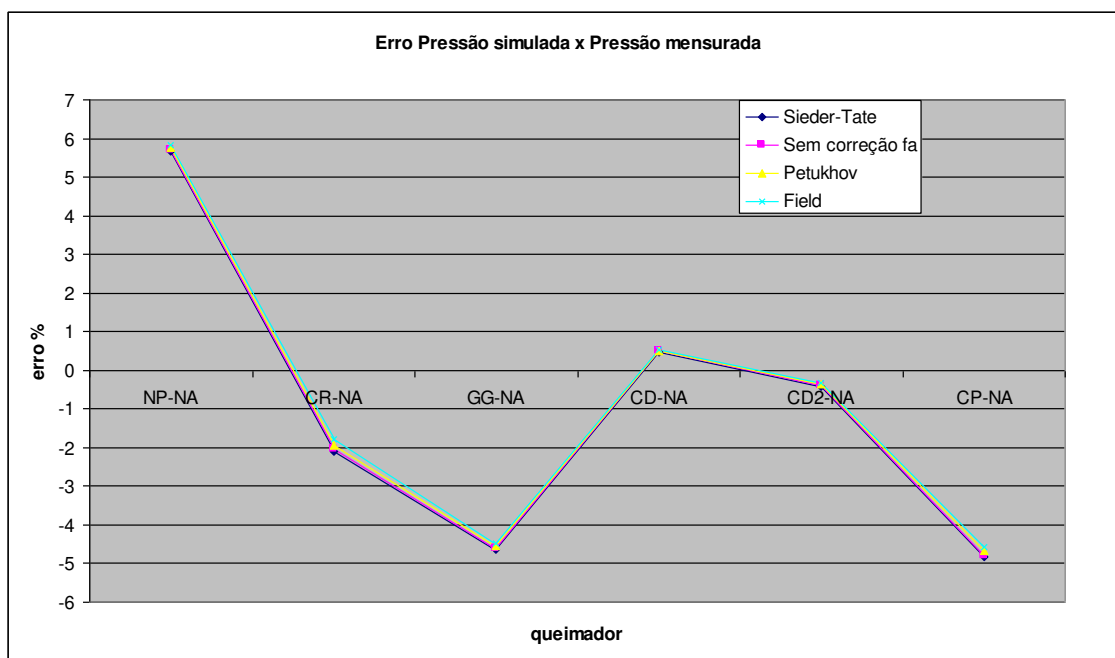


Fig. 12.5: Influência da correção do fator de atrito com a transferência de calor em relação ao erro global da pressão canal externo simulada no queimador com a pressão mensurada.

12.3 Validação do modelo de fator de atrito escoamento compressível x fator de atrito escoamento incompressível.

Em geral em escoamentos internos compressíveis subsônicos é usual empregar modelos de fator de atrito para escoamento incompressível, mas recentemente diversos pesquisadores tem estudado modelos específicos para o escoamento compressível. Neste trabalho foi testado o modelo de deChant para a estimativa do fator de atrito em escoamento compressível interno e comparado com outros modelos para fator de atrito em escoamento incompressível.

Abaixo seguem as simulações considerando modelo de fator de atrito de deChant e modelo de Churchill I. A comparação do modelo de deChant com modelo de Churchill I se deve ao fato de modelo de Churchill I ser considerado adequado para representar o fator de atrito no escoamento (ver item 12.1), mesmo sendo um modelo desenvolvido para condições de escoamento incompressível.

Tabela 12.3: comparação simulação usando fator de atrito deChant (compressível) e Churchill I (incompressível)

	Queimador CD-A	Queimador CP-A
Pressão ar externo mensurada mmca	4216	4488
Pressão ar externo simulada –fa Churchill I	4321	4325
Pressão ar externo simulada- fa deChant	6085	5238
Erro pressão % – fa Churchill I	2,5	3,6
Erro Pressão %– fa deChant	44,3	14,3

Observa-se pela tabela 12.3 que o modelo de fator de atrito deChant, para escoamento compressível superestima o fator de atrito e conseqüentemente a perda de carga de forma que a pressão da linha simulada atinge elevados valores. Em comparação com o modelo Churchill 1, o fator de atrito deChant apresenta maiores erros.

Seguem as estimativas de aberturas de válvulas de ar de rotação, externo e interno em relação aos modelos de fator de atrito de Churchill I e deChant:

Tabela 12.4: aberturas das válvulas em função do modelo de fator de atrito adotado

	Mensurado	Fa Churchill I	Fa deChant
Queimador CD-A			
Válvula externo %	100	100	100
Válvula tangencial %	45	37	32,3
Válvula Interno %	0	0	0
Queimador CP-A			
Válvula externo %	100	100	100
Válvula tangencial %	25	21.1	19.5
Válvula Interno %	50	51	45.5

12.4 Validação da influência da determinação do Diâmetro usado no modelo de fator de atrito: Diâmetro hidráulico x Diâmetro efetivo.

As tabelas 12.5 e 12.6 mostram as simulações dos queimadores CD-A e CP-A usando diâmetro hidráulico e diâmetro efetivo na determinação do fator de atrito.

As demais características usadas na simulação permaneceram constantes, tais como geometria do queimador, vazão de ar primário, e os modelos usados também foram mantidos constantes, variando somente a metodologia do cálculo do diâmetro usado no modelo de fator de atrito.

As tabelas 12.5 e 12.6 mostram a influência da determinação do diâmetro sobre a simulação do queimador CD-A e CP-A respectivamente.

Tabela 12.5: Influência da determinação do diâmetro a ser usado no modelo de fator de atrito sobre a simulação do queimador CD-A

	Canal de ar total	Canal ar externo	Canal ar tangencial
Pressão mensurada mmca		4216	4188
Pressão simulada usando Diâmetro efetivo mmca	4360	4321	4246
Pressão simulada usando diâmetro hidráulico mmca	4500	4464	4415
Erro sobre a pressão- usando Deff %		2,5	1,35
Erro sobre a pressão- usando Dh %		5,9	5,4
Diâmetro equivalente em área –cada furo mm		12,29	9,28
Diâmetro efetivo – cada furo mm		6,35	43,89
Diâmetro hidráulico mm – cada furo mm		5,85	3,62
Abertura válvula canal %		100	45
Abertura válvula simulada – Deff		100	37
Abertura válvula simulada - Dh		100	39,3

Tabela 12.6: Influência da determinação do diâmetro a ser usado no modelo de fator de atrito sobre a simulação do queimador CP-A

	Canal de ar total	Canal ar externo	Canal ar tangencial
Pressão mensurada mmca	4624	4488	4583
Pressão simulada usando Diâmetro efetivo mmca	4420	4325	4369
Pressão simulada usando diâmetro hidráulico mmca	5080	4987	5030
Erro sobre a pressão- usando Deff %	4,4	3,6	4,67
Erro sobre a pressão- usando Dh %	9,86	11,11	9,75
Diâmetro equivalente em área –cada furo mm		13	12,92
Diâmetro efetivo – cada furo mm		58,11	11,94
Diâmetro hidráulico mm – cada furo mm		6,11	8,30
Abertura válvula canal %		100	25
Abertura válvula simulada – Deff		100	21,1
Abertura válvula simulada - Dh		100	19,1

Observa-se através das tabelas 12.5 e 12.6 que o diâmetro determinado na forma de diâmetro efetivo representa melhor o escoamento no queimador, com erros menores que 5,0 % na pressão, enquanto que o diâmetro hidráulico fornece sempre erros superiores a 5,0 %.

Observa-se também que o diâmetro hidráulico é menor que o diâmetro efetivo e também menor que diâmetro equivalente em área de um determinado furo do canal externo ou tangencial. Em virtude do menor diâmetro, a pressão estimada usando diâmetro hidráulico é sempre maior que a pressão determinada por diâmetro efetivo bem como maior que a pressão mensurada em campo, com o queimador em funcionamento.

Nota-se que o diâmetro efetivo do canal tangencial do queimador CD-A e o diâmetro efetivo do canal externo do queimador CP-A, são valores extremamente elevados quando comparados com o diâmetro equivalente. Isto ocorre devido a metodologia de cálculo do diâmetro efetivo, que depende do maior diâmetro circunscrito no canal (furo em questão).

12.5 Validação dos modelos para swirlers e válvulas borboletas.

Na tabela 12.7 observam-se os resultados das simulações utilizando os modelos de Gibson e Tilton e Umur para perda de carga em válvulas borboletas do canal de ar de rotação (ar para o swirler) em análise conjunta com a perda de carga do swirler, na qual foram utilizados os modelos de Haidar e Lefebvre.

No canal de ar de rotação o principal dispositivo responsável pela perda de carga é o swirler, por isso o comportamento fluidodinâmico do swirler influi na abertura da válvula borboleta: para um mesmo diâmetro de duto onde se encontra a válvula borboleta, quanto maior for a perda de carga no swirler maior será a abertura da válvula e maior será a pressão estática a jusante da válvula.

Nota-se que o modelo de Gibson e Tilton sempre fornece abertura de válvulas menores que as encontradas por Umur, ou seja: no modelo de Gibson e Tilton as perdas de carga nas válvulas são menores. No entanto estes modelos são empíricos e foram desenvolvidos para um determinado modelo de válvula, na qual nenhum dos dois autores mostram exatamente a geometria das válvulas usadas no equacionamento de seus modelos.

Examinando a performance dos modelos de válvula observamos que os modelos de Gibson & Tilton e de Umur apresentam performance diversa. Em alguns queimadores o modelo de Umur representa melhor e em outros queimadores o modelo de Gibson e Tilton representa melhor a perda de carga. Nos quatro queimadores testados os resultados são similares: em dois queimadores (CP-NA e GG-NA) o modelo de Gibson e Tilton apresentou melhor resultado e em outros dois queimadores (CD-NA e CR-NA) o modelo de Umur foi melhor. Esta diversidade de performance se explica também pela diversidade de marcas das válvulas utilizadas em cada queimador.

De qualquer forma, ambos modelos não apresentaram diferenças superiores a 10 % na abertura das válvulas em relação a abertura mensurada (indicada no corpo da válvula). Por questão de opção foi adotado o modelo de Gibson e Tilton como padrão.

Para simular as perdas de cargas nos swirlers foram utilizados os modelos de Haidar e Lefebvre. O modelo de Lefebvre apresentou uma perda de carga significativamente maior que o modelo de Haidar em todos os queimadores simulados.

Para se avaliar a performance dos modelos para swirlers foi mensurada a pressão após a válvula, e então comparada esta pressão com a pressão determinada após a válvula utilizando os modelos para swirlers. Nota-se que em virtude da elevada perda de carga no swirler obtida pelo modelo de Lefebvre, a abertura de válvula resulta sempre maior utilizando este modelo, e conseqüentemente a pressão a jusante é sempre maior também. O método de Haidar representou melhor a perda de carga no swirler que o método de Lefebvre.

O modelo de Haidar foi desenvolvido para se estimar a perda de carga em palhetas de turbinas para aviões e adaptado nesta tese para emprego em swirlers de palhetas para queimadores a jato devido a semelhança geométrica e fluidodinâmica com o escoamento estudado por Haidar nas palhetas de turbinas. No modelo de Haidar a perda de carga no swirler é proporcional ao número de Mach de entrada do swirler.

$$\Delta P_{Swirler}^{Haidar} \propto M$$

Lefebvre sugere que o modelo descrito em seu livro seja utilizado para prever a perda de carga em swirlers de aletas empregados em turbinas e subentende-se que o modelo seja aplicável em escoamento compressível, devido às características fluidodinâmicas em uma turbina. No entanto, examinando-se o modelo, não se nota qualquer característica que remeta ao escoamento compressível. No modelo de Lefebvre a perda de carga é fortemente influenciada pelo quadrado da vazão mássica no canal de ar de rotação.

$$\Delta P_{Swirler}^{Lefebvre} \propto \dot{m}_{\text{tan gencial}}^2$$

Observa-se claramente nos queimadores CD-NA e GG-NA na qual o número de Mach na entrada do swirler é $M > 0,3$ que o modelo de Haidar representa muito bem o escoamento com diferença entre a pressão após a válvula mensurada e simulada de apenas $-1,6$ e $-1,9$ % respectivamente.

Nos queimadores onde $M < 0,3$ (CP-NA e CR-NA) o modelo de Haidar ainda se mostrou melhor que o modelo de Lefebvre, pois neste último a pressão simulada após a válvula é de cerca de 3 vezes maior que a pressão mensurada. O modelo de Haidar apresenta erros maiores para o escoamento com $M < 0,3$, mostrando uma pressão maior após a válvula, ou seja, nestas condições o modelo simula uma perda de carga maior que a mensurada. Mesmo assim, ainda apresentou resultados melhores que o modelo de Lefebvre.

Haidar mostra que o comportamento da perda de carga em palhetas é linear para $M > 0,3$ e próximo a $M=0,3$. Para números de Mach menores, a perda de carga tem comportamento quadrático com a velocidade (figura 7.4, capítulo 07). Como o modelo de Lefebvre é proporcional ao quadrado da vazão mássica, acredita-se que seja mais aplicável a escoamentos incompressíveis ($M < 0,3$) e com baixa vazão.

Observando-se os resultados da simulação do queimador CD2-NA, na qual $M < 0,3$ e a vazão de ar tangencial é cerca de 1/3 das vazões empregadas em outros queimadores

o modelo de Lefebvre apresentou boa performance, pois a pressão calculada após a válvula é próxima à pressão mensurada.

No entanto a perda de carga medida no swirler apresentou-se muito alta, destoante com valores práticos na indústria. Esta incoerência dos resultados não pode ser investigada pois o queimador estava em operação, não sendo possível uma desmontagem para verificação de irregularidades ou obstruções. Pode ter havido também alguma influência da localização incorreta da válvula imediatamente após a curva (fig 12.6).

Em virtude dos resultados positivos para o modelo de Haidar, este foi utilizado como padrão nas demais simulações desta tese.



Fig. 12.6: Localização da válvula borboleta do canal tangencial do queimador CD2-NA

Tabela 12.7: comparação entre os modelos de perda de carga em válvula borboleta e no swirler.

Queimadores	Modelo Válvula	Modelo Swirler	Abertura válvula simulada %	Abertura válvula mensurada %	Pressão após válvula simulada mmca	Pressão após válvula mensurada mmca	Perda de Carga swirler mmca
CD-NA M=0,35 .m=631kg/h	Gibson	Haidar	36,8	50	1181	1200	256
		Lefebvre	43		2598		1812
	Umur	Haidar	52		1192		255
		Lefebvre	57,8		2615		1809
CP-NA M=0,25 .m=1015kg/h	Gibson	Haidar	15,9	20	676	500	158
		Lefebvre	17,8		1486		1005
	Umur	Haidar	26,8		719		157
		Lefebvre	29,5		1490		1004
CD2-NA M=0,25 .m=272kg/h	Gibson	Haidar	13,7	39	632	1600	151
		Lefebvre	16,2		1506		1067
	Umur	Haidar	22,2		635		151
		Lefebvre	26,8		1495		1068
GG-NA M=0,42 .m=721kg/h	Gibson	Haidar	47,8	50	3029	3088	751
		Lefebvre	74		5843		4037
	Umur	Haidar	61,8		3010		755
		Lefebvre	82,5		5849		4035
CR-NA M=0,18 .m=774kg/h	Gibson	Haidar	13	20	651	400	137
		Lefebvre	16,5		1576		1104
	Umur	Haidar	20,8		624		137
		Lefebvre	27,5		1594		1102

12.6 Validação do modelo de escoamento para constrição súbita x constrição dentada.

No estudo do escoamento compressível em constrições súbitas foram considerados modelos baseados em:

- Escoamento isentrópico
- Escoamento baseado na lei de Crocco corrigido por fator de recuperação.

Na consideração de escoamento isentrópico não é levada em conta a mudança de direção dos escoamentos, os efeitos de formação de vórtices (escoamentos secundários) nas quinas e nas zonas mortas da região de constrição súbita. No modelo de escoamento baseado na lei de Crocco o escoamento isentrópico é corrigido por um fator de recuperação que aproxima o modelo matemático para um sistema irreversível termodinamicamente.

Pretende-se comparar também a performance de um sistema onde a constrição súbita (fig 4.4) é trocada por uma constrição dentada (fig 4.8). Nesta última configuração é considerado escoamento compressível adiabático com atrito e mudança de área de seção – EsCAAMA.

Para se avaliar o efeito da aproximação de escoamento compressível isentrópico e a lei de Crocco com fator de recuperação para constrições súbitas, foram feitas as seguintes simulações discriminadas abaixo, no queimador CD-A, na qual também foram incluídas configurações com constrição dentada:

1. Foi trocada a peça de constrição com dentes por peça de constrição súbita antes da entrada dos furos de saída no canal externo.
2. Foi trocada a peça de constrição com dentes por uma peça de constrição inclinada sem dentes (80 mm) e em seguida uma peça de constrição súbita antes da entrada dos furos de saída no canal externo.
3. Foi simulado o queimador assim como foi projetado, com uma peça de constrição com dentes (80 mm de comprimento) antes da entrada dos furos de saída do canal externo.

4. Foi alterado o comprimento da peça de constrição com dentes de 80 mm para 40, 200 e 500 mm em 3 simulações respectivas.

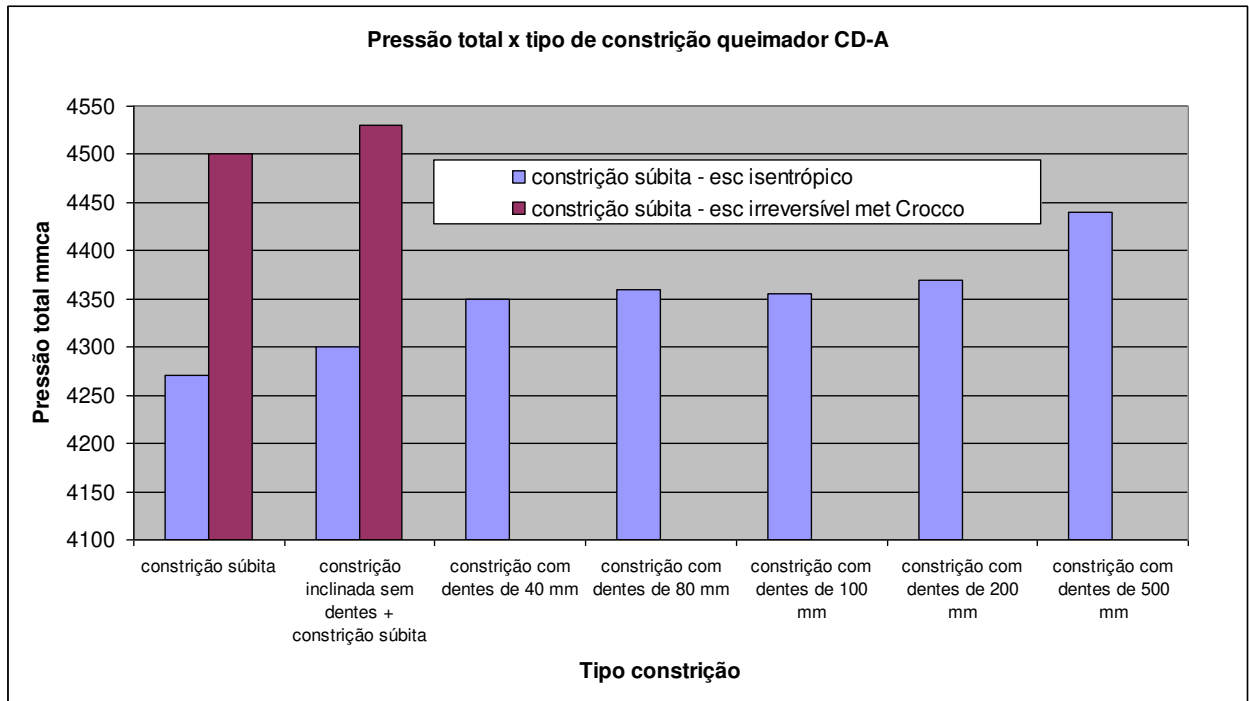


Fig. 12.7: influência do tipo de peça de constrição x modelo de escoamento isentrópico x método de Crocco e escoamento compressível com atrito e mudança de área de seção.

Convém salientar que na figura 12.7, as peças de constrição súbitas foram simuladas pelo modelo de escoamento isentrópico (azul) e pelo modelo da lei de Crocco corrigido pelo fator de recuperação (vermelho); já as peças de constrição dentadas tiveram seu escoamento simulado por modelo de escoamento compressível adiabático com atrito e mudança de área de seção-EsCAAMA.

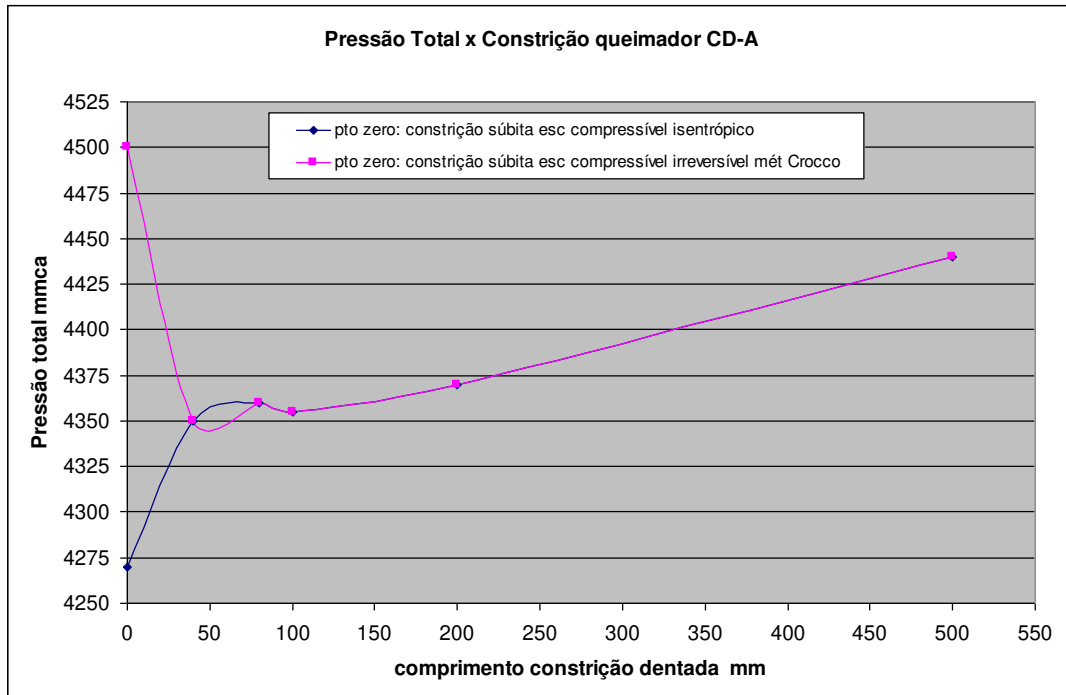


Fig. 12.8: efeito do comprimento da constrição com dentes sobre a pressão do canal externo do queimador CD-A, no comprimento = 0, a peça se refere a constrição súbita.

Somente o queimador com constrição com dentes de 80 mm foi construído, sendo que as demais peças com comprimentos diferentes de 80 mm são apenas simulações.

Na figura 12.7 as constrições súbitas foram simuladas usando o modelo de escoamento compressível isentrópico e também modelo baseado na lei de Crocco corrigido por fator de recuperação. Nas simulações de constrições dentadas foram usados o modelo de escoamento compressível adiabático com atrito e mudança de área de seção.

Observe que a pressão simulada na contração súbita pelo método isentrópico e pelo método de Crocco diverge significativamente, sendo que o método isentrópico fornece pressões muito menores, inclusive menores que a pressão fornecida por peças de constrição com dentes. Estas peças tem por objetivo direcionar o escoamento minimizando as mudanças súbitas de direção, reduzindo assim os escoamentos secundários (vórtices). Isto mostra que o modelo isentrópico é inadequado para a modelagem do escoamento em constrições súbitas em virtude de sua elevada incoerência.

A constrição súbita apresenta uma perda de carga menor de acordo com a simulação por escoamento isentrópico, porém na prática industrial isto não é observado. A constrição súbita simulada por escoamento compressível isentrópico não considera as mudanças de direção do escoamento e nem os vórtices formados na região de constrição, que são responsáveis por elevadas perdas de pressão.

O modelo de Crocco corrigido pelo fator de recuperação mostra-se muito coerente, apresentando uma elevada pressão nas constrições súbitas, principalmente quando estas são comparadas com as pressões das constrições dentadas. As mudanças de direção bem como a formação dos escoamentos secundários são consideradas no modelo de Crocco pela inclusão do fator de recuperação, que corrige o escoamento aproximando este de uma situação de irreversibilidade termodinâmica.

Comparando as simulações com queimador CD-A, que possui peça de constrição dentada no canal externo com o queimador CP-A, que possui peça de constrição súbita, tabela 12.8, observa-se que:

- A pressão medida no canal é menor no queimador CD-A, que apresenta peça de restrição dentada em relação ao queimador CP-A que possui peça de restrição súbita. Mesmo com número de Mach maior no queimador CD-A que no queimador CP-A, a peça de restrição dentada é responsável por perda de carga menor na prática, permitindo ao queimador operar com maior velocidade e menor pressão.
- O modelo de escoamento compressível isentrópico usado para simular a constrição súbita no queimador CP-A subestima a pressão no canal, de forma significativa (163 mmca a menos que a mensurada, -3,6 % erro) porém, o modelo de Crocco corrigido por fator de recuperação fornece pressão ligeiramente superior a medida (67 mmca e erro de 1,5 %).
- O modelo de escoamento compressível com mudança de área de seção, atrito e adiabático usado para simular a constrição dentada no queimador CD-A superestima a pressão.

Observa-se que e a medida que se eleva o comprimento dos dentes a pressão se eleva, porém no comprimento de 100 mm apresenta uma ligeira queda. O aumento da pressão se eleva com o comprimento do dente em virtude da velocidade do ar se elevar ao longo do dente (em virtude da constrição) aumentando assim as perdas por atrito. No entanto, existe um comprimento ótimo em que as perdas por atrito são compensadas pela redução das perdas de mudança abrupta de direção do escoamento em virtude da melhor canalização que os dentes fazem. Isto ocorre na faixa de comprimento de dentes de 100 mm onde se observa uma pequena perda de pressão.

No comprimento de 40 mm de dentes o modelo CAAMA também não representa de forma coerente o escoamento, pois este apresenta na simulação uma pressão menor que 80 mmCA.

Tabela 12.8: comparação de performance entre queimador CD-A com restrição dentada e queimador CP-A com restrição súbita.

	Queimador CD-A	Queimador CP-A	Queimador CP-A
Tipo restrição	dentada	súbita	súbita
Pressão canal externo medida mmca	4216	4488	4488
Pressão canal externo simulada mmca	4321	4325	4555
Erro simulado/medido %	2,5	3,6	1,5
Modelo usado	CAAMA*	Isentrópico	Crocco
Número de Mach saída canal	0,693	0,674	0,675
Velocidade saída canal m/s	244,1	239,9	240,3

A tabela 12.9 mostra as simulações nos queimadores com constrições súbitas (CP-NA, NP-NA e CR-NA) considerando modelo para escoamento isentrópico e modelo baseado na lei de Crocco corrigido pelo fator de recuperação para as constrições súbitas:

Tabela 12.9: comparação entre os modelos isentrópico e lei de Crocco para escoamento em restrições súbitas

Queimador	CP-NA	CR-NA	NP-NA
Pressão canal externo medida mmca	5386	3672	1876
Pressão canal externo simulada – modelo isentrópico	5128	3604	1987
Pressão canal externo simulada – modelo Crocco %	5361	3793	2127
Erro modelo isentrópico %	4,8	1,85	5,91
Erro modelo Crocco %	0,46	3,29	13,4
Número de Mach saída – modelo isentrópico	0,734	0,616	0,471
Número de Mach saída – modelo de Crocco	0,760	0,617	0,471
Velocidade saída m/s – modelo isentrópico	285	231,1	188
Velocidade saída m/s – modelo de Crocco	291,7	231,2	188

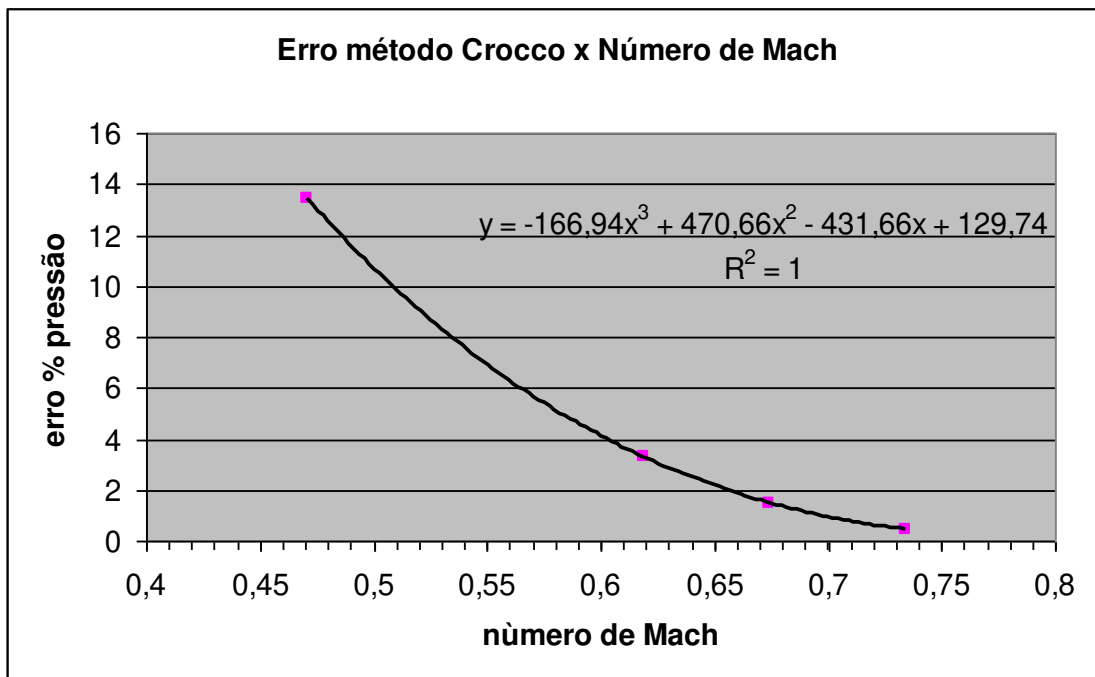


Fig. 12.9: Relação entre Número de Mach e os erros no modelo de Crocco para escoamento em restrições súbitas.

Nota-se que o modelo de Crocco representa melhor os escoamentos subsônicos acima de Número de Mach 0,65. Para números de Mach inferiores o modelo isentrópico apresenta

pequenos erros, porém para números de Mach inferiores a 0,5 o modelo isentrópico também não representa bem o escoamento e o modelo de Crocco também apresenta elevados erros.

Pode-se observar pela fig 12.9 que existe uma relação entre o número de Mach e o erro da simulação usando o modelo de Crocco, com bom coeficiente de correlação. Abaixo de 0,5 para o número de Mach o escoamento se aproxima de escoamento incompressível e não é representado bem por nenhum dos dois modelos.

12.7 Análise do efeito da rugosidade

A rugosidade das superfícies das peças do queimador influencia no atrito do escoamento e conseqüentemente é um fator chave na relação vazão x pressão.

Em geral o atrito na maior parte do corpo do queimador é baixo em virtude das baixas velocidades, porém na ponta do queimador e nas regiões de constrição, onde a velocidade se torna muito elevada, o efeito da rugosidade é importante, embora usualmente os projetistas de queimadores consideram o escoamento nesta região como isentrópico, desconsiderando os efeitos da rugosidade.

Na tabela 12.10 temos duas simulações nos queimadores CD-A e CP-A, na qual é comparada a rugosidade da superfície do queimador com uma outra rugosidade selecionada:

Tabela 12.10: comparação entre a influência da rugosidade nas peças de restrição canal externo queimador CD-A

	CD-A original	CD-A outra rugosidade	Diferença
Rugosidade mm	0,0015	0,046	+ 30x
Pressão total mmca	4360	4830	+10,8 %
Perda de carga na Constrição dentada canal externo mmca	3310	3160	-4,5 %
Velocidade na constrição dentada m/s	228	219	-3,9 %
Perda de carga nos furos de saída canal externo mmca	894	1514	+69,3 %
Velocidade nos furos de saída m/s	244	247	+1,2 %

Observa-se que o acréscimo da rugosidade equivalente a de um tubo trefilado (ou de uma peça fundida), de rugosidade 0,0015 para de um tubo de aço normal de rugosidade 0,046 mm, eleva a pressão total da linha em 10,8 %, sendo que o acréscimo ocorre nos furos de saída.

Na peça de constrição dentada, cujo escoamento é modelado através de escoamento compressível com mudança de área e com atrito, ocorre uma ligeira redução na perda de carga com o aumento da rugosidade, em virtude da restrição imposta na peça a jusante (furos de saída), fazendo com que a pressão na saída da peça dentada seja maior, aumentando a densidade e reduzindo a velocidade na saída da constrição dentada, e assim reduzindo a perda de carga. No entanto, o fluido sofre uma maior descompressão na peça de furos de saída, aumentando a velocidade e conseqüentemente a perda de carga

Para a simulação, a rugosidade somente foi alterada nas peças de constrição dentada e furos de saídas, sendo que no restante do queimador considerou-se a rugosidade original. Os resultados mostram que o acabamento e a rugosidade são fatores importantes no projeto e na fabricação das peças de um queimador a jato.

Tabela 12.11: comparação entre a influência da rugosidade nas peças de restrição canal externo queimador CP-A.

	CP-A original	CP-A outra rugosidade	Diferença
Rugosidade mm	0,046	0,0015	-30x
Pressão total mmca	4420	4400	-0,45%
Perda de carga na Constrição canal externo mmca	138,3	136,4	-1,45 %
Velocidade na constrição m/s	48,37	48,40	
Perda de carga na constrição súbita mmca	3502	3509	
Velocidade na constrição súbita m/s	238	239	
Perda de carga furos de saída mmca	53,0	35,5	-33 %
Velocidade saída furos m/s	239,8	239,94	

A tabela 12.11 mostra o efeito da rugosidade em simulações no queimador CP-A. Nesta situação a peça responsável pela restrição, é de contração súbita de área, ou seja, a perda de carga é função somente da mudança de direção do fluido, não sofrendo influência da rugosidade.

