



Fábio Luís Fassani

Subsídios ao Estudo da Transferência de Calor em uma Câmara de Combustão Cilíndrica Horizontal na Presença de Fuligem

08/2014

Campinas, 2014



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

FÁBIO LUÍS FASSANI

**Subsídios ao Estudo da Transferência de Calor em
uma Câmara de Combustão Cilíndrica Horizontal na
Presença de Fuligem**


Orientador: Prof. Dr. Leonardo Goldstein Júnior

Tese de Doutorado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica, na Área de Engenharia Térmica e de Fluidos.

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL

DA TESE DEFENDIDA PELO ALUNO FÁBIO LUÍS FASSANI

E ORIENTADA PELO PROF. DR. LEONARDO GOLDSTEIN JÚNIOR


ASSINATURA DO ORIENTADOR

Campinas, 2014

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Elizângela Aparecida dos Santos Souza - CRB 8/8098

F264s Fassani, Fábio Luís, 1967-
Subsídios ao estudo da transferência de calor em uma câmara de combustão cilíndrica horizontal na presença de fuligem / Fábio Luís Fassani. – Campinas, SP : [s.n.], 2014.

Orientador: Leonardo Goldstein Junior.
Tese (doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Combustão. 2. Transferência de calor. 3. Radiação. 4. Fuligem. I. Goldstein Junior, Leonardo, 1943-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Subsidies to the study of heat transfer in a horizontal cylindrical combustion chamber in the presence of soot

Palavras-chave em inglês:

Combustion

Heat transfer

Radiation

Soot

Área de concentração: Térmica e Fluídos

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora:

Leonardo Goldstein Junior [Orientador]

Josmar Davilson Pagliuso

Pedro Teixeira Lacava

Waldir Antonio Bizzo

Carlos Teófilo Salinas Sedano

Data de defesa: 08-01-2014

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

TESE DE DOUTORADO

**Subsídios ao Estudo da Transferência de Calor em uma Câmara de
Combustão Cilíndrica Horizontal na Presença de Fuligem**

Autor: Fábio Luís Fassani

Orientador: Leonardo Goldstein Júnior

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:



Prof. Dr. Leonardo Goldstein Júnior, Presidente

Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. Josmar Davilson Pagliuso

Universidade de São Paulo



Prof. Dr. Pedro Teixeira Lacava

Instituto Tecnológico de Aeronáutica



Prof. Dr. Waldir Antonio Bizzo

Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. Carlos Teófilo Salinas Sedano

Universidade Estadual de Campinas

Campinas, 8 de janeiro de 2014

Dedico este trabalho aos meus pais, irmãos, esposa e filha.

Agradecimentos

Há muitas pessoas a quem quero agradecer pelo apoio recebido em diversas fases deste trabalho. A todos, minha singela homenagem.

Aos meus pais Rubens e Laura pela firmeza de caráter que sempre orienta meus passos.

Ao meu orientador Leonardo Goldstein Júnior que além de oferecer orientação e amizade, despendeu comigo um bem precioso: tempo.

A todos os professores e colegas da Faculdade de Engenharia Mecânica, que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho.

Ao professor Carlos Alberto Ferrari (Instituto de Física da Unicamp) pelas tardes em que conversamos sobre fuligem e pelas explicações sobre a utilização do laser.

Aos técnicos do DETF, Luiz Zanaga e Luiz Gama por todo o apoio e sugestões na montagem do sistema experimental.

Ao Wilton Furquim (*in memoria*) pelos desenhos do sistema experimental e inestimável apoio no projeto do queimador.

A minha esposa Roseli e minha filha Livia por todo amor e carinho.

The difficult is what takes a little time; the impossible is what takes a little longer.

Fridjof Nansem

Resumo

A combustão de óleo combustível em equipamentos industriais é um processo que fornece energia para aquecimento, geração de vapor e produção de energia elétrica, entre outros. A fuligem que se forma durante a combustão ocasiona aumento da taxa de transferência de calor por radiação entre os produtos da combustão e as superfícies de troca de calor do equipamento de processo, o que ocorre devido à luminosidade da chama. O gás natural tem sido utilizado para substituir o óleo combustível, porém esse gás produz pouca fuligem e pode ocasionar diminuição das trocas térmicas nos equipamentos projetados para óleo combustível. Assim, observa-se que o conhecimento da relação entre a concentração de fuligem na chama e a transferência de calor fornece subsídios para o projeto de caldeiras e fornalhas. O problema abordado nesse trabalho consiste em determinar a relação entre a transferência de calor e a fração volumétrica de fuligem em uma câmara de combustão cilíndrica horizontal, considerando a rotação imposta ao escoamento. O foco principal do trabalho é experimental. Para conduzi-lo, foi projetada e construída uma câmara de combustão dotada de um queimador que induz rotação ao escoamento. A concentração de fuligem foi determinada a partir da variação da intensidade de feixes de luz laser ao passar pela câmara. Complementarmente ao trabalho experimental realizado, para estimar a influência da presença de fuligem, do comprimento da chama e outros parâmetros sobre as trocas térmicas, foi elaborada uma simulação numérica da transferência de calor em uma câmara de combustão cilíndrica, empregando-se o método das zonas. A principal contribuição do trabalho foi indicar que a fração volumétrica de fuligem depende tanto do excesso de ar quanto do número de rotação do escoamento e que para o maior excesso de ar considerado, quanto menor a fração volumétrica de fuligem, menor a taxa de transferência de calor. Os resultados numéricos sugerem que a adoção de um padrão de liberação de energia pela chama foi o fator preponderante para a intensificação das trocas de calor.

Palavras- Chave: Transferência de calor, combustão, radiação térmica, fuligem, escoamento em rotação.

Abstract

Fuel oil combustion in industrial equipment is a process that provides energy for heating, steam generation and production of electrical energy. Soot produced during combustion causes an increase in the radiation heat transfer rate between the combustion products and the heat exchange surfaces of the process equipment, due to the flame luminosity. Natural gas has been used as a substitute to fuel oil, but this gas produces little soot and may cause a decrease in the thermal exchanges that take place in equipment originally designed to burn fuel oil. Thus, the knowledge of the relationship between soot concentration in the flame and heat transfer provides subsidies for the design of boilers and furnaces. The issue addressed in this work is to determine the relationship between heat transfer and the soot volume fraction in a horizontal cylindrical combustion chamber, considering the swirling intensity of the flow. The main focus of the work is experimental. To accomplish it, a combustion chamber equipped with a swirl burner to induce rotation to the flow was designed. Soot volume fraction was assessed by means of a laser beam directed towards the chamber. Additionally to the experimental work, a numerical simulation of the heat transfer in a cylindrical combustion chamber was carried out to estimate the influence of soot, flame release pattern and other parameters on the thermal exchanges. The main conclusion of the work was to indicate that the soot volume fraction depends both on the excess air and the swirl number of the flow. In the highest excess air employed, the lower the soot volume fraction, the lower the heat transfer rate. The numerical results suggest that the flame energy release pattern was the most important contributing factor to increase the heat transfer.

Keywords: Heat transfer, combustion, thermal radiation, soot, swirling flow.

Lista de Ilustrações

| | | |
|------|---|----|
| 2.1 | Extinção por uma coleção de partículas..... | 13 |
| 3.1 | Dispositivo experimental | 22 |
| 3.2 | Vista geral do sistema experimental | 23 |
| 3.3 | Seção da câmara de combustão | 24 |
| 3.4 | Seção transversal da câmara | 25 |
| 3.5 | A câmara de combustão e seu queimador | 25 |
| 3.6 | Detalhe da fixação da janela de quartzo | 26 |
| 3.7 | Janelas fechadas por flanges cegos | 26 |
| 3.8 | Queimador | 27 |
| 3.9 | Desenho do bloco fixo | 28 |
| 3.10 | Corte do bloco fixo | 28 |
| 3.11 | Desenho do bloco móvel | 29 |
| 3.12 | Corte do bloco móvel | 29 |
| 3.13 | Bloco fixo acoplado à câmara de combustão | 30 |
| 3.14 | Bloco móvel e lança do queimador | 30 |
| 3.15 | Laser e fonte de alimentação | 31 |
| 3.16 | Montagem do fotodiodo no soquete | 32 |
| 3.17 | Curva de sensibilidade do fotodiodo fornecida pelo fabricante | 32 |
| 3.18 | Filtro óptico | 33 |
| 3.19 | Janela óptica de quartzo | 33 |
| 3.20 | Posicionador para divisor de luz | 34 |
| 3.21 | Posicionador para filtro óptico e fotodiodo | 34 |
| 3.22 | Detalhe do sistema de exaustão | 35 |
| 3.23 | Buchas fixadas à bancada | 36 |
| 3.24 | Espuma sob a placa de mármore da bancada | 36 |
| 3.25 | Linha de ar | 37 |
| 3.26 | Regulador de pressão e válvula solenoide | 37 |
| 3.27 | Rotâmetro para água | 38 |
| 3.28 | Sistema para produzir vapor de tolueno | 39 |
| 3.29 | Caixa com o programador de combustão e o transformador de ignição | 39 |