Nota-se que a pressão total sofre influência insignificante da rugosidade quando o queimador apresenta restrição súbita na ponta. A perda de carga na restrição súbita sofre muito pouca influência do atrito, sendo mais importante os efeitos de mudança de direção do escoamento, da formação de vórtices (escoamentos secundários) e da variação de energia cinética do fluido.

A rugosidade mostrou-se importante em queimadores que não apresentem peças com restrição súbita, mas nos queimadores com peças de restrição súbita a rugosidade apresenta pouca influência sobre a pressão.

12.8 Análise da influência da relação entre a transferência de calor e o tempo de residência do fluido sobre a adoção de modelo adiabático ou não adiabático.

Em diversos momentos desta tese foi relatado que em ambientes de alta temperatura e grande inércia térmica, por exemplo, no interior do forno, são responsáveis pela transferência de calor para o interior do queimador, aquecendo o ar primário nos diversos canais que este passa. No entanto, por questão de simplificação, não foi considerada nas simulações a transferência de calor na ponta do queimador (cap. 04), onde a velocidade é muito alta (200-300 m/s) e o comprimento destas peças que compõe a ponta do queimador é muito pequeno (30-60 mm). Neste caso, o tempo de residência no fluido é também pequeno, da ordem de 0,0001 a 0,0003 s tornando a transferência para o ar primário de calor insignificante.

Pesquisadores tais como Wilson (2002) argumentam que em bocais de turbinas de avião, pode-se considerar escoamento compressível adiabático também em virtude do baixo tempo de residência. Em seu trabalho foi simulada uma turbina na qual se apresentou erros de apenas 4 % entre os resultados simulados e as medições de campo.

De forma similar, e adotando também escoamento com transferência de calor no corpo do queimador, porém adiabático na ponta, foram encontrados nesta tese erros entre as simulações e os dados experimentais de no máximo 5 % (em relação a pressão), indicando que o modelo matemático adotado é representativo.

Neste item será apresentado uma análise sobre uma simulação computacional envolvendo a relação entre escoamentos subsônicos com atrito em tubos submetidos a transferência de calor, escoamento compressível com atrito e adiabático e também a simulação de escoamento compressível com atrito e transferência de calor.

As condições de entrada do fluido no tubo bem como a especificação do tubo está mostrada na tabela 12.12.

Tabela 12.12: Características iniciais do ar na entrada e especificação tubo.

Diâmetro tubo mm	64,6
Rugosidade mm	0,046
Vazão kg/h	2540,3
Número Mach entrada tubo	0,6609
Velocidade m/s	271,4
Pressão entrada mmca	740
Temperatura ar entrada C	146,6
Temperatura ambiente C	800
Espessura concreto aluminoso mm	60

Foram simulados os escoamentos para condição adiabática e não adiabática para tubos com 45 e 150 mm de comprimento.

Tabela 12.13: simulações do escoamento compressível adiabático e não adiabático com atrito em tubos de diferentes comprimentos.

Comprimento tubo mm	45		150	
	Adiabático	Não adiabático	Adiabático	Não Adiabático
Mach saída	0,6661	0,6634	0,6791	0,6694
Velocidade saída m/s	273,2	272,5	278	275,1
Pressão mmca	654,4	704	446,8	619
Perda de carga mmca	86	36	293,2	121
Temperatura C	145,5	146,8	144,1	147,4

No tubo de 45 mm, observa-se que a velocidade de saída do tubo, o número de Mach, e a variação da temperatura praticamente não sofrem variação na condição adiabática ou não.

O tubo de 150 mm não corresponde a um comprimento típico da ponta de queimadores, a influência da transferência de calor é baixa sobre o número de Mach, a temperatura de saída do ar e a velocidade de saída, apresentam variações menores que 1 %, porém, a perda de carga apresenta diferença considerável, de cerca de 170 mmca entre a simulação adiabática e não adiabática. Para escoamentos subsônicos em tubos desta magnitude de comprimento é importante se considerar a transferência de calor.

Enfim somente é importante a transferência de calor em pontas de queimadores onde o comprimento seja maior que 150 mm para o ar na entrada destes canais apresentar $M > 0,65$.

É interessante notar que a transferência de calor para o fluido reduz a perda de carga (em relação a condição adiabática), pois na condição adiabática parte da energia interna do fluido é usada para o escoamento, enquanto que na transferência de calor parte da da energia necessária para o escoamento provém da energia que o fluido recebe das vizinhanças.

12.9 Validação e comparação entre a modelagem proposta e a modelagem isentrópica usualmente empregada

É usual em projeto de queimadores a jato ou no estudo de sua performance uma modelagem bastante simplificada baseada em escoamento compressível isentrópico, na qual é considerado que toda a perda de carga do queimador se concentra na constrição súbita da entrada dos furos dos canais. Caso o queimador em questão não apresente peça de constrição súbita, é usual considerar-se como região de maior restrição a passagem de ar do queimador. Em geral este estudo é limitado ao canal de maior vazão de ar e maior velocidade do ar, ou seja, o canal de ar externo. Não são estudados os demais canais e nem o impacto sobre a abertura das válvulas destes canais, que é muito importante sobre a operacionalidade do queimador (principalmente no canal de ar de rotação), pois se as válvulas ficarem muito fechadas ou muito abertas em relação as condições de projeto, isto trará dificuldades nos ajustes do queimador em condições adversas de operação do forno. Nestes casos o queimador não poderá ser usado como uma ferramenta para a estabilização da operação do forno.

A tabela 12.14 mostra a influência sobre a estimativa da pressão de operação para os queimadores CD-A e CP-A quando se aplica o modelo de escoamento compressível isentrópico sobre somente a peça de constrição súbita (queimador CD-A é constrição dentada) ou quando se usa um modelo de escoamento integrado considerando o escoamento em todo o sistema, que é a modelagem proposta nesta tese.

Tabela 12.14: comparação entre o modelo de escoamento usado na tese e o modelo isentrópico usualmente empregado no projeto de queimadores a jato.

Pressão canal externo	Queimador CD-A	Queimador CP-A
Pressão mensurada mmca	4216	4488
Pressão simulada modelo da tese mmca	4321	4325
Pressão simulada modelo isentrópico mmca	3310	3502
Erro pressão modelo tese %	-2,49	3,63
Erro pressão modelo usual %	21,5	22,0

A simulação considerando o escoamento compressível isentrópico foi aplicada a peça de constrição súbita no queimador CP-A e na peça de restrição inclinada dentada do queimador CD-A.

Observe que o modelo isentrópico usual subestima a pressão em um erro de cerca de 22 %. A sub-estimativa da pressão leva a uma sub-estimativa do soprador de ar e motor ou ao uso de um fator de projeto elevado. O emprego de um modelo racional que considera o escoamento em todo o sistema de queimador permite a erros menores e ao uso de fatores de projeto menores levando a economia de energia elétrica, melhor performance do queimador e menor custo de investimento em sopradores e motores.

Os modelos propostos nesta tese apresentam erros na pressão inferiores a 5 %.

12.10 Validação das simulações de queimadores a jato com escoamento adiabático com medições de campo

Tabela 12.15: Vazões canal externo mensurada e simulada em condições adiabáticas

Identificação queimador	Vazão mensurada canal externo kg/h	Vazão simulada canal externo kg/h	Erro simulação %
CD-A	2242	2174	3,0
CP-A	2582	2582	0,0

Os queimadores CD-A e CP-A apresentam 3 canais de ar primário: canal externo, canal de ar de rotação e interno. Na tabela 12.15 são mostrados os resultados do canal externo, visto que este é o mais importante dos canais, com cerca de 80 % da vazão de ar total e em geral classificado com escoamento compressível subsônico.

Tabela 12.16: Pressões mensuradas e simuladas em condições adiabáticas

Identificação queimador	Pressão mensurada canal externo mmca	Pressão simulada canal externo mmca	Erro simulação %
CD-A	4216	4321	2,5
CP-A	4488	4325	3,6

Nota-se pelos resultados que a simulação do queimador adiabático usando os modelos acima discriminados o representa com precisão satisfatória.

As tabelas 12.17 e 12.18 mostram o resumo geral da simulação dos queimadores CD-A e CP-A em condições adiabáticas, respectivamente.

Tabela 12.17: resumo geral simulação adiabática do queimador CD-A

	Mensurado	simulado	Erro %	Pressão residual
Ar primário Total				
Vazão kg/h	2874	2807	2,3	
Pressão mmca		4360		
Ar primário externo				
Vazão kg/h	2242	2174	3,0	
Pressão mmca	4216	4321	2,5	15,7
% abertura válvula	100	100	0	
Ar primário tangencial				
Vazão kg/h	633	633	0,0	
Pressão mmca	4188	4246	1,4	47.3
% abertura válvula	45	37	8	
Ar primário interno				
Vazão kg/h	0			
Pressão mmca	0			
% abertura válvula	0			

O queimador CD-A opera com o canal de ar interno 100 % fechado, por isso a vazão de ar primário interno é zero.

O termo pressão residual se refere a pressão encontrada na saída de ar do queimador no referido canal na simulação computacional. Em escoamentos subsônicos esta pressão é zero, porém nas simulações são verificadas pequenas pressões nas saídas de ar dos canais, e por esta razão se deu o nome de residual. A pressão residual surge em virtude dos erros do processo iterativo na resolução dos sistemas de equações que representam o escoamento, porém a medida que se elevam as iterações estas pressões tendem a se aproximar de zero.

Por questões de tempo de simulação ficou determinado que pressões residuais inferiores a 50 mmca (cerca de 1,0 a 2,5 % de imprecisão em relação a pressão de operação do queimador), são satisfatórias e podem representar um bom critério de parada da simulação.

Os modelos matemáticos para válvulas borboletas de Gibson & Tilton e Umur não são precisos, principalmente quando a válvula se encontra relativamente fechada (abaixo de 50 %). Asi válvulas borboletas apresentam geometrias ligeiramente diferentes entre um fabricante e outro, principalmente em relação à asa da válvula, que tem grande influência na perda de carga do conjunto. A utilidade dos modelos matemáticos para válvulas está na estimativa da faixa de abertura operacional destas válvulas. Assim, não é necessário precisão da ordem 10% em relação a abertura real da válvula já atende as demandas de projeto.

Tabela 12.18: resumo geral simulação adiabática do queimador CP-A

	Mensurado	simulado	Erro %	Pressão residual
Ar primário Total				
Vazão kg/h	4601	4610	0,2	
Pressão mmca	4624	4420	4,4	
Ar primário externo				
Vazão kg/h	2582	2582	0,0	
Pressão mmca	4488	4325	3,6	23,5
% abertura válvula	100	100	0	
Ar primário tangencial				
Vazão kg/h	1092	1099	0,6	
Pressão mmca	4583	4369	4,7	20.3
% abertura válvula	25	21.1	4.9	
Ar primário interno				
Vazão kg/h	928	930	0,15	
Pressão mmca				96,9
% abertura válvula	50	51	1,0	

12.11 Validação das simulações de queimadores a jato com escoamento não adiabático com medições de campo.

A parte do tubo com área de seção constante que corresponde de 5 a 10 m do queimador que fica no interior do forno é considerado no modelo como de escoamento compressível com atrito e transferência de calor. Somente as duas, ou três últimas peças, que compõe a ponta do queimador, cerca de 0,1 a 0,15 m, são consideradas com escoamento adiabático por razões de simplificação, conforme descrito no capítulo 04, visto que nesta região o escoamento é complexo e a transferência de calor é insignificante, quando comparada com o restante do queimador.

Abaixo as tabelas 12.19 e 12.20 mostram o resumo das simulações, e as tabelas 12.21 até 12.26 mostram o resumo geral de cada simulação para os 6 queimadores analisados.

Tabela 12.19: Vazões canal externo mensurada e simulada em condições não adiabáticas.

Identificação queimador	Vazão mensurada canal externo kg/h	Vazão simulada canal externo kg/h	Erro simulação %
CD-NA	2540	2540	0,0
CP-NA	3064	3064	0,0
CR-NA	4134	4133	0,0
GG-NA	3023	3023	0,0
NP-NA	3224	3224	0,0
CD2-NA	3206,6	3206,7	0,0

Todos os queimadores acima são tricanais (canal externo, ar de rotação e interno). Os resultados apresentados correspondem ao canal externo pois este é o mais importante por possuir a maior vazão de ar (cerca de 80 % do total de ar primário) e o escoamento apresentar comportamento compressível subsônico.

Tabela 12.20: Pressões mensuradas e simuladas em condições não adiabáticas.

Identificação queimador	Pressão mensurada canal externo mmca	Pressão simulada canal externo mmca	Erro simulação %
CD-NA	4324	4350	-0,60
CP-NA	5386	5128	4,8
CR-NA	3672	3604	1,85
GG-NA	6500	6200	4,62
NP-NA	1876	1987	-5,91
CD2-NA	4624	4612	0,25

Nota-se que as simulações são satisfatórias e representam bem o escoamento não adiabático. Os erros estão todos abaixo de 5 % na determinação da pressão, com máximo de 300 mmca de erro absoluto, sendo que somente a simulação do queimador NP-NA apresentou erro superior a 5 %.

Tabela 12.21: Resumo Geral simulação não adiabática queimador CP-NA

	Mensurado	simulado	Erro %	Pressão residual
Ar primário Total				
Vazão kg/h	4319	4319	0,0	
Pressão mmca	5600	5450	2,67	
Ar primário externo				
Vazão kg/h	3064	3064	0,0	
Pressão mmca	5386	5128	4,8	14,5
% abertura válvula	100	100	0	
Ar primário tangencial				
Vazão kg/h	1015	1015	0,0	
Pressão mmca	5600	5317	5,0	19,0
% abertura válvula	20	26,8	6,8	
Ar primário interno				
Vazão kg/h	240	240	0,0	
Pressão mmca		5495		2280
% abertura válvula	5	1,0	4,0	

O escoamento queimador CP-NA é bem representado pela modelagem matemática. Neste, a válvula de ar interno encontrava-se muito fechada. Em válvulas borboletas é difícil medir-se com precisão a abertura quando se encontra quase fechada. No queimador CR-NA a válvula de ar interno encontrava-se também muito fechada, não tendo sido possível determinar-se com precisão se a abertura da válvula.. No entanto, o modelo para abertura da válvula borboleta (modelo de Gibson e Tilton), não representa bem a perda de carga para valores de abertura inferiores a 50 %, principalmente quando se encontra muito fechada, e a pressão residual calculada foi muito alta, da ordem de 3161 mmca.

As células em branco nas tabelas 12.21 a 12.26, correspondem a medições não realizadas em virtude do equipamento industrial não possuir o ponto para medição ou este não estar

adequado com as normas de padronização de medição de vazão. No caso de pressões estáticas que não foram medidas, foi usada pressão de um outro canal, visto que as diferenças nas pressões estáticas dos canais são baixas. Como exemplo, por simplificação foi medida a pressão estática na linha de ar total do queimador GG-NA e esta pressão foi usada na determinação da vazão dos canais externo e tangencial. No entanto ressalte-se que as pressões dinâmicas foram medidas nestes canais. Nos campos onde aparecem as vazões, estas foram determinadas por pressão dinâmica.

Tabela 12.22: Resumo Geral simulação não adiabática queimador CR-NA

	Mensurado	simulado	Erro %	Pressão residual
Ar primário Total				
Vazão kg/h	5021	5021	0,0	
Pressão mmca		3900		
Ar primário externo				
Vazão kg/h	4134	4133	0,0	
Pressão mmca	3672	3604	1,85	9,34
% abertura válvula	100	100	0	
Ar primário tangencial				
Vazão kg/h	774	774	0	
Pressão mmca	3876	3821	1,4	54,2
% abertura válvula	20	20,8	0,8	
Ar primário interno				
Vazão kg/h	114	114	0	
Pressão mmca		3865		3161
% abertura válvula	5	1	4	

Os queimadores GG-NA, CD-NA e CD2-NA apresentavam a válvula de ar interno 100 % fechada.

A vazão de ar interno mensurada dos queimadores CP-NA e CR-NA foram determinadas pela diferença entre a vazão de ar total com o somatório das vazões de ar de rotação e externo.

Tabela 12.23: Resumo Geral simulação não adiabática queimador GG-NA

	Mensurado	simulado	Erro %	Pressão residual
Ar primário Total				
Vazão kg/h	3744	3744	0,0	
Pressão mmca	6500	6300	3,07	
Ar primário externo				
Vazão kg/h	3023	3023	0,0	
Pressão mmca	6500	6200	4,61	24
% abertura válvula	100	100	0,0	
Ar primário tangencial				
Vazão kg/h	721	721	0,0	
Pressão mmca		6111		60
% abertura válvula	50	47,8	2,2	
Ar primário interno				
Vazão kg/h	0	0	0	
Pressão mmca	0	0	0	
% abertura válvula	0	0	0	

Tabela 12.24: Resumo Geral simulação não adiabática queimador CD-NA

	Mensurado	simulado	Erro %	Pressão residual
Ar primário Total				
Vazão kg/h	3171.5	3172.2	0.02	
Pressão mmca		4400		
Ar primário externo				
Vazão kg/h	2539,8	2540,3	0,02	
Pressão mmca	4324	4350	0,6	9,8
% abertura válvula	100	100	0,0	
Ar primário tangencial				
Vazão kg/h	631,7	631,9	0,03	
Pressão mmca	1200	1181	1,58	27,04
% abertura válvula	50	36,8	13,2	
Ar primário interno				
Vazão kg/h	0	0	0	
Pressão mmca	0	0	0	
% abertura válvula	0	0	0	

A vazão de ar total mensurada no queimador CD-NA foi determinada a partir da soma das vazões mensuradas dos canais externo e de ar de rotação.

Tabela 12.25: Resumo Geral simulação não adiabática queimador NP-NA

	Mensurado	simulado	Erro %	Pressão residual
Ar primário Total				
Vazão kg/h	3643	3643	0,0	
Pressão mmca		2240		
Ar primário externo				
Vazão kg/h	3224	3224	0,0	
Pressão mmca	1876	1987	5,9	7,74
% abertura válvula	90	90	0,0	
Ar primário tangencial				
Vazão kg/h	0	0	0	
Pressão mmca	0	0	0	
% abertura válvula	0	0	0	
Ar primário interno				
Vazão kg/h	419	419	0	
Pressão mmca	2012	2179	8,3	22,33
% abertura válvula	35	27	8	

Tabela 12.26: Resumo Geral simulação não adiabática queimador CD2-NA

	Mensurado	simulado	Erro %	Pressão residual
Ar primário Total				
Vazão kg/h	3478,8	3478,9	0,0	
Pressão mmca		4670		
Ar primário externo				
Vazão kg/h	3206,6	3206,7	0,0	
Pressão mmca	4624	4612	0,25	12,7
% abertura válvula	100	100	0,0	
Ar primário tangencial				
Vazão kg/h	272,2	272,2	0	
Pressão mmca	4624	4635	-0,24	25,9
% abertura válvula	39	13,7	25,3	
Ar primário interno				
Vazão kg/h	0	0	0	
Pressão mmca				
% abertura válvula	0	0	0	

O queimador NP-NA apresenta válvula de ar de rotação fechada e a vazão mensurada de ar total foi determinada pela soma das vazões mensuradas de ar externo e interno.

O queimador CD2-NA apresenta válvula de ar interno 100 % fechada e a vazão de ar total foi determinada pela soma das vazões de ar externo e de rotação, que foram mensuradas em campo através da determinação de pressões dinâmicas do escoamento.

12.12 Validação da % de ar primário simulada com a % de ar primário mensurada.

As tabelas 12.27 e 12.28 fazem uma comparação entre a porcentagem de ar primário encontrada por simulação e a porcentagem de ar primário mensurada em campo. Observa-se uma boa representação do modelo na estimativa do ar primário total do queimador. Somente o queimador NP-NA e CD-A apresentaram erros superiores a 1,5 %.

Tabela 12.27: comparação entre a mensuração de ar primário e os valores simulados, operação adiabática.

	Queimador CD-A	Queimador CP-A
Ar primário simulado %	6,86	7,49
Ar primário Mensurado %	7,11	7,58
Erro %	3,55	1,19

Tabela 12.28: comparação entre a % de ar primário mensurada e determinada por simulação computacional, para os queimadores em operação não adiabática.

Queimador	CD-NA	CP-NA	NP-NA	GG-NA	CR-NA	CD2-NA
Ar primário simulado %	7,75	7,021	5,909	6,958	14,599	7,425
Ar primário Mensurado %	7,849	7,114	6,261	7,053	14,79	7,521
Erro %	1,26	1,31	5,62	1,35	1,29	1,28

12.13 Validação entre a temperatura do ar primário simulada e mensurada

A tabela 12.29 mostra a temperatura medida após o soprador de ar primário e então comparada com o modelo matemático, que estima esta temperatura.

Tabela 12.29: Comparação entre a temperatura medida e simulada do ar no recalque do soprador de ar primário.

Queimadores	Temperatura medida C	Temperatura simulada C	Erro %
CD-NA	67	66	-1,5
CP-NA	85	80,6	-5,2
GG-NA	93	93,6	+0,6
NP-NA	52	54,7	+5,2
CR-NA	52	52,2	+0,4
CD-A	62	65,6	+5,8
CP-A	61	70	+14,7
CD2-NA	79	74,9	-5,2

Observa-se que o modelo matemático desenvolvido pelo fabricante do soprador Omel e mostrado no Anexo I representa bem o fenômeno com erro de +/- 5,0 %. Apenas o queimador CP-A que apresentou uma temperatura simulada bem maior que a medida.

12.14 Comparação entre as simulações adiabáticas e não adiabáticas

É interessante se comparar as simulações computacionais dos queimadores em operação adiabática e não adiabática, tanto no aspecto dos perfis de pressão, velocidade, temperatura como dos índices fluidodinâmicos.

Dos queimadores simulados, os queimadores CD e CP foram possíveis realizar medições em condições adiabáticas e não adiabáticas para se comparar com as simulações computacionais e portanto abordaremos estes dois queimadores neste ítem.

Cabe salientar que a designação “canal de ar tangencial” é o mesmo que “canal de ar de rotação”.

12.14.1 Comparação queimador CD operando adiabaticamente (CD-A) e não adiabaticamente (CD-NA).

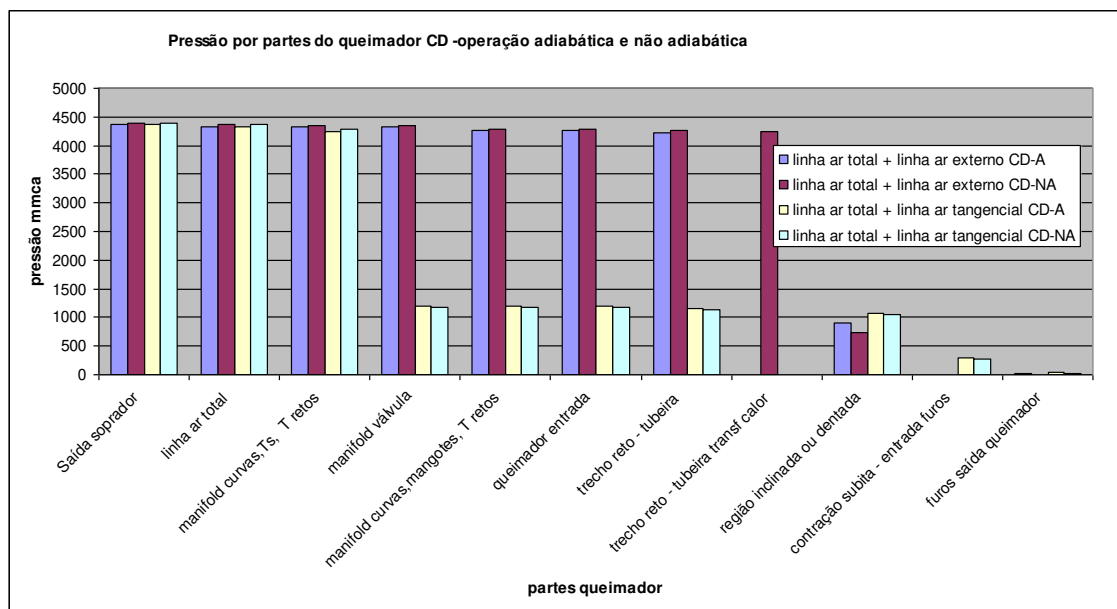


Fig. 12.10: Pressões no queimador CD em operação adiabática e não adiabática

Analisando-se os perfis de pressões, observa-se que as perdas de carga são muito similares entre as duas condições operacionais do queimador, adiabática e não adiabática.

Porém avaliando a figura 12.11, nota-se que o perfil de velocidades é significativamente maior na condição não adiabática, mas o acréscimo não se deve somente ao aumento de temperatura devido ao aquecimento do ar externo, mas principalmente pelo aumento de vazão do queimador na condição não adiabática, conforme tabela 12.30.

Tabela 12.30: medições de vazão e pressão do queimador CD em condições adiabáticas e não adiabáticas.

	CD-A	CD-NA	Diferença %
Vazão total ar primário kg/h	2874	3171	+ 10,3
Vazão canal externo kg/h	2242	2539,8	+ 13,3
Vazão canal ar rotação kg/h	633	631,7	- 0,2
Pressão canal ar externo mmca	4216	4324	+2,5
Velocidade saída canal externo m/s	244	278	13,9
Rotação soprador RPM	1056	1095	+3,7
Folga canal externo mm	0,80	2,30	
Área de saída canal externo mm ²	2374,1	3278,6	+38

Nota-se que houve um aumento na vazão do canal externo em 297 kg/h, porém sem o acréscimo na pressão compatível com o acréscimo da vazão. Observa-se que a velocidade do canal externo se elevou na mesma proporção que a vazão. No canal de ar de rotação (tangencial) a vazão permaneceu praticamente a mesma.

A vazão total do queimador, e especificamente a do canal externo, se elevou sem se observar acréscimo na pressão. Na operação não adiabática, devido ao aquecimento da superfície do queimador, ocorre a dilatação térmica dos dutos metálicos na direção radial, aumentando em alguns mm a espessura dos furos de saída bem como as suas folgas para a montagem das peças, conforme mostrado na tabela 12.30. Este aumento de secção transversal pode ter proporcionado o aumento de vazão sem a correspondente perda de pressão.

A dilatação térmica somente é significativa no canal externo, pois o canal de ar de rotação sofre pouca influência da transferência de calor do forno para a superfície de calor, por estar mais interna ao queimador. Não foi observado aumento de vazão no canal tangencial.

Em virtude da menor perda de carga devido a dilatação das peças de restrição, a rotação do soprador foi elevada até se atingir o mesmo valor de pressão com a operação adiabática.

A tabela 12.30 mostra o aumento da espessura das folgas calculada entre a peça do canal externo com a peça que forma o canal ar de rotação, levando a um acréscimo de 38 % na área de saída de ar do canal externo.

Tabela 12.31: dados gerais queimador CD-NA

Comprimento total queimador mm	6406
Comprimento parte aquecida mm	4733
Comprimento peças constrição súbita + furos mm	125
Participação peças constrição + furos na perda de carga %	96
Calor transferido kJ/kg ar	103
Calor transferido kW	90,7
Acréscimo temperatura devido aquecimento C	106

A participação dos dispositivos de constrição sobre a perda de carga do queimador é elevada (96%). O queimador apresenta ambos canais, externo e ar de rotação com escoamento se comportando como compressível pois apresentam Número de Mach $> 0,3$.

Embora a velocidade de saída no canal externo na operação não adiabática seja maior que na operação adiabática, o número de Mach é ligeiramente menor na operação não adiabática.

Considerando a transferência de calor, na operação não adiabática, a temperatura de 142°C propicia uma velocidade do som de 408 m/s , contra a temperatura de saída na operação adiabática da ordem de 35°C e velocidade do som de 352 m/s . No canal de ar de rotação (tangencial) o Número de Mach na saída do queimador CD-NA é $M=0,397$ contra $M=0,396$, praticamente iguais, apesar da velocidade ser de $V=162\text{ m/s}$ para CD-NA contra $V=144\text{ m/s}$ para CD-A.

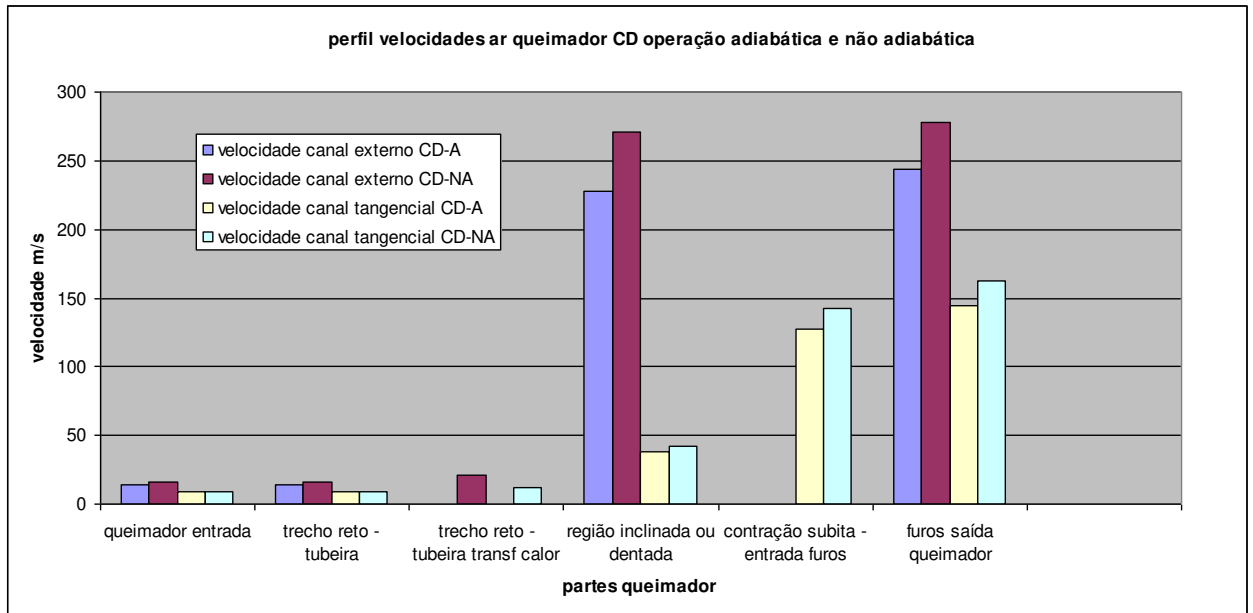


Fig. 12.10: Velocidades nas partes do queimador CD operando em condições adiabática e não adiabática.

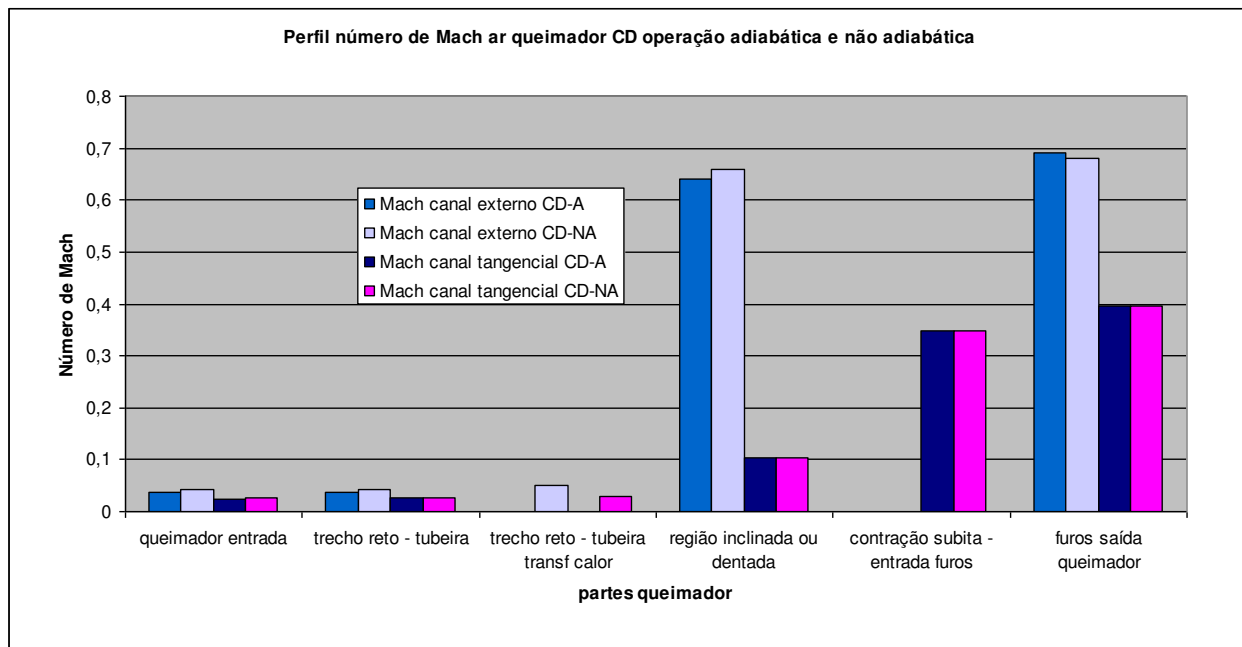


Fig. 12.11: Número de Mach nas partes do queimador CD operando em condições adiabática e não adiabáticas.

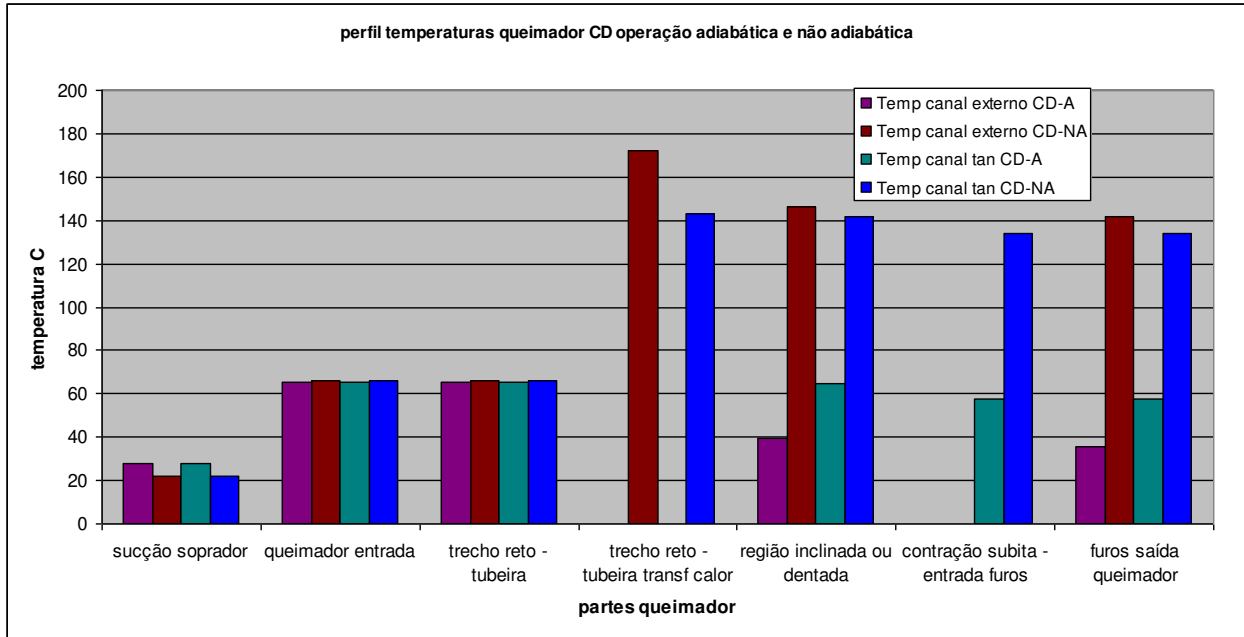


Fig. 12.12: Temperaturas nas partes do queimador CD operando em condições adiabática e não adiabáticas.

Observa-se na fig 12.13 que na condição adiabática ocorre uma significativa redução da temperatura do ar do canal externo, pois devido à consideração de escoamento adiabático com atrito, a expansão do gás se dá por conta da redução de energia interna. Observa-se também redução da temperatura do ar no canal externo na condição não adiabática, sendo que esta redução ocorre pela consideração escoamento adiabático nas peças da ponta do queimador.

Tabela 12.32: comparação da performance do queimador CD em operação adiabática e não adiabática.

	Queimador CD-A	Queimador CD-NA	Dif. %
Quantidade de movimento total axial queimador N	168	217	+29
Quantidade de movimento específico queimador N/Mw	5,36	6,92	+29
Potência queimador Mw	31,3	31,4	0
Quantidade de movimento total ar secundário N	494	494	0
Velocidade ar secundário m/s	23,1	23,2	0
Índice de Rigidez Jato	0,34	0,44	+29
Índice Rotação queimador	0,139	0,0961	-30
Índice de Rotação global-queimador + forno	0,0013	0,00130	0
Entrainment ar sec 20 m ponta queimador %	92,7	86,5	-6,6
Ar primário %	6,86	7,75	+13

Com dilatação térmica na operação não adiabática foi possível se elevar a porcentagem de ar primário aumentando a rotação do soprador, ajustando-a para o mesmo nível de pressão com a operação adiabática. Com isto elevou-se a quantidade de movimento do jato, e o índice de rigidez. Como não foi aumentada a vazão de ar tangencial, que é responsável pelo índice de rotação, este reduziu-se na condição CD-NA, em virtude do aumento da quantidade de movimento axial, com a redução significativa do índice de rotação também se reduziu o “entrainment”, porém de forma menos intensa, pois o efeito de rotação da chama contribui para o acréscimo do “entrainment”.

12.14.2 Comparação queimador CP operando adiabaticamente (CP-A) e não adiabaticamente (CP-NA).

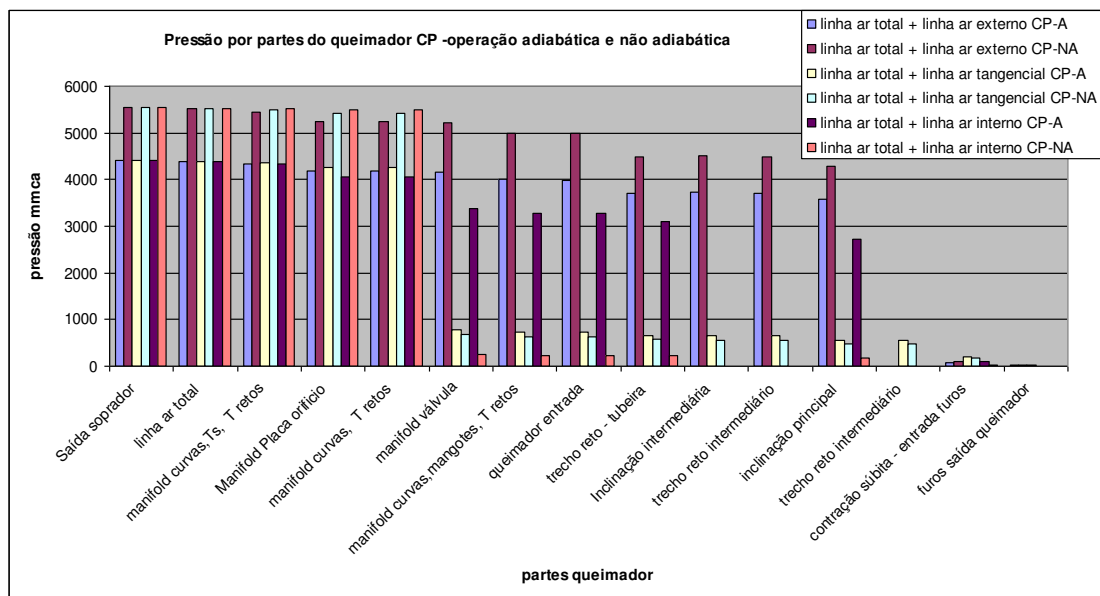


Fig. 12.13: Pressões no queimador CP em operação adiabática e não adiabática

Note que a pressão do canal externo se elevou na condição não adiabática, porém este opera com uma menor pressão no canal interno.

Tabela 12.33: dados gerais queimador CP-NA e CP-A

	CP-A	CP-NA	Diferença %
Vazão total ar primário kg/h	4601	4319	-6,1
Vazão canal externo kg/h	2582	3064	+18,6
Vazão canal de ar de rotação kg/h	1092	1014	-7,1
Vazão canal interno kg/h	928	240	-74,1
Pressão canal ar externo mmca	4488	5386	+20,0
Velocidade saída canal externo m/s	239,9	285	+18,8
Folga canal externo mm	0,5	2,11	
Área de saída canal externo mm ²	2655	3153	+18,7

Observe que a dilatação térmica no queimador CP foi menor que no queimador CD. Neste, a vazão no canal externo se elevou de forma mais intensa, reduzindo a vazão de ar do canal interno.

Cabe salientar que a alteração da vazão de ar interno se deveu por ajuste operacional, ou seja a válvula de ar interno foi fechada na condição não adiabática a fim de se otimizar a operação de fabricação de clínquer, não possuindo nenhuma relação com a simulação computacional em si ou o com fato da operação ser não adiabática.

A ponta do queimador CP e CD foram confeccionadas com materiais diferentes, por isso apresentaram coeficientes de dilatação diferentes:

Tabela 12.34: coeficientes de dilatação queimadores CD e CP

Queimador	CD	CP
Aço	AISI 302	AISI 316
Coeficiente de dilatação linear 1/C	$17,3 \times 10^{-6}$	$14,4 \times 10^{-6}$
Diâmetro da ponta queimador mm	332	367

Nota-se que o coeficiente de dilatação é menor no queimador CP, e mesmo possuindo diâmetro maior, este ainda dilata 8,7 % a menos que o queimador CD. O coeficiente de dilatação do material é uma informação importante no projeto de queimadores à jato, pois devida a pequena área de saída dos canais externo estas áreas sofrem influência significativa da dilatação das peças da ponta do queimador.

Tabela 12.35: dados gerais queimador CP-NA

Comprimento total queimador mm	2760
Comprimento parte aquecida mm	2280
Comprimento peças constrição súbita + furos mm	481
Participação peças constrição + furos na perda de carga %	80
Calor transferido kJ/kg ar	61,97
Calor transferido kW	52,74
Acréscimo temperatura devido aquecimento C	60,0

Em ambas situações, adiabática e não adiabática, o escoamento no canal externo se comporta como compressível, e também em ambas situações o canal de ar de rotação (tangencial) tem o seu escoamento com comportamento incompressível (embora este canal tenha sido simulado por modelos de escoamento compressível), visto que possui baixo número de Mach e portanto pequena redução da temperatura na aceleração do ar nas peças de restrição.

No canal interno na situação adiabática o comportamento é de fluido compressível pois o número de Mach atinge $> 0,6$, porém com o fechamento da válvula de ar interno o número de Mach se reduz para $< 0,2$ na condição não adiabática, e assim denotando características de escoamento incompressível.

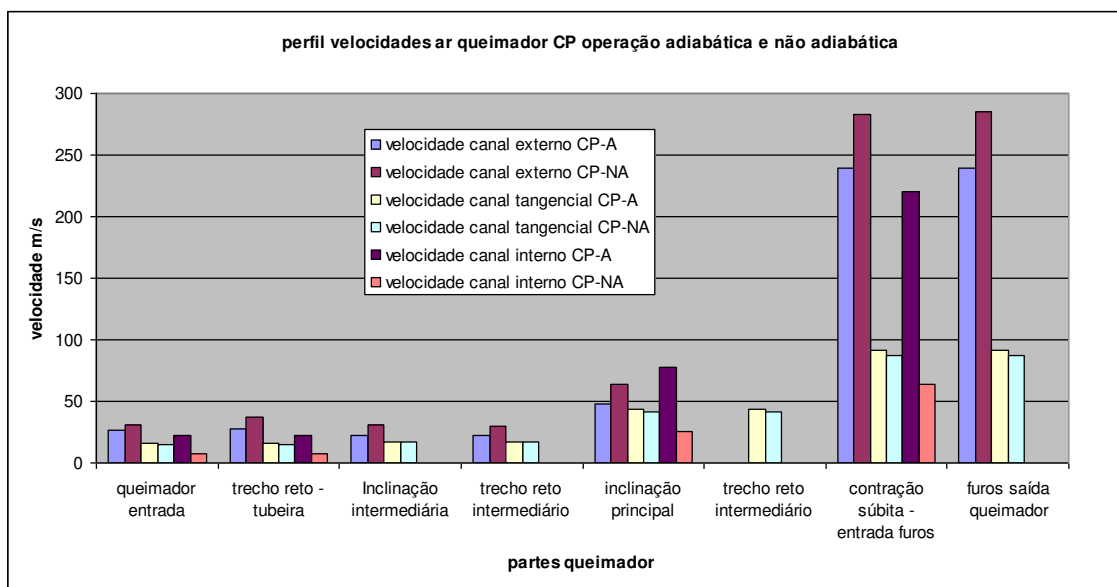


Fig. 12.14: Velocidades queimador CP operação adiabática e não adiabática

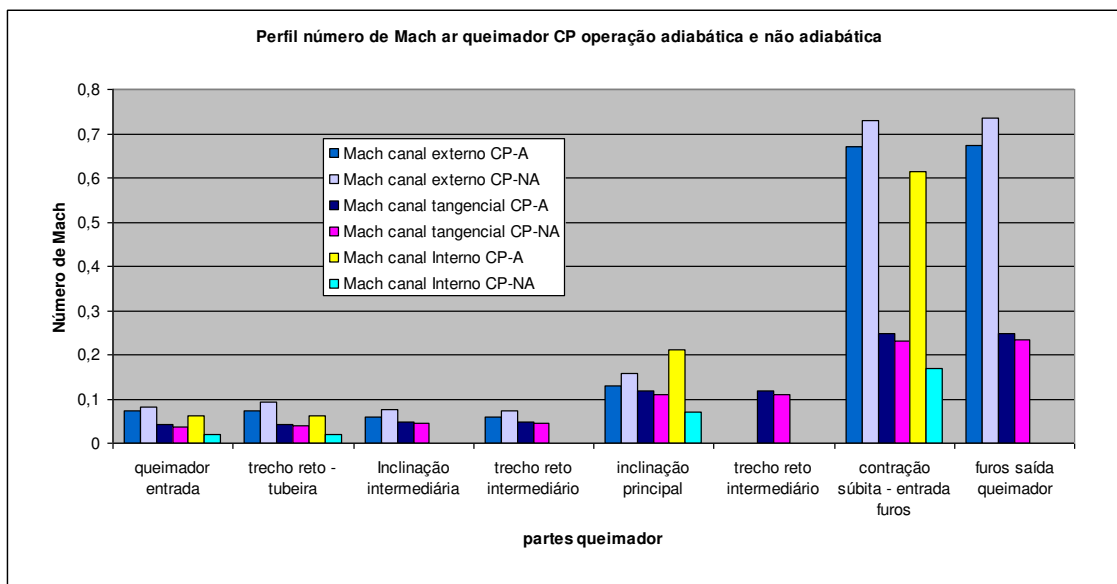


Fig. 12.15: Número de Mach queimador CP operação adiabática e não adiabática

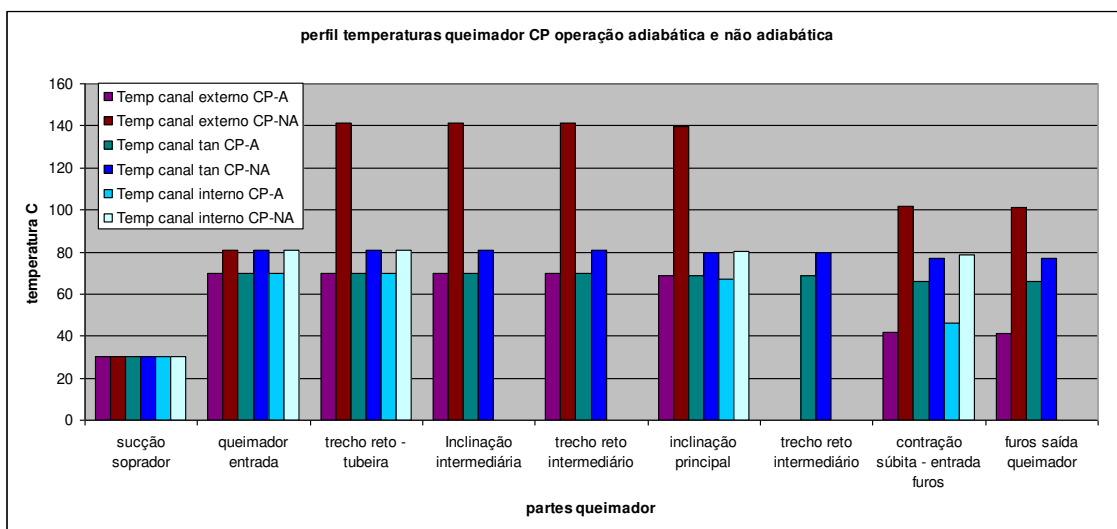


Fig. 12.16: Temperatura queimador CP operação adiabática e não adiabática

Observando a fig 12.17 observa-se que a temperatura se eleva no canal de ar externo na operação não adiabática em virtude da transferência de calor do forno para o queimador, porém especificamente neste queimador não se observa aquecimento do ar do canal de ar de rotação. Este queimador apresentar a seguinte configuração, do exterior para o interior do queimador: concreto refratário, canal de ar externo, canal de ar de transporte de combustível pulverizado, revestimento cerâmico antidesgaste, canal de ar de rotação, canal de ar interno, atomizador de

óleo. Assim, entre o canal de ar externo e ar de rotação existe o canal de ar de transporte e uma camada de revestimento antidesgaste (para proteger a estrutura do queimador da ação abrasiva do carvão e do coque de petróleo). Parte do calor que deveria ser transferido ao ar de rotação é transferido ao ar de transporte, e o ar de transporte não transfere calor ao ar de rotação em virtude do revestimento cerâmico antidesgaste possuir baixa condutividade térmica, funcionando como um isolante térmico. Em virtude deste arranjo o escoamento no canal de ar de rotação possui características adiabáticas.

No queimador CD, o arranjo dos tubos permite a transferência de calor entre o canal externo e o canal de ar de rotação, pois a distribuição dos tubos segue: concreto refratário, canal de ar externo, canal de ar de rotação, canal de ar de transporte, revestimento antidesgaste, canal de ar interno e atomizador de óleo.

Tabela 12.36: comparação dos índices fluidodinâmicos para o queimador CP em condição adiabática e não adiabática.

	Queimador CP-A	Queimador CP-NA	Dif %
Quantidade de movimento total axial queimador N	248	264	+6,4
Quantidade de movimento axial canal externo N	172	242	+40
Quantidade de movimento axial canal interno N	56	4	-93
Quantidade movimento específico queimador N/Mw	5,14	5,46	+6,2
Potência queimador Mw	48,4	48,3	0
Quantidade de movimento total ar secundário N	190,6	145	-23,9
Velocidade ar secundário m/s	9,3	8,2	-11,8
Índice de Rigidez Jato	1,3	1,81	+39,2
Índice de Rotação queimador	0,115	0,0987	-14
Índice de rotação global-queimador + forno	0,0028	0,00300	+7
Entrainment ar sec 20 m ponta queimador %	52,7	56,3	+6,8
% de ar primário	7,49	7,02	-6,3

No queimador CP, quando a operação também é alterada para a condição não adiabática, altera-se também a vazão dos canais, reduzindo a vazão de ar do canal interno através do

fechamento da válvula e assim aumentando a vazão de ar externo. Foi reduzida também a vazão de ar secundário, abrindo-se mais a válvula de ar terciário (ar para calcinador).

De forma geral a porcentagem de ar primário se reduz neste procedimento, mas a quantidade de movimento total e a quantidade de movimento do canal externo se elevam significativamente, aumentando a rigidez da chama, pelo fato de se elevar as quantidades de movimento do jato e reduzir-se a quantidade de movimento do ar secundário. Com o aumento da quantidade de movimento axial, mantendo-se a vazão de ar de rotação, levou-se à redução do índice de rotação, porém se observou um pequeno acréscimo no entrainment. Isto se deve ao fato da quantidade de movimento axial do canal externo ter aumentado 40 %, aumentando a velocidade do jato, apesar do efeito negativo de redução do índice de rotação sobre o entrainment.

12.15 Perfis de Pressão, velocidade, Número de Mach e temperatura ao longo dos queimadores em operação não adiabática.

12.15.1 Queimador NP-NA:

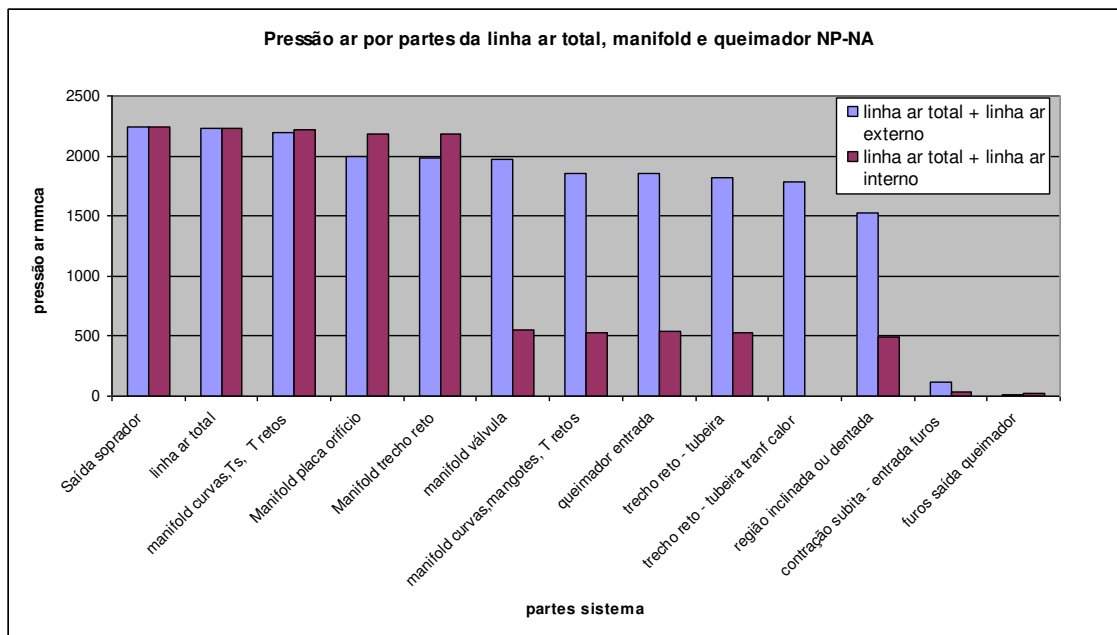


Fig. 12.17: Pressão ao longo das partes do queimador NP-NA

No canal externo que se encontrava com válvula 90 % aberta, a perda de carga principal está na peça de contração súbita na entrada dos furos, sendo responsável por cerca de 63 % de toda a perda de carga do queimador:

Tabela 12.37: dados gerais queimador NP-NA

Comprimento total queimador mm	5800
Comprimento parte aquecida mm	3900
Comprimento peças contração súbita + furos mm	153
Participação peças contração + furos na perda de carga %	67
Calor transferido kJ/kg ar	86,83
Calor transferido kW	77,74
Acréscimo temperatura devido aquecimento C	85,2

a peça de contração, que corresponde a 2,6 % comprimento do queimador é responsável por 67 % da perda de carga total.

Cerca de 11 % do ar primário passa pelo canal interno, na qual a abertura da válvula encontrada pela simulação é 27 % (contra 35 % da abertura mensurada). Devido ao grande fechamento da válvula, grande parte da perda de carga neste canal se localiza na mesma, porém nota-se que o corpo do queimador praticamente não contribui para a perda de carga, e as peças da ponta do queimador (restrição e furos) são ainda grande fonte de perda de carga neste canal.

Este queimador operava com 100 % de válvula fechada para o canal de ar de rotação (tangencial).

A parte do queimador que fica dentro do forno e portanto sofre aquecimento é de 3900 mm.

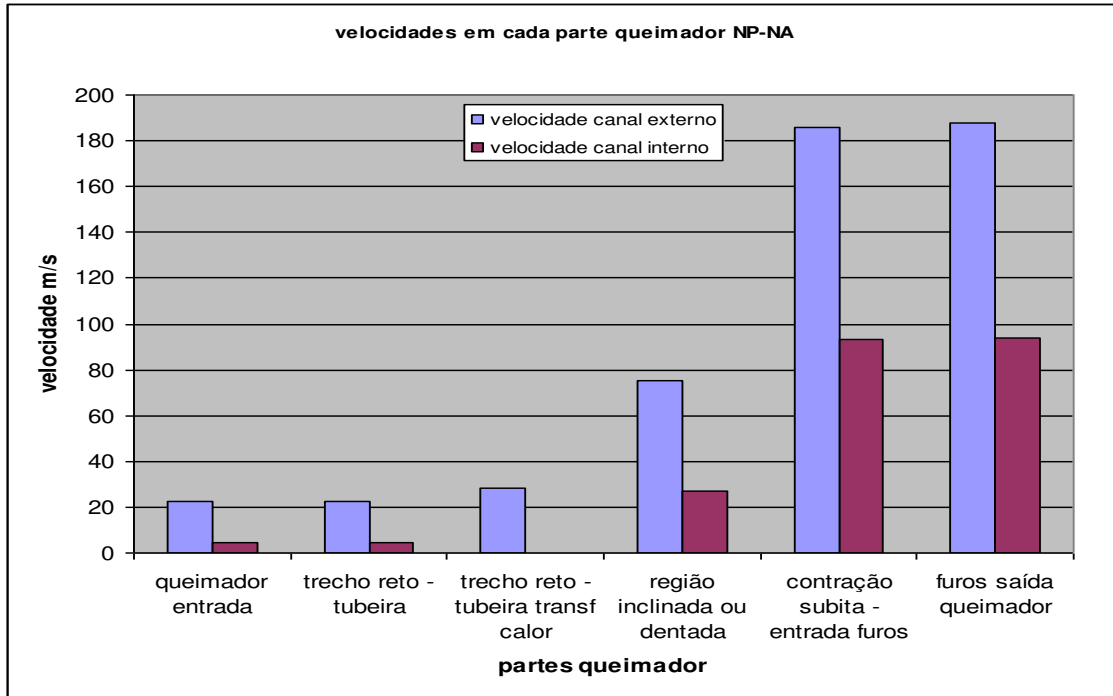


Fig. 12.18: Velocidade nas partes do queimador NP-NA

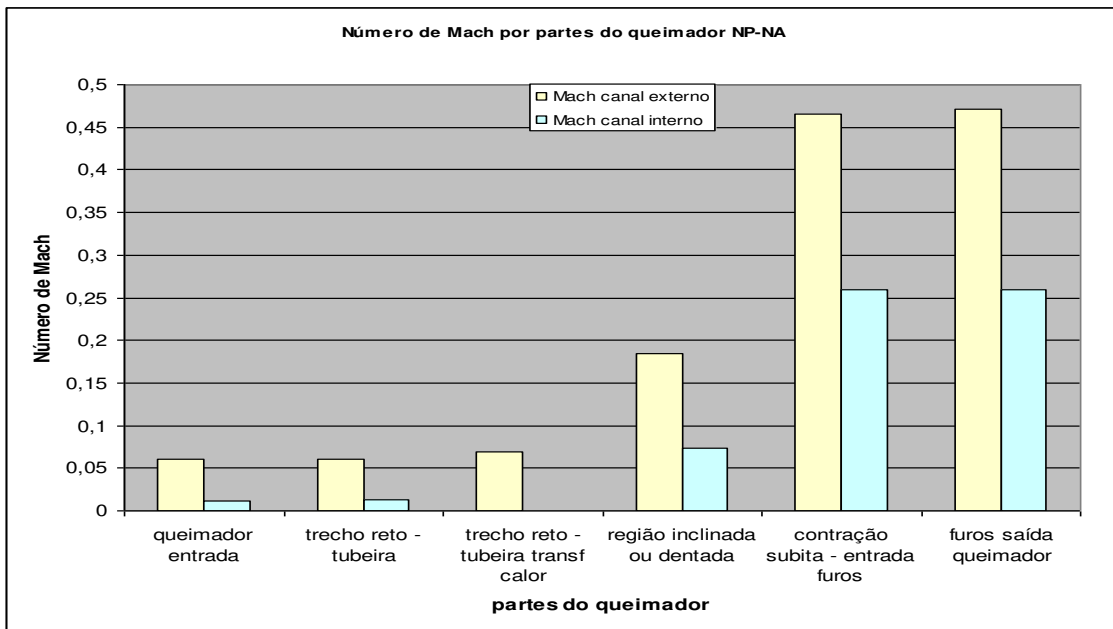


Fig. 12.19: Número de Mach nas partes do queimador NP-NA

Pela figura 12.19 pode-se observar que a grande evolução da velocidade ocorre justamente na peça de constrição, ocasionando a sua elevada perda de carga em ambos os canais. No entanto

no canal interno, devido a baixa vazão de ar, o número de Mach se encontra na faixa de 0,25, enquanto que no canal externo o número de Mach atinge valores na faixa de 0,45. Baseado na regra de que o escoamento pode ser considerado compressível quando se atinge Mach acima de 0,3, então somente as peças de restrição do canal externo é caracterizada como escoamento compressível.

Quanto a temperatura, o ar na sucção do soprador foi 35° C, e imediatamente após o soprador a temperatura atinge 52° C, em virtude do processo de compressão imposto ao ar pelo soprador.

Quando o ar passa pelo canal externo na parte do queimador que fica dentro do forno, este se aquece atingindo 140° C, não se observando aquecimento considerável no canal interno em virtude deste ficar relativamente isolado do canal externo, devido a configuração deste queimador ser similar ao queimador CP-NA. Da direção externa para a interna do queimador são encontrados: revestimento concreto refratário, tubo canal externo, tubo ar de transporte, revestimento antidesgaste, canal de ar de rotação e canal de ar interno. O canal de ar de transporte funciona como isolante pois o revestimento antidesgaste também apresenta esta propriedade, em seguida está o canal de ar tangencial, que não escoar por este (válvula fechada) e somente a seguir está o canal de ar interno.

Nota-se no canal externo que a temperatura do ar se reduz nas peças de constrição em virtude da consideração de escoamento compressível adiabático nestas peças, visto que é bastante razoável pois as peças de constrição correspondem a apenas 3,9 % de toda a parte aquecida.

O corpo do queimador é revestido por 60 mm de concreto refratário, que atua como isolante. Mesmo que o coeficiente de película cresça significativamente nas peças de constrição em virtude do aumento da velocidade, a transferência de calor não se efetiva em virtude do caráter isolante do revestimento refratário. A simulação apresentou baixos erros na estimativa da pressão na qual a temperatura tem importância, se considerando escoamento adiabático nas peças de constrição.

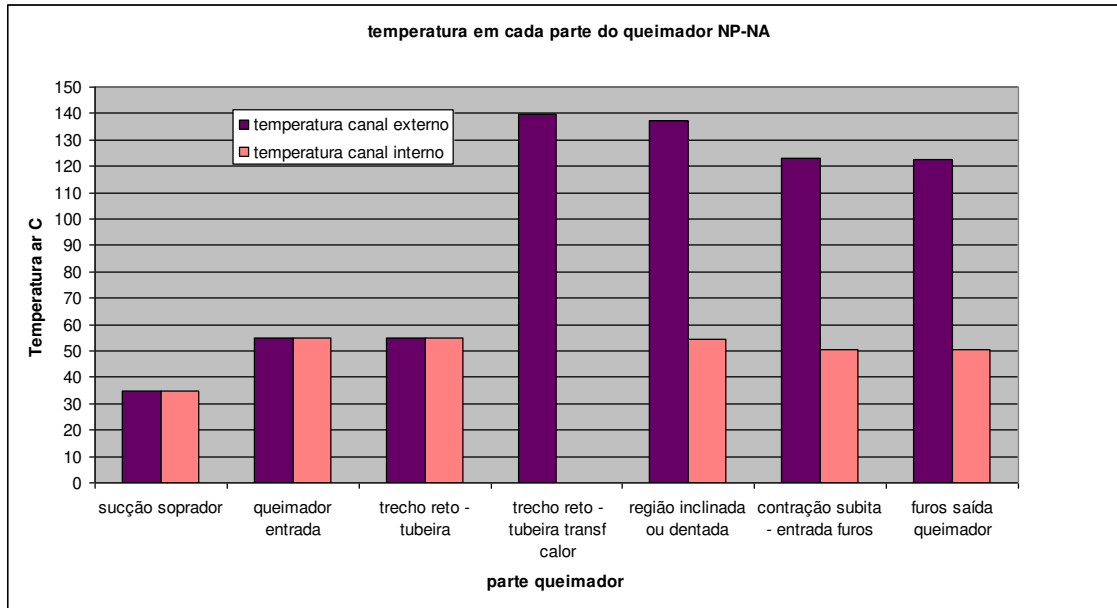


Fig. 12.20: Temperatura partes queimador NP-NA

12.15.2 Queimador CR-NA

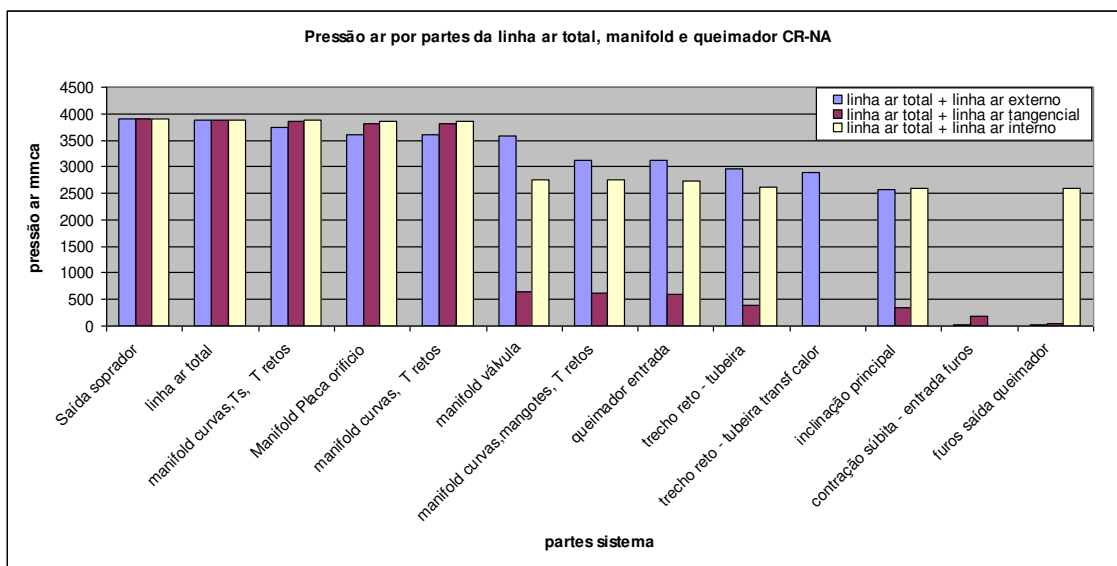


Fig. 12.21: Pressão ao longo das partes do queimador CR-NA

Tabela 12.38: dados gerais queimador CR-NA

Comprimento total queimador mm	5877
Comprimento parte aquecida mm	3200
Comprimento peças constrição súbita + furos mm	105
Participação peças constrição + furos na perda de carga %	73,5
Calor transferido kJ/kg ar	50,81
Calor transferido kW	58,33
Acréscimo temperatura devido aquecimento C	49,7

Observa-se também que a perda de perda de carga é concentrada nas peças de restrição, que neste caso correspondem a 3,3 % do comprimento aquecido do queimador, atingindo 73,5 % de toda a perda de carga do queimador. A participação da perda de carga destas peças em relação as peças de constrição de NP-NA cresceu em virtude do aumento do número de Mach da ordem de 0,45 para cerca de 0,6.

Mas uma vez observamos o declínio da temperatura nas peças de constrição do canal externo em virtude do alto número de Mach em um escoamento compressível com atrito e adiabático, enquanto que os demais canais o maior número de Mach é 0,25.

O acréscimo de temperatura também foi menor que em NP-NA devido este queimador operar com maior vazão de ar no canal externo e possuir um comprimento menor em aquecimento dentro do forno.