| | | |
|------|--|----|
| 3.30 | Eletrodo de ignição e sensor de chama | 40 |
| 3.31 | Conexão entre tubo de vidro e lança de aço | 41 |
| 3.32 | Janelas de quartzo acopladas aos prolongadores | 42 |
| 4.1 | Fração volumétrica em função da posição para $\phi = 1,2$ | 46 |
| 4.2 | Fração volumétrica em função da posição para $\phi = 1,6$ | 47 |
| 4.3 | Fração volumétrica em função da posição para $\phi = 2,1$ | 48 |
| 4.4 | Fração volumétrica em função da posição para $\phi = 2,6$ | 48 |
| 4.5 | Fração volumétrica em função da posição para $\phi = 3,25$ | 49 |
| 4.6 | Fração volumétrica em função da posição para $\phi = 1,2$ | 49 |
| 4.7 | Fração volumétrica em função da posição para $\phi = 1,6$ | 50 |
| 4.8 | Fração volumétrica em função da posição para $\phi = 2,1$ | 51 |
| 4.9 | Fração volumétrica em função da posição para $\phi = 2,6$ | 51 |
| 4.10 | Fração volumétrica em função da posição para $\phi = 3,25$ | 51 |
| 4.11 | Fração volumétrica em função do número de rotação para $\phi = 1,2$ | 52 |
| 4.12 | Fração volumétrica em função do número de rotação para $\phi = 1,6$ | 53 |
| 4.13 | Fração volumétrica em função do número de rotação para $\phi = 2,1$ | 53 |
| 4.14 | Fração volumétrica em função do número de rotação para $\phi = 2,6$ | 54 |
| 4.15 | Fração volumétrica em função do número de rotação para $\phi = 3,25$ | 55 |
| 4.16 | Taxa de transferência de calor em função do número de rotação para $\phi = 1,2$ | 56 |
| 4.17 | Taxa de transferência de calor em função do número de rotação para $\phi = 1,6$ | 57 |
| 4.18 | Taxa de transferência de calor em função do número de rotação para $\phi = 2,1$ | 58 |
| 4.19 | Taxa de transferência de calor em função do número de rotação para $\phi = 2,6$ | 58 |
| 4.20 | Taxa de transferência de calor em função do número de rotação para $\phi = 3,25$ | 59 |
| 5.1 | Elementos diferenciais para cálculo das áreas de troca direta | 61 |
| 5.2 | Esquema de divisão da câmara de combustão em zonas de superfície e de volume | 65 |
| 5.3 | Superfície plana 1 para superfície 2 | 66 |
| 5.4 | Configuração S1S2 | 67 |
| 5.5 | Taxas de transferência de calor dos modelos de Roesler e uniforme | 73 |
| 5.6 | Distribuição de temperaturas dos gases. Padrão uniforme | 74 |
| 5.7 | Distribuição de temperaturas dos gases. Padrão Roesler | 74 |

| | | |
|------|---|-----|
| 5.8 | Taxas de transferência de calor. Padrão Roesler, comprimento de chama variável | 75 |
| 5.9 | Taxas de transferência de calor para padrão Roesler com $L_f = 200$ mm e resultado experimental | 76 |
| 5.10 | Taxas de transferência de calor para padrão Exp e resultado experimental | 77 |
| 5.11 | Taxas de transferência de calor para padrões Exp 2 e Exp 3 | 79 |
| 5.12 | Taxas de transferência de calor para padrão Exp 3. f_v variável | 80 |
| 5.13 | Distribuição de temperaturas dos gases. Padrão Exp 3 | 81 |
| 5.14 | Taxas de transferência de calor para padrão Exp 3. h variável | 81 |
| A.1 | Superfície plana 1 para superfície 2 | 126 |
| A.2 | Superfície plana 1 para superfície cilíndrica 2 | 126 |
| A.3 | Superfície cilíndrica para ela mesma | 127 |
| A.4 | Configuração gás-superfície plana | 127 |
| A.5 | Configuração gás-superfície cilíndrica | 128 |
| A.6 | Configuração gás-gás | 128 |
| A.7 | Configuração S1S2 | 129 |
| A.8 | Configuração W1S2 | 129 |
| A.9 | Configuração W1W2 | 130 |
| A.10 | Configuração G1S2 | 130 |
| A.11 | Configuração G1W2 | 130 |
| A.12 | Configuração G1G2 | 131 |

Lista de Tabelas

| | | |
|------|--|-----|
| 5.1 | Coeficientes para e Eq. (5.24) | 67 |
| 5.2 | Padrão de liberação de energia pela chama..... | 77 |
| 5.3 | Padrões de liberação de energia pela chama | 78 |
| An.1 | Coeficientes para equações | 131 |

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras latinas

| | |
|----------------------|---|
| a_l | coeficiente na soma ponderada de gases cinza, [-] |
| B | largura dos canais axiais, [m] |
| C_n | densidade numérica, [m ⁻³] |
| c | calor específico dos gases produtos da combustão, [W/m ² °C] |
| c_p | calor específico da água, [W/m ² °C] |
| C_v | densidade volumétrica, [ppm] |
| D | diâmetro de uma partícula, [μm] |
| E_b | poder emissivo, [W/m ²] |
| f_v | fração volumétrica de fuligem, [ppm] |
| $\overline{g_i g_j}$ | área de troca direta gás-gás |
| $\overline{g_i S_j}$ | área de troca direta gás-superfície, [m ²] |
| G_x | fluxo axial da quantidade de movimento, [N] |
| G_ϕ | fluxo axial da quantidade de movimento angular, [N.m] |
| h_c | coeficiente convectivo, [Wm ² °C] |
| H_i | irradiação, [W/m ²] |
| I | intensidade de um feixe de luz, [W/m ²] |
| I_o | intensidade de um feixe de luz incidente, [W/m ²] |
| J_i | radiosidade, [W/m ²] |
| k | índice absorção no índice de refração complexo, [-] |
| k | coeficiente de absorção de um meio participante, [m ⁻¹] |
| K_{ext} | coeficiente de extinção de uma nuvem de partículas, [m ⁻¹] |
| L | comprimento da trajetória de um raio luminoso; diâmetro da câmara de combustão, [m] |
| m | índice de refração complexo, [-] |
| \dot{m} | descarga, [kg/s] |
| n | índice de refração, [-] |
| N(D) | função de distribuição de tamanho de partícula, [-] |

| | |
|----------------------|---|
| \dot{Q} | taxa de transferência de calor, [W] |
| Q_{abs} | eficiência de absorção, [-] |
| Q_{esp} | eficiência de espalhamento, [-] |
| Q_{ext} | eficiência de extinção de uma partícula, [-] |
| Q_{gi} | taxa líquida de transferência de calor radiante de um gás, [W] |
| Q_{ij} | taxa de transferência de calor radiante entre duas superfícies, [W] |
| Q_{iL} | taxa líquida de transferência de calor que ocorre na zona de superfície i, [W] |
| Q_{kf} | calor liberado pelo combustível em uma zona de volume, [W] |
| Q_{kL} | taxa líquida de transferência de calor que ocorre na zona de gás k, [W] |
| Q_{si} | taxa líquida de transferência de calor radiante de uma superfície, [W] |
| R | raio externo do duto, [m] |
| R_h | raio interno do duto, [m] |
| S | número de rotação, [-] |
| $\overline{s_i s_j}$ | área de troca direta superfície-superfície no método das zonas, [m ²] |
| T_e | temperatura da água na entrada de uma seção da serpentina, [°C] |
| T_s | temperatura da água na saída de uma seção da serpentina, [°C] |
| x | parâmetro adimensional $\pi D/\lambda$, [-] |
| X | posição axial ao longo da câmara de combustão, [mm] |
| z | número de canais tangenciais do queimador, [-] |

Letras gregas

| | |
|-----------------|---|
| α | ângulo do queimador, [rad] |
| ε | emitância, [-] |
| ε_f | emitância da fuligem, [-] |
| ε_g | emitância dos gases, [-] |
| λ | comprimento de onda, [μm] |
| ϕ | relação de equivalência, [-] |
| σ | constante de Stefan-Boltzmann, [W/m ² K ⁴] |

- σ parâmetro do queimador, [-]
- ξ ângulo entre o bloco móvel e o bloco fixo, [rad]
- ξ_m máximo ângulo entre os blocos, [rad]

SUMÁRIO

| | |
|---|----|
| 1. Introdução | 1 |
| 1.1. Organização do Trabalho | 2 |
| 1.2. Estado da Arte | 2 |
| 1.2.1 Formação de Fuligem | 4 |
| 1.2.2 Combustão Estabilizada por Rotação | 5 |
| 1.2.3 Propriedades Radiantes da Fuligem | 7 |
| 1.2.4 Determinação da Concentração de Fuligem | 9 |
| 1.3 Objetivos do Trabalho | 11 |
| 2. Metodologia | 12 |
| 2.1 Extinção de Luz Laser | 13 |
| 2.2 Transferência de Calor entre os Gases de Combustão e a Superfície Interna da Parede da Câmara | 18 |
| 2.3 Número de Rotação | 19 |
| 2.4 Excesso de Ar | 20 |
| 3. Dispositivo e Procedimento Experimental | 21 |
| 3.1 Descrição do Sistema Experimental | 21 |
| 3.2 Dificuldades Experimentais | 40 |
| 3.3 Procedimento Experimental | 43 |
| 4. Apresentação e Discussão dos Resultados Experimentais | 45 |
| 4.1 Influência do Número de Rotação | 46 |
| 4.2 Influência da posição | 52 |

| | |
|--|-----|
| 5. Simulação Numérica e Discussão | 60 |
| 5.1 Introdução | 60 |
| 5.2 Método das Zonas e Modelo da Soma Ponderada de Gases Cinza | 60 |
| 5.3 Resultados da Simulação Numérica e Discussão | 71 |
| 6. Conclusões e Recomendações | 83 |
| 6.1 Conclusões | 83 |
| 6.2 Recomendações para Trabalhos Futuros | 84 |
| Referências Bibliográficas | 85 |
| Apêndice A – Resultados Experimentais | 92 |
| Apêndice B – Código Computacional | 99 |
| Anexo A – Áreas de Troca Direta | 126 |

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

Muitos equipamentos industriais envolvem a combustão de derivados de petróleo, podendo ocorrer a produção de fuligem no processo. A fuligem causa um aumento da taxa de transferência de calor por radiação entre os gases produtos da combustão e as superfícies de troca de calor do equipamento de processo, o que ocorre devido à luminosidade da chama.