Observa-se que existe uma elevada perda de carga no canal tangencial e interno, na qual as aberturas das válvulas são 20% e 5 % respectivamente (valores mensurados), sendo que 15,4 % da vazão de ar primário passa pelo canal ar de rotação (tangencial) e 2,2 % do ar primário passa pelo canal interno. A baixa vazão de ar no canal interno é responsável pelo grande erro na estimativa da perda de carga na válvula, por estar muito fora da faixa de aplicação da correlação de Umur e Gibson. Mesmo com simulação de 1 % de abertura desta válvula ainda se encontrou uma pressão residual de 3161 mm na saída do canal, confirmando que os modelos de válvulas não são confiáveis para pequenas aberturas.

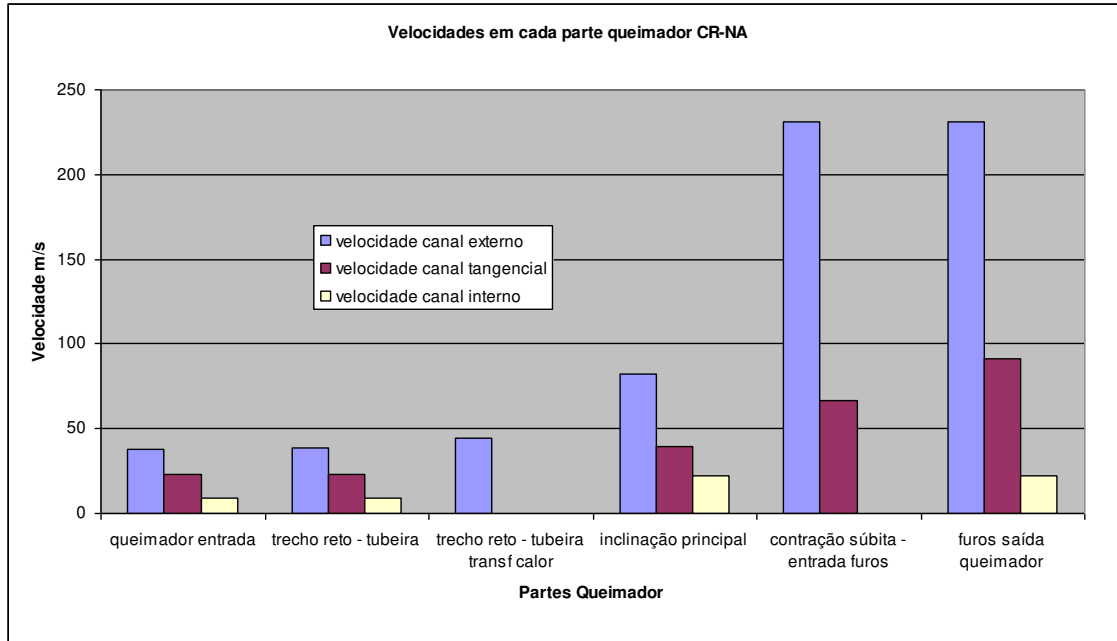


Fig. 12.22: Velocidade nas partes do queimador CR-NA

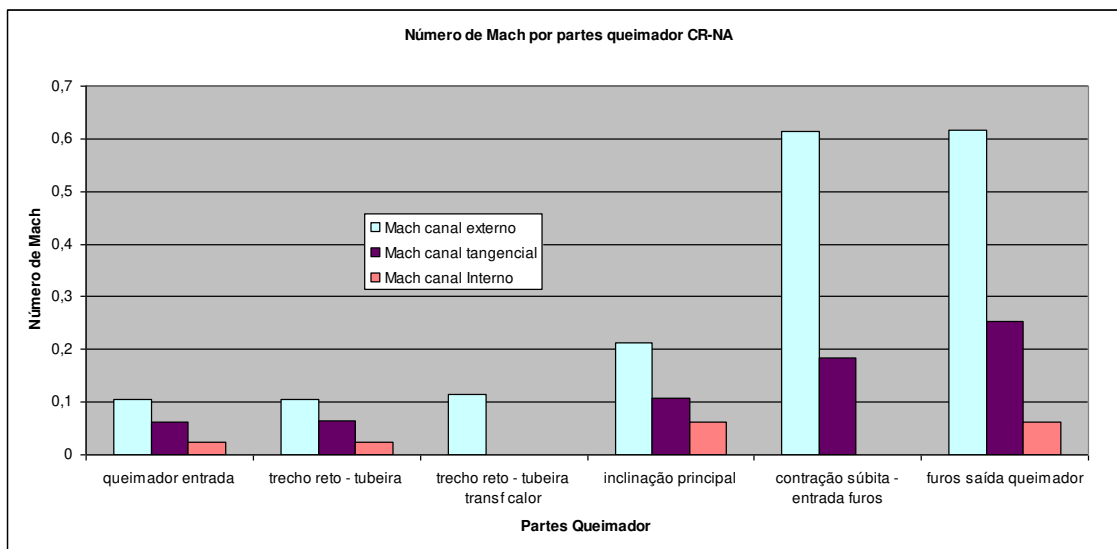


Fig. 12.23: Número de Mach nas partes do queimador CR-NA

Devido a pressão maior de operação (3900 mmca) o aumento de temperatura do ar devido a compressão do soprador é maior no queimador CR-NA que em NP-NA, visto que a temperatura ambiente foi de 16° C e a temperatura se elevou para cerca de 52° C, que é exatamente o valor simulado (52 C).

Também não se observa aquecimento do ar no canal tangencial em virtude da consideração de escoamento adiabático neste canal, pela mesma razão adotada no queimador CP-NA e NP-NA, ou seja o canal de ar de rotação (tangencial) se encontra internamente ao canal de ar de transporte e este atua como isolante na transferência de calor do canal externo para o tangencial.

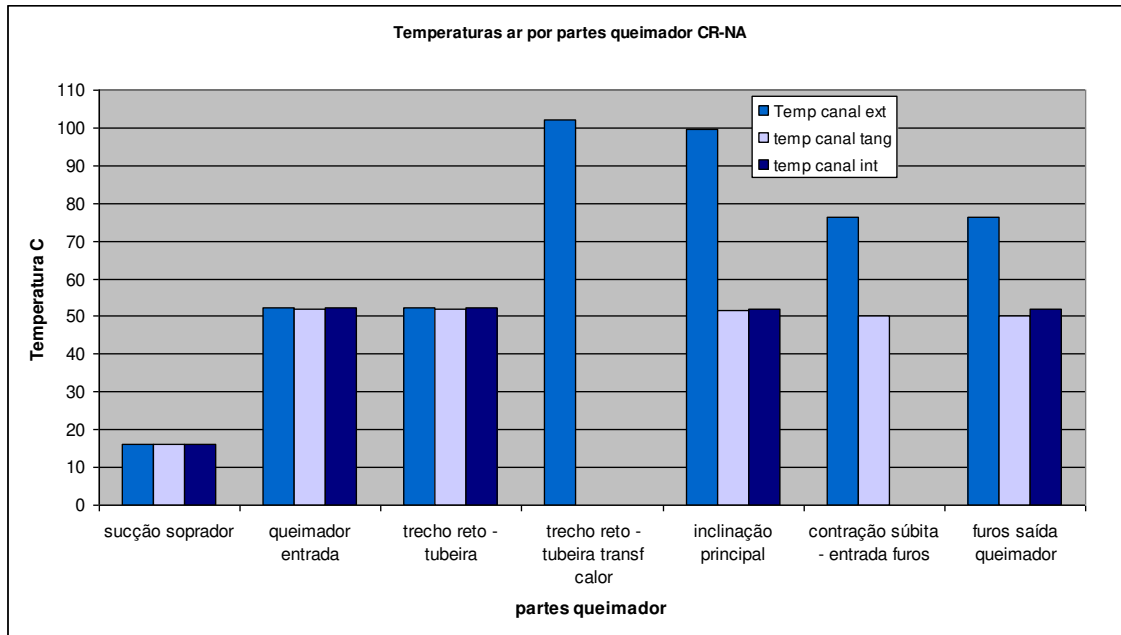


Fig. 12.24: Temperatura partes queimador CR-NA

12.15.3 Queimador GG-NA:

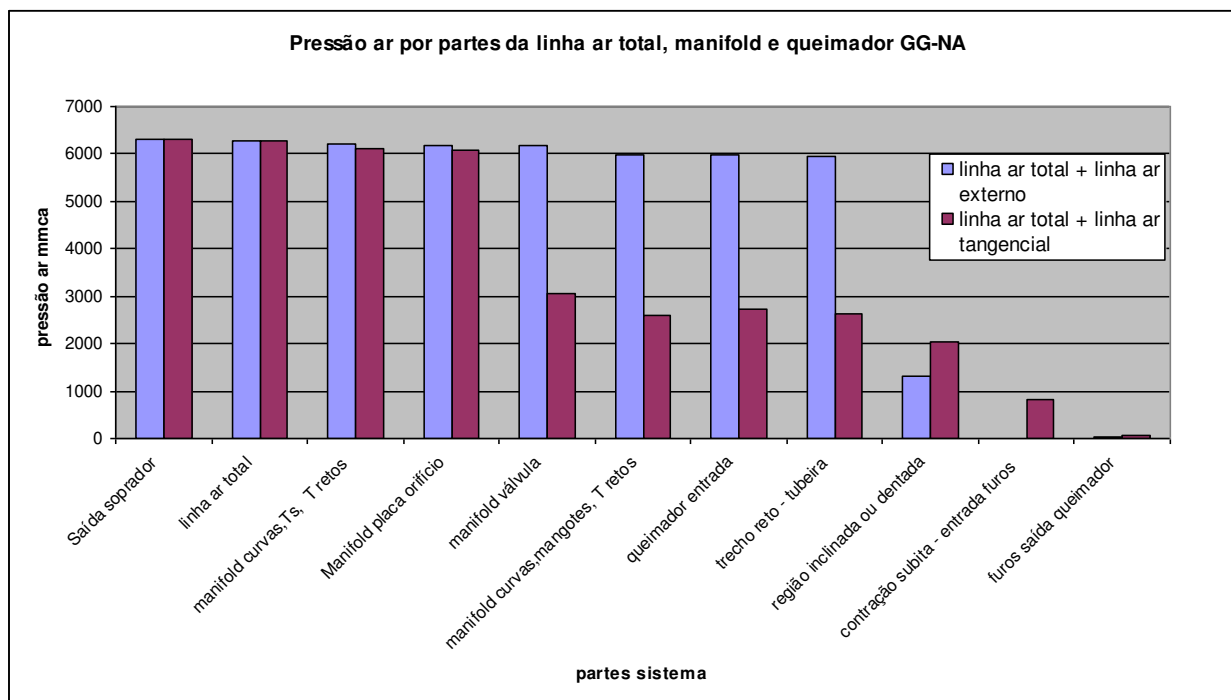


Fig. 12.25: Pressão ao longo das partes do queimador GG-NA

Tabela 12.39: dados gerais queimador GG-NA

Comprimento total queimador mm	4110
Comprimento parte aquecida mm	4000
Comprimento peças constrição súbita + furos mm	110
Participação peças constrição + furos na perda de carga %	93,8
Calor transferido kJ/kg ar	72,24
Calor transferido kW	75,01
Acréscimo temperatura devido aquecimento C	71,8

Nota-se que a medida que se eleva o número de Mach do canal externo eleva-se também a participação da perda de carga das peças de restrição. Observa-se que no queimador GG-NA as peças de restrição são responsáveis por 93,8 % de toda a perda de carga do queimador. É maior também o decréscimo na temperatura, devido a expansão adiabática do escoamento pelas peças de restrição.

Neste queimador a configuração é similar ao CD-NA, na qual se localizam os seguintes canais do exterior para o interior do queimador: concreto refratário, canal de ar externo, canal de ar tangencial, canal de ar de transporte, revestimento antidesgaste, canal de ar interno, atomizador de óleo. Nesta configuração o canal de ar de transporte não fica isolado termicamente e recebe calor proveniente do canal externo, por isso a temperatura do canal de ar tangencial se eleva consideravelmente no trecho reto da tubeira, que é onde o queimador fica submetido a transferência de calor do ambiente do forno para a tubeira (corpo do queimador).

Especificamente para este queimador ambos canais, externo e tangencial, o ar se comporta como fluido compressível, em virtude do Mach ser $> 0,8$ e $0,5$ respectivamente. Nota-se que o decréscimo de temperatura ocorre também de forma significativa em ambos canais.

O canal de ar tangencial possui a sua válvula 50 % aberta e nesta faixa é bem representada pelo modelo de Umur, onde pela simulação foi encontrada abertura de válvula de 47,8 % e pressão residual de 60 mmca.

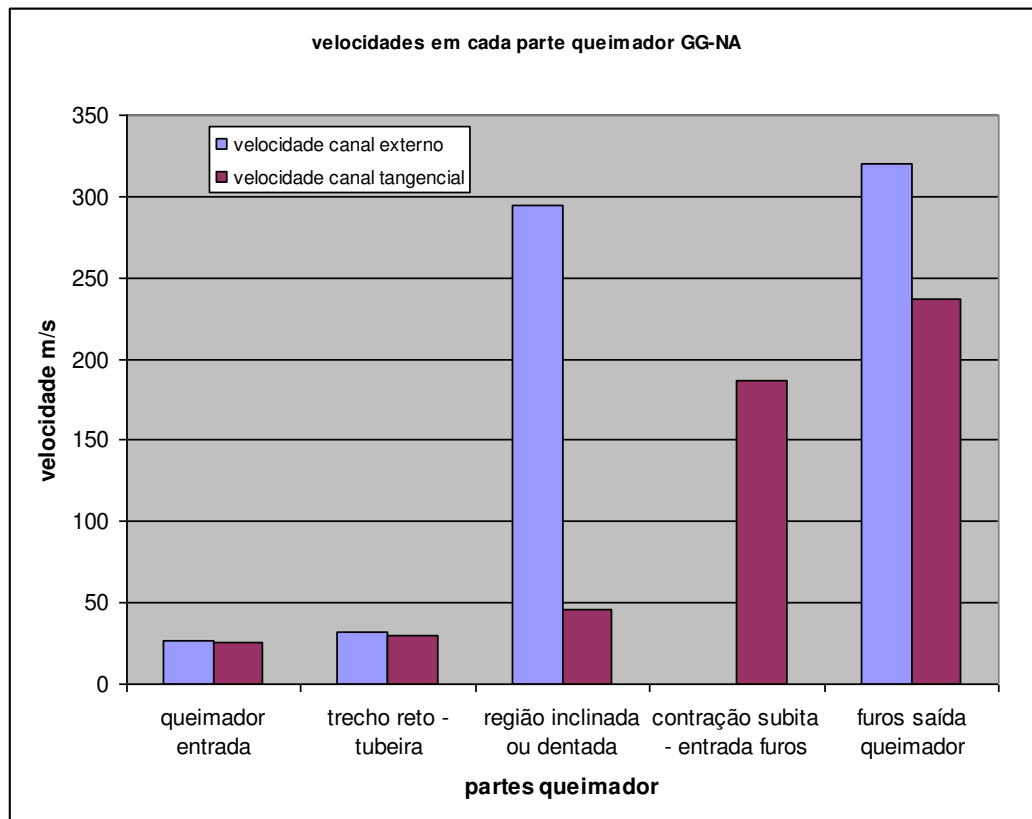


Fig. 12.26: Velocidades nas partes queimador GG-NA

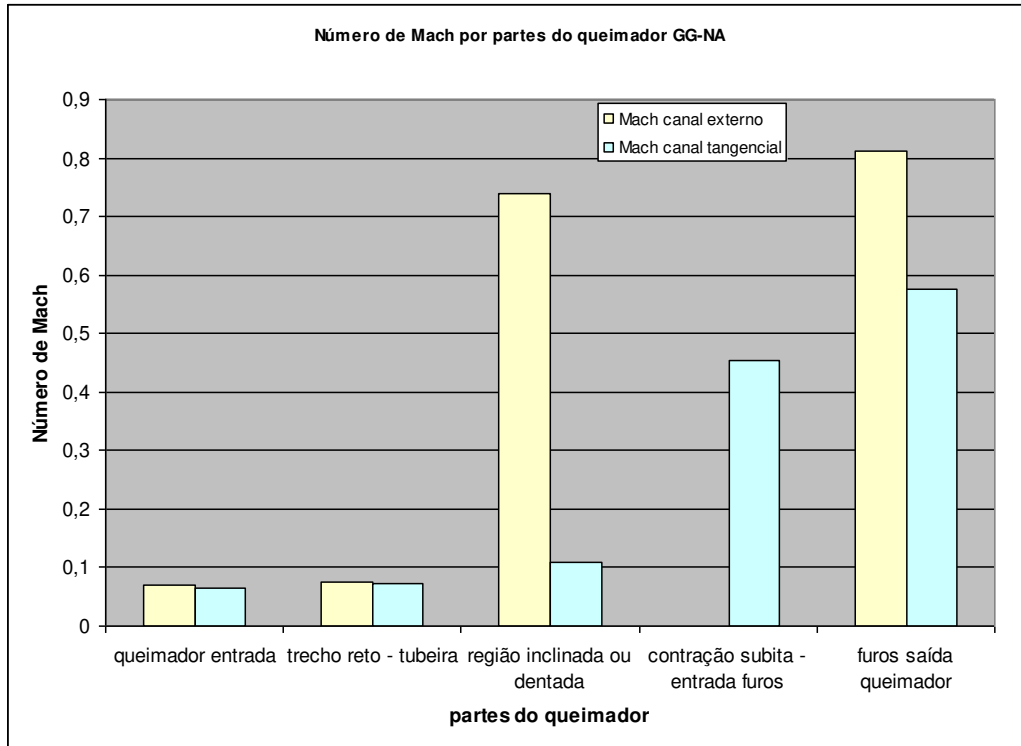


Fig. 12.27: Número de Mach nas partes do queimador GG-NA

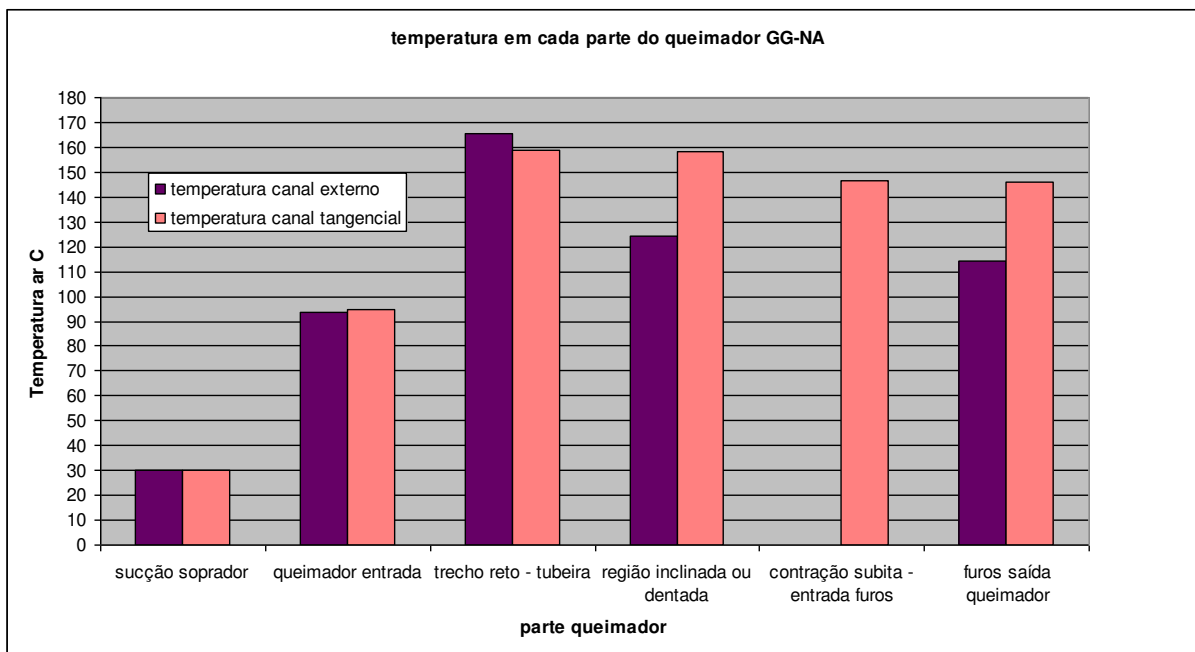


Fig. 12.28: Temperatura partes do queimador GG-NA.

Observe que a elevada pressão de operação é responsável por um acréscimo de cerca de 60° C no ar quando este é comprimido pelo soprador.

12.15.4 Queimador CD2-NA.

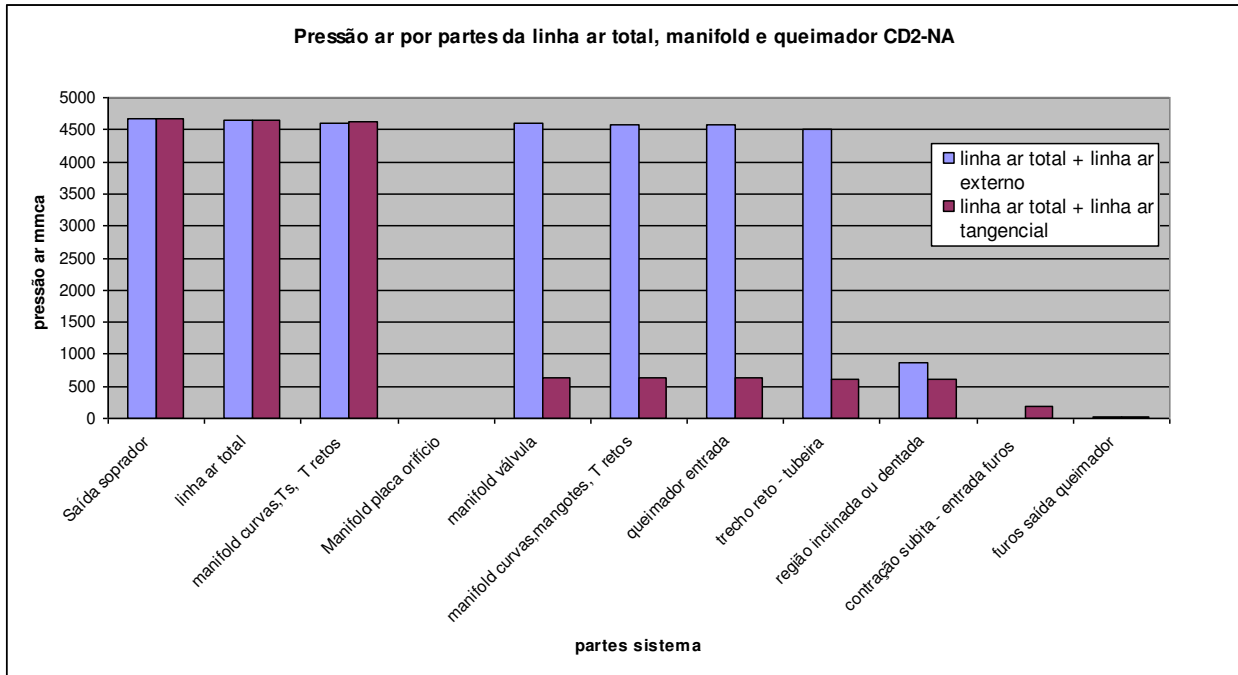


Fig. 12.29: Pressão ao longo das partes do queimador CD2-NA

Tabela 12.40: dados gerais queimador CD2-NA

Comprimento total queimador mm	6718
Comprimento parte aquecida mm	4280
Comprimento peças constrição súbita + furos mm	118
Participação peças constrição + furos na perda de carga %	96,1
Calor transferido kJ/kg ar	108,68
Calor transferido kW	105,03
Acréscimo temperatura devido aquecimento C	106,4

Nota-se que a medida que se eleva o número de Mach se observa uma maior participação na perda de carga das peças de restrição, embora especificamente em relação a GG-NA a participação de perda de carga nas peças de restrição é menor que em CD2-NA. A transferência de calor neste é maior elevando a temperatura do ar e conseqüentemente a perda de

carga mesmo para um número de Mach menor e velocidades na ponta menores. Em gases o aumento da temperatura reforça os efeitos viscosos do escoamento. O mesmo fenômeno ocorre no queimador CD-NA, na qual apresenta elevada transferência de calor para o ar primário e conseqüente elevação da temperatura do ar.

Este queimador possui a mesma configuração que GG-NA, e CD-NA, ou seja o canal de ar de rotação fica entre o canal externo e o canal de ar transporte e portanto recebe transferência de calor do canal externo, na qual a temperatura do ar tangencial (rotação) se eleva consideravelmente na parte reta da tubeira que fica inserida dentro do forno.

A válvula do canal tangencial não foi bem representada pelo modelo de Gibson e Tilton, e o modelo de Umur também não foi representativo, pois localmente indicava 39 % aberta e pelo modelo foi determinado 13,7 % de abertura. No entanto, como mostrado no ítem 12.5 está válvula está instalada de forma inadequada.

Quando o escoamento é compressível (canal externo $M > 0,3$) o decréscimo na temperatura nas peças de restrição é acentuado, porém no canal tangencial onde o escoamento não se comporta como compressível ($M < 0,3$) a temperatura do ar nas peças de restrição sofrem queda insignificante.

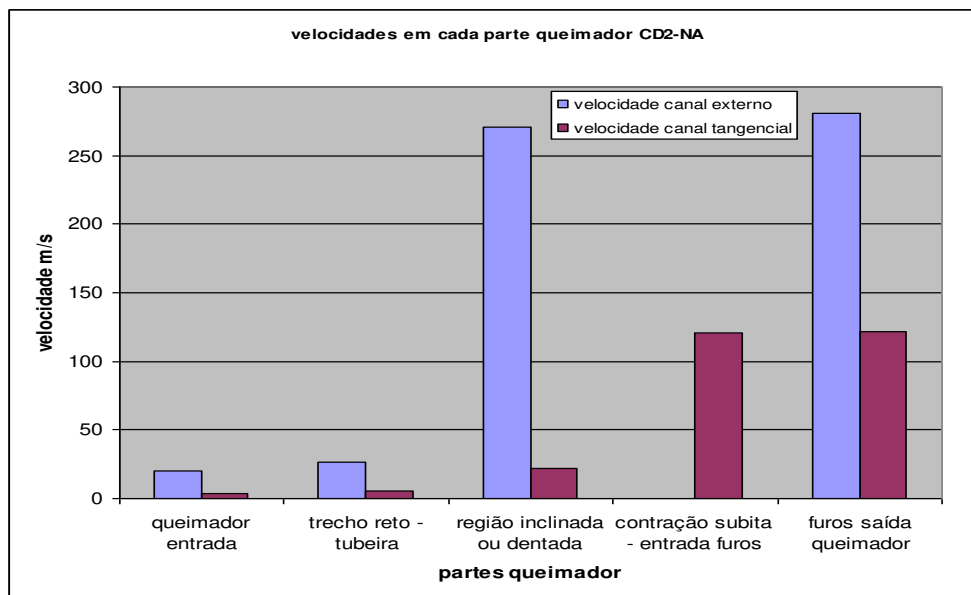


Fig. 12.30: Velocidades nas partes queimador CD2-NA

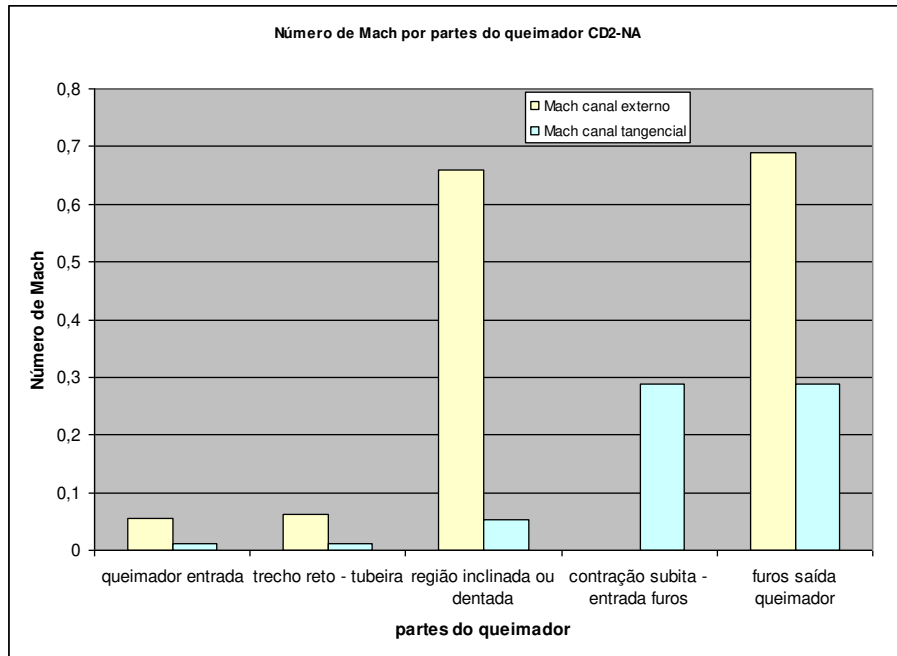


Fig. 12.31: Número de Mach nas partes do queimador CD2-NA

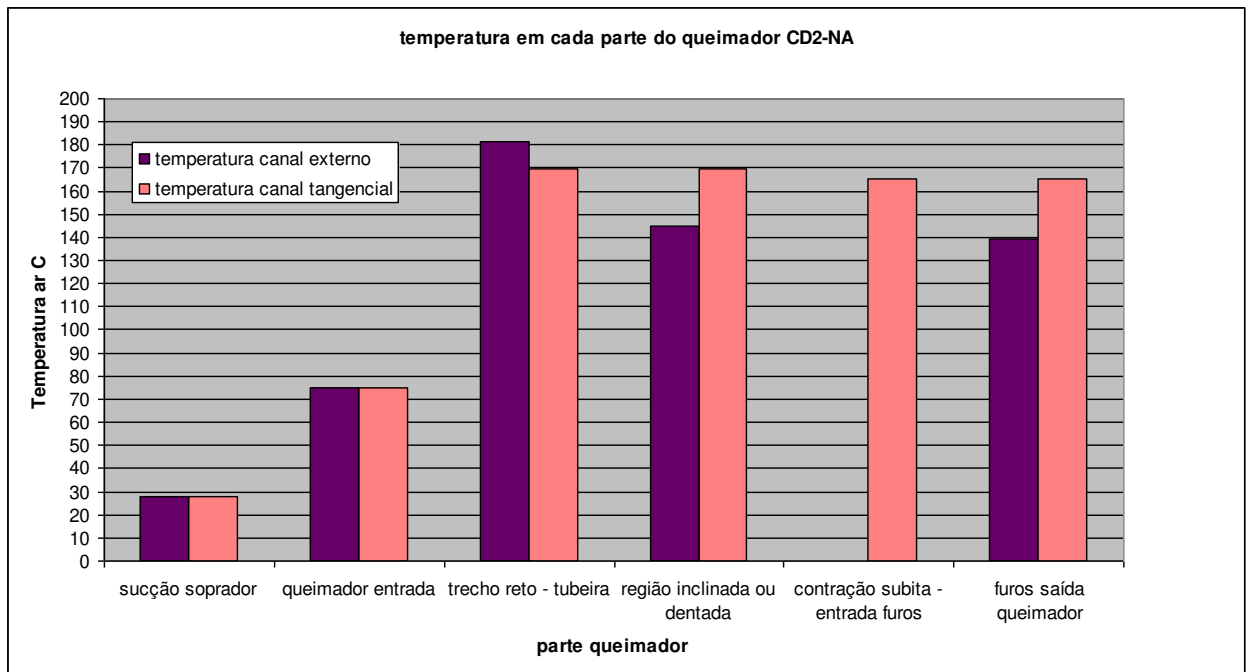


Fig. 12.32: Temperatura partes do queimador CD2-NA.

12.16 Entrainment

Devido a importância do entrainment em chamas que será dedicado um item específico a este tema.

Abaixo segue figura 12.34 e 12.35, mostrando o entrainment e perfil de velocidade axial do jato dos queimadores utilizando modelo baseado em jatos isotérmicos originados de slots, de acordo capítulo 03 Aerodinâmica de Jatos.

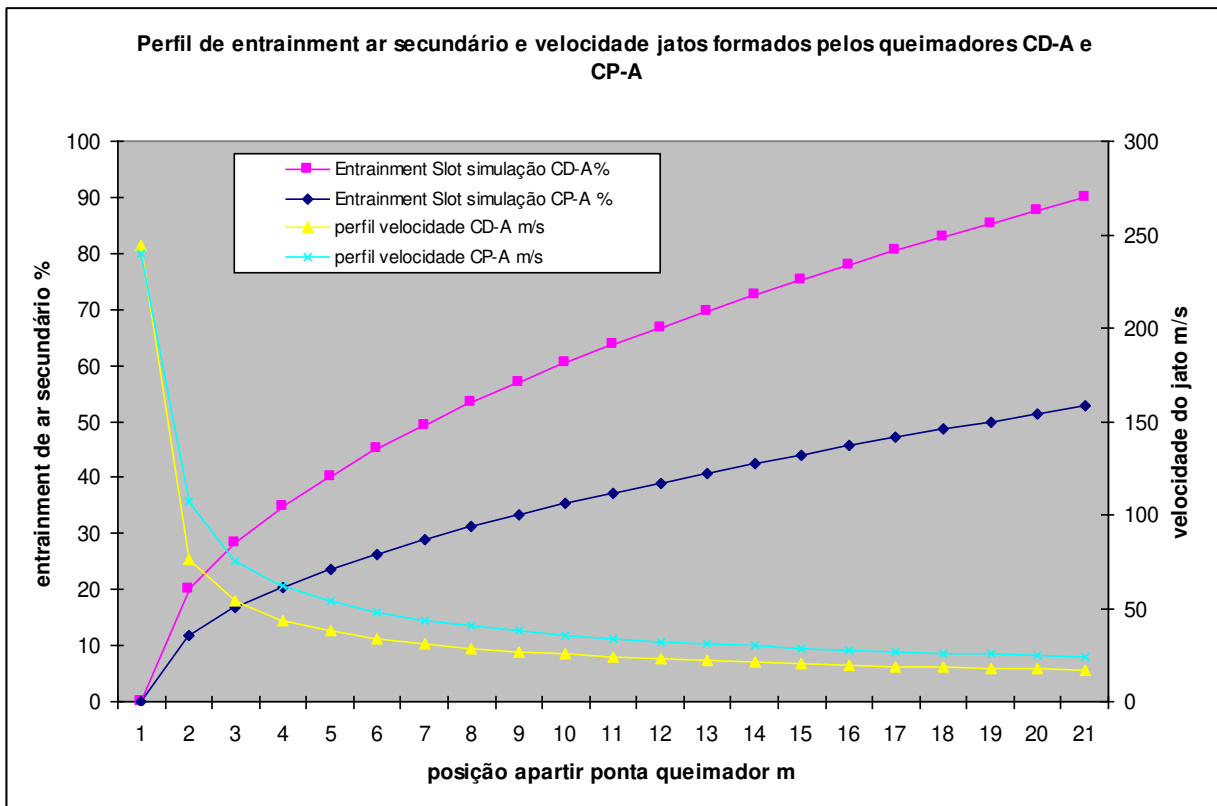


Fig. 12.33: Entrainments e perfis de velocidade do jato dos queimadores CD-A e CP-A

Nota-se que o entrainment do queimador CD-A é muito maior que o entrainment do queimador CP-A, mesmo que o decrescimento da velocidade do jato do CD-A não seja tão acentuado, mas o decrescimento da velocidade de jato de CD-A é maior que no queimador CP-A. A energia usada para se elevar o entrainment é proveniente da energia cinética do jato.