A atual disponibilidade do gás natural tem permitido sua utilização como substituto desses derivados de petróleo. Como o gás natural produz pouca fuligem, para evitar a queda de capacidade do sistema, é necessário introduzir mecanismos que garantam a transferência de calor efetiva entre a chama e as paredes do sistema de combustão.

Um procedimento de compensação, que deve aumentar a formação de fuligem, é o de adicionar partículas de um composto orgânico de cadeia maior, como o querosene ou o tolueno. Esta formação, por sua vez, deve permitir o controle da emissão da fuligem gerada para a atmosfera, para que não se crie um problema de poluição do meio ambiente.

O procedimento proposto para controlar a formação de fuligem foi a utilização de queimadores que induzam um escoamento rotativo (*swirl*) aos gases produtos da combustão na câmara (Ver Figs. 3.1 e 3.2 mais a frente). Neste tipo de escoamento há uma melhor mistura do combustível com o oxidante, o que proporciona uma combustão mais estável e efetiva. O número de rotação tem influência reconhecida sobre a composição dos produtos da combustão, indicando que pode afetar a dinâmica da formação e oxidação da fuligem.

Desta forma, o problema abordado neste trabalho consiste em determinar a relação entre a transferência de calor e a fração volumétrica de fuligem em uma câmara de combustão, considerando a rotação imposta ao escoamento.

1.1 Organização do Trabalho

Esta tese está organizada em capítulos. Na introdução são revisados os trabalhos relacionados à transferência de calor e formação de fuligem em chamas estabilizadas com a rotação imposta ao escoamento, às propriedades radiantes da fuligem, e a técnicas de determinação da concentração de fuligem na chama.

No capítulo 2, são apresentados os fundamentos necessários para a determinação da concentração de fuligem em uma chama por meio da variação da intensidade de um feixe de luz ao passar pela chama, o equacionamento para a determinação do número de rotação (S) do escoamento, assim como para avaliar a transferência de calor ocorrida na câmara de combustão.

O trabalho é eminentemente experimental. Para conduzi-lo, foi projetada e construída uma montagem experimental e elaborado um procedimento de testes, conforme detalhado no capítulo 3. Os resultados deste trabalho experimental são apresentados e discutidos no capítulo 4.

No capítulo 5, foi elaborada uma simulação numérica da transferência de calor da câmara de combustão, empregando-se o método das zonas, para estimar a influência da presença de fuligem, do comprimento da chama e outros parâmetros envolvidos nas trocas térmicas. Nessa simulação, o escoamento foi considerado conhecido e foi admitido um padrão de liberação de energia pela chama.

Conclusões e recomendações são apresentadas no capítulo 6.

1.2 Estado da Arte

A combustão é caracterizada como uma reação química exotérmica. A estabilidade dessa reação pode ser conseguida por meio de um queimador que imponha rotação ao escoamento. Ter controle sobre a estabilidade da chama é importante para que se possa utilizar a energia disponível do processo de combustão.

A liberação de energia por uma chama para seu entorno ocorre por convecção e, principalmente, por radiação térmica. Os gases formados na combustão: CO₂, H₂O e hidrocarbonetos, são participantes, isto é, são gases que absorvem, emitem e espalham a radiação térmica. A presença de fuligem altera as propriedades radiantes da chama e dos produtos de combustão, pois enquanto os gases emitem radiação térmica em faixas discretas, a fuligem emite radiação em todo o espectro visível e do infravermelho. De acordo com Blokh (1988), a luminosidade da chama está associada à radiação proveniente das partículas de fuligem. Dependendo das condições de formação da fuligem, a parte luminosa da chama pode ocupar uma região ou outra da câmara de combustão. Ao se queimar óleo, aproximadamente 50% do volume de uma fornalha é usualmente ocupado pela chama luminosa. Na queima de gás, a chama luminosa ocupa um volume menor da fornalha. No caso limite de uma mistura ideal de um combustível com ar, a chama de um gás pode ser não luminosa. Siegel e Howell (1992) explicitaram dois parâmetros necessários para a determinação do efeito da fuligem sobre a radiação da chama: as propriedades radiantes e a concentração de fuligem na chama. A concentração depende do tipo de combustível, da mistura do combustível com o oxidante – relação ar/combustível e condições do escoamento –, e da temperatura da chama. Ainda não é possível obter a concentração de fuligem a partir de princípios básicos, sendo necessária sua determinação experimental no sistema de combustão estudado.

Essas considerações foram organizadas segundo os quatro temas principais:

- Formação de fuligem,
- Combustão estabilizada por escoamento rotativo (*swirl*),
- Propriedades ópticas da fuligem, e
- Obtenção experimental da concentração de fuligem ao longo de uma câmara de combustão.

1.2.1 Formação de Fuligem

A formação de fuligem é um fenômeno ainda não completamente entendido e a maioria dos estudos são realizados em chamas elementares. De acordo com Goldstein Jr., Fassani, Santos e Ferrari (2002), a formação de fuligem em chamas é estudada não apenas de um ponto de vista científico, mas também por suas consequências práticas, tais como a promoção da transferência de calor radiante em caldeiras e fornalhas e a sua emissão como um poluente de combustores e motores diesel.

Glassman e Yetter (2008) definiram a fuligem como partículas carbonáceas formadas na fase gasosa do processo de combustão. Essas partículas são constituídas principalmente de carbono e possuem até 10% de hidrogênio em base molar, e até mais na fase inicial de sua formação.

Conforme indicado por Turns (2011), a formação e desenvolvimento da fuligem ocorre em quatro etapas: formação de espécies precursoras, nucleação da partícula de fuligem, crescimento superficial e aglomeração de partículas, e oxidação das partículas. A emissão de fuligem de combustores ou chamas resulta da competição entre sua formação e oxidação. A emissão de fuligem para a atmosfera ocorre quando o combustível é queimado com oxigênio insuficiente. No caso de uma chama pré-misturada de combustível gasoso, é necessário suprir o oxigênio suficiente para a combustão, enquanto que para chamas difusivas é fundamental promover boa mistura entre combustível e oxigênio.

Uma revisão sobre os mecanismos de formação de fuligem em chamas difusivas foi elaborada por Karatas e Gülder (2012). Eles indicaram que o mecanismo de formação de fuligem mais aceito é o de formação de precursores constituídos por hidrocarbonetos policíclicos aromáticos (PAH). Nesse modelo, a formação de fuligem ocorre pela coagulação dos PAH.

Em 2014, Chernov et al. indicaram como as duas maiores dificuldades para se entender e modelar a formação de fuligem. A primeira seria modelar as reações químicas da fase gasosa dos hidrocarbonetos policíclicos aromáticos (PAH) que levam à nucleação da partícula de fuligem, e

a segunda, modelar o crescimento e a oxidação das partículas de uma maneira que reflita os processos físicos existentes na chama. Eles desenvolveram um modelamento dos mecanismos químicos considerando o crescimento dos PAH em chamas de metano, etileno e etano. Os autores concluíram que embora haja similaridade nas principais propriedades da chama, as partículas de fuligem de diferentes chamas exibem modos de crescimento significativamente diferentes. Embora chamas de ar/etileno tendem a formar fuligem antes que as chamas de ar/metano, a nucleação tem maior importância nas últimas.

1.2.2 Combustão Estabilizada por Rotação

Queimadores que induzem escoamento em rotação (*swirl*) são bastante utilizados em combustores industriais e também em motores diesel. Quando um movimento de rotação é imposto a um fluido a montante de um orifício, o escoamento de fluido que emerge do orifício tem uma componente tangencial de velocidade, além das componentes axial e radial de velocidade que são encontradas em jatos sem rotação. A presença da rotação resulta no estabelecimento de gradientes radiais e axiais de pressão que, por sua vez, influenciam o campo de escoamento (Beér e Chigier, 1972). No caso de rotação forte, o gradiente adverso de pressão axial é grande o suficiente para reverter o escoamento ao longo do eixo e estabelecer uma zona interna de recirculação. Esse padrão de escoamento possibilita uma rápida mistura entre os reagentes e o fluido recirculante, promovendo a estabilidade da chama e influenciando a intensidade da combustão.

Há vários estudos sobre a combustão estabilizada por rotação de combustíveis gasosos. El-Mahallawy (1978) estudou o efeito da rotação sobre a transferência de calor por convecção em fornalhas. Os resultados experimentais mostraram que o coeficiente de transferência de calor por convecção aumenta com o grau de swirl. Quando o ângulo de rotação foi de 60°, o coeficiente de transferência de calor por convecção foi 1,8 vezes o obtido sem rotação. Brum e Samuelsen (1987) notaram que a combustão ocorreu em zonas mais compactas e com maior intensidade de recirculação do que no caso isotérmico.

Os efeitos da pressão e da composição do combustível na formação de fuligem foram estudados por Hoult e Ekchian (1981) em um queimador tubular laboratorial de alta pressão, operando com uma chama difusa estabilizada por rotação. Uma sonda resfriada a água foi usada para extrair amostras de fuligem e outros produtos de combustão para análise. As medidas mostraram um aumento da concentração de fuligem com a pressão, até atingir um valor crítico do número de Reynolds. Esse comportamento foi o mesmo, tanto na queima de querosene quanto na de propano. A utilização de misturas de combustíveis diferentes, com diversas razões hidrogênio/carbono, mostrou que a quantidade de fuligem formada foi proporcional a essa razão.

Kawaguci e Akiyama (1986) estudaram a queima de propano em uma câmara de combustão de vidro com 5 cm de diâmetro. Eles estimaram a taxa de transferência de calor radiante a partir das temperaturas da parede da câmara e observaram um pequeno aumento desta taxa com o aumento do número de rotação. O fenômeno foi atribuído ao aumento da temperatura da chama e a um provável aumento do coeficiente de transferência de calor na superfície interna da câmara. Eles também observaram que o número de rotação tem influência na redução da emissão de hidrocarbonetos não queimados, devido principalmente à melhoria da mistura do combustível com o oxidante. Os resultados também indicaram que escoamentos com número de rotação elevado possuem perfis de temperatura semelhantes aos com baixo número de rotação. Não foram feitas considerações sobre a presença de fuligem no escoamento.

Lau, Campbell, Depooter e D'Souza (1993) estudaram uma câmara de combustão estabilizada por swirl e compararam um modelo com dados experimentais dos perfis radiais de temperaturas do gás, velocidades e concentrações de espécies, em vários planos axiais, bem como os perfis axiais de concentração de fuligem e transferência de calor radiante. Os resultados revelaram uma estrutura complexa de escoamento a jusante do bocal, com boa concordância entre as previsões do modelo e os experimentos na região de escoamento completamente desenvolvido, e com menor concordância na vizinhança das regiões de reversão do escoamento. O número de rotação foi mantido constante no trabalho.

O escoamento em rotação também ocorre em motores a diesel. Neles, a formação de fuligem se relaciona diretamente com a emissão de material particulado para a atmosfera. Lee, Chung, Kim

e Kim (2004) investigaram a formação de fuligem em um motor diesel usando as técnicas de espalhamento de luz laser e incandescência induzida por laser. Para reduzir a formação de fuligem na combustão do diesel, eles aplicaram diferentes temporizações e controlaram a rotação do escoamento por meio de uma válvula. Eles concluíram que é possível uma redução da formação de fuligem através do controle desses dois parâmetros.

1.2.3 Propriedades Radiantes da Fuligem

Segundo Siegel e Howell (1992), Modest (1993) e Kennedy (1997), as partículas de fuligem se formam nas chamas como resultado da combustão incompleta de hidrocarbonetos. Uma vez que são muito pequenas, geralmente estão à mesma temperatura da chama e, portanto, emitem fortemente radiação térmica em um espectro contínuo na região do infravermelho. Conforme indicado por Siegel e Hoell (1992), a emissão de radiação térmica pela fuligem é, muitas vezes, consideravelmente mais intensa que a emissão proveniente dos gases de combustão. Para prever as propriedades radiantes de uma nuvem de fuligem é necessário determinar sua forma e concentração, bem como as propriedades ópticas, caracterizadas pelo índice de refração complexo. As propriedades atualmente conhecidas foram determinadas experimentalmente, através de medidas de reflexão em amostras extraídas da chama, ou técnicas ópticas *in situ*.

Stull e Plass (1960) calcularam a emitância de partículas dispersas de carbono nas regiões espectrais do infravermelho e do visível, utilizando a teoria de espalhamento de Mie. Foi desenvolvida uma equação para representar as propriedades ópticas do carbono na temperatura da chama e obtida uma expressão para a intensidade de radiação emitida por um número significativo de partículas dispersas de carbono.

Milikan (1961) utilizou o trabalho de Stull e Plass (1960) e concluiu que, para partículas de carbono menores que $0,06 \mu\text{m}$ de diâmetro, o coeficiente de extinção não dependeria do tamanho das partículas e sim de sua concentração.

Medidas das constantes ópticas da fuligem à temperatura ambiente foram efetuadas por Dalzell e Sarofim (1969) para comprimentos de onda entre 0,4 e 0,8 μm e 2,5 a 10 μm . As constantes ópticas da fuligem diferiram significativamente das de outros materiais carbonáceos. Aparentemente, um aumento da relação hidrogênio/carbono na fuligem resulta em um decréscimo do número de elétrons livres e uma diminuição no valor das constantes ópticas. As propriedades ópticas obtidas foram usadas para calcular o coeficiente de absorção espectral e a emitância total de uma suspensão de partículas de fuligem.

Charalampopoulos e Felske (1987) avaliaram o índice de refração complexo de partículas de fuligem em uma chama de metano e oxigênio, utilizando medidas in situ de espalhamento de luz laser. A técnica permitiu obter o índice de refração em diversas posições da chama.

Os resultados de Habib e Vervisch (1988) mostraram que o aumento da relação hidrogênio/carbono proporcionou uma diminuição significativa do índice de refração complexo, especialmente de sua parte imaginária (coeficiente de extinção).

Charalampopoulos e Chang (1988) determinaram as propriedades ópticas da fuligem na faixa de comprimentos de onda de 0,34 a 0,60 μm em uma chama de propano e oxigênio, também utilizando uma técnica de espalhamento de luz laser.

Charalampopoulos, Chang e Stagg (1989) mostraram uma variação do índice de refração com a temperatura e também com a relação combustível/oxidante.

Outras técnicas foram desenvolvidas para avaliar as propriedades ópticas das partículas de fuligem, utilizando lâmpadas de xenônio (Vaglieco, Beretta e D'Alessio, 1990), radiosímetros (Babikian, Edwards, Karam, Wood e Samuelsen, 1990), e a combinação entre espalhamento e extinção de luz laser (Felske e Ku, 1992). Também foram desenvolvidos modelos para ajustar os dados experimentais e considerar efeitos da forma e da aglomeração de fuligem (Ku e Shim, 1991; Charalampopoulos e Hahn, 1991; Charalampopoulos e Chang, 1991; Venizelos, Lou, Tryfon e Charalampopoulos, 1996). Foi observado por Ku e Shim (1991) que a aglomeração das

partículas tem pouca influência no coeficiente de absorção, mas tem influência sobre o espalhamento.

Yon, Lemaire, Thersen, Desgroux, Coppalle e Ren (2010) utilizaram análise do espectro de extinção e incandescência induzida por laser para examinar as propriedades ópticas da fuligem produzida na queima de diesel e de uma mistura diesel/éster metílico. O estudo revelou as propriedades ópticas são similares da fuligem produzida por ambos combustíveis, tanto em temperatura ambiente quanto na temperatura da chama.

1.2.4 Determinação da Concentração de Fuligem

O espalhamento da luz pode ser usado para medir a concentração local de fuligem sem perturbar os gases de combustão, conforme discutido por Erickson, Williams e Hottel (1964), Dalzell e Sarofim (1969), Santoro, Semerjian e Dobbins (1983), Santoro, Yeh, Horvath e Semerjian (1987), Felske e Ku (1992), Zhao e Ladommatos (1998), e Lou, Chen, Sun e Zhou (2010). Embora o espalhamento pela fuligem seja pequeno, ele pode ser detectado de maneira adequada com instrumentos sensíveis. A teoria de espalhamento de Mie fornece a intensidade de espalhamento em uma dada direção como uma função da concentração de fuligem e das suas propriedades ópticas. Se os valores das propriedades ópticas forem conhecidos, as intensidades de espalhamento poderiam ser usadas para obter a concentração local da fuligem. A dificuldade é saber qual o índice de refração complexo a ser usado para a fuligem.

Wood e Samuelsen (1985) mostraram ser possível aplicar a técnica de espalhamento de luz laser em um combustor cilíndrico operando com o escoamento em *swirl*. Eles observaram que a distribuição de fuligem e sua concentração foram função não apenas da estrutura molecular do combustível, mas também da aerodinâmica do escoamento e do padrão de injeção de combustível. O resultado confirmou a importância do uso de técnicas não intrusivas para medir a concentração.

No trabalho de Lau, Campbell, Depooter e Souza (1993), a concentração média de fuligem foi obtida pela medida da transmissão da luz laser ao longo de uma trajetória. Da mesma forma que o espalhamento, a intensidade da luz transmitida depende da concentração de fuligem e de suas propriedades ópticas.

Uma comparação entre as frações volumétricas de fuligem obtidas pela aplicação de técnicas gravimétricas e de extinção de luz foi realizada por Choi, Mulholland, Hamins e Kashiwaga, em 1995. As concentrações obtidas pela extinção de luz laser se mostraram duas vezes superiores às obtidas pela técnica gravimétrica. É importante ter cautela ao comparar esses resultados, uma vez que, se por um lado, as técnicas intrusivas perturbam o escoamento, por outro lado, o cálculo da extinção depende do conhecimento das propriedades ópticas da fuligem.

Mcenally, Köylü, Pfefferle e Rosner (1997) descreveram o desenvolvimento de uma técnica de determinação da concentração de fuligem por meio de termopares, que consiste em medir a variação da temperatura da junção de um termopar inserido rapidamente em uma região fuliginosa da chama. A diferença entre esses valores e os calculados é otimizada posteriormente a partir de princípios de transferência de massa. Embora de pronta implementação experimental, o método apresenta dificuldades em sua formulação matemática e no estabelecimento de alguns parâmetros. Os resultados apresentados sugerem que a técnica pode ser de interesse para o estudo de chamas laminares livres, não pré-misturadas.