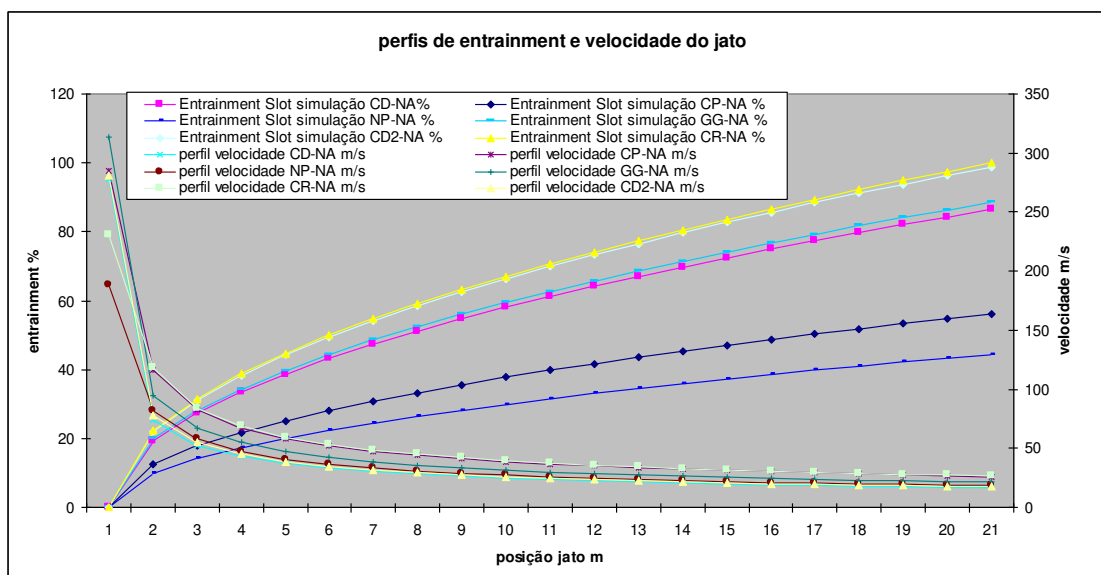


Fig. 12.34: Perfil de entrainment e velocidade do jato para os queimadores em operação não adiabática.

O entrainment depende das propriedades do fluido do jato, do fluido da vizinhança, da velocidade de saída do jato da ponta do queimador, e da geometria do canal de saída do queimador, da vazão de ar do jato.

O maior entrainment é do queimador CR-NA devida a grande quantidade de ar primário, visto que a velocidade de saída não é muito elevada, e a geometria do canal é de baixo entrainment (seção quadrada). O queimador CD2-NA apresenta o segundo maior entrainment (quase o mesmo entrainment que CR-NA) porém com a metade do ar primário que CR-NA, mas a alta velocidade e a geometria retangular dos furos de saída do jato contribuem positivamente para o aumento do entrainment.

O menor entrainment é do queimador NP-NA em virtude da baixa velocidade do jato, pequena porcentagem de ar primário e geometria quadrada.

A velocidade final do jato a 20 m depende da velocidade inicial e da geometria do furo de saída. Quanto mais alto o entrainment, e dependendo da velocidade inicial do jato, menor a velocidade final do jato, em virtude da energia utilizada para evoluir o entrainment provir da energia cinética do jato.

O modelo usado para se estimar o entrainment parece ser coerente com o perfil operacional dos fornos, pois quando comparamos a velocidade de decrescimento com a simulação em CFD, realizada por Greco (1995) mostrada na figura 12.13, aparenta ser muito similar ao decrescimento encontrado pelo modelo usado nas simulações dos queimadores.

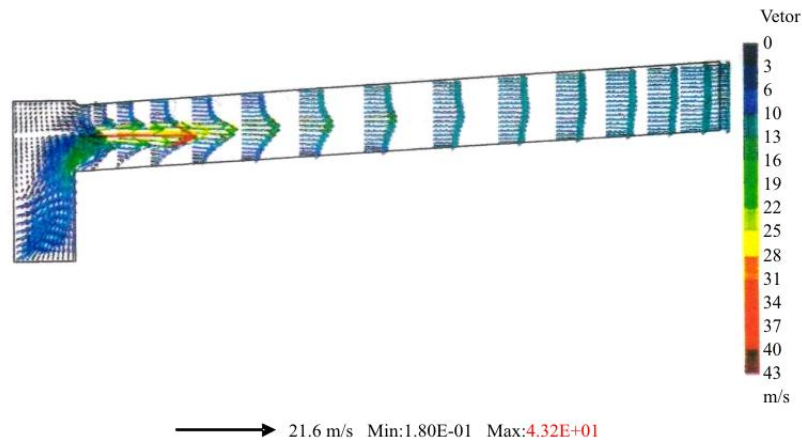
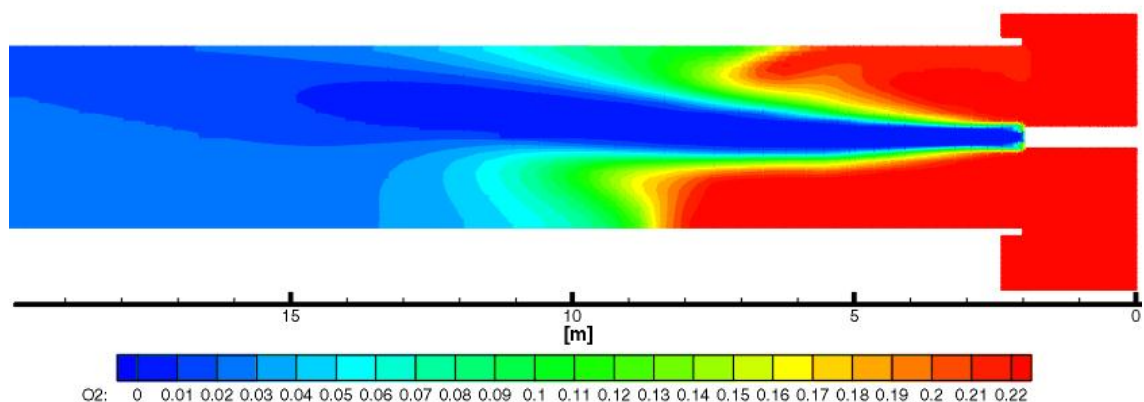


Fig. 12.35: Perfil de velocidades jato queimador e ar secundário ao longo de um forno, obtido por simulação em CFD. Greco (1995)

Pela figura 12.36 nota-se que o jato persiste até cerca da metade do forno (em geral fornos possuem cerca de 55 a 80 m de comprimento), indicando que as chamas realmente são longas.

Em outra simulação de um forno rotativo de cal, a empresa Process Simulations (2005) mostra o entrainment na chama em função da concentração de O_2 e comprimento da chama. Observa-se que o entrainment significativo somente ocorre 5 a 6 m e grande parte do O_2 entra na chama até 10 m da ponta do queimador, comprovando que a taxa de entrainment, prevista com o modelo baseado em jatos isotérmicos originados de slots representa de forma coerente os sistemas simulados, ou seja: a taxa de entrainment é baixa e o comprimento do jato pode atingir até cerca de 18-20 m (veja simulação fig 12.37).



Perfil da concentração de O₂ no forno de cal

Fig. 12.36: Simulação entrainment O₂ em forno de cal. Process Simulations (2005)

O entrainment é maior no queimador CD-A basicamente devido a geometria do canal externo de forma retangular, enquanto no queimador CP-A a geometria é quadrada, e a velocidade do canal influencia pouco visto que a velocidade no canal imediatamente na saída do furo é praticamente a mesma para os dois queimadores.

12.16.1 Análise dos modelos para entrainment.

Os modelos de entrainment para canais circulares de Ricou e Spalding, eq 3.41, e a equação de correção de entrainment de Singh, Sundarajan e Bhaskaran, eq 3.45, foram aplicados para a estimativa do entrainment nos queimadores CD-A e CP-A, na qual se estimava o entrainment em duto circular usando o modelo de Ricou e Spalding e depois se corrigiam usando o modelo de Singh, para a geometria retangular (slot).

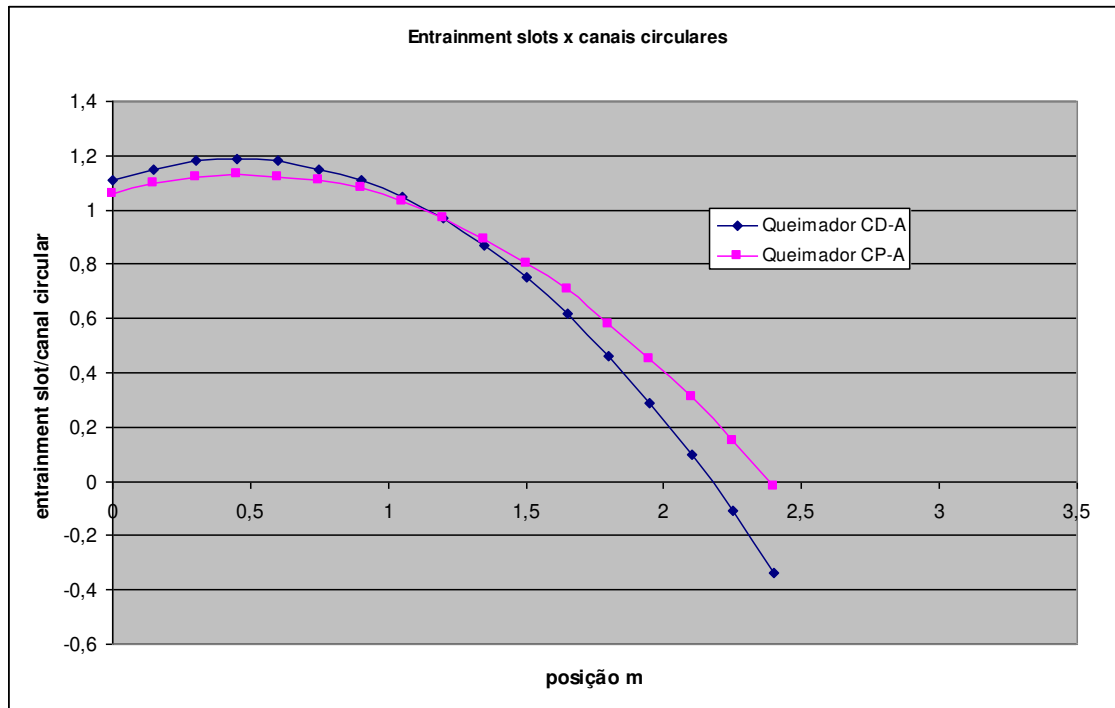


Fig. 12.37: Mostra a relação do entrainment slot/entrainment canal circular de acordo com o modelo de Singh, para os queimadores CD-A e CP-A.

Pela análise da figura 12.38, o modelo de Singh representa o entrainment em jato somente até o comprimento de 2,20 e 2,40 m. Acima destes valores o entrainment de canais slots resultam negativos.

Nos jatos em escala industrial de fornos rotativos com queimadores a jato, os primeiros 1 m em geral possuem escoamento laminar no jato, com o entrainment muito pequeno. Isto é observável visualmente durante a operação do forno, porém o modelo apresenta um intenso entrainment já em 1 m de distância (figura 12.38).

A combinação dos modelos de Ricou, Spalding com Singh não aparentam representar o jato formado pelos queimadores em escala industrial e em ambiente confinado. Mesmo que o modelo de Singh não seja quantitativamente importante, pelo menos qualitativamente é interessante, pois mostra que o entrainment de canais slots retangulares é maior que em canais de slots quadrados, que por sua vez é maior que em canais circulares, pelo menos na parte inicial do jato. Este comportamento não foi observado nas mensurações experimentais de Zaman (1999), de acordo

com a figura 3.11 (capítulo 03 Aerodinâmica de Jatos), na qual mostra que os canais retangulares sempre apresentam maior entrainment que os circulares, em toda a extensão do jato.

Porém cabe comentar que se o modelo de Singh for qualitativamente correto e realmente os canais circulares possuem maior entrainment que os retangulares na metade final do jato, isto se torna uma importante informação no projeto dos queimadores, pois a geometria pode ser usada buscando performance na combustão (canais retangulares) ou buscando baixa emissão de NOx (canais circulares), visto que baixas taxas de entrainment no início da chama são responsáveis por baixa emissão de NOx.

12.17 Análise das relações entre geometria dos furos canal externo e entrainment e perda de carga.

De acordo com os trabalhos de Umur (2000) o diâmetro hidráulico não representa bem o escoamento, principalmente em canais com quinas ou aletas, pois nestas regiões se formam vórtices (chamados escoamentos secundários), que funcionam como uma película anti-atrito entre o escoamento principal e a superfície.

Nas simulações dos queimadores quando comparadas com as mensurações em campo, estas simulações apresentam erro menor quando se aplica o diâmetro efetivo (que leva em conta a presença das aletas, ou quinas) em relação ao diâmetro hidráulico.

Abaixo estão mostradas diversas simulações computacionais usando o queimador CD-A, nas mesmas condições operacionais utilizadas nas simulações mostradas na tabela 12.3, para diversas geometrias dos furos de canal externo, na qual são determinadas as pressões de operação, as perdas de carga, velocidades e entrainment (usando método do jato isotérmico de slots).

Deve salientar que na montagem do queimador, ocorrem folgas entre as superfícies da ordem de 0,5-1,0 mm que foram consideradas na simulação da tabela 12.17, mas para efeito de simplificação computacional as simulações abaixo não consideram estas folgas, ou seja: o ar escoia somente pelos furos.

A área total do canal externo é o produto entre o número de furos e a área individual de passagem de cada furo. Foi mantida constante a área total do canal igual as simulações de CD-A mostradas na tabela 12.17, e a medida que se altera a área de passagem de cada furo é então alterado o número de furos de forma a manter constante a área de passagem do canal externo.

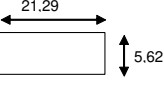
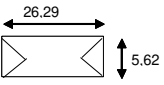
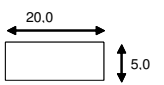
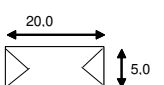
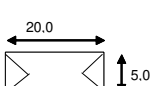
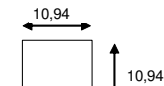

O furo denominado original CD-A apresenta a mesma área de passagem (área dos furos mais folgas) que o queimador CD-A simulado na tabela 12.17, porém as folgas não foram consideradas. Para compensar a sua presença foi aumentada a área de passagem individual do canal, por isso as dimensões do furo original CD-A são ligeiramente maiores que na tabela 12.17, e a pressão simulada na tabela 12.41 é 4280 mmca contra 4321 mmca indicadas na tabela 12.17. Devido à eliminação das folgas e sua compensação de área no acréscimo de área do furo, elevou-se o diâmetro efetivo, e por isso a pressão simulada é menor.

Os furos denominados Zaman 1 e 2 foram especificados baseados no trabalho de Zaman (1999), que influenciaram no projeto de turbinas de avião com alto entrainment, entre elas as turbinas usadas no caça F22 Raptor.

O furo denominado modelo foi usado para servir de comparação com o canal Zaman 2, sendo que este canal possui as mesmas dimensões que Zaman 2 porém sem as aletas.

Os furos circular e quadrado são usados na comparação com os demais, pelo fato de serem furos clássicos encontrados em diversos queimadores a jato.

Tabela 12.41: perda de carga e entrainment em função da geometria dos furos do canal externo.

Geometria furo	identificação	Pressão mmca	Perda carga furo mmca	Perda de carga canal acesso furo mmca	Velocidade saída furo m/s	Número de Mach saída canal	Quantidade de movimento específico N/Mw	Entrainment %	Diâmetro equivalente	Diâmetro efetivo mm	Diâmetro hidráulico mm
	Original CD-A	4280	702	3426	245	0,697	5,37	104	12,34	8,07	8,89
	Zaman 1	4450	822	3487	249	0,707	5,45	> 115	12,34	7,29	6,33
	Modelo	4300	789	3368	245	0,696	5,37	110	11,28	7,18	8,0
	Zaman 2	4270	561	3562	246	0,701	5,36	>125	9,77	9,98	4,8
	Zaman 3	4120	557	3404	245	0,70	5,35	>125	9,77	9,98	4,8
	quadrado	4140	341	3647	247	0,706	5,42	75	12,34	15,86	10,93
	circular	4130	455	3520	248	0,707	5,43	< 75	12,34	12,34	12,34

Na geometria modelo foram usados 24 furos no canal externo, na geometria Zaman 2 total de 32 furos e nas demais geometrias total de 20 furos, nos canais Zaman 1 e Zaman 2 e Zaman 3 a altura do triângulo que forma a aleta mede 5,0 mm. Em Zaman 3 e circular a perda de carga canal acesso furo é determinado baseado em um modelo de contração abrupta isentrópica, nos demais furos a perda de carga no canal de acesso é determinada por modelo de escoamento compressível adiabático, com atrito e mudança de área em uma superfície inclinada dentada

Observa-se na tabela que existe uma clara relação entre a redução da perda de carga do furo com o aumento do diâmetro efetivo do furo (figura 12.39).

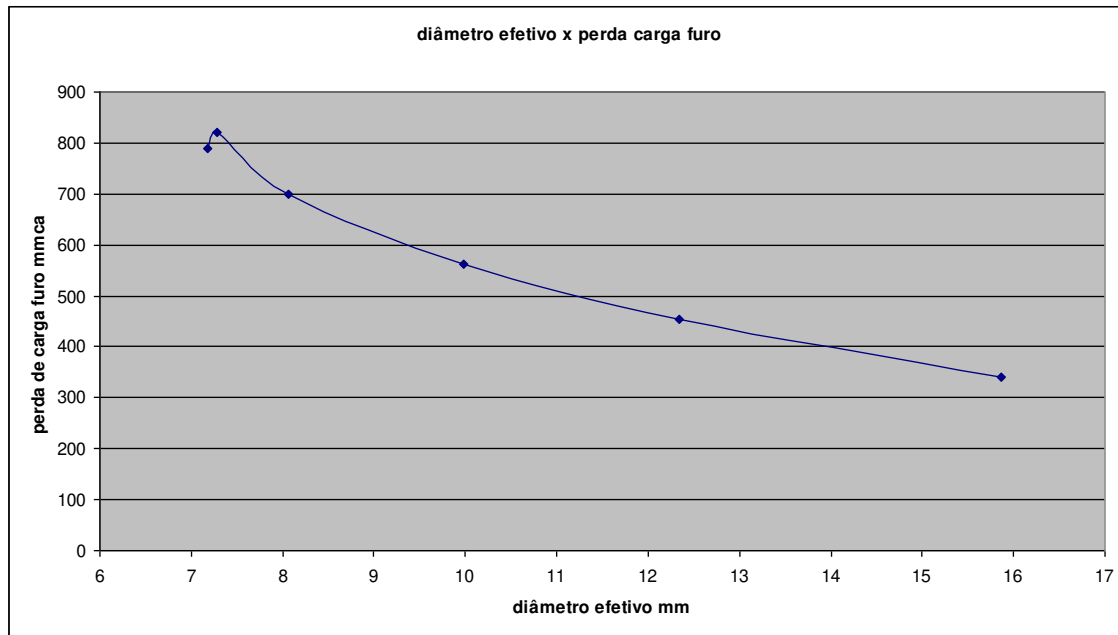


Fig. 12.38: Relação entre perda de carga do furo e seu diâmetro efetivo, para as geometrias simuladas na tabela 12.41.

Nota-se em alguns furos que não existe relação direta entre o diâmetro hidráulico e o diâmetro efetivo, pois em alguns casos o diâmetro hidráulico é maior que o diâmetro efetivo e em outros casos ocorre o contrário. Por exemplo, no furo modelo o diâmetro hidráulico é maior que o diâmetro efetivo, já na peça Zaman 2 o diâmetro efetivo é maior que o diâmetro hidráulico.

A menor perda de carga no furo é do canal quadrado, em função do diâmetro efetivo ser o maior de todos os furos simulados, além de ser o maior que o próprio diâmetro equivalente em área deste furo.

A menor perda de carga global é do canal Zaman 3, embora a perda de carga no furo não seja a menor das geometrias estudadas. A perda de carga do canal de acesso é baixa (3404 mmca), sendo este uma peça intermediária que leva o ar até a entrada dos furos e portanto sofre influência geométrica e dimensional dos furos. No canal modelo este canal é mais suave, e por isso estima-se menor perda de carga em canal de acesso (3368 mmca), com geometria pouco

abrupta quando comparado com os demais. Assim, embora a geometria do furo influencie na perda de carga do queimador a peça de acesso também tem grande importância.

A peça Zaman 2, 3 e modelo foram criadas para mostrar uma situação onde as 2 aletas presentes no furo Zaman2 podem elevar o diâmetro efetivo maior que na peça de mesmo tamanho sem as aletas (modelo). A peça Zaman 2 possui diâmetro efetivo maior que o diâmetro equivalente em área, embora a perda de carga no furo seja menor no furo modelo, este apresenta uma perda de carga maior na peça de acesso. De forma geral a perda de carga global ainda é ligeiramente menor no sistema Zaman 2 que no modelo.

A grande vantagem dos canais aletados, é que não ocorre aumento de perda de carga, ou até pode ser reduzida na situação de Zaman 3 (redução de 160 mmca), mas o grande ganho é cerca de 21 % de aumento no entrainment, visto que o entrainment na peça aletada foi modelada a partir de um slot sem aletas. Conforme Zaman e Sing já mostraram o entrainment é maior que o determinado acima, e de acordo com dados experimentais em jatos feitos em laboratório. Se comparar-se as peças aletadas com a peça quadrada, muito comum em queimadores, um acréscimo de 3,1 % na pressão eleva o entrainment de 75 % para mais de 125 %. Se a peça quadrada for comparada com Zaman 3 praticamente não ocorre aumento de pressão e elevar-se o entrainment de 50 % para mais que 125 %

Deve-se observar que para uma chama oxidante, o alto entrainment (> 100 %) é fundamental, para o fornecimento de O₂ para a combustão dentro do envelope da chama.

12.18 Índices aerodinâmicos:

A etapa de simulação interna do escoamento no queimador fornece os subsídios necessários para a estimativa das características do jato a ser formado, que são fortemente correlacionadas com a aerodinâmica da chama.

A tabela 12.42 mostra as condições operacionais, geometrias do forno e resfriador.

Tabela 12.42: condições operacionais e descrição dos fornos na qual estavam alocados os queimadores.

Queimador	CD	CP-NA	NP	GG	CR	CD2
Modelo Forno	Prepol AT	Prepol AS	PSP 4est	Dopol 4est	Prepol AS	Prepol AS
Capacidade forno t/diacli	1100	2342	1154	1540	1670	2500
Diâmetro forno m	3,2	4,0	3,844	3,6	3,6	4,0
Inclinação forno %	3,0	3,5	3,7	3,0	3,5	4,5
Rotação do forno RPM	4,0	4,5	2,42	3,7	3,6	4,0
Espessura colagem m	0,3	0,25	0,2	0,3	0,2	0,25
Consumo térmico kJ/kgcli	3556	3556	3347	3556	3263	3054
Carga térmica queimador %*	70	40	100	70	41	40
Combustível	Coque	Coque	Coque-carvão	Coque	Coque	Coque-moinha
PCI MJ/kg	32,635	33,472	30,610	32,844	32,635	32,614
Vazão de ar secundário kg/h	76740	63840	64800	93000	69000	60141

* Carga térmica corresponde a % do combustível injetado no queimador em questão em relação ao todo combustível injetado no forno, inclusive no calcinador.

Prepol AT- forno com calcinador com capacidade de até 25 % de todo combustível do forno, com ar de combustão destinado ao calcinador passando pelo tubo do forno

Prepol AS- forno com calcinador com capacidade de até 60 % de todo combustível com ar terciário passando por tubo externo ao forno.

Dopol 4 est e PSP 4 est: forno sem calcinador, todo ar de combustão passa pelo tubo do forno

Todos os fornos acima citados possuem resfriador de clínquer tipo grelha

O queimador CP em condições adiabáticas foi simulado também em uma situação operacional com menor produção de clínquer do forno, em virtude de problemas operacionais no forno. Portanto, o queimador CP foi simulado em duas condições operacionais diferentes do forno: a 2342 t/d, o queimador foi simulado em condições não adiabáticas e a 2000 t/d em condições adiabáticas somente. A tabela 12.43 descreve as condições operacionais do forno a 2000 t/d.

Tabela 12.43: condições operacionais e descrição do forno para condição adiabática do queimador CP-A.

	Queimador CP-A
Modelo Forno	Prepol AS
Capacidade forno t/diacli	2000
Diâmetro forno m	4,0
Inclinação forno %	3,5
Rotação do forno RPM	4,5
Espessura colagem m	0,25
Consumo térmico kJ/kgcli	3556
Carga térmica queimador %	60
Combustível –PCI MJ/kg	Coque-33,472
Vazão de ar secundário kg/h	73744

12.18.1 Índices aerodinâmicos dos queimadores em operação adiabática:

Tabela 12.44: índices fluidodinâmicos dos queimadores CD-A e CP-A

	Queimador CD-A	Queimador CP-A
Quantidade de movimento total axial queimador N	168	248
Quantidade de movimento específico queimador N/Mw	5,36	5,14
Potência queimador Mw	31,3	48,4
Quantidade de movimento total ar secundário N	494	190,6
Velocidade ar secundário m/s	23,1	9,3
Índice Rigidez Jato	0,34	1,3
Índice de Rotação queimador	0,139	0,115
Índice de rotação global-queimador + forno	0,0013	0,0028
Entrainmet ar sec 20 m ponta queimador %	92,7	52,7

Nota-se o jato do queimador CD-A apresenta quantidade de movimento e potência menores que o jato do queimador CP-A, basicamente pela razão do queimador CP-A pertencer a um forno de 2000 t/d clínquer, quase 100 % maior que a capacidade do forno onde o queimador CD-A está instalado.

Porém nota-se que a quantidade de movimento específica são muito próximas. Como regra geral para coque de petróleo é usual utilizar uma quantidade de movimento específica de 6,5 N/MW no projeto do queimador.

Os índices de rotação dos jatos dos queimadores a jato são em geral muito baixos e dificilmente atingem 0,25, usualmente operam na faixa de 0,05-0,15.

A rigidez do jato, relação entre a quantidade de movimento do jato do queimador e a quantidade de movimento do ar secundário, deve ser maior que 1,0 para garantir que a chama não flutue dentro do forno perturbando o processo de clinquerização. No queimador CD-A devido a grande vazão de ar secundário passando por dentro do forno, na mesma quantidade de ar secundário do forno do queimador CP-A, observa-se uma grande velocidade de ar secundário e um elevado momento de ar secundário, conseqüentemente com um baixo índice de rigidez.

Nota-se que o queimador CP-A embora com potencia maior e quantidade de movimento específico ligeiramente menor que o queimador CD-A, ainda apresenta um índice de rigidez maior que 1, devido a grande parte do ar de combustão necessário ao calcinador não passar pelo tubo do forno e sim por um outro tubo externo ao forno denominado de tubo de ar terciário.

Utiliza-se para isto a designação Prepol AS (“air separate”), enquanto que no forno do queimador CD-A todo o ar secundário utilizado no calcinador passa por dentro do forno, perturbando a chama. Neste sistema o forno é Prepol AT (“air through”). Nota-se que a quantidade de movimento do ar secundário no forno AT é 2,6 vezes maior que no forno AS.

Percebe-se que existe um problema de projeto no forno Prepol AT, na parte que relaciona capacidade do forno com as suas dimensões. Na tabela abaixo pode ser comparado o queimador CD-A operando no atual forno de 3,2 m de diâmetro e em um outro forno virtual (só a título de simulação) de 3,6 m diâmetro, mantendo-se as demais características geométricas e operacionais constantes.

Tabela 12.45: influência do diâmetro do forno sobre a quantidade de movimento do ar secundário e o índice de rigidez.

	CD-A em forno atual	CD-A em forno virtual
Diâmetro forno m	3,2	3,6
Quantidade de movimento ar secundário N	494	329
Velocidade do ar secundário m/s	23,1	15,44
Índice de rigidez	0,34	0,51

Observa-se que mesmo considerando o queimador em um forno de maior diâmetro, o índice de rigidez ainda é baixo, embora elevando-se em 50 %.

Observa-se que fatores operacionais tais como espessura da colagem e rotação do forno influenciam no índice de rigidez, pois colagem de menor espessura e rotação maior reduzem o grau de enchimento de material em processamento no forno e conseqüentemente a velocidade e o a quantidade de movimento do ar secundário.

Tabela 12.46: índice de rigidez queimador CD-A em função da rotação do forno e espessura da colagem.

	CD-A atual	CD-A simulação 1	CD-A simulação 2
Diâmetro forno m	3,2	3,2	3,2
Espessura colagem m	0,3	0,2	0,4
Rotação forno RPM	4,0	4,5	4,0
Quantidade de movimento ar secundário N	494	403	607
Velocidade ar secundário m/s	23,1	18,9	28,5
Índice de rigidez	0,34	0,42	0,28

Nota-se que com o aumento da espessura da colagem para 0,4 m em relação a uma situação de colagem mais fina (0,2 m) e rotação mais elevada, o índice de rigidez se eleva de 0,28 para 0,42, ou seja: de uma situação praticamente não operacional para um a situação ainda difícil mas operacional.

Fornos apresentam problemas operacionais quando o índice de rigidez é menor que 0,5, sendo adequado que este índice seja maior que 1. Os problemas operacionais estão ligados a baixa durabilidade do revestimento refratário, volatilização de sulfatos do clínquer e alta variabilidade da chama.

O queimador CP-A está com vazão de combustível acima do indicado no projeto do forno, pois o forno Prepol AS opera com cerca de 60 % de combustível no queimador e 40 % no calcinador.

É usual operar-se o forno com 40 % do combustível no queimador principal. Na tabela abaixo foram feitas as simulações com o queimador operando com 40 % do combustível alimentado ao forno e então comparado com a situação na qual o queimador CP-A operava (60 % do combustível total do forno).

Tabela 12.47: Comparação da performance do queimador CP-A operando com 60 % e 40 % de carga térmica no queimador do forno.

	CP-A 60 % carga térmica	CP-A 40 % carga térmica	Ref.
Vazão de combustível coque kg/h	5200	3542	
Potência queimador Mw	48,3	32,9	
Vazão de ar secundário kg/h	73744	50240	
Velocidade do ar secundário m/s	9,3	6,3	Máx 11
Quantidade de movimento do ar secundário N	190	88,4	
Quantidade de movimento total queimador N	248	248	
Quantidade de movimento específico queimador N/Mw	5,14	7,55	6,5-7,2
Índice de rigidez	1,3	2,8	> 1,0
Índice de rotação queimador	0,115	0,115	0,05-0,15
Índice de rotação global-queimador + forno	0,0028	0,0047	
Ar primário %	7,49	11,0	7,0-8,0
Entrainment 20 m ponta queimador %	52,7	77,4	> 100

Observa-se que todos os índices melhoram significativamente, operando acima das referências adequadas, ou se elevam a ponto de se aproximar destas referências, com um acréscimo considerável sobre a porcentagem de ar primário. A operação com 40 % de combustível no queimador do forno e 60% do combustível no calcinador é realmente a melhor opção de operação, pois com esta mudança operacional a produtividade do forno se elevou de 2000 t/d para 2342 t/d, um acréscimo de 17 % .

12.18.2 Índices aerodinâmicos dos queimadores em operação não adiabática:

Abaixo, a tabela 12.48, mostra as simulações para os queimadores com operação não adiabática, ou seja com o forno em funcionamento.

Nota-se que o queimador com a maior quantidade de movimento é o GG-NA, e o com a maior quantidade de movimento específico é o queimador CR-NA. A alta quantidade de movimento é obtida as expensas de elevada quantidade de ar primário, praticamente o dobro em relação aos demais queimadores.

Do ponto de vista da efetividade do queimador, os melhores são os queimadores CR-NA e CD2-NA pois apresentam índice de rigidez de jato maior que 1,0 e entrainment maior ou próximo a 100%.

Apesar do queimador GG-NA apresentar maior quantidade de movimento, o forno é de pequeno diâmetro e todo o ar secundário passa pelo tubo do forno, perturbando a chama, com baixo índice de rigidez. O entrainment é satisfatório, embora ligeiramente menor que 100 %.

Nota-se que o queimador GG-NA se encontra em um forno de capacidade muito próxima do forno CR-NA, com mesmo diâmetro, praticamente a mesma rotação, porém o forno CR-NA apresenta maior inclinação e conseqüente menor grau de enchimento de clínquer, e isto contribui para reduzir a velocidade de ar secundário e conseqüente a quantidade de movimento de ar secundário. Este forno possui um calcinador com ar terciário, ou seja: 60 % do ar de combustão para o calcinador passa por um tubo externo ao forno não perturbando a chama do queimador e reduzindo ainda mais a quantidade de movimento de ar secundário para menos da metade que no forno GG-NA.

Tabela 12.48: Índices fluidodinâmicos dos queimadores com operação não adiabática

Queimador	CD-NA	CP-NA	NP-NA	GG-NA	CR-NA	CD2-NA
Quantidade de movimento total axial queimador N	217	264	179	292	280	255
Quantidade de movimento específico queimador N/Mw	6,92	5,46	3,90	6,96	10,6	7,01
Potência queimador Mw	31,4	48,3	45,9	42,0	26,5	36,3
Quantidade de movimento total ar secundário N	494	145	159,8	483	220	148
Velocidade ar secundário m/s	23,2	8,2	8,9	18,7	11,5	8,8
Índice Rigidez Jato	0,44	1,81	1,12	0,60	1,27	1,72
Velocidade Jato a 20 m – m/s	16,6	26,1	18,3	21,2	26,6	17,4
Índice de rotação queimador	0,0961	0,0987	0,0	0,153	0,037	0,04
Índice de rotação global-queimador + forno	0,00130	0,00300	0,0	0,00222	0,00108	0,001
Entrainment ar sec 20 m ponta queimador %	86,5	56,3	44,4	88,6	100	99,3
Ar primário %	7,75	7,02	5,91	6,96	14,60	7,42

O queimador CD-NA e NP-NA estão em fornos de capacidade similar, porém a potência do queimador NP-NA é maior, mas mesmo assim o índice de rigidez do jato é maior em razão do elevado diâmetro e da inclinação do forno NP-NA, além da vazão de ar secundário ser menor em virtude do menor consumo térmico do forno, necessitando de uma baixa quantidade de movimento de ar secundário.

A quantidade de movimento específico é muito baixo no queimador NP-NA em relação ao queimador CD-NA, bem como este segundo possui um elevado entrainment, que garante uma combustão em ambiente oxidante na chama.

Os queimadores CP-NA e CD2-NA estão localizados em fornos com praticamente a mesma capacidade, e apresentam performance similar quanto a porcentagem de ar primário, quantidade de movimento total e índice de rigidez do jato, pela razão do forno ser do mesmo modelo (Prepol AS), e operar de forma similar. Observa-se quantidade de movimento de ar secundário muito próximos e as diferenças estão nas quantidades de movimentos específicos.

O entrainment calculado no queimador CP-NA também é menor em relação ao queimador CD2-NA em virtude da geometria dos furos do canal externo. O primeiro possui furos de seção quadrada e o segundo possui seção retangular com alta razão de aspecto (5), permitindo elevar consideravelmente o entrainment.

O forno na qual está o queimador CP-NA apresenta maior consumo térmico em relação ao forno do queimador CD2-NA pois o primeiro apresenta 4 estágios de recuperação de calor na torre ciclônica (4 ciclones) contra 6 estágios (6 ciclones) do segundo forno, bem como o primeiro possui resfriador de clínquer de baixa eficiência de recuperação de calor no ar secundário em relação ao segundo forno.

Outra relação interessante está entre a velocidade do jato a 20 m da ponta do queimador e a velocidade do ar secundário. É interessante notar que a velocidade do jato deve ser superior à velocidade do ar secundário para que se tenha garantia da chama ainda estar envelopada até os 20 m do forno, Estes primeiros 20 m são particularmente importantes pois é onde ocorrem as principais reações de formação do clínquer, e estas reações são negativamente influenciadas por ambiente redutor, que pode ser provocada pela chama flambante ou de baixo entrainment.

Nota-se claramente que a performance da combustão depende de índices inerentes ao queimador e índices que relacionam a aerodinâmica do queimador com a aerodinâmica do forno.

12.18.3 Relação entre os índices fluidodinâmicos da chama e a desempenho do forno.

Existe correlação qualitativa entre os índices fluidodinâmicos da chama e o desempenho do forno. A tabela 12.49 mostra a comparação entre um queimador de baixo desempenho denominado de “original” e um queimador de alto desempenho denominado de CD-NA operando em um mesmo forno.

Tabela 12.49: Comparação índices queimador original e novo queimador CD-NA

Queimador	Original	CD-NA
Quantidade de movimento Total N	98,5	216,0
Quantidade de movimento Específico N/Mw	3,13	6,92
Potência Mw	31,4	31,4
Quantidade de movimento ar secundário N	479	494
Índice de Rigidez jato	0,20	0,44
Índice de rotação	0,062	0,096
% de ar primário	6,73	7,75
Entrainment % a 20 m	35	86
Produção Forno t/dia	675	1050

Nota-se que a quantidade de movimento total, quantidade de movimento específica, índice de rigidez e entrainment do queimador CD-NA são mais que o dobro destes mesmos índices referentes ao queimador original, e o índice de rotação do queimador CD-NA é maior que o índice de rotação do queimador original.

A otimização significativa destes índices no queimador CD-NA em relação ao queimador original foram responsáveis pelo acréscimo de produtividade de 675 t/d para 1050 t/d clínquer, além de se eliminar as constantes paradas para troca do revestimento refratário por agressão da chama do queimador original. Com a aplicação do queimador CD-NA a durabilidade do revestimento refratário se elevou de cerca de 2 semanas para cerca de 8 meses aproximadamente.

As fotos abaixo mostram a chama do queimador original e do queimador CD-NA na partida do forno. Observa-se que a chama do queimador original é pouco envelopada (abre em direção ao revestimento do forno), permite o escape de gotas de óleo para fora do envelope da chama, queimando sobre o revestimento do forno.

A chama do queimador CD-NA é envelopada, não abre em direção ao revestimento refratário, e na partida do forno ainda queima com 70 % de óleo 2 A e 30 % de coque de petróleo, enquanto que o queimador original na partida do forno operava com 100 % de combustível nobre, óleo 2 A.

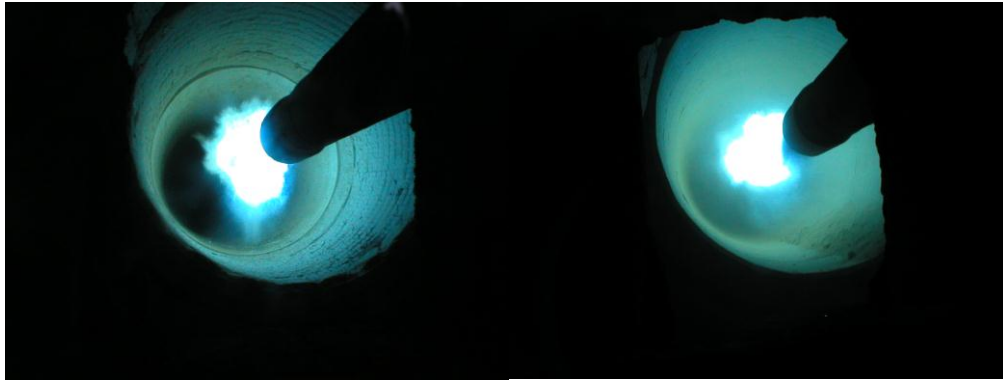


Fig. 12.39: Esquerda queimador original – Direita queimador CD-NA

Análise similar foi feita com o queimador GG-NA, na qual este queimador de alta performance substituiu outro queimador de baixa performance em outro forno.

O queimador GG-NA apresenta quantidade de movimento total e quantidade de movimento do canal externo maiores que o queimador original, praticamente a mesma quantidade de movimento específica e mesmo índice de rigidez, menor quantidade de ar primário e quase o dobro do entrainment em relação ao queimador original. O índice que apresentou maior ganho do queimador GG-NA em relação ao queimador original é o entrainment, e com estas melhorias o novo queimador GG-NA permitiu um acréscimo na produtividade do forno de 95 para 108 t/h de farinha alimentada ao forno.

Tabela 12.50: Esquerda queimador original – Direita queimador CD-NA

Queimador	Original	GG-NA
Quantidade de movimento Total N	259	292
Quantidade de movimento canal externo N	173	234
Quantidade de movimento Específico N/Mw	6,16	6,95
Potência Mw	42	42
Quantidade de movimento ar secundário N	483	483
Índice Rigidez jato	0,54	0,6
Índice de rotação	0,020	0,153
% de ar primário	9,90	6,96
Entrainment % a 20 m	51	89
Produção Forno t/dia	95	108

Além do mais a instalação do queimador GG-NA foi responsável pela eliminação das constantes paradas forno em função da formação de colagens de sulfatos no forno devido à ação redutora da chama.

12.19 Análise entre a modelagem baseada em volume de controle e CFD.

Os resultados supra apresentados mostraram a modelagem proposta nesta tese baseada em volume de controle (VC), representando satisfatoriamente o escoamento interno dos queimadores a jato, e apresentando erros entre as simulações e as medições em campo dos queimadores em escala industrial de no máximo 5,0 % para as propriedades do escoamento tais como pressão, temperatura etc.

A modelagem baseada em volume de controle abordada nesta tese também permite relacionar o escoamento interno com a formação do jato bem como determinar as propriedades do jato baseado em índices aerodinâmicos.

O desempenho dos fornos puderam ser avaliados e comparados de forma qualitativa com os índices aerodinâmicos dos jatos determinados nas simulações, na qual foi possível relacionar o desempenho do forno com os índices aerodinâmicos do jato. A simulação computacional mostrou-se útil para obter-se otimização dos índices aerodinâmicos com conseqüente acréscimo da produtividade forno bem como otimização do processo de fabricação.

Baseado nos resultados obtidos nesta tese (VC) e nas análises das simulações computacionais de jatos baseadas em CFD pode-se traçar um comparativo entre as duas abordagens, conforme mostrado na tabela 12.51

Tabela 12.51: Comparação qualitativa entre a modelagem baseada em VC e CFD

	Modelo proposto VC	CFD
Complexidade matemática	Baixa	Alta
Complexidade computacional	Baixa	Alta
Tempo de execução computacional	Baixo	Alto
Comprovação experimental, pontos específicos	Possível	Possível
Comprovação experimental perfis jato	Não Possível	Não possível
Resultado simulado x medições	Satisfatório para queimador e coerente para jato, já que este não é possível medir diretamente	Foram identificadas simulações somente para jato, na qual é coerente
Modelagem do escoamento interno do queimador	Sim, nesta tese	Não identificada aplicação similar
Modelagem do jato	Sim, nesta tese através de índices	Sim
Integração simulação escoamento interno com a formação do jato (chama)	sim	Não identificada aplicação similar
Visualização	1D	2D e 3D
Identificação dos escoamentos secundários	Indiretamente	diretamente

13 Capítulo 13 - Conclusões e Recomendações.

13.1 Conclusões.

O modelo de escoamento para queimadores a jato, desenvolvido nesta tese, considerando escoamento compressível, com atrito, troca de calor e variação de área de seção representou adequadamente o escoamento, com erros inferiores a 5 % para determinações de pressão, velocidades, e temperaturas quando comparadas com as medições em campo em queimadores em escala industrial operando de forma adiabática e não adiabática.

Foi possível desenvolver um sistema computacional empregando o modelo de escoamento desenvolvido na tese que permite simular o funcionamento do queimador de forma completa envolvendo os sopradores de ar primário, motores, manifold, válvulas de controle, placas de orifício, mangotes e o próprio corpo do queimador incluindo as peças que o compõe, bem como caracterizar o jato formado pelo queimador baseado nas propriedades do ar primário na ponta do queimador. Com a modelagem integrada é possível levantar gráficos de perfis das propriedades do escoamento ao longo do sistema (velocidade, temperatura, pressão e número de Mach), funcionando como importante ferramenta na compreensão do escoamento e de levantamento dos gargalos para o escoamento e desempenho do queimador.

A modelagem proposta é muito representativa do escoamento quando comparada com as considerações usuais de escoamento compressível isentrópico, na qual o escoamento do queimador é simplificado pelo escoamento em um bocal. O erro da estimativa da pressão considerando escoamento compressível isentrópico subestima as pressões de ar primário entre 20 a 30 % de erro em relação as pressões mensuradas.

No estudo específico do escoamento em peças de constrição súbita, o modelo desenvolvido nesta tese, baseado na lei de Crocco corrigida por fator de recuperação representa adequadamente o escoamento em relação a modelagem isentrópica, principalmente em escoamentos subsônicos com $M > 0,65$.

Foi possível comparar a influência das peças de constrição súbita e das peças de constrição não súbita nos queimadores, principalmente sobre a perda de carga, na qual se concluiu que as peças de constrição não súbita reduzem a pressão da linha de ar primário. Foram identificados

também limites de comprimento para estas peças de restrições não súbita na qual se determina um comprimento ótimo que minimiza a perda de carga.

O modelo de Haidar adaptado nesta tese para swirlers de aletas representou de forma significativa o escoamento nos swirlers testados, principalmente quando comparados com o modelo de Knight, descrito por Lefebvre (1998).

Foram comparados diversos modelos de fatores de atrito, no total de 17 correlações. Destes modelos somente três modelos, não representaram bem o escoamento, sendo eles: Chen, Wood e deChant. Convém salientar que a maioria dos modelos (não todos) consiste de correlações baseadas no modelo de Colebrook visando eliminar o processo iterativo para determinação do fator de atrito que ocorrem neste. As correlações Churchill são muito conhecidas e apresentaram bons resultados.

O modelo de deChant para fator de atrito foi desenvolvido especificamente para escoamento compressível interno subsônico e supersônico, porém este modelo não se mostrou representativo e levou a erros de estimativa de pressão de até 44 %.

A influência da transferência de calor do forno para o ar primário do queimador sobre o fator de atrito foram modeladas através de três modelos: Sider-Tate, Petukhov e Field, na qual apresentaram pouca influência sobre a pressão. O modelo de Sider-Tate praticamente não alterou o fator de atrito, o modelo de Petukhov levou a acréscimos da ordem de 3 % e o modelo de Field elevou o fator de atrito em até 5 %.

O modelo de Field leva a um acréscimo significativo sobre o fator de atrito, porém a transferência de calor no queimador ocorre em região de baixa velocidade, portanto o acréscimo do fator de atrito impacta pouco sobre a perda de pressão. Em situações com escoamento compressíveis de $M > 0,5$ e com transferência de calor mostrou-se interessante e importante se corrigir-se a influência desta sobre o fator de atrito.

Foram comparadas as simulações usando a metodologia de determinação de diâmetros característicos por diâmetro efetivo e hidráulico, na qual se conclui que a estimativa do escoamento usando-se o diâmetros efetivo apresentou erros muito menores no cálculo da perda

de pressão ($< 5\%$) enquanto que usando os diâmetros hidráulicos ocasionam erros de simulação da ordem de 10% .

A modelagem matemática bem como o sistema computacional permite estudar-se a influência dos materiais de construção (revestimento refratário, aços, peças fundidas etc) sobre a fluidodinâmica no queimador, sendo possível avaliar-se a influência da rugosidade das superfícies, condutividade térmicas dos revestimentos refratários e tubos, emissividades das superfícies e coeficientes de dilatação térmica.

Avaliou-se que em queimadores com peças de restrição súbita a perda de pressão do ar primário é pouco sensível a rugosidade das superfícies, porém queimadores com peças de constrição não súbitas (dentadas) a perda de pressão do ar primário mostrou-se muito sensível a rugosidade das superfícies. No projeto deste tipo de queimador mostrou-se importante dar atenção especial ao bom acabamento superficial das peças e dos tubos de forma a apresentar baixa rugosidade.

Foram estudados as influências das folgas de montagem das peças no queimador e o efeito da dilatação térmica sobre as folgas em relação ao escoamento, na qual se conclui que as folgas possuem grande influência sobre a fluidodinâmica, e devem ser minimizadas na montagem do queimador, pois reduzem as velocidades na ponta do queimador e a quantidade de movimento axial do jato. A dilatação térmica influi fortemente sobre o acréscimo desta folgas quando o queimador está em operação dentro do forno, portanto deve-se estar atento a seleção de materiais com baixo coeficiente de dilatação térmica e relacionar o impacto da dilatação térmica sobre as folgas de montagem na execução do projeto do queimador.

Os índices aerodinâmicos usados para caracterizar o jato se mostraram adequados para correlacionar a qualidade da chama com o desempenho do forno, pois nas comparações com as medições de campo a medida que se otimizava os índices do jato do queimador se observava relação direta com o bom desempenho do forno no aspecto de produtividade, durabilidade do revestimento refratário do forno e minimização das paradas do forno por problemas operacionais.

Existe uma grande influência do entrainment do jato sobre o desempenho do forno, e nesta tese foram testados diversos modelos de entrainment e principalmente se avaliou a influência da

geometria dos canais de saída de ar primário sobre o entrainment do jato, na qual se identificou que os canais retangulares de alta razão de aspecto são os que formam jatos com maior entrainment e baixa perda de quantidade de movimento axial em relação aos canais clássicos (anulares, circulares ou quadrados).

O índice de rigidez, relação entre as quantidades de movimento axial do ar primário e do ar secundário, desenvolvido nesta tese também se mostrou útil no estudo da relação do jato com o desempenho do forno.

Comparando de forma qualitativa, a modelagem proposta nesta tese, baseada em volume de controle, é representativa do escoamento e relativamente simples de ser implementada quando comparada com a abordagem em CFD que é bastante complexa em termos de implementação e com o mesmo nível de representatividade do escoamento.

13.2 Recomendações para novos estudos

Recomenda-se para a continuação dos estudos feitos nesta tese o seguinte:

- Modelagem do sistema de transporte pneumático de combustível pulverizado (carvão, coque de petróleo, moinha siderúrgica etc) e combustível particulado (casca de arroz, serragem, chips de madeira, biomassas em geral).
- Modelagem do sistema de transporte e atomização de líquidos (óleos ultraviscosos, solventes industriais residuais, líquidos com particulados suspensos, orimulsion etc) usando atomizadores por pressão ou assistidos por fluido auxiliar (vapor ou ar comprimido).
- Modelagem do jato de forma integrada entre as cinéticas de combustão (sólidos, líquidos e ou gases) com modelos de escoamento e transferência de calor de forma a se levantar os perfis de composição química no jato (CO, NO, O₂ etc), temperatura, taxas de transferência de calor, velocidade etc, a principio de forma unidimensional e em uma etapa posterior de forma bidimensional, uma sofisticação desta proposta seria incluir também a modelagem do material processado no forno (reações, transferência de calor etc) sobre a chama.

Referências Bibliográficas.

Anderson, J.D., Modern Compressible Flow with Historical Perspective, 3rd edition, McGraw Hill, 2003, Chap 3, One-Dimensional Flow, pp. 111-114.

Arecco, B. Reducing NO_x Emissions. International Cement Review, Enquiry N 13, 2003.

Barnwell, R.W., Wahls, R.A. Skin Friction Law for Compressible Turbulent Flow. AIAA Journal, vol 29, pp. 380-386, 1991.

Bauer, C. Pyrojet Burners to Reduce NO_x Emissions - Current Developments and Practical Experience. World Cement, N4, April, pp. 118-124, 1990.

Beér, J.M., Chigier, N.A. Combustion Aerodynamics. Applied Science Publishers, 1972, Cap 5, Swirling Flows, pp. 100-145.

Belot, C. Et alli. Optimization of a cement plant preheating tower, equipped with a precalciner, burning pulverized coal. Combustion Science and Tecnology, vol 93, pp 9-25, 1993.

Bernhard, D.M., Hsieh, C.K. Pressure Drop in Corrugated Pipes, Journal of Fluids Engineerig, vol 118, pp.409-410,

Bizzo, Waldir Antônio. Emissão de Monóxido de Carbono e Hidrocarbonetos Totais em Câmara de Incineração - Efeito do Número de Rotação e Composição do Combustível. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1997, 109 p. Tese (Doutorado).

Bremhorst, K., Hollis, P.G. Velocity Field of an Axisymmetric Pulsed, Subsonic air Jet. AIAA Journal, vol 28, N 12, pp. 2043-2049, 1990.

Ceylan, K., Kelbaliyev, G. The Roughness Effects on Friction and Heat Transfer in the Fully Developed Turbulent Flow in Pipes. Applied Thermal Engineering, 23, pp. 557-570, 2002.

Chapman, S.J. Programação em MATLAB para Engenheiros. Thomson, 2003, 477 p.

Churchill, S.W. Chemical Engineering,, pp. 91, 1977

Churchill, S.W., Chan, C. Improves Correlating Equations for the Friction Factor for Fully Turbulent Flow in Round Tubes and Between Identical Parallel Plates, both Smooth and Naturally Rough, Ind. Eng. Chem. Res., 33, pp. 2016-2019, Ano.

Cochran, T.W. Calculate Pipeline Flow of Compressible Fluids. Chemical Engineering, February, pp. 115-122, 1996.

Colebrook, C.F. Turbulent Flows in Pipes, with Particular Reference to the transition Region Between the Smooth and Rough Pipe Laws. Journal of the Institution of Civil Engineers, 11, pp. 133-156, 1939.

Darby, R. Chemical Engineering Fluid Mechanics. Marcel Dekker, 1996, Cap. 07 Internal Flow Applications, pp. 183-225.

De Chant, L.J. An analytical skin friction and Heat Transfer Model for Compressible, Turbulent, Internal Flows. International Journal of Heat and Fluid Flow, vol 19, pp. 623-628, 1998.

De Chant, L.J., Comunicação Pessoal, 2004.

Eckert, E.R.G. Engineering Relations for Heat Transfer and Friction in High-velocity Laminar and Turbulent Boundary Layer Flow Over Surfaces with Constant Pressure and Temperature. Trans. ASME, v.78, pp.1273-1284, 1956.

Edwards, D.P., Hirsra, A., Jensen, M.K. Turbulent Flow in Longitudinally Finned Tubes. Journal of Fluids Engineering, vol 118, pp. 506-513, 1996.

El-Emam, N. Et alli. New Friction Factor Derived from Study of Egyptian Gas-Field Pipe-line. Oil & Gas Journal, November, pp.72-78, 1997.

FCTInternational, disponível em:
http://www.fctinternational.com/splash/about_fct/fct_combustion/services_fct_combustion/combustion_heat_transfer_modelling/aamod.htm. Acesso em 16 Mai. 2005.

Fernandes, R. Configuração Aplicada em Queimador de Forno de Cimento. Patente DI6200517-0 BR. 07 Março 2002.

Fernandes, R. Configuração Aplicada em Queimador para Fornos Rotativos. Patente DI-6500995-9. 28 Março 2005.

Fernandes, R. Dispositivo Aperfeiçoado para Queimador de Calcinador Utilizado em Forno de Cimento e Similares. Patente MU-8200455-2. 11 Junho 2002.

Fernandes, R. Dispositivo Aperfeiçoado para Queimador Utilizado em Forno de Cimento. Patente MU-8200493-5. 25 Novembro 2003.

Fernandes, R. Petcoke Evolution. International Cement Review, December, pp. 31-34, 2000.

Field, R.W. A Theoretical Viscosity Correction Factor for Heat Transfer and Friction in Pipe Flow. Chemical Engineering Science, vol 45, N 05, pp. 1343-1347, 1990.

FLSmith. Disponível em:
<http://www.flsmidth.com/english/contact/brochures+and+info/kiln+and+firing/default.htm>. Acesso em: 10 Maio 2004.

FLSmith. Swirlax Burner. documento interno, 2003.

Fox, R.W., McDonald, A.T. Introdução à Mecânica dos Fluidos. 5 ed. LTC, 2001, Cap. 08, Escoamento Interno Viscoso Incompressível, pp. 227-256.

Fudihara, T.J., Goldstein, L.J., Mori, M. The Three-Dimensional Numerical Aerodynamic of a Movable Block Burner. Brazilian Journal of Chemical Engineering, vol 20, N 04, pp. 391-401, 2003.

Greco, C. Controle de Processo em Fornos Rotativos Através de Modelagem de Chama Multi-Combustível. 2º ed, documento interno, 1995, 71 p.

Greitzer, E.M., Tan, C.S., Graf, M.B. Internal Flow Concepts and Applications, 1 nd edition, Cambridge University Press, 2004, Chap 10, Compressible Internal Flow, pp. 539-544.

Haidar, N. Prediction of Compressible Flow Pressure Losses in 30-150 Deg Sharp-Cornered Bends. Journal of Fluids Engineering, vol 117, pp. 589-592, 1995.

Han, D., Mungal, M.G. Direct Measurement of Entrainment in Reacting/nonreacting Turbulent Jets. Combustion and Flame, vol 124, pp. 370-386, 2001.

Hanselman, D., Littlefield, B. MATLAB 5 Versão do Estudante – Guia do Usuário. Makron Books, 1999, 413 p.

Hanselman, D., Littlefield, B. MATLAB 6 Curso Completo. Prentice Hall, 2003, 676 p.

Ho, C.M., Gutmark, E. Vortex Induction and Mass Entrainment in a small-aspect-ratio elliptic Jet. Journal of Fluid Mechanics, vol 179, pp. 383-405 (1987).

Holcim. Cement Manufacturing Course, documento interno, 2001

Holman, J.P. Experimental Methods for Engineers. McGraw Hill, New York, 616p. 1994.

Hou, L.Y., Fu, W.B., Zhang, Y.J. A theoretical analysis on combustion intensification for blended coal in rotary cement kiln. Fuel, vol 80, pp 1645-1650, 2001.

Huang, C., Kim, R.H. Three Dimensional Analysis of Partially Open Butterfly Valve Flows. Journal of Fluids Engineering, vol 118, september, pp. 562-568, 1996.

Humboldt Wedag. Disponível em: http://www.humboldt-wedag.com/products/product_index.htm. Acesso em : 23 Abril 2005.

Humboldt Wedag. Pyroclon kilns, documento interno, 2000.

IFRF. Research at Ijmuiden During the Triennial 1989-1991 IFRF doc No K 65/y/3.

Incropera, F.P., DeWitt, D.P. Fundamentos de Transferência de Calor e Massa, 4 ed, LTC, 1998, cap 8, Escoamento Interno, pp. 228-261.

Kaye, J. Survey of Friction Coefficients, Recovery Factors, and Heat Transfer Coefficients for Supersonic Flow. J. Aeronaut. Sci., v.21, n 2, pp. 117-229. 1954.

Keer, A. Et alli. NO_x Reduction in a Pulverized-Coal Swirl Burner with High-Velocity Jets. Journal of the Institute of Energy, vol 71, pp. 71-80, 1998.

Kline, S.J., McClintock, F.A. Describing uncertainties in single sample experiments. Mechanical Engineering, vol 75, jan., p 3-8.

Knight, M.A, Walker, R.B. The Component Pressure Losses in Combustion Chambers, Aeronautical Research Council R and M 2987, England, 1957.

Kobe Steel. Preheater Kiln System using DD Process, documento interno N: E155022, 2004.

Kolyfetis, E., Markatos, N.C. Aerodynamics and coal – Flame modelling in the burning zone of cement rotary kiln, part 1. ZKG International, vol 1, pp 24-35, 1996.

Kolyfetis, E., Markatos, N.C. Aerodynamics and coal – Flame modelling in the burning zone of cement rotary kiln, part 2. ZKG International, vol 6, pp 326-334, 1996.

Kreith, F., Bohn, M.S. Princípios de Transferência de Calor. 6 ed, Thomson, 2003, cap 4, Análise da Transferência de Calor por Convecção, pp. 209-265.

Krothapalli, A., McDaniel, J., Baganoff, D. Effect of Slotting on the Noise of an Axisymmetric. AIAA Journal, vol 28, N12, pp. 2136-2138, 1990.

Lefebvre, A.H. Gas Turbine Combustion, 2 nd edition, Taylor & Francis, 1998, chap 04, Aerodynamics, pp. 126-127.

Lorentz, J.J. et alli. An Assessment of Heat Transfer Correlations for Turbulent Water Flow Through a Pipe at Prandtl Numbers of 6.0 and 11.6. ANL/OTEC-PS-11. Argonne Natl. Lab., Argonne, III. 1982.

Macintyre, A.J. Ventilação Industrial e Controle da Poluição. 1ed. LTC, 1990, Cap. 09, Dutos para a Condução do ar, pp. 117-156.

MAGNESITA. Montagem de refratários em fornos rotativos, documento interno, Magnesita S.A, Brasil.

Martins, M.A., Oliveira, L.S., Franca, A.S. Modelling and simulation of petroleum coke calcination in rotary kilns. Fuel, vol 80, pp 1611-1622, 2001.

Mastorakos, E., et alli. CFD predictions for cement kilns including flame modelling, heat transfer and clinker chemistry. Applied Mathematical Modelling, vol 23, pp. 55-76, 1999.

Mathworks. MATLAB Function Reference ode45, ode23, ode113, ode15s, ode23s, ode23t, ode23tb. MATLAB 5.3 Software. 1999. Disponível em: <MATLABR11\help\techdoc\ref\ode23tb.html>, acesso em 01 fev 2004.

Miller, D.S. Internal Flow Systems: Design and Performance Predictions. 2 th. BHRA, 1990, 364 P.

Miller, R.W. Flow Measurements Engineering Handbook. 3 th, McGraw-Hill, 1996, 1168 p.

Moody, L.F. Friction Factors for Pipe Flow. Transactions of The ASME, 66, 8, November, pp. 671-684, 1944.

Muñiz, L., Mungal, M.G. Effects of Heat Release an Buoyancy on Flow Structure and Entrainment in Turbulent Nonpremixed Flames. Combustion and Flame, vol 126, pp. 1402-1420, 2001.

Niessen, W.R. Combustion and Incineration Processes - Applications in Environmental Engineering. 2 ed., Marcel Dekker, 1995, cap 6, Fluid Flow Consideration in Incinerator Applications, pp. 200-266.

Nikitopoulos, D.E., Bitting, J.W., Gogineni, S. Comparisons of Initially Turbulent, Low-Velocity-Ratio Circular and Square Coaxial Jets. AIAA Journal, vol 41, N 2, pp.230-238, 2003.

OMEL. Catálogo de Sopradores rotativos de deslocamento positivo tipo roots. Boletim OB-345-TEC, OMEL Bombas e Compressores LTDA, Brasil.

Oosthuizen, P.H., Carscallen, W.E. Compressible Fluid Flow. McGraw-Hill, 1997, 548 p.

Ouyang, L.B., Aziz, K. Steady-State gas Flow in Pipes. Journal of Petroleum Science and Engineering, 14, pp. 137-158, 1995.

Papamoschou, D. Disponível em : <http://supersonic.eng.uci.edu.htm>. Acesso em : 14 abril 2004.

Perry, R.H., Green, D.W. Perry's Chemical Engineer's Handbook. 5 th. McGraw-Hill, 1984, Cap. 05, Fluid and Particle Mechanics, pp. 1-68.

Perry, R.H., Green, D.W. Perry's Chemical Engineer's Handbook. 7 th. McGraw-Hill, 1997, Cap. 06, Fluid and Particle Dynamics, pp. 1-54.

Petukhov, B.S. Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow. Advances in Heat Transfer, vol 6, pp. 503-564, 1970.

Pillard. Disponível em: http://www.pillard.de/english/products_producto/view_rota.htm. Acesso em: 23 Abril 2005.

Potter, M.C., Wiggert, D.C., Hondzo, M., Shih, T.I.P. Mecânica dos Fluidos. 3 ed, Thonson, 2004, cap. 09, Escoamento Compressível, pp. 343-380.

Process Simulations LTD, disponível em: <http://www.PSL.bc.ca/equipment/cement/> Acesso em 16 Mai. 2005.

PSP Engineering. Disponível em: <http://www.pspengineering.com>. Acesso em : 10 Maio 2004.

Ruffles, P.C. Aero Engines of the Future. The Aeronautical Journal, June, pp. 307-321, 2003.

Saad, M.A. Compressible Fluid Flow. 2nd Ed., Prentice Hall, 1993.

Saddington, A.J., Knowles, K., Wong, R.Y.T. Numerical Modelling of Mixing in underexpanded Jets from Castellated Nozzles. The Aeronautical Journal, pp. 643-652, 2002.

Saiyed, N.H., Mikkelsen, K.L., Bridges, J.E. Acoustics and Thrust of Quiet Separate-Flow High-Bypass-ratio Nozzles. AIAA Journal, vol41, N 3, pp. 372-378, 2003.

Samimy, M., et alli. Passive Control of Supersônic Rectangular Jets via Nozzle Trailing-edge Modifications. AIAA Journal, Vol 36, N 7, PP. 1230-1239, 1998.

Samimy, M., Zaman, K.B.M.Q., Reeder, M.F. Effect of Tabs on the Flow and Noise Field of an axisymmetric Jet. AIAA Journal, Vol 31, N 4, PP. 609-619, 1993.

Shampine, L.F., Hosea, M.E. Analysis and Implementation of TR-BDF2. Applied Numerical Mathematics, vol 20, 1996.

Shapiro, A.H. Dynamics an Thermodynamics of Compressible Fluid Flow, Ronald, 1953.

Sider, E.N., Tate, G.E. Heat Transfer and Pressure Drop of Liquuids in Tubes. Ind. Eng. Chem., vol 28, pp. 1429-1435, 1936.

Simonich, J.C., et alli. Aeroacoustic Characterization, Noise Reduction, and Dimensional Scaling Effects of High Subsonic Jets. AIAA Journal, vol 39, N 11, pp. 2062-2068, 2001.

Singh, G., Sundararajan, T., Bhaskaran, K.A. Mixing and Entrainment Caracteristicas of Circular and Noncircular Confined Jets. Journal of Fluids Engineering, vol 125, pp. 835-842, 2003.

Smart, J.P., Jenkins, B.G., Van de Kamp, W.L. An Investigations Into NOx Emissions From the High-Temperature Rotary Cement Kiln. Journal of The Institute of Energy, vol 72, pp. 99-109, 1999.

Sutou, K., Harada, H., Ueno, N. Concentration is The Key. International Cement Reiew, June, pp. 36-41, 1999.

Tam, C.K.W.; Zaman, K.B.M.Q. Subsonic Jet Noise from Nonaxisymmetric and Tabbed Nozzles. AIAA Journal, vol 38, N 4, pp. 592-599, 2000.

The Aeronautical Journal, Cover de F119-PW-100 engine under test, vol 104, March, 2000.

Umur, H. Determination of Resistance Coefficient and Turbulent Friction Factor in Non-Circular Ducts. JSME International Journal, Serie B, vol 43, N2, pp. 136-142, 2000.

Unitherm. Disponível em: <http://www.unitherm.co.at> . Acesso em: 23 Abril 2005.

Walters, T. Gás-Flow Calculations: Don't Choke. Chemical Engineering, January, pp. 70-76, 2000.

Walters, T.W., Olsen, J.A. Modeling Highly Compressible Flows in Pipe Networks Using a Graphical User Interface. In: ASME International Joint Power Generation Conference, Denver, 1997.

Ward-Smith, A.J. Internal Fluid Flow. Oxford University Press, 1980, Cap. C, Fully-Developed Flow in a Straight Pipe of Constant Cross-Section, pp. 135-194.

White, F.M., Mecânica dos Fluidos. 4 ed, McGraw-Hill, 2002, Cap. 09. escoamento Compressível, pp. 397-456.