Lou, Chen, Sun e Zhou (2010) revisaram as principais técnicas de medição aplicadas à fuligem presente em chamas, entre elas a extinção de luz, diagnóstico de partículas por amostragem termoforética seguida de análise por microscopia eletrônica, densitometria por termopar, incandescência induzida por laser, método das duas cores e tomografia calculada por emissão. Eles indicaram que a tendência atual é efetuar medidas em tempo real da distribuição multidimensional de temperatura, fração volumétrica de fuligem, tamanho das partículas e outros parâmetros em chamas de hidrocarbonetos-ar e destacaram a importância de se desenvolverem técnicas de medida adequadas tanto para chamas laboratoriais quanto para as chamas de maior escala de equipamentos industriais de combustão.

Entre as técnicas referenciadas, a extinção de luz laser será considerada no Capítulo 2.

1.3 Objetivos do Trabalho

O objetivo deste trabalho foi estudar experimentalmente a relação entre a transferência de calor e a distribuição axial de fração volumétrica de fuligem da chama ao longo de uma câmara de combustão de gás cilíndrica horizontal, onde se considerou a variação do número de rotação característico do escoamento.

A avaliação numérica do efeito da fração volumétrica de fuligem e do padrão de liberação de energia pela chama sobre a transferência de calor foi também objeto dessa pesquisa.

O conhecimento da relação entre a concentração de fuligem, o padrão de liberação de energia pela chama e a transferência de calor pode ser empregado no projeto de combustores industriais, bem como para melhorar o aproveitamento de combustores já existentes.

Capítulo 2

Metodologia

O dispositivo estudado envolve a combustão de hidrocarbonetos numa câmara cilíndrica. Nessa câmara conjugam-se os três modos de transferência de calor, condução, convecção e radiação térmica. Por se tratar de um sistema em que se verifica a presença de uma chama fuliginosa, foi enfatizado o termo da radiação térmica, pois esse mecanismo é considerado o mais importante nesse tipo de problema. Em termos de transferência de calor, os gases resultantes da combustão são gases participantes, ou seja, gases que emitem, absorvem e espalham a radiação térmica. Existem diversos métodos numéricos concebidos para a solução de problemas de transferência de calor, especialmente desenvolvidos para tratar a radiação térmica em meios participantes, problema não linear de difícil solução.

Pretende-se, neste trabalho, determinar experimentalmente a relação entre transferência de calor e fração volumétrica de fuligem, f_v , a ser controlada pela imposição de rotação ao escoamento. Assim, o primeiro aspecto a ser considerado é a determinação desses parâmetros.

Por esse motivo, discute-se neste capítulo um equacionamento que relaciona a fração volumétrica de fuligem de uma mistura gasosa, f_v , com a variação da intensidade de um feixe de luz laser ao atravessar uma seção transversal da câmara de combustão cilíndrica, em diferentes posições axiais, x , ao longo da câmara, para diferentes números de rotação, s , e relações ar/combustível, ϕ . Em seguida, aborda-se a equação utilizada para o cálculo da troca de calor entre os gases de combustão e a serpentina de resfriamento da câmara e apresenta-se, por fim, a avaliação do número de rotação e do excesso de ar.

2.1 Extinção de Luz Laser

A determinação da concentração de fuligem, a partir da variação da intensidade de um feixe de luz causada por sua atenuação ao passar por uma nuvem de fuligem foi efetuada neste trabalho conforme descrita por Zhao e Ladommatos (1998).

Quando uma nuvem de partículas é colocada na trajetória de um feixe de luz, como mostrado na Fig. 2.1, a potência detectada do feixe é reduzida.

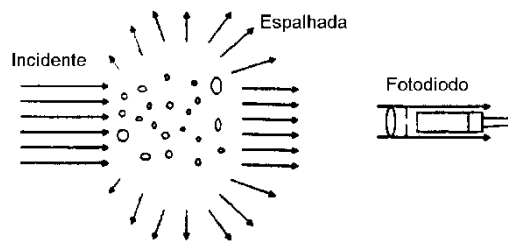


Figura 2.1 Extinção da luz por uma nuvem de partículas

A atenuação da luz é causada tanto pelo espalhamento quanto pela absorção das partículas, isto é:

$$\text{Extinção} = \text{Espalhamento} + \text{Absorção}$$

A intensidade da luz após atravessar uma nuvem de partículas é dada pela lei de Lambert-Beer (ou Bouguer):

$$I = I_o \exp\left(-\int_0^L K_{ext} dx\right)$$

(2.1)

onde,

I_o é a intensidade da luz incidente (W/m^2);

K_{ext} é o coeficiente de extinção de uma nuvem de partículas (m^{-1}), e

L é o comprimento da trajetória do raio luminoso (m).

Da teoria do espalhamento de luz, o coeficiente de extinção para uma névoa de partículas é relacionado ao número, tamanho e propriedades das partículas isoladas por:

$$K_{ext} = \frac{\pi}{4} C_n \int_0^{\infty} Q_{ext} N(D) D^2 dD \quad (2.2)$$

onde,

C_n é a densidade numérica (m^{-3});

Q_{ext} é a eficiência de extinção de uma partícula;

D é o diâmetro da partícula (μm), e

$N(D)$ é a função de distribuição de tamanho de partículas definida tal que $\int N(D) dD = 1$.

O valor da eficiência de extinção de cada partícula, Q_{ext} , é uma função complexa do tamanho e do índice de refração complexo da partícula, $m = n - ik$, onde n é o índice de refração e k o índice de absorção. O tamanho da partícula, em geral, é caracterizado pelo parâmetro $x = \pi D/\lambda$, em que λ é o comprimento de onda da radiação incidente. Não existem soluções exatas para Q_{ext} , exceto em alguns casos especiais. O caso mais importante a ter solução exata segundo a teoria de absorção e espalhamento é o de uma esfera de raio e índice de refração arbitrários, conforme descrito pela teoria de Mie (1908).

Conforme discutido por Modest (2013), vale observar que o espalhamento e a absorção da radiação por uma esfera isolada foi discutido inicialmente no final do século dezanove por Rayleigh (1871, 1881), que obteve uma solução para esferas cujos diâmetros são muito menores que o comprimento de onda da radiação incidente, isto é, para esferas com $x \ll 1$. Esse trabalho foi seguido pelos trabalhos de Lorenz (1890, 1898), de Gustav Mie (1908) e por um tratamento semelhante de Debye (1909). O trabalho de Lorenz foi baseado em sua teoria própria de eletromagnetismo, enquanto Mie desenvolveu uma solução equivalente a das equações de Maxwell para ondas eletromagnéticas viajando em meio contendo uma esfera. Embora o trabalho de Lorenz tenha precedido o de Mie, a teoria geral que descreve o espalhamento da radiação por esferas que absorvem radiação é geralmente referida por “Teoria de Mie”. Entretanto, a solução obtida por Mie é bastante complexa e sua utilização envolve cálculos computacionais demorados,

mesmo nos dias atuais. Em geral, sua aplicação é indicada nos casos em que o tamanho das partículas é da mesma ordem de grandeza que o do comprimento de onda da radiação sobre elas incidente. Para partículas maiores, é recomendada a utilização de óptica geométrica e, no limite de partículas pequenas, com $x \ll 1$, a solução obtida por Rayleigh.

Embora a solução para partículas pequenas tenha sido desenvolvida originalmente por Rayleigh, ela também pode ser derivada com a aplicação dos limites apropriados na solução geral das equações de Mie. O equacionamento detalhado da teoria do espalhamento pode ser encontrado no livro de van de Hulst (1957 e 1981).

Neste trabalho, será considerado o espalhamento de Rayleigh. Conforme mencionado, este se aplica ao caso limite em que as partículas são pequenas, com:

$$x \ll 1$$

e

$$x|m-1| \ll 1,$$

onde:

m é o índice de refração complexo e

$x = \pi D/\lambda$ é o parâmetro dimensional da partícula, e

λ é o comprimento de onda do feixe de luz incidente.

As partículas de fuligem têm uma distribuição de tamanho em uma faixa de alguns nanômetros até 70 nm. A forma das partículas isoladas é aproximadamente esférica, embora elas possam formar aglomerados não esféricos na exaustão, com a forma de cadeias ramificadas.

Quando se usa luz visível com comprimento de onda entre 0,4 e 0,7 μm , as partículas sub-micrométricas de fuligem caem no regime $x|m-1| \ll 1$. Por exemplo, no comprimento de onda 0,5 μm e um índice de refração típico de 1,6 - 0,6i, observa-se que $x \leq 0,063$ ou $x/m \leq 0,107$, para $D \leq 10\text{nm}$. Para partículas maiores de fuligem, com $D \leq 70\text{ nm}$, $x \leq 0,44$ ou $x|m-1| < 0,75$. De acordo com Kerker, Scheiner e Cooke (1978) a aproximação de Rayleigh é válida com desvios de 1%

para $x|m| < 0,2$ e 10% para $x|m| < 0,5$. Assim, a aproximação de Rayleigh pode ser aplicada às partículas isoladas de fuligem, mas não a qualquer aglomerado - apenas os menores.

Os aglomerados não são esféricos, de maneira que, em realidade, a teoria de Mie não poderia ser usada. Mas, a maioria dos autores tende a considerar que as partículas são esféricas devido à sua simplicidade. Seus resultados devem ser considerados sob essa óptica. Adicionalmente, o índice de refração é incerto, pois a composição da fuligem varia. Isso conduz a erros no cálculo das propriedades de espalhamento e na análise de resultados experimentais.

De acordo com a aproximação de Rayleigh, pode-se obter uma expressão para a eficiência de extinção:

$$Q_{ext} = 4x \operatorname{Im} \left(\frac{m^2 - 1}{m^2 + 2} \right) + \frac{8}{3} x^4 \operatorname{Re} \left(\frac{m^2 - 1}{m^2 + 2} \right) \quad (2.3)$$

O primeiro termo corresponde à eficiência de absorção, Q_{abs} , e o segundo, à eficiência de espalhamento, Q_{esp} . Assim, para espalhamento de Rayleigh, a eficiência de espalhamento é proporcional a x^4 , enquanto que a eficiência de absorção é proporcional a x . Como $x < 1$, a absorção domina onde ela existe, i.e., $Q_{abs} > Q_{esp}$. Desta forma, como a fuligem é fortemente absorvedora, a eficiência de extinção pode ser escrita como:

$$Q_{ext} = Q_{abs} = 4x \operatorname{Im} \left(\frac{m^2 - 1}{m^2 + 2} \right) \quad (2.4)$$

e a lei de Lambert-Beer, Eq. (2.1), fica:

$$I = I_o \exp \left\{ - \pi^2 \frac{L}{\lambda} \operatorname{Im} \left(\frac{m^2 - 1}{m^2 + 2} \right) C_n \int_0^{\infty} N(D) D^3 dD \right\} \quad (2.5)$$

A densidade volumétrica das partículas C_v , ou fração volumétrica da fuligem f_v (volume de partículas por unidade de volume) é relacionada à densidade numérica das partículas C_n (número de partículas por unidade de volume) por:

$$C_v = f_v = \frac{\pi}{6} C_n \int_0^{\infty} N(D) D^3 dD \quad (2.6)$$

Substituindo (2.6) em (2.5), obtém-se:

$$f_v = - \frac{\lambda}{6\pi L \operatorname{Im} \left(\frac{m^2 - 1}{m^2 + 2} \right)} \ln \left(\frac{I}{I_o} \right) \quad (2.7)$$

Expandindo o índice de refração m

$$m = n - ik,$$

vem:

$$f_v = \frac{-\lambda}{36\pi L} \frac{\left[(n^2 - k^2 + 2) + 4n^2 k^2 \right]}{nk} \ln \left(\frac{I}{I_o} \right) \quad (2.8)$$

A Equação (2.8) também pode ser escrita como:

$$f_v = \frac{\lambda}{36\pi L} \frac{\left[(n^2 - k^2 + 2) + 4n^2 k^2 \right]}{nk} \ln \left(\frac{I_o}{I} \right) \quad (2.9)$$

A expressão relaciona a fração volumétrica de fuligem de uma mistura gasosa, f_v , com a variação da intensidade de um feixe de luz laser ao atravessar uma seção da câmara de combustão, em diferentes posições axiais, x , ao longo da câmara, para diferentes números de rotação, S , e relações ar/combustível, ϕ .

O índice de refração complexo adotado foi o mesmo usado por Lee e Tien (1981), com

$$n = 1,90$$

e

$$k = 0,55$$

Os valores dos demais parâmetros usados neste trabalho foram: $\lambda=632,8$ nm, que é o comprimento de onda do feixe de luz de um laser de He-Ne, e $L = 150$ mm, que corresponde ao diâmetro da câmara de combustão estudada.

2.2 Transferência de Calor entre os Gases de Combustão e a Superfície Interna da Parede da Câmara

A taxa de transferência de calor ao longo da superfície interna da parede da câmara de combustão foi calculada a partir da medida das descargas de água e das temperaturas na entrada e ao longo das seções da serpentina de resfriamento. Assim, a equação de cálculo utilizada foi:

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_s - T_e) \quad (2.10)$$

em que:

\dot{Q} é a taxa de transferência de calor [W],

\dot{m} é a descarga de água na serpentina de resfriamento [kg/s],

c_p é o calor específico da água [W/m² °C],

T_e é a temperatura da água na entrada da seção considerada da serpentina [°C], e

T_s é a temperatura da água na saída da seção considerada da serpentina [°C].

As taxas de transferência de calor e as frações volumétricas de fuligem obtidas foram estudadas em função do número de rotação S , da relação de equivalência, ϕ , e da posição axial X , ao longo do queimador.

2.3 Número de Rotação

Para caracterizar a intensidade da rotação imposta ao escoamento pelo queimador, utiliza-se um número adimensional conhecido como número de rotação (*swirl number*). O número de rotação (S) indica a relação entre o fluxo axial da quantidade de movimento angular, G_ϕ , e o fluxo axial da quantidade de movimento, G_x , induzidos no escoamento pelo queimador. De acordo com Beér e Chigier (1972), S é obtido pela equação:

$$S = \frac{G_\phi}{G_x R} \quad (2.11)$$

sendo R o raio de saída do bocal do queimador.

Para avaliar esse adimensional, é necessário conhecer a distribuição de velocidades e de pressão no queimador, visto que fazem parte das equações de cálculo de G_ϕ e G_x , conforme descrito por Béer e Chigier (1972). Esses autores avaliaram ser conveniente omitir o termo relativo à pressão estática do fluxo axial da quantidade de movimento, obtendo assim uma expressão teórica para o cálculo do número de rotação, que depende apenas da geometria do queimador, a saber:

$$S = \frac{\sigma R}{2B} \left[1 - \left(\frac{R_h}{R} \right)^2 \right] \quad (2.12)$$

para um queimador, com:

R - raio externo do duto,

R_h - raio interno do duto,

B - largura axial dos canais,

e

$$\sigma = \frac{2\pi}{z\xi_m} \operatorname{sen} \alpha \frac{\cos \alpha [1 + \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg}(\xi/2)] (\xi/\xi_m)}{\{1 - [1 - \cos \alpha (1 + \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg}(\xi/2))] (\xi/\xi_m)\}^2} \quad (2.13)$$

onde:

z - número de canais tangenciais do queimador;

ξ - ângulo entre o bloco móvel e o bloco fixo;

ξ_m - máximo ângulo entre os blocos; e

α = ângulo do queimador (ver Fig. 3.9).

2.4 Excesso de Ar

O parâmetro ϕ – relação de equivalência – expressa o quociente entre a relação ar-combustível real e a relação ar-combustível teórica, de onde se obtém o excesso de ar.

Capítulo 3

Dispositivo e Procedimento Experimental

Este capítulo traz uma descrição do sistema experimental projetado e construído para este trabalho, do procedimento experimental utilizado, e de algumas dificuldades encontradas.

3.1 Descrição do Sistema Experimental

O sistema experimental é constituído por uma câmara de combustão cilíndrica horizontal com 1 m de comprimento e 0,15 m de diâmetro, de aço inoxidável, envolta numa serpentina de cobre resfriada a água. Externamente, o conjunto é revestido por isolamento térmico para evitar perdas de calor para o ambiente. A câmara é equipada com janelas de quartzo e de aço, para acomodar instrumentos ópticos e mecânicos. Acoplado à câmara há um queimador do tipo *swirl* capaz de induzir escoamento com rotação ajustável e permitir a queima, simultaneamente, de um gás combustível e de um combustível produtor de fuligem. A câmara de combustão foi construída de aço inox 316.

O fluxograma do dispositivo experimental é apresentado na Fig. 3.1 e uma vista geral da montagem é mostrada na Fig. 3.2. Observe-se que a instrumentação óptica permite a avaliação simultânea da concentração de fuligem em várias seções da câmara de combustão.