Wilson, E.A., Adler, D., Bar-Yoseph, P. Nozzle Performance Modeling. AIAA Journal, Vol 40, N 7, pp. 1331-1338.

Wlezien, R.W. Nozzle Geometry Effects on Supersonic Jet Interaction. AIAA Journal, Vol 27, N10, pp. 1361-1367, 1989.

Wlezien, R.W., Kibens, V. Influence of Nozzle Asymmetry on Supersonic Jets. AIAA Journal, Vol 26, N 1, pp. 27-33, 1988

Yokaichiya, N.S. et al. Curso de Combustão Industrial. IPT, 1999, cap 02, Combustão de Gás Combustível, pp. 1-89.

Zaman, K.B.M. Spreading Characteristics of Compressible Jets from Nozzles of Various Geometries. Journal of Fluid Mechanics, vol 383, pp. 197-228, 1999.

Zaman, K.B.M., Wang, F.Y., Georgiadis, N.J. Noise, Turbulence, and Thrust of Subsonic Freejets from Lobed Nozzles. AIAA Journal, Vol 41, N 3, pp. 398-407, 2003.

Anexo I - Correlação Pressão-Temperatura Soprador.

O fabricante de sopradores rotativos de deslocamento positivo tipo roots OMEL, em seu catálogo de produtos, estabelece uma relação entre a temperatura na descarga de seus sopradores em função da pressão barométrica, da pressão de recalque, da temperatura do ar na sucção e da % da capacidade do soprador.

Para a operação do soprador em 100 % da capacidade a relação é:

$$T_2 = 96,406 \cdot \left(\frac{P_2 + P_{\text{barométrica}}}{P_{\text{barométrica}}} \right) - 97,579 + T_1$$

Onde:

T_2 : Temperatura do ar recalque do soprador, C ou K

T_1 : Temperatura do ar na sucção do soprador, C ou K

p_2 : Pressão do ar no recalque do soprador, Pa ou bar

$p_{\text{barométrica}}$: Pressão barométrica, Pa ou bar

Anexo II - Correlações de Propriedades Físicas.

Todas as unidades estão no sistema internacional – SI.

1. Propriedades dos aços:

Tabela II.0.1: Condutividades térmicas e coeficientes de dilatação térmica linear de aços

Aço	Condutividade térmica w/mK	Coefficiente de dilatação térmica linear K^{-1}	Range Temperatura K
Carbono	$k = 73,982 - 0,0437.T$	$12,1 \times 10^{-6}$	300-1000
AISI 1010	$k = 77,467 - 0,0469.T$	$12,1 \times 10^{-6}$	300-1000
AISI 302	$k = 11,202 + 0,0144.T$	$17,3 \times 10^{-6}$	300-1000
AISI 304	$k = 11,116 + 0,0140.T$	$17,3 \times 10^{-6}$	300-1500
AISI 316	$k = 8,3463 + 0,0167.T$	$14,4 \times 10^{-6}$	300-1000
AISI 347	$k = 9.8793 + 0,0146.T$	$14,4 \times 10^{-6}$	300-1000

Condutividades térmicas obtidas de correlações apartir de dados de Incropera (1998),
Coeficientes de dilatação térmica linear obtidas em Perry (1997).

Emissividades:

Para todos os tipos de aços foi adotada $\varepsilon = 0,98$, isto se deve ao fato da oxidação das superfícies dos aços quando o queimador está em operação no interior do forno, com superfície a 500-700 K por companhias de até 12 meses.

2. Propriedades do ar.

a. *Viscosidade dinâmica*

Equação empírica de Sutherland, descrita por Fox (2001):

$$\mu = \frac{1,458 \times 10^{-6} T^{1/2}}{1 + 110,4/T}$$

T em K, μ em $kg/m.s$

b. *Capacidade Térmica*

Equação de correlação dos dados mostrados em Incropera (1998):

$$C_p = -3 \times 10^{-7} T^3 + 6 \times 10^{-4} T^2 - 0,2 T + 1024,5$$

T em K, C_p em $J/kg.K$, válida para $300K \leq T \leq 1200K$.

c. *Condutividade Térmica*

Equação de correlação dos dados mostrados em Incropera (1998):

$$k = -2 \times 10^{-8} T^2 + 8 \times 10^{-5} T + 0,0042$$

T em K, k em w/mK , válida para $300K \leq T \leq 1200K$

3. Propriedades dos concretos refratários:

As condutividades térmicas se referem aos concretos produzidos pela Magnesita S.A. de acordo com o seu catálogo de produtos MAGNESITA.

Tabela II.0.2: Condutividades térmicas de concretos refratários

Concreto	Condutividade Térmica w/mK
Sílico aluminoso isolante $\rho = 1000 kg/m^3$	$k = 1,1622.(2x10^{-7}T^2 - 0,0002.T + 0,2594)$
Sílico aluminoso isolante $\rho = 1400 kg/m^3$	$k = 1,1622.(1x10^{-7}T^2 - 1x10^{-5}T + 0,3938)$
Sílico aluminoso 40% Al_2O_3 $\rho = 2100 kg/m^3$	$k = 1,1622.(4x10^{-10}T^3 - 1x10^{-6}T^2 + 0,0012.T + 0,3514)$
Aluminoso 50% Al_2O_3 $\rho = 2250 kg/m^3$	$k = 1,1622.(3x10^{-7}T^2 - 6x10^{-4}T + 1,3191)$
Aluminoso 70% Al_2O_3	$k = 1,1622.(3x10^{-7}T^2 - 6x10^{-4}T + 1,5861)$
Aluminoso 90% Al_2O_3	$k = 1,1622.(5x10^{-7}T^2 - 0,0014.T + 2,1516)$

As correlações são válidas para $470 \leq T \leq 1370K$.

Anexo III - Análise das Incertezas das medições.

A incerteza das medições de vazão, pressão e temperaturas foram feitas baseado no método proposto por Kline e McClintock (1953) e compilados em Holman (1994).

Seja R o resultado de cálculo em função das variáveis independentes x_1, x_2, \dots, x_n :

$$R = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$$

Onde: w_1, w_2, \dots, w_n são as incertezas nas medições das variáveis independentes.

A incerteza do resultado R é dada por:

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2}$$

Abaixo seguem as incertezas das medições de temperatura do ar primário, da pressão do ar externo e das vazões, sendo estas últimas estimadas pela equação da progressão do erro acima.

Tabela III.0.1: Incerteza das medições de temperatura

Queimador	Temperatura medida C	Incerteza medição +/- C	Incerteza medição +/- %	Erro simulação %
CD-NA	67	1,3	2,0	-1,5
CP-NA	85	1,4	1,7	-5,2
GG-NA	93	1,5	1,6	+0,6
NP-NA	52	1,3	2,4	+5,2
CR-NA	52	1,3	2,4	+0,4
CD-A	62	1,3	2,1	+5,8
CP-A	61	1,3	2,1	+14,7
CD2-NA	79	1,4	1,8	-5,2

As incertezas das temperaturas mostradas na tabela III-1 foram feitas baseadas na precisão do termômetro utilizado nas medições, conforme descrito no Apêndice A, tabela A-5.

Nas tabelas III-1 e III-2 também é possível se comparar a magnitude das incertezas das medições com o erro da simulação computacional.

Tabela III.0.2: Incerteza das medições de pressão nos pontos de medição de vazão dos canais externos

Queimador	Pressão medida mmca	Incerteza pressão +/-%	Erro simulação %
CD-A	4216	1,6	2,5
CP-A	4488	1,5	3,6
CD-NA	4324	1,6	-0,6
CP-NA	5386	1,3	4,8
CR-NA	3672	1,9	1,9
GG-NA	6500	1,1	4,6
NP-NA	1876	3,6	-5,9
CD2-NA	4624	1,5	0,3

As incertezas das medições de pressão foram feitas usando a precisão do manômetro indicado na tabela A-1, a incerteza das medições de pressão usando este instrumento é de +/- 68 mmca.

As incertezas das medições de vazão foram feitas apartir das precisões indicadas nas tabelas A-1, A-2, A-3, A-4 e A-5.

Pela Tabela III-3 observa-se que em geral quanto maior a vazão menor a incerteza da medição, encontra-se elevadas incertezas para estimativas da vazão de ar interno, quando esta não é medida e sim determinada pela diferença entre o ar total e a soma do ar externo mais ar de rotação, principalmente quando a vazão de ar interno é muito pequena, menor que 10 % do ar total.

Tabela III.0.3: Incertezas erros medições de vazão.

Queimador	Canal	Vazão medida kg/h	Incerteza vazão +/- kg/h	Incerteza vazão +/- %
NP-NA *Vazão total é a soma dos demais canais, não foi medido	Total	3643*	66	1,8
	Externo	3224	63	2,0
	Rotação	0	0	0
	Interno	419	19	4,6
CD2-NA *Vazão total é a soma dos demais canais, não foi medido	Total	3479*	68	2,0
	Externo	3207	66	2,1
	Rotação	272	14	5,1
	Interno	0	0	0
CD-NA *Vazão total é a soma dos demais canais, não foi medido	Total	3171*	67	2,1
	Externo	2540	60	2,4
	Rotação	632	30	4,8
	Interno	0	0	0
CD-A *Vazão total é a soma dos demais canais, não foi medido	Total	2874*	69	2,4
	Externo	2242	62	2,8
	Rotação	633	30	4,8
	Interno	0	0	0
CP-NA *Vazão interno é a diferença entre total e externo + rotação	Total	4319	88	2,0
	Externo	3064	98	3,2
	Rotação	1015	41	4,0
	Interno	240*	138	57,5
CP-A *Vazão interno é a diferença entre total e externo + rotação	Total	4601	86	1,9
	Externo	2582	73	2,8
	Rotação	1092	39	3,6
	Interno	928*	120	12,9
GG-NA Vazão interno = 0 kg/h	Total	3744	86	2,3
	Externo	3023	98	3,2
	Rotação	721	69	9,6
CR-NA *Vazão interno é a diferença entre total e externo + rotação	Total	5021	89	1,8
	Externo	4134	128	3,1
	Rotação	774	55	7,1
	Interno	114*	164	144

Apêndice A - Descrição dos instrumentos de medição.

1. Manômetro Mercúrio Tubo U:

Tabela A.0.1: Descrição manômetro de mercúrio

Instrumento	Manômetro Mercúrio Tubo U
Fabricante	IOPE Instrumentos de precisão LTDA
Modelo	MTU 500
Faixa de Medição	-500 a 500 mmHg
Subdivisão	1 mm
Precisão	0,5 % do fundo de escala
Aplicação	Pressão estática, densidade

2. Manômetro inclinado-vertical:

Tabela A.0.2: Descrição Manômetro inclinado-vertical

Instrumento	Manômetro Inclinado Vertical
Fabricante	Dwyer Instruments
Modelo	Durablok serie 421-23
Faixa de Medição	Inclinada:0-55 mmca/vertical: 60-580 mmca
Subdivisão	Inclinada:0,5 mm/vertical: 5 mm
Precisão	+/- 1% fundo escala inclinada/vertical
Aplicação	Pressão dinâmica, velocidade, vazão

3. Tubos de Pitot

Tabela A.0.3: Descrição tubo pitot Dwyer

Instrumento	Tubo de Pitot
Fabricante	Dwyer Instruments
Material	Aço inox AISI 316
Norma de fabricação	ANCA 500-75
Comprimento	450 mm
Calibrado	Sim-Dwyer
Aplicação	Pressão dinâmica, velocidade, vazão

Tabela A.0.4: Descrição tubo pitot IOPE

Instrumento	Tubo de Pitot
Fabricante	IOPE Instrumentos de precisão LTDA
Material	Aço inox AISI 316
Norma de fabricação	ANCA 500-75
Comprimento	1000 mm
Calibrado	Não
Aplicação	Pressão dinâmica, velocidade, vazão

4. Termômetro digital

Tabela A.0.5: Descrição termômetro digital

Instrumento	Termômetro digital	
Fabricante	Icel	
Modelo	TD 910	
Faixa de Medição	-50-1300 C	
Subdivisão	0,1 C	
Precisão	-50-0 C	+/- 2C
	1-1000 C	+/- (0,5% leitura+1C)
	1001-1300 C	+/- (0,8% leitura +1C)
Termopar	Padrão tipo K	
Aplicação	Temperatura, densidade, velocidade, vazão	

5. Termômetro infravermelho portátil

Tabela A.0.6: Descrição termômetro infravermelho portátil

Instrumento	Termômetro infravermelho portátil
Fabricante	Raytek-Fluke Corporation
Modelo	Fluke-572
Faixa de Medição	-30-900 C
Subdivisão	0,1 C
Precisão	+/- 1 % leitura ou +/- 0,75 C, a que for maior
Mira	laser
emissividade	Regulável digitalmente entre 0,1 a 1 por incrementos de 0,01
Aplicação	Temperatura superfície queimador

6. Termômetro infravermelho on-line

Tabela A.0.7: Descrição termômetro infravermelho portátil

Instrumento	Termômetro infravermelho on-line
Fabricante	Raytek Corporation
Modelo	Marathon MA2SC
Faixa de Medição	350-2000 C
Subdivisão	1 C
Precisão	$\pm(0,3 \%T_m + 1 \text{ C})$, T_m em K
Mira	Óptica por lente
emissividade	Regulável digitalmente entre 0,1 a 1 por incrementos de 0,01
Aplicação	Temperatura superfície queimador e interior forno

Apêndice B - Descrição das listagens que mostram a geometria dos queimadores.

O objetivo é descrever como são as listagens que mostram a geometria dos queimadores usados nas simulações computacionais, estas listagens de geometrias fazem parte dos Apêndices C, D, E, F, G e H.

As listagens que estão mostradas nestes apêndices estão da forma que o programa PAQj as imprime.

As listagens, para cada queimador, são divididas em 3 grupos:

- Lista de dados linha de ar total: descreve a linha de ar primário apartir do soprador até a entrada do manifold.
- Lista de dados do manifold: descreve a geometria do sistema de tubos que fará a distribuição do ar primário para os canais do queimador (ar externo, de rotação e interno).
- Lista de dados do queimador: descreve a geometria do corpo e da ponta do queimador.

Na linha de ar total:

Numero da singularidade: representa cada trecho do sistema de tubos, numerados do soprador até o manifold, ou seja, cada parte da linha é tratada como uma singularidade, por exemplo, trecho reto, curva, contração etc. Os números da singularidade também são usados no manifold e no queimador.

No Manifold:

Linha número: representa a linha que distribuirá ar para os canais do queimador, 1-linha de ar interno, 2- linha de ar de rotação, 3- linha de ar externo.

Seqüência: é o número da singularidade, contando da entrada do manifold até a entrada do queimador.

Tipo-valvula, curva, placa orif: identifica o tipo de singularidade, onde: 1- T entrada do ramal, 2- Placa de orifício, 3- válvula, 4- trecho reto tubo, 5-curvas, 6- Trecho reto de tubo antes entrada T do Manifold.

No Queimador:

Linha número: representa o canal de ar primário do queimador, 1-linha de ar interno, 2-linha de ar de rotação, 3- linha de ar externo.

Seqüência: é o número da singularidade na seqüência do queimador da entrada até a ponta do queimador (saída).

Singularidade: identifica o tipo de singularidade, onde: 1- trecho reto anular adiabático ou não adiabático, 2- contração e expansão não abrupta, aletada ou não, com torção das aletas (swirler) ou não, 3- Contração e expansão súbita.

Apêndice C - Geometria Queimador GG

» lista de dados linha de ar total

numero da singularidade : 1
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 1
 comprimento total linha mm : 2000
 diâmetro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 0
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 0
 curvatura mm : 0
 diâmetro inicial mudança seção mm : 0
 diâmetro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 2
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 2
 comprimento total linha mm : 4000
 diâmetro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 90
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 1
 curvatura mm : 200
 diâmetro inicial mudança seção mm : 0
 diâmetro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 3
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 1
 comprimento total linha mm : 4000
 diâmetro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 0
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 0
 curvatura mm : 0
 diâmetro inicial mudança seção mm : 0
 diâmetro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 4
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 2
 comprimento total linha mm : 4000
 diâmetro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 90
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 1
 curvatura mm : 200
 diâmetro inicial mudança seção mm : 0
 diâmetro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 5
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 1
 comprimento total linha mm : 4000
 diâmetro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 0
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 0
 curvatura mm : 0
 diâmetro inicial mudança seção mm : 0

diâmetro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 6
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 2
 comprimento total linha mm : 920
 diâmetro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 90
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 1
 curvatura mm : 200
 diâmetro inicial mudança seção mm : 0
 diâmetro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 7
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 1
 comprimento total linha mm : 920
 diâmetro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 0
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 0
 curvatura mm : 0
 diâmetro inicial mudança seção mm : 0
 diâmetro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 8
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 2
 comprimento total linha mm : 2500
 diâmetro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 90
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 1
 curvatura mm : 200
 diâmetro inicial mudança seção mm : 0
 diâmetro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 9
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 1
 comprimento total linha mm : 2500
 diâmetro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 0
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 0
 curvatura mm : 0
 diâmetro inicial mudança seção mm : 0
 diâmetro final mudança seção mm : 0

» crk

» lista de dados do manifold

linha de numero : 1
 diâmetro mm : 108.2
 sequencia : 1
 tipo - valvula, curva, placa orif : 1
 diâmetro do tubo placa orif mm : 0
 diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
 diâmetro valvula mm : 0
 comprimento mm : 0
 rugosidade mm : 0
 angulo : 0
 forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
 curvatura mm : 0

linha de numero : 1
diametro mm : 0
sequencia : 2
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 108.2
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 1300
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 1
diametro mm : 0
sequencia : 3
tipo - valvula, curva, placa orif : 2
diametro do tubo placa orif mm : 108.2
diâmetro orificio placa de orificio mm: 97.2
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 1
diametro mm : 0
sequencia : 4
tipo - valvula, curva, placa orif : 3
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 108.2
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 1
diametro mm : 108.2
sequencia : 5
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 1
angulo : 180
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 1300

linha de numero : 1
diametro mm : 108.2
sequencia : 6
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 500
rugosidade mm : 0.046

angulo : 45
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 140

linha de numero : 1
diametro mm : 0
sequencia : 7
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 108.2
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 500
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 1
diametro mm : 108.2
sequencia : 8
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 45
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 2
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 1
tipo - valvula, curva, placa orif : 6
diametro do tubo placa orif mm : 264.66
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 543
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 66.85
sequencia : 2
tipo - valvula, curva, placa orif : 1
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 3
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 66.85
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0

diâmetro válvula mm : 0
comprimento mm : 1300
rugosidade mm : 0.046
ângulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de número : 2
diâmetro mm : 0
sequência : 4
tipo - válvula, curva, placa orif : 2
diâmetro do tubo placa orif mm : 66.85
diâmetro orifício placa de orifício mm: 60
diâmetro válvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
ângulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de número : 2
diâmetro mm : 0
sequência : 5
tipo - válvula, curva, placa orif : 3
diâmetro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orifício placa de orifício mm: 0
diâmetro válvula mm : 66.85
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
ângulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de número : 2
diâmetro mm : 66.85
sequência : 6
tipo - válvula, curva, placa orif : 5
diâmetro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orifício placa de orifício mm: 0
diâmetro válvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 1
ângulo : 180
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 1300

linha de número : 2
diâmetro mm : 66.85
sequência : 7
tipo - válvula, curva, placa orif : 5
diâmetro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orifício placa de orifício mm: 0
diâmetro válvula mm : 0
comprimento mm : 400
rugosidade mm : 0.046
ângulo : 45
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 100

linha de número : 2
diâmetro mm : 0
sequência : 8

tipo - válvula, curva, placa orif : 4
diâmetro do tubo placa orif mm : 66.85
diâmetro orifício placa de orifício mm: 0
diâmetro válvula mm : 0
comprimento mm : 400
rugosidade mm : 0.046
ângulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de número : 2
diâmetro mm : 66.85
sequência : 9
tipo - válvula, curva, placa orif : 5
diâmetro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orifício placa de orifício mm: 0
diâmetro válvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
ângulo : 45
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 2
curvatura mm : 0

linha de número : 3
diâmetro mm : 0
sequência : 1
tipo - válvula, curva, placa orif : 6
diâmetro do tubo placa orif mm : 264.66
diâmetro orifício placa de orifício mm: 0
diâmetro válvula mm : 0
comprimento mm : 2250
rugosidade mm : 0.046
ângulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de número : 3
diâmetro mm : 161.47
sequência : 2
tipo - válvula, curva, placa orif : 1
diâmetro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orifício placa de orifício mm: 0
diâmetro válvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
ângulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de número : 3
diâmetro mm : 0
sequência : 3
tipo - válvula, curva, placa orif : 4
diâmetro do tubo placa orif mm : 161.47
diâmetro orifício placa de orifício mm: 0
diâmetro válvula mm : 0
comprimento mm : 1300
rugosidade mm : 0.046
ângulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 0
sequencia : 4
tipo - valvula, curva, placa orif : 2
diametro do tubo placa orif mm : 161.47
diâmetro orificio placa de orificio mm: 145.3
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 0
sequencia : 5
tipo - valvula, curva, placa orif : 3
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 161.47
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 161.47
sequencia : 6
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 1
angulo : 180
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 1300

linha de numero : 3
diametro mm : 161.47
sequencia : 7
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 400
rugosidade mm : 0.046
angulo : 45
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 270

linha de numero : 3
diametro mm : 0
sequencia : 8
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 161.47
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 400
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0

forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 161.47
sequencia : 9
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 45
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 2
curvatura mm : 0

» crk
» lista de dados do queimador

linha de numero : 1
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 108.2
diametro externo tubo interno mm : 0
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 1
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 122.3
diametro externo tubo interno final mm: 85

linha de numero : 1
comprimento mm : 8978
diametro interno tubo externo mm : 122.3
diametro externo tubo interno mm : 85
espessura mm : 9.68
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 2
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 1
comprimento mm : 70
diametro interno tubo externo mm : 122.3
diametro externo tubo interno mm : 85
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0

largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 3
singularidade : 2
diametro interno tubo externo final mm: 102.3
diametro externo tubo interno final mm: 85

linha de numero : 1
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 102.3
diametro externo tubo interno mm : 85
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 12
largura aletas inicial mm : 16.78
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 2
folga aletas com tubo anular mm : 1
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 4
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 102.3
diametro externo tubo interno final mm: 85

linha de numero : 1
comprimento mm : 30
diametro interno tubo externo mm : 102.3
diametro externo tubo interno mm : 85
espessura mm : 19.65
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 12
largura aletas inicial mm : 16.78
largura aletas final mm : 16.78
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 2
folga aletas com tubo anular mm : 1
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 5
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 2
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 66.85
diametro externo tubo interno mm : 0
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 1
singularidade : 3

diametro interno tubo externo final mm: 239.2
diametro externo tubo interno final mm: 219.7

linha de numero : 2
comprimento mm : 7600
diametro interno tubo externo mm : 239.2
diametro externo tubo interno mm : 219.7
espessura mm : 7.9
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 2
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 2
comprimento mm : 30
diametro interno tubo externo mm : 239.2
diametro externo tubo interno mm : 219.7
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 3
singularidade : 2
diametro interno tubo externo final mm: 239.2
diametro externo tubo interno final mm: 226

linha de numero : 2
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 239.2
diametro externo tubo interno mm : 226
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 12
largura aletas inicial mm : 47.15
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 1
folga aletas com tubo anular mm : 0.5
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 4
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 239.2
diametro externo tubo interno final mm: 226

linha de numero : 2
comprimento mm : 66.63
diametro interno tubo externo mm : 239.2
diametro externo tubo interno mm : 226
espessura mm : 17.75

rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 12
largura aletas inicial mm : 50.67
largura aletas final mm : 50.67
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 1
folga aletas com tubo anular mm : 0.5
angulo torção aletas : 45
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 5
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 3
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 161.47
diametro externo tubo interno mm : 0
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 1
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 304.8
diametro externo tubo interno final mm: 255

linha de numero : 3
comprimento mm : 4000
diametro interno tubo externo mm : 304.8
diametro externo tubo interno mm : 255
espessura mm : 9.5
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0

comprimento troca de calor mm : 4000
sequencia : 2
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 3
comprimento mm : 60
diametro interno tubo externo mm : 304.8
diametro externo tubo interno mm : 255
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0.0015
numero de aletas mm : 20
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 21.78
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 2
folga aletas com tubo anular mm : 1.98
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 3
singularidade : 2
diametro interno tubo externo final mm: 266
diametro externo tubo interno final mm: 255

linha de numero : 3
comprimento mm : 50
diametro interno tubo externo mm : 266
diametro externo tubo interno mm : 255
espessura mm : 28.9
rugosidade mm : 0.0015
numero de aletas mm : 20
largura aletas inicial mm : 21.78
largura aletas final mm : 21.78
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 2
folga aletas com tubo anular mm : 1.98
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 4
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

Apêndice D - Geometria Queimador CR

To get started, type one of these: helpwin, helpdesk, or demo.

For product information, type tour or visit
www.mathworks.com.

» crk

» lista de dados linha de ar total

numero da singularidade : 1
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 1
 comprimento total linha mm : 2582
 diametro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 0
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 0
 curvatura mm : 0
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 2
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 2
 comprimento total linha mm : 4760
 diametro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 90
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 1
 curvatura mm : 397
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 3
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 1
 comprimento total linha mm : 4760
 diametro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 0
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 0
 curvatura mm : 0
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 4
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 2
 comprimento total linha mm : 5670
 diametro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 90
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 1
 curvatura mm : 397
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 5
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 1

comprimento total linha mm : 5670
 diametro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 0
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 0
 curvatura mm : 0
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

» crk

» lista de dados do manifold

linha de numero : 1
 diametro mm : 108.2
 sequencia : 1
 tipo - valvula, curva, placa orif : 1
 diametro do tubo placa orif mm : 0
 diametro orificio placa de orificio mm: 0
 diametro valvula mm : 0
 comprimento mm : 0
 rugosidade mm : 0
 angulo : 0
 forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
 curvatura mm : 0

linha de numero : 1
 diametro mm : 0
 sequencia : 2
 tipo - valvula, curva, placa orif : 4
 diametro do tubo placa orif mm : 108.2
 diametro orificio placa de orificio mm: 0
 diametro valvula mm : 0
 comprimento mm : 1570
 rugosidade mm : 0.046
 angulo : 0
 forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
 curvatura mm : 0

linha de numero : 1
 diametro mm : 0
 sequencia : 3
 tipo - valvula, curva, placa orif : 2
 diametro do tubo placa orif mm : 108.2
 diametro orificio placa de orificio mm: 70.2
 diametro valvula mm : 0
 comprimento mm : 0
 rugosidade mm : 0
 angulo : 0
 forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
 curvatura mm : 0

linha de numero : 1
 diametro mm : 0
 sequencia : 4
 tipo - valvula, curva, placa orif : 4
 diametro do tubo placa orif mm : 108.2
 diametro orificio placa de orificio mm: 0
 diametro valvula mm : 0
 comprimento mm : 1010
 rugosidade mm : 0.046
 angulo : 0
 forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0

curvatura mm : 0
linha de numero : 1
diametro mm : 0
sequencia : 5
tipo - valvula, curva, placa orif : 3
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 108.2
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 1
diametro mm : 101.6
sequencia : 6
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 1
angulo : 180
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 2387

linha de numero : 1
diametro mm : 108.2
sequencia : 7
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0.046
angulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 162.3

linha de numero : 1
diametro mm : 108.2
sequencia : 8
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 2
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 1
tipo - valvula, curva, placa orif : 6
diametro do tubo placa orif mm : 264.66
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 557

rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 161.46
sequencia : 2
tipo - valvula, curva, placa orif : 1
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 3
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 161.46
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 1572
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 4
tipo - valvula, curva, placa orif : 2
diametro do tubo placa orif mm : 161.46
diâmetro orificio placa de orificio mm: 97.9
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 5
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 161.46
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 1010
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 6
tipo - valvula, curva, placa orif : 3
diametro do tubo placa orif mm : 0

diâmetro orifício placa de orifício mm: 0
diâmetro válvula mm : 161.46
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
ângulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de número : 2
diâmetro mm : 152
sequência : 7
tipo - válvula, curva, placa orif : 5
diâmetro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orifício placa de orifício mm: 0
diâmetro válvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 1
ângulo : 180
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 2387

linha de número : 2
diâmetro mm : 161.46
sequência : 8
tipo - válvula, curva, placa orif : 5
diâmetro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orifício placa de orifício mm: 0
diâmetro válvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0.046
ângulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 242

linha de número : 2
diâmetro mm : 161.46
sequência : 9
tipo - válvula, curva, placa orif : 5
diâmetro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orifício placa de orifício mm: 0
diâmetro válvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
ângulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 2
curvatura mm : 0

linha de número : 3
diâmetro mm : 0
sequência : 1
tipo - válvula, curva, placa orif : 6
diâmetro do tubo placa orif mm : 264.66
diâmetro orifício placa de orifício mm: 0
diâmetro válvula mm : 0
comprimento mm : 2278
rugosidade mm : 0.046
ângulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de número : 3
diâmetro mm : 161.46

sequência : 2
tipo - válvula, curva, placa orif : 1
diâmetro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orifício placa de orifício mm: 0
diâmetro válvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
ângulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de número : 3
diâmetro mm : 0
sequência : 3
tipo - válvula, curva, placa orif : 4
diâmetro do tubo placa orif mm : 161.46
diâmetro orifício placa de orifício mm: 0
diâmetro válvula mm : 0
comprimento mm : 1572
rugosidade mm : 0.046
ângulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de número : 3
diâmetro mm : 0
sequência : 4
tipo - válvula, curva, placa orif : 2
diâmetro do tubo placa orif mm : 161.46
diâmetro orifício placa de orifício mm: 132.9
diâmetro válvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
ângulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de número : 3
diâmetro mm : 0
sequência : 5
tipo - válvula, curva, placa orif : 4
diâmetro do tubo placa orif mm : 161.46
diâmetro orifício placa de orifício mm: 0
diâmetro válvula mm : 0
comprimento mm : 1010
rugosidade mm : 0.046
ângulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de número : 3
diâmetro mm : 0
sequência : 6
tipo - válvula, curva, placa orif : 3
diâmetro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orifício placa de orifício mm: 0
diâmetro válvula mm : 161.46
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
ângulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 152
sequencia : 7
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 1
angulo : 180
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 2387

linha de numero : 3
diametro mm : 161.46
sequencia : 8
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0.046
angulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 242

linha de numero : 3
diametro mm : 161.46
sequencia : 9
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 2
curvatura mm : 0

» crk

» **lista de dados do queimador**

linha de numero : 1
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 108.2
diametro externo tubo interno mm : 0
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 1
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 102.3
diametro externo tubo interno final mm: 84

linha de numero : 1

comprimento mm : 8700
diametro interno tubo externo mm : 102.3
diametro externo tubo interno mm : 84
espessura mm : 6
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 2
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 1
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 102.3
diametro externo tubo interno mm : 84
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 12
largura aletas inicial mm : 16.78
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 2
folga aletas com tubo anular mm : 0.5
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 3
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 102.3
diametro externo tubo interno final mm: 84

linha de numero : 1
comprimento mm : 30
diametro interno tubo externo mm : 102.3
diametro externo tubo interno mm : 84
espessura mm : 12.35
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 12
largura aletas inicial mm : 16.78
largura aletas final mm : 16.78
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 2
folga aletas com tubo anular mm : 0.5
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 4
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 2
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 161.43
diametro externo tubo interno mm : 0
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0

posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 1
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 154.1
diametro externo tubo interno final mm: 114.3

linha de numero : 2
comprimento mm : 8150
diametro interno tubo externo mm : 154.1
diametro externo tubo interno mm : 114.3
espessura mm : 7.1
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 2
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 2
comprimento mm : 20
diametro interno tubo externo mm : 154.1
diametro externo tubo interno mm : 114.3
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 3
singularidade : 2
diametro interno tubo externo final mm: 150
diametro externo tubo interno final mm: 127

linha de numero : 2
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 150
diametro externo tubo interno mm : 127
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 12
largura aletas inicial mm : 14.14
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 1
folga aletas com tubo anular mm : 0.5
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 4
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 150
diametro externo tubo interno final mm: 127

linha de numero : 2
comprimento mm : 63.63
diametro interno tubo externo mm : 150
diametro externo tubo interno mm : 127
espessura mm : 9.15
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 12
largura aletas inicial mm : 19.74
largura aletas final mm : 19.74
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 1
folga aletas com tubo anular mm : 0.5
angulo torção aletas : 45
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 5
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 3
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 161.46
diametro externo tubo interno mm : 0
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 1
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 304.8
diametro externo tubo interno final mm: 255

linha de numero : 3
comprimento mm : 2572
diametro interno tubo externo mm : 304.8
diametro externo tubo interno mm : 255
espessura mm : 9.5
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 2
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 3
comprimento mm : 3200
diametro interno tubo externo mm : 304.8
diametro externo tubo interno mm : 255
espessura mm : 9.5
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0

largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 3200
sequencia : 3
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 3
comprimento mm : 90
diametro interno tubo externo mm : 304.8
diametro externo tubo interno mm : 255
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 4
singularidade : 2
diametro interno tubo externo final mm: 283
diametro externo tubo interno final mm: 255

linha de numero : 3
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 283
diametro externo tubo interno mm : 255

espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 20
largura aletas inicial mm : 31.45
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 2
folga aletas com tubo anular mm : 2.533
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 5
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 283
diametro externo tubo interno final mm: 255

linha de numero : 3
comprimento mm : 15
diametro interno tubo externo mm : 283
diametro externo tubo interno mm : 255
espessura mm : 20.4
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 20
largura aletas inicial mm : 31.45
largura aletas final mm : 31.45
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 2
folga aletas com tubo anular mm : 2.533
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 6
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

Apêndice E - Geometria Queimador CP

To get started, type one of these: helpwin, helpdesk, or demo.

For product information, type tour or visit www.mathworks.com.