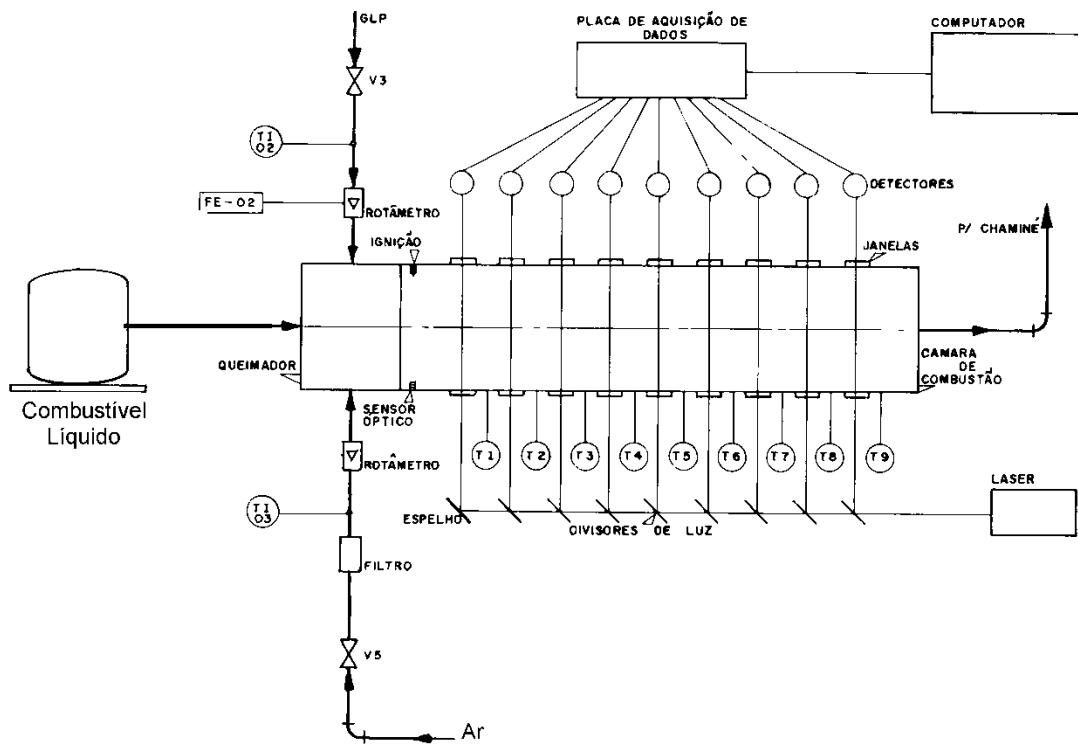


Figura 3.1 Dispositivo experimental

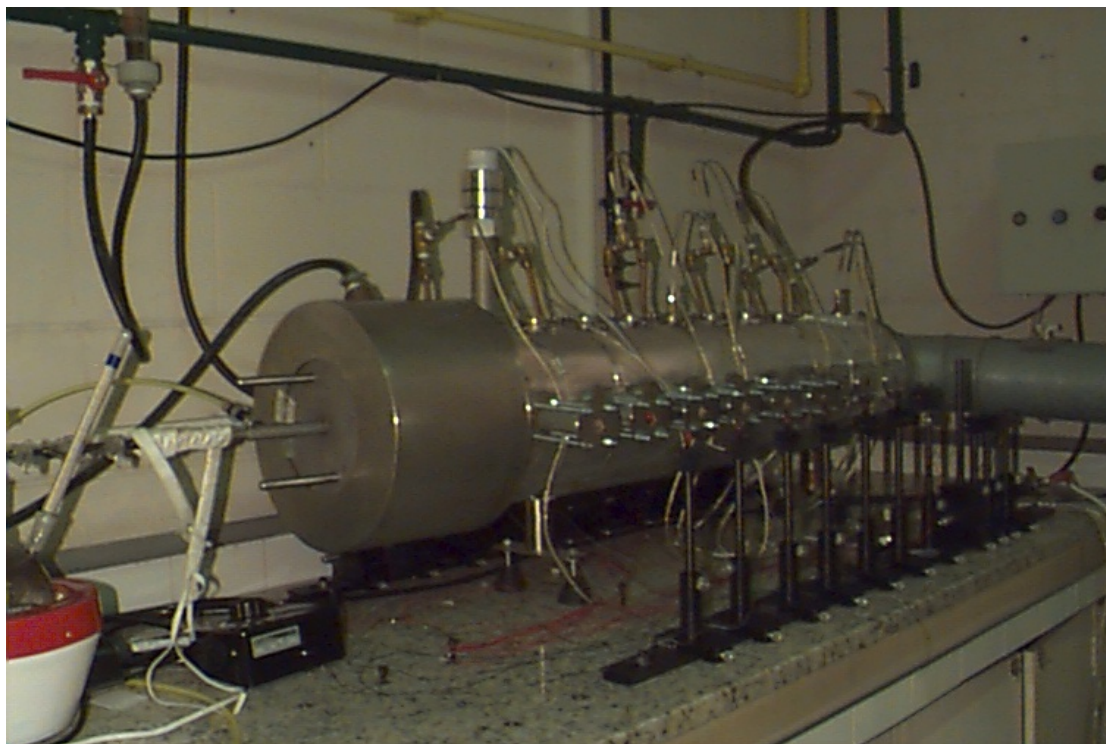


Figura 3.2 Vista geral do sistema experimental

A Figura 3.3 apresenta um esquema de uma seção da câmara, onde podem ser vistas as janelas por onde passam os feixes de luz laser. Observe-se que para medir a variação da intensidade do raio laser, ele passa através de duas janelas diametralmente opostas, que podem ser vistas no corte apresentado na Fig.3.4.

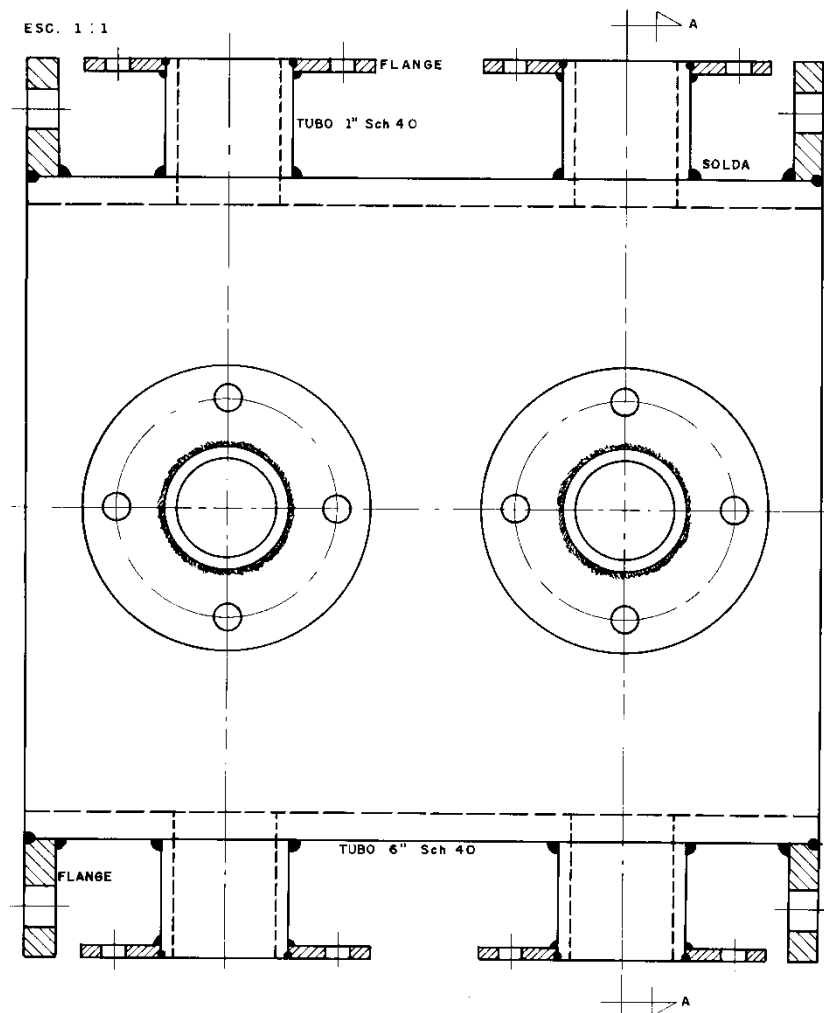


Figura 3.3 Seção da câmara de combustão

A terceira janela da seção pode ser utilizada para a instalação de sondas de amostragem de gases, termopares, ou permanecer fechada por flange cego. As janelas de quartzo possuem 25 mm de diâmetro e 3 mm de espessura. A câmara é dotada de serpentinas de cobre por onde escoam a água de resfriamento, cuja temperatura foi medida a cada 200 mm da câmara, para permitir a avaliação das taxas de transferência de calor ao longo da câmara.

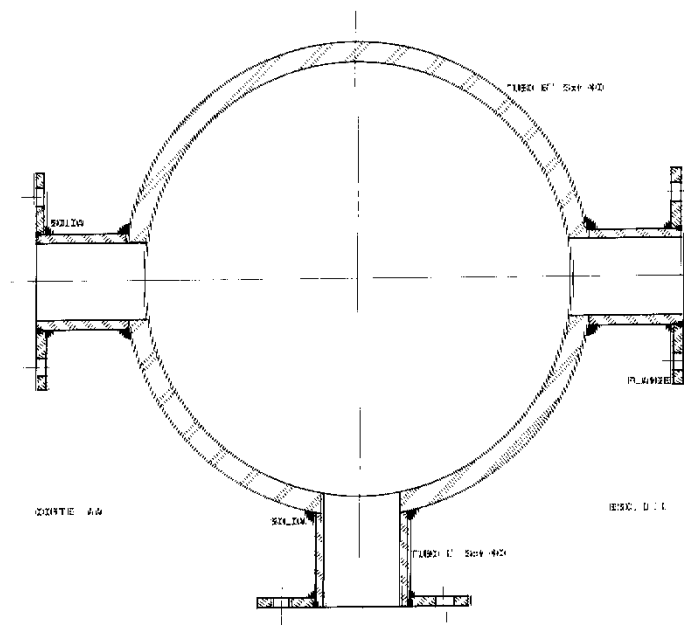


Figura 3.4 Seção transversal da câmara

A Figura 3.5 apresenta uma fotografia da câmara de combustão revestida com o isolamento térmico e equipada com o queimador em sua extremidade esquerda. A câmara está posicionada sobre a bancada, onde também se observam os posicionadores de divisores de luz fixados sobre um trilho de alumínio anodizado.