» crk

» lista de dados linha de ar total

numero da singularidade : 1
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 1
 comprimento total linha mm : 2000
 diametro da linha mm : 255
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 0
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 0
 curvatura mm : 0
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 2
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 2
 comprimento total linha mm : 4000
 diametro da linha mm : 255
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 90
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 1
 curvatura mm : 380
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 3
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 1
 comprimento total linha mm : 4000
 diametro da linha mm : 255
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 0
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 0
 curvatura mm : 0
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 4
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 2
 comprimento total linha mm : 5000
 diametro da linha mm : 255
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 90
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 1
 curvatura mm : 380
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 5
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 1
 comprimento total linha mm : 5000
 diametro da linha mm : 255
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 0
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 0
 curvatura mm : 0
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 6
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 2
 comprimento total linha mm : 4000
 diametro da linha mm : 255
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 90
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 1
 curvatura mm : 380
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 7
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 1
 comprimento total linha mm : 4000
 diametro da linha mm : 255
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 0
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 0
 curvatura mm : 0
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

» crk

» lista de dados do manifold

linha de numero : 1
 diametro mm : 102.2
 sequencia : 1
 tipo - valvula, curva, placa orif : 1
 diametro do tubo placa orif mm : 0
 diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
 diametro valvula mm : 0
 comprimento mm : 0
 rugosidade mm : 0
 angulo : 0
 forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
 curvatura mm : 0

linha de numero : 1
 diametro mm : 0
 sequencia : 2
 tipo - valvula, curva, placa orif : 4
 diametro do tubo placa orif mm : 102.2
 diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
 diametro valvula mm : 0
 comprimento mm : 500
 rugosidade mm : 0.046
 angulo : 0
 forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
 curvatura mm : 0

linha de numero : 1
diâmetro mm : 0
sequencia : 3
tipo - valvula, curva, placa orif : 2
diâmetro do tubo placa orif mm : 102.2
diâmetro orificio placa de orificio mm: 64.81
diâmetro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 1
diâmetro mm : 0
sequencia : 4
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diâmetro do tubo placa orif mm : 1500
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diâmetro valvula mm : 0
comprimento mm : 102.2
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 1
diâmetro mm : 0
sequencia : 5
tipo - valvula, curva, placa orif : 3
diâmetro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diâmetro valvula mm : 102.2
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 1
diâmetro mm : 102.2
sequencia : 6
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diâmetro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diâmetro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 1
angulo : 180
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 2000

linha de numero : 1
diâmetro mm : 102.2
sequencia : 7
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diâmetro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diâmetro valvula mm : 0
comprimento mm : 690
rugosidade mm : 0.046
angulo : 90

forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 200

linha de numero : 1
diâmetro mm : 0
sequencia : 8
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diâmetro do tubo placa orif mm : 102.2
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diâmetro valvula mm : 0
comprimento mm : 690
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diâmetro mm : 0
sequencia : 1
tipo - valvula, curva, placa orif : 6
diâmetro do tubo placa orif mm : 255
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diâmetro valvula mm : 0
comprimento mm : 1200
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diâmetro mm : 154
sequencia : 2
tipo - valvula, curva, placa orif : 1
diâmetro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diâmetro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diâmetro mm : 0
sequencia : 3
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diâmetro do tubo placa orif mm : 154
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diâmetro valvula mm : 0
comprimento mm : 500
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diâmetro mm : 0
sequencia : 4
tipo - valvula, curva, placa orif : 2
diâmetro do tubo placa orif mm : 154
diâmetro orificio placa de orificio mm: 92.64
diâmetro valvula mm : 0

comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 5
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 154
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 1500
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 6
tipo - valvula, curva, placa orif : 3
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 154
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 154
sequencia : 7
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 1
angulo : 180
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 1500

linha de numero : 2
diametro mm : 154
sequencia : 8
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 412
rugosidade mm : 0.046
angulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 200

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 9
tipo - valvula, curva, placa orif : 4

diametro do tubo placa orif mm : 154
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 412
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 0
sequencia : 1
tipo - valvula, curva, placa orif : 6
diametro do tubo placa orif mm : 255
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 1200
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 154
sequencia : 2
tipo - valvula, curva, placa orif : 1
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 0
sequencia : 3
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 154
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 500
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 0
sequencia : 4
tipo - valvula, curva, placa orif : 2
diametro do tubo placa orif mm : 154
diâmetro orificio placa de orificio mm: 115.22
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3

diâmetro mm : 0
sequencia : 5
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diâmetro do tubo placa orif mm : 154
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diâmetro valvula mm : 0
comprimento mm : 1500
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diâmetro mm : 0
sequencia : 6
tipo - valvula, curva, placa orif : 3
diâmetro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diâmetro valvula mm : 154
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diâmetro mm : 154
sequencia : 7
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diâmetro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diâmetro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 1
angulo : 180
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 1500

linha de numero : 3
diâmetro mm : 154
sequencia : 8
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diâmetro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diâmetro valvula mm : 0
comprimento mm : 300
rugosidade mm : 0.046
angulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 200

linha de numero : 3
diâmetro mm : 0
sequencia : 9
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diâmetro do tubo placa orif mm : 154
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diâmetro valvula mm : 0
comprimento mm : 300
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0

curvatura mm : 0

» crk

» **lista de dados do queimador**

linha de numero : 1
comprimento mm : 0
diâmetro interno tubo externo mm : 102.2
diâmetro externo tubo interno mm : 0
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 1
singularidade : 3
diâmetro interno tubo externo final mm: 128.6
diâmetro externo tubo interno final mm: 76.1

linha de numero : 1
comprimento mm : 8197
diâmetro interno tubo externo mm : 128.6
diâmetro externo tubo interno mm : 76.1
espessura mm : 6.35
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 2
singularidade : 1
diâmetro interno tubo externo final mm: 0
diâmetro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 1
comprimento mm : 44.6
diâmetro interno tubo externo mm : 128.6
diâmetro externo tubo interno mm : 76.1
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 3
singularidade : 2
diâmetro interno tubo externo final mm: 115
diâmetro externo tubo interno final mm: 100

linha de numero : 1
comprimento mm : 0
diâmetro interno tubo externo mm : 115

diametro externo tubo interno mm : 100
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 18
largura aletas inicial mm : 11
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 1
folga aletas com tubo anular mm : 0.5
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 4
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 115
diametro externo tubo interno final mm: 100

linha de numero : 2
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 154
diametro externo tubo interno mm : 0
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 1
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 264.7
diametro externo tubo interno final mm: 219.1

linha de numero : 2
comprimento mm : 6968
diametro interno tubo externo mm : 264.7
diametro externo tubo interno mm : 219.1
espessura mm : 13.65
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 2
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 2
comprimento mm : 20
diametro interno tubo externo mm : 264.7
diametro externo tubo interno mm : 219.1
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0

angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 3
singularidade : 2
diametro interno tubo externo final mm: 261.2
diametro externo tubo interno final mm: 219.1

linha de numero : 2
comprimento mm : 200
diametro interno tubo externo mm : 261.2
diametro externo tubo interno mm : 219.1
espessura mm : 13.65
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 4
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 2
comprimento mm : 48.5
diametro interno tubo externo mm : 261.2
diametro externo tubo interno mm : 219.1
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 5
singularidade : 2
diametro interno tubo externo final mm: 261.2
diametro externo tubo interno final mm: 245

linha de numero : 2
comprimento mm : 7
diametro interno tubo externo mm : 261.2
diametro externo tubo interno mm : 245
espessura mm : 13.65
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 6
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 2

comprimento mm : 0
diâmetro interno tubo externo mm : 261.2
diâmetro externo tubo interno mm : 245
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 24
largura aletas inicial mm : 18.38
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 1
folga aletas com tubo anular mm : 0.85
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 7
singularidade : 3
diâmetro interno tubo externo final mm: 261.2
diâmetro externo tubo interno final mm: 245

linha de numero : 2
comprimento mm : 46.67
diâmetro interno tubo externo mm : 261.2
diâmetro externo tubo interno mm : 245
espessura mm : 13.6
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 24
largura aletas inicial mm : 18.38
largura aletas final mm : 18.38
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 1
folga aletas com tubo anular mm : 0.85
angulo torção aletas : 45
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 8
singularidade : 1
diâmetro interno tubo externo final mm: 0
diâmetro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 3
comprimento mm : 0
diâmetro interno tubo externo mm : 154
diâmetro externo tubo interno mm : 0
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 1
singularidade : 3
diâmetro interno tubo externo final mm: 387.4
diâmetro externo tubo interno final mm: 355.6

linha de numero : 3
comprimento mm : 2280
diâmetro interno tubo externo mm : 387.4
diâmetro externo tubo interno mm : 355.6
espessura mm : 9.4
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0

posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 2280
sequencia : 2
singularidade : 1
diâmetro interno tubo externo final mm: 0
diâmetro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 3
comprimento mm : 30
diâmetro interno tubo externo mm : 387.4
diâmetro externo tubo interno mm : 355.6
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 3
singularidade : 2
diâmetro interno tubo externo final mm: 387.4
diâmetro externo tubo interno final mm: 348

linha de numero : 3
comprimento mm : 350
diâmetro interno tubo externo mm : 387.4
diâmetro externo tubo interno mm : 348
espessura mm : 9.4
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 4
singularidade : 1
diâmetro interno tubo externo final mm: 0
diâmetro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 3
comprimento mm : 71.7
diâmetro interno tubo externo mm : 387.4
diâmetro externo tubo interno mm : 348
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 5
singularidade : 2
diâmetro interno tubo externo final mm: 367
diâmetro externo tubo interno final mm: 348

linha de numero : 3
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 367
diametro externo tubo interno mm : 348
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 20
largura aletas inicial mm : 45.64
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 2
folga aletas com tubo anular mm : 1
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 6
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 367
diametro externo tubo interno final mm: 348

linha de numero : 3
comprimento mm : 30
diametro interno tubo externo mm : 367
diametro externo tubo interno mm : 348
espessura mm : 9.4
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 20
largura aletas inicial mm : 45.64
largura aletas final mm : 45.64
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 2
folga aletas com tubo anular mm : 1
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 7
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

Apêndice F - Geometria Queimador CD

To get started, type one of these: helpwin, helpdesk, or demo.

For product information, type tour or visit
www.mathworks.com.

» crk

» lista de dados linha de ar total

numero da singularidade : 1
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 1
 comprimento total linha mm : 4148
 diametro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 0
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 0
 curvatura mm : 0
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 2
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 2
 comprimento total linha mm : 14825
 diametro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 90
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 1
 curvatura mm : 384
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 3
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 1
 comprimento total linha mm : 14825
 diametro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 0
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 0
 curvatura mm : 0
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 4
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 2
 comprimento total linha mm : 1419
 diametro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 90
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 1
 curvatura mm : 384
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 5
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 1

comprimento total linha mm : 1419
 diametro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 0
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 0
 curvatura mm : 0
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 6
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 2
 comprimento total linha mm : 0
 diametro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 90
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 2
 curvatura mm : 0
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 7
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 3
 comprimento total linha mm : 0
 diametro da linha mm : 0
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 180
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 0
 curvatura mm : 0
 diametro inicial mudança seção mm : 264.66
 diametro final mudança seção mm : 314.7

» crk

» lista de dados do manifold

linha de numero : 1
 diametro mm : 161.47
 sequencia : 1
 tipo - valvula, curva, placa orif : 1
 diametro do tubo placa orif mm : 0
 diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
 diametro valvula mm : 0
 comprimento mm : 0
 rugosidade mm : 0
 angulo : 0
 forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
 curvatura mm : 0

linha de numero : 1
 diametro mm : 0
 sequencia : 2
 tipo - valvula, curva, placa orif : 4
 diametro do tubo placa orif mm : 161.47
 diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
 diametro valvula mm : 0
 comprimento mm : 3456
 rugosidade mm : 0.046
 angulo : 0
 forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
 curvatura mm : 0

linha de numero : 1
 diametro mm : 0

sequencia : 3
tipo - valvula, curva, placa orif : 2
diametro do tubo placa orif mm : 161.47
diâmetro orificio placa de orificio mm: 70.2
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 1
diametro mm : 0
sequencia : 4
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 161.47
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 1997
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 1
diametro mm : 0
sequencia : 5
tipo - valvula, curva, placa orif : 3
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 161.47
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 1
diametro mm : 154
sequencia : 6
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 1
angulo : 180
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 2387

linha de numero : 1
diametro mm : 161.47
sequencia : 7
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 360
rugosidade mm : 0.046
angulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 228.6

linha de numero : 1
diametro mm : 0
sequencia : 8
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 161.47
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 360
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 1
diametro mm : 161.47
sequencia : 9
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 2
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 1
tipo - valvula, curva, placa orif : 6
diametro do tubo placa orif mm : 314.7
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 1536
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 82.8
sequencia : 2
tipo - valvula, curva, placa orif : 1
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 3
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 82.8
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 2456
rugosidade mm : 0.046

angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 4
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 82.8
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 1000
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 5
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 82.8
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 1997
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 6
tipo - valvula, curva, placa orif : 3
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 82.8
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 202
sequencia : 7
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 1
angulo : 180
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 2387

linha de numero : 2
diametro mm : 211.55
sequencia : 8
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0

diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 300
rugosidade mm : 0.046
angulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 304.8

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 9
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 211.55
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 300
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 211.55
sequencia : 10
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 2
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 0
sequencia : 1
tipo - valvula, curva, placa orif : 6
diametro do tubo placa orif mm : 314.7
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 768
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 211.55
sequencia : 2
tipo - valvula, curva, placa orif : 1
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 0
sequencia : 3

tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diâmetro do tubo placa orif mm : 211.55
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diâmetro valvula mm : 0
comprimento mm : 2456
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diâmetro mm : 0
sequencia : 4
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diâmetro do tubo placa orif mm : 211.55
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diâmetro valvula mm : 0
comprimento mm : 1000
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diâmetro mm : 0
sequencia : 5
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diâmetro do tubo placa orif mm : 211.55
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diâmetro valvula mm : 0
comprimento mm : 1997
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diâmetro mm : 0
sequencia : 6
tipo - valvula, curva, placa orif : 3
diâmetro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diâmetro valvula mm : 211.55
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diâmetro mm : 202
sequencia : 7
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diâmetro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diâmetro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 1
angulo : 180
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 2387

linha de numero : 3
diâmetro mm : 211.55
sequencia : 8
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diâmetro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diâmetro valvula mm : 0
comprimento mm : 180
rugosidade mm : 0.046
angulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 304.8

linha de numero : 3
diâmetro mm : 0
sequencia : 9
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diâmetro do tubo placa orif mm : 211.55
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diâmetro valvula mm : 0
comprimento mm : 180
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diâmetro mm : 211.55
sequencia : 10
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diâmetro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diâmetro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 2
curvatura mm : 0

» crk

» lista de dados do queimador

linha de numero : 1
comprimento mm : 0
diâmetro interno tubo externo mm : 161.47
diâmetro externo tubo interno mm : 0
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 1
singularidade : 3
diâmetro interno tubo externo final mm: 202.7
diâmetro externo tubo interno final mm: 114.3

linha de numero : 1
comprimento mm : 9535

diametro interno tubo externo mm : 202.7
diametro externo tubo interno mm : 114.3
espessura mm : 8.2
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 2
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 1
comprimento mm : 163.1
diametro interno tubo externo mm : 202.7
diametro externo tubo interno mm : 114.3
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 3
singularidade : 2
diametro interno tubo externo final mm: 134.5
diametro externo tubo interno final mm: 114.3

linha de numero : 1
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 134.5
diametro externo tubo interno mm : 114.3
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 8
largura aletas inicial mm : 41.81
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 2
folga aletas com tubo anular mm : 0.5
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 4
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 134.5
diametro externo tubo interno final mm: 114.3

linha de numero : 1
comprimento mm : 50
diametro interno tubo externo mm : 134.5
diametro externo tubo interno mm : 114.3
espessura mm : 42.3
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 8
largura aletas inicial mm : 41.81
largura aletas final mm : 41.81
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 2

folga aletas com tubo anular mm : 0.5
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 5
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 2
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 211.55
diametro externo tubo interno mm : 0
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 1
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 311
diametro externo tubo interno final mm: 273.1

linha de numero : 2
comprimento mm : 7400
diametro interno tubo externo mm : 311
diametro externo tubo interno mm : 273.1
espessura mm : 6.45
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 2
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 2
comprimento mm : 53.9
diametro interno tubo externo mm : 311
diametro externo tubo interno mm : 273.1
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 3
singularidade : 2
diametro interno tubo externo final mm: 311
diametro externo tubo interno final mm: 302

linha de numero : 2
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 311
diametro externo tubo interno mm : 302
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 18
largura aletas inicial mm : 40.49
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 1
folga aletas com tubo anular mm : 0.5
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 4
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 311
diametro externo tubo interno final mm: 302

linha de numero : 2
comprimento mm : 61
diametro interno tubo externo mm : 311
diametro externo tubo interno mm : 302
espessura mm : 23.75
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 18
largura aletas inicial mm : 42.7
largura aletas final mm : 42.7
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 1
folga aletas com tubo anular mm : 0.5
angulo torção aletas : 35
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 5
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 3
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 211.55
diametro externo tubo interno mm : 0
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 1
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 381
diametro externo tubo interno final mm: 323.9

linha de numero : 3
comprimento mm : 1673
diametro interno tubo externo mm : 381
diametro externo tubo interno mm : 323.9
espessura mm : 12.7
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0

largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 2
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 3
comprimento mm : 4608
diametro interno tubo externo mm : 381
diametro externo tubo interno mm : 323.9
espessura mm : 12.7
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 4608
sequencia : 3
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 3
comprimento mm : 80
diametro interno tubo externo mm : 381
diametro externo tubo interno mm : 323.9
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0.0015
numero de aletas mm : 20
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 31
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 2
folga aletas com tubo anular mm : 1.67
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 4
singularidade : 2
diametro interno tubo externo final mm: 332.9
diametro externo tubo interno final mm: 323.9

linha de numero : 3
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 332.9
diametro externo tubo interno mm : 323.9
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 5
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 332.9

diametro externo tubo interno final mm: 323.9

linha de numero : 3
comprimento mm : 45
diametro interno tubo externo mm : 332.9
diametro externo tubo interno mm : 323.9
espessura mm : 36.75
rugosidade mm : 0.0015
numero de aletas mm : 20
largura aletas inicial mm : 31

largura aletas final mm : 31
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 2
folga aletas com tubo anular mm : 1.67
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 6
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

Apêndice G - Geometria Queimador CD2

To get started, type one of these: helpwin, helpdesk, or demo.

For product information, type tour or visit
www.mathworks.com.

» crk

» lista de dados linha de ar total

numero da singularidade : 1
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 1
 comprimento total linha mm : 4000
 diametro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 0
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 0
 curvatura mm : 0
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 2
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 2
 comprimento total linha mm : 15000
 diametro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 90
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 1
 curvatura mm : 384
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 3
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 1
 comprimento total linha mm : 15000
 diametro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 0
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 0
 curvatura mm : 0
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 4
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 2
 comprimento total linha mm : 2000
 diametro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 90
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 1
 curvatura mm : 384
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 5
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 1

comprimento total linha mm : 2000
 diametro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 1
 angulo curva, expansão-contração : 0
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 0
 curvatura mm : 0
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 6
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 2
 comprimento total linha mm : 500
 diametro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 90
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 1
 curvatura mm : 384
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 7
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 1
 comprimento total linha mm : 500
 diametro da linha mm : 264.66
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 0
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 0
 curvatura mm : 0
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

» crk

» lista de dados do manifold

linha de numero : 1
 diametro mm : 108.2
 sequencia : 1
 tipo - valvula, curva, placa orif : 1
 diametro do tubo placa orif mm : 0
 diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
 diametro valvula mm : 0
 comprimento mm : 0
 rugosidade mm : 0
 angulo : 0
 forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
 curvatura mm : 0

linha de numero : 1
 diametro mm : 108.2
 sequencia : 2
 tipo - valvula, curva, placa orif : 5
 diametro do tubo placa orif mm : 0
 diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
 diametro valvula mm : 0
 comprimento mm : 1115
 rugosidade mm : 0.046
 angulo : 180
 forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
 curvatura mm : 162.3

linha de numero : 1
 diametro mm : 0

sequencia : 3
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 108.2
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 1115
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 1
diametro mm : 0
sequencia : 4
tipo - valvula, curva, placa orif : 3
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 108.2
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 1
diametro mm : 108.2
sequencia : 5
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 1
angulo : 180
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 1082

linha de numero : 1
diametro mm : 108.2
sequencia : 6
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 108.2
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 108.2
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 2
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 1
tipo - valvula, curva, placa orif : 6
diametro do tubo placa orif mm : 264.66
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 500
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 90.12
sequencia : 2
tipo - valvula, curva, placa orif : 1
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 3
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 90.11
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 1800
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 90.11
sequencia : 4
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 100
rugosidade mm : 0.046
angulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 135

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 5
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 90.11
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 100
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 6
tipo - valvula, curva, placa orif : 3
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 90.11
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0

angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 7
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 90.11
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 450
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 90.11
sequencia : 8
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 2
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 211.55
sequencia : 1
tipo - valvula, curva, placa orif : 1
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 211.55
sequencia : 2
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 2350
rugosidade mm : 0.046
angulo : 45
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 317.32

linha de numero : 3
diametro mm : 0
sequencia : 3
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 211.55
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0

diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 2350
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 211.55
sequencia : 4
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0.046
angulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 317.32

linha de numero : 3
diametro mm : 0
sequencia : 5
tipo - valvula, curva, placa orif : 3
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 211.55
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 0
sequencia : 6
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 211.55
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 500
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 211.55
sequencia : 7
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 2
curvatura mm : 0

» crk

» lista de dados do queimador

linha de numero : 1
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 108.2
diametro externo tubo interno mm : 0
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 1
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 206.37
diametro externo tubo interno final mm: 73.02

linha de numero : 1
comprimento mm : 10020
diametro interno tubo externo mm : 206.37
diametro externo tubo interno mm : 73.02
espessura mm : 6.35
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 2
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 1
comprimento mm : 187.12
diametro interno tubo externo mm : 206.37
diametro externo tubo interno mm : 73.02
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 3
singularidade : 2
diametro interno tubo externo final mm: 206.37
diametro externo tubo interno final mm: 195.32

linha de numero : 1
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 206.37
diametro externo tubo interno mm : 195.32
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 18
largura aletas inicial mm : 10

largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 1
folga aletas com tubo anular mm : 0.5
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 4
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 206.32
diametro externo tubo interno final mm: 195.32

linha de numero : 1
comprimento mm : 175
diametro interno tubo externo mm : 206.37
diametro externo tubo interno mm : 195.32
espessura mm : 6.34
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 18
largura aletas inicial mm : 10
largura aletas final mm : 10
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 1
folga aletas com tubo anular mm : 0.5
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 5
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 2
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 90.12
diametro externo tubo interno mm : 0
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 1
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 314.7
diametro externo tubo interno final mm: 273.05

linha de numero : 2
comprimento mm : 7691
diametro interno tubo externo mm : 314.7
diametro externo tubo interno mm : 273.05
espessura mm : 4.57
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 2
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0

diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 2
comprimento mm : 88.9
diametro interno tubo externo mm : 314.7
diametro externo tubo interno mm : 273.05
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 3
singularidade : 2
diametro interno tubo externo final mm: 314.7
diametro externo tubo interno final mm: 305.66

linha de numero : 2
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 314.7
diametro externo tubo interno mm : 305.66
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 12
largura aletas inicial mm : 73
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 1
folga aletas com tubo anular mm : 0.5
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 4
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 314.7
diametro externo tubo interno final mm: 305.66

linha de numero : 2
comprimento mm : 127.3
diametro interno tubo externo mm : 314.7
diametro externo tubo interno mm : 305.66
espessura mm : 4.57
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 12
largura aletas inicial mm : 73
largura aletas final mm : 73
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 1
folga aletas com tubo anular mm : 0.5
angulo torção aletas : 45
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 5
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 3
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 211.55
diametro externo tubo interno mm : 0
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0

numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 1
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 381
diametro externo tubo interno final mm: 323.9

linha de numero : 3
comprimento mm : 2320
diametro interno tubo externo mm : 381
diametro externo tubo interno mm : 323.9
espessura mm : 12.7
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 2
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 3
comprimento mm : 4280
diametro interno tubo externo mm : 381
diametro externo tubo interno mm : 323.9
espessura mm : 12.7
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 4280
sequencia : 3
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 3
comprimento mm : 70
diametro interno tubo externo mm : 381
diametro externo tubo interno mm : 323.9
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0.0015
numero de aletas mm : 30
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 14.85
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 2
folga aletas com tubo anular mm : 1.94
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 4

singularidade : 2
diâmetro interno tubo externo final mm: 332.8
diâmetro externo tubo interno final mm: 323.9

linha de número : 3
comprimento mm : 48
diâmetro interno tubo externo mm : 332.8
diâmetro externo tubo interno mm : 323.9
espessura mm : 36.8
rugosidade mm : 0.0015
número de aletas mm : 30

largura aletas inicial mm : 14.85
largura aletas final mm : 14.85
posição aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 2
folga aletas com tubo anular mm : 1.94
ângulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequência : 5
singularidade : 1
diâmetro interno tubo externo final mm: 0
diâmetro externo tubo interno final mm: 0

Apêndice H - Geometria Queimador NP

To get started, type one of these: helpwin, helpdesk, or demo.

For product information, type tour or visit
www.mathworks.com.

» crk

» lista de dados linha de ar total

numero da singularidade : 1
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 1
 comprimento total linha mm : 4000
 diametro da linha mm : 314.7
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 0
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 0
 curvatura mm : 0
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 2
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 2
 comprimento total linha mm : 17000
 diametro da linha mm : 314.7
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 90
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 1
 curvatura mm : 457
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

numero da singularidade : 3
 tipo 1-trecho reto, 2-curva, 3- expansão contração: 1
 comprimento total linha mm : 17000
 diametro da linha mm : 314.7
 rugosidade tubo mm : 0.046
 angulo curva, expansão-contração : 0
 tipo curva - 1-smooth ou 2-9 segmentada : 0
 curvatura mm : 0
 diametro inicial mudança seção mm : 0
 diametro final mudança seção mm : 0

» crk

» lista de dados do manifold

linha de numero : 1
 diametro mm : 102.3
 sequencia : 1
 tipo - valvula, curva, placa orif : 1
 diametro do tubo placa orif mm : 0
 diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
 diametro valvula mm : 0
 comprimento mm : 0
 rugosidade mm : 0
 angulo : 0

forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
 curvatura mm : 0

linha de numero : 1
 diametro mm : 0
 sequencia : 2
 tipo - valvula, curva, placa orif : 4
 diametro do tubo placa orif mm : 102.3
 diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
 diametro valvula mm : 0
 comprimento mm : 1400
 rugosidade mm : 0.046
 angulo : 0
 forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
 curvatura mm : 0

linha de numero : 1
 diametro mm : 0
 sequencia : 3
 tipo - valvula, curva, placa orif : 2
 diametro do tubo placa orif mm : 102.3
 diâmetro orificio placa de orificio mm: 70.2
 diametro valvula mm : 0
 comprimento mm : 0
 rugosidade mm : 0
 angulo : 0
 forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
 curvatura mm : 0

linha de numero : 1
 diametro mm : 0
 sequencia : 4
 tipo - valvula, curva, placa orif : 4
 diametro do tubo placa orif mm : 102.3
 diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
 diametro valvula mm : 0
 comprimento mm : 1400
 rugosidade mm : 0.046
 angulo : 0
 forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
 curvatura mm : 0

linha de numero : 1
 diametro mm : 0
 sequencia : 5
 tipo - valvula, curva, placa orif : 3
 diametro do tubo placa orif mm : 0
 diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
 diametro valvula mm : 102.3
 comprimento mm : 0
 rugosidade mm : 0
 angulo : 0
 forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
 curvatura mm : 0

linha de numero : 1
 diametro mm : 101.6
 sequencia : 6
 tipo - valvula, curva, placa orif : 5
 diametro do tubo placa orif mm : 0
 diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
 diametro valvula mm : 0

comprimento mm : 0
rugosidade mm : 1
angulo : 180
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 2387

linha de numero : 1
diametro mm : 102.3
sequencia : 7
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0.046
angulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 153

linha de numero : 1
diametro mm : 102.3
sequencia : 8
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 2
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 1
tipo - valvula, curva, placa orif : 6
diametro do tubo placa orif mm : 314.7
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 800
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 202.7
sequencia : 2
tipo - valvula, curva, placa orif : 1
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 3
tipo - valvula, curva, placa orif : 4

diametro do tubo placa orif mm : 202.7
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 1400
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 4
tipo - valvula, curva, placa orif : 2
diametro do tubo placa orif mm : 202.7
diâmetro orificio placa de orificio mm: 97.9
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 5
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 202.7
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 1400
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 0
sequencia : 6
tipo - valvula, curva, placa orif : 3
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 202.7
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 2
diametro mm : 202
sequencia : 7
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 1
angulo : 180
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 2387

linha de numero : 2

diametro mm : 202.7
sequencia : 8
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0.046
angulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 304.8

linha de numero : 2
diametro mm : 202.7
sequencia : 9
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 2
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 0
sequencia : 1
tipo - valvula, curva, placa orif : 6
diametro do tubo placa orif mm : 314.7
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 2500
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 202.7
sequencia : 2
tipo - valvula, curva, placa orif : 1
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 0
sequencia : 3
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 202.7
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 1400
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0

curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 0
sequencia : 4
tipo - valvula, curva, placa orif : 2
diametro do tubo placa orif mm : 202.7
diâmetro orificio placa de orificio mm: 132.9
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 0
sequencia : 5
tipo - valvula, curva, placa orif : 4
diametro do tubo placa orif mm : 202.7
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 1400
rugosidade mm : 0.046
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 0
sequencia : 6
tipo - valvula, curva, placa orif : 3
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 202.7
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 0
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 0
curvatura mm : 0

linha de numero : 3
diametro mm : 202
sequencia : 7
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 1
angulo : 180
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 2387

linha de numero : 3
diametro mm : 202.7
sequencia : 8
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0

rugosidade mm : 0.046
angulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 1
curvatura mm : 304.8

linha de numero : 3
diametro mm : 202.7
sequencia : 9
tipo - valvula, curva, placa orif : 5
diametro do tubo placa orif mm : 0
diâmetro orificio placa de orificio mm: 0
diametro valvula mm : 0
comprimento mm : 0
rugosidade mm : 0
angulo : 90
forma da curva 1-smooth,2-9 segmentada: 2
curvatura mm : 0

» crk

» **lista de dados do queimador**

linha de numero : 1
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 102.3
diametro externo tubo interno mm : 0
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 1
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 202.7
diametro externo tubo interno final mm: 114.3

linha de numero : 1
comprimento mm : 9000
diametro interno tubo externo mm : 202.7
diametro externo tubo interno mm : 114.3
espessura mm : 8.2
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 2
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 1
comprimento mm : 165
diametro interno tubo externo mm : 202.7
diametro externo tubo interno mm : 114.3
espessura mm : 0

rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 3
singularidade : 2
diametro interno tubo externo final mm: 134
diametro externo tubo interno final mm: 114.3

linha de numero : 1
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 134
diametro externo tubo interno mm : 114.3
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 10
largura aletas inicial mm : 31.1
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 2
folga aletas com tubo anular mm : 0.5
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 4
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 134
diametro externo tubo interno final mm: 114.3

linha de numero : 1
comprimento mm : 50
diametro interno tubo externo mm : 134
diametro externo tubo interno mm : 114.3
espessura mm : 51.5
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 10
largura aletas inicial mm : 31.1
largura aletas final mm : 31.1
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 2
folga aletas com tubo anular mm : 0.5
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 5
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 2
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 202.7
diametro externo tubo interno mm : 0
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0

sequencia : 1
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 254.5
diametro externo tubo interno final mm: 219.1

linha de numero : 2
comprimento mm : 8400
diametro interno tubo externo mm : 254.5
diametro externo tubo interno mm : 219.1
espessura mm : 9.3
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 2
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 2
comprimento mm : 51
diametro interno tubo externo mm : 254.5
diametro externo tubo interno mm : 219.1
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 3
singularidade : 2
diametro interno tubo externo final mm: 254.5
diametro externo tubo interno final mm: 237

linha de numero : 2
comprimento mm : 5
diametro interno tubo externo mm : 254.5
diametro externo tubo interno mm : 237
espessura mm : 9.3
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 4
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 2
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 254.5

diametro externo tubo interno mm : 237
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 24
largura aletas inicial mm : 17.59
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 1
folga aletas com tubo anular mm : 1
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 5
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 254.5
diametro externo tubo interno final mm: 237

linha de numero : 2
comprimento mm : 49.5
diametro interno tubo externo mm : 254.5
diametro externo tubo interno mm : 237
espessura mm : 9.3
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 24
largura aletas inicial mm : 21.52
largura aletas final mm : 21.52
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 1
folga aletas com tubo anular mm : 1
angulo torção aletas : 45
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 6
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 3
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 202.7
diametro externo tubo interno mm : 0
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 1
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 381
diametro externo tubo interno final mm: 323.9

linha de numero : 3
comprimento mm : 1900
diametro interno tubo externo mm : 381
diametro externo tubo interno mm : 323.9
espessura mm : 12.7
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0

angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 2
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 3
comprimento mm : 3900
diametro interno tubo externo mm : 381
diametro externo tubo interno mm : 323.9
espessura mm : 12.7
rugosidade mm : 0.046
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 3900
sequencia : 3
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

linha de numero : 3
comprimento mm : 103.1
diametro interno tubo externo mm : 381
diametro externo tubo interno mm : 323.9
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0.0015
numero de aletas mm : 0
largura aletas inicial mm : 0
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 0
folga aletas com tubo anular mm : 0
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 4
singularidade : 2
diametro interno tubo externo final mm: 346
diametro externo tubo interno final mm: 323.9

linha de numero : 3
comprimento mm : 0
diametro interno tubo externo mm : 346
diametro externo tubo interno mm : 323.9
espessura mm : 0
rugosidade mm : 0
numero de aletas mm : 24
largura aletas inicial mm : 33.49
largura aletas final mm : 0
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 2
folga aletas com tubo anular mm : 2.74
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 5
singularidade : 3
diametro interno tubo externo final mm: 346
diametro externo tubo interno final mm: 323.9

linha de numero : 3

comprimento mm : 50
diametro interno tubo externo mm : 346
diametro externo tubo interno mm : 323.9
espessura mm : 30.2
rugosidade mm : 0.0015
numero de aletas mm : 24
largura aletas inicial mm : 33.49
largura aletas final mm : 33.49
posicao aletas 1- tubo int. 2 tubo ext: 2
folga aletas com tubo anular mm : 2.74
angulo torção aletas : 0
comprimento troca de calor mm : 0
sequencia : 6
singularidade : 1
diametro interno tubo externo final mm: 0
diametro externo tubo interno final mm: 0