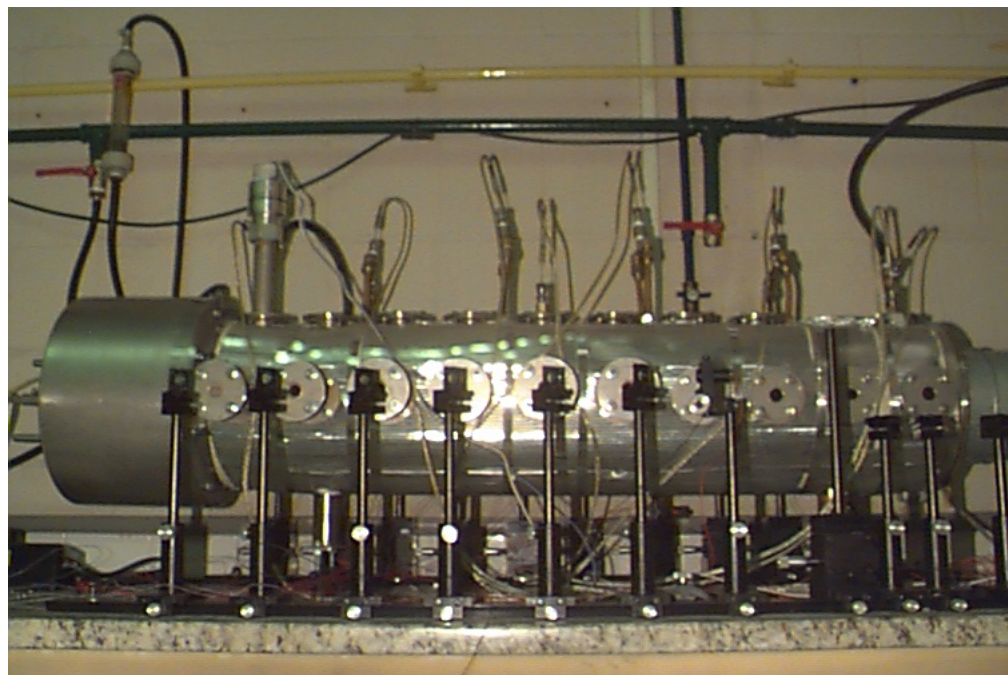


Figura 3.5 A câmara de combustão e seu queimador

Um detalhe da fixação de uma janela de quartzo à câmara pode ser visto na Fig. 3.6, enquanto que na Fig. 3.7 observa-se uma janela fechada por um flange cego.

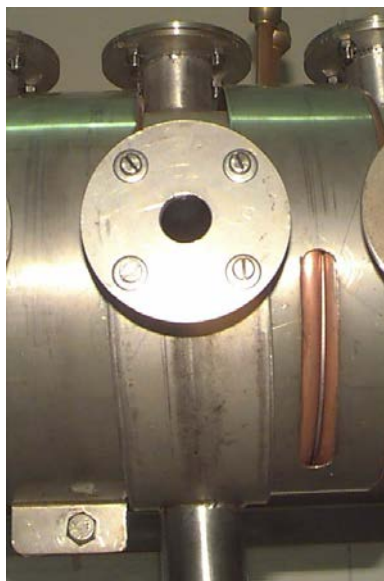


Figura 3.6 Detalhe da fixação da janela de quartzo

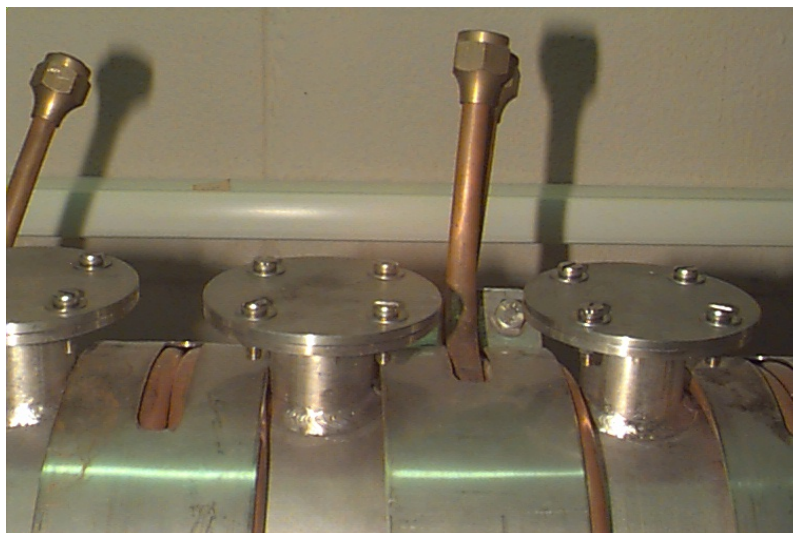


Figura 3.7 Janelas fechadas por flanges cegos

O queimador, totalmente usinado em aço inox 310, possui um bloco móvel e outro fixo. A variação do índice de rotação é obtida alterando-se o ângulo entre ambos, o que modifica a relação entre ar tangencial e radial. Uma vista do conjunto de peças do queimador é apresentada na Fig. 3.8.

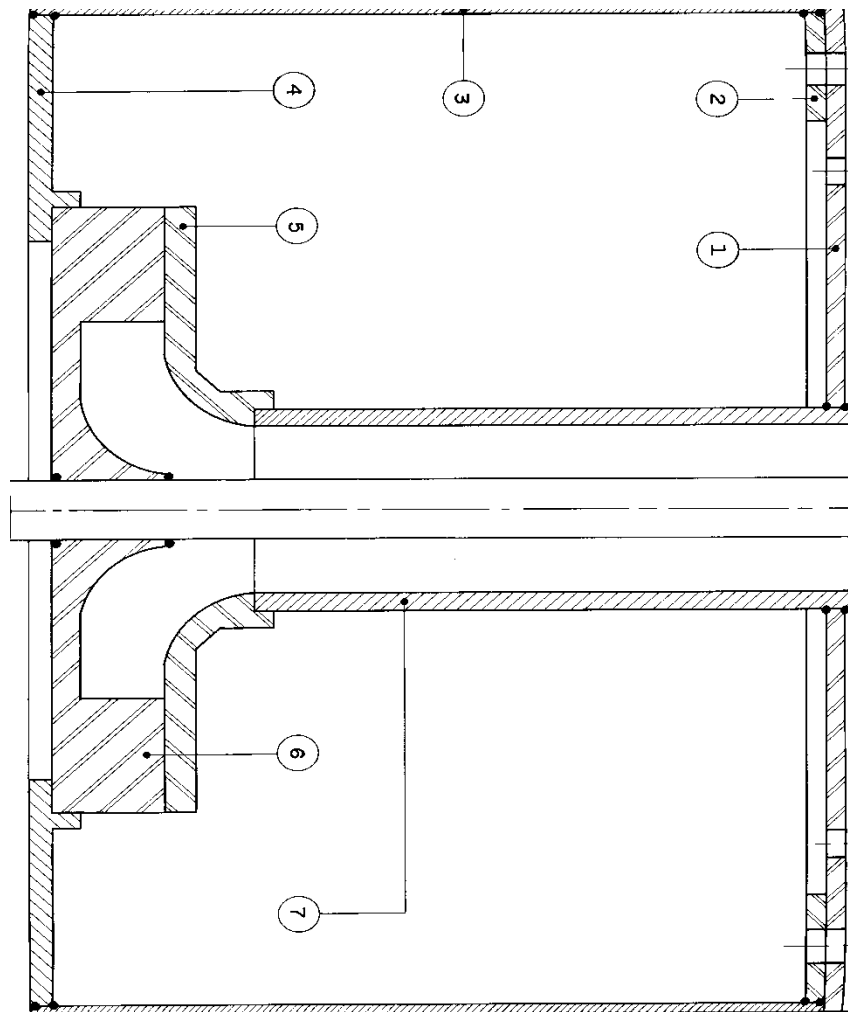


Figura 3.8 Queimador

Neste desenho de conjunto, a peça 1 é um flange acoplado ao flange da câmara de combustão e ao flange 2 que, por sua vez, é soldado à peça 3, caixa do queimador. A peça 4 também é soldada à caixa do queimador e é responsável pelo posicionamento e travamento do queimador num determinado ângulo relativo entre os blocos 5 e 6, o que possibilita a obtenção do índice de rotação desejado. A entrada do ar ocorre através de um orifício usinado na caixa do queimador. Após passar pelos blocos 5 e 6 e adquirir movimento de rotação, a descarga de ar é dirigida à câmara de combustão por intermédio do tubo 7. O bloco fixo é acoplado à câmara de combustão pelo tubo 7, que é soldado a um flange que, por sua vez, é parafusado a um flange da câmara de combustão. A entrada do GLP e do tolueno na câmara ocorre por uma lança que passa

no interior do tubo 7 e se prolonga até a extremidade deste tubo, permitindo que ar e combustíveis entrem na câmara de combustão na mesma posição axial.

Detalhes dos blocos 5 e 6 podem ser vistos nas Figs. 3.9 e 3.10 e nas Figs. 3.11 e 3.12, respectivamente.

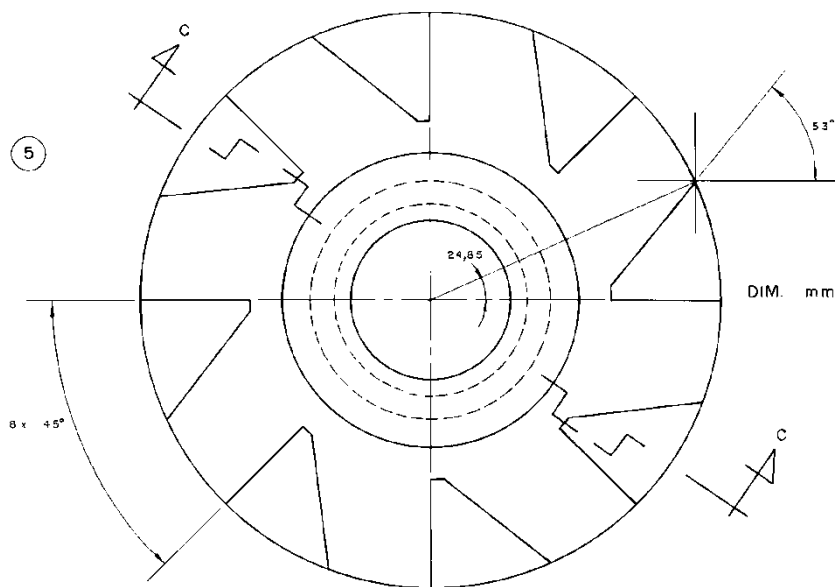


Figura 3.9 Desenho do bloco fixo

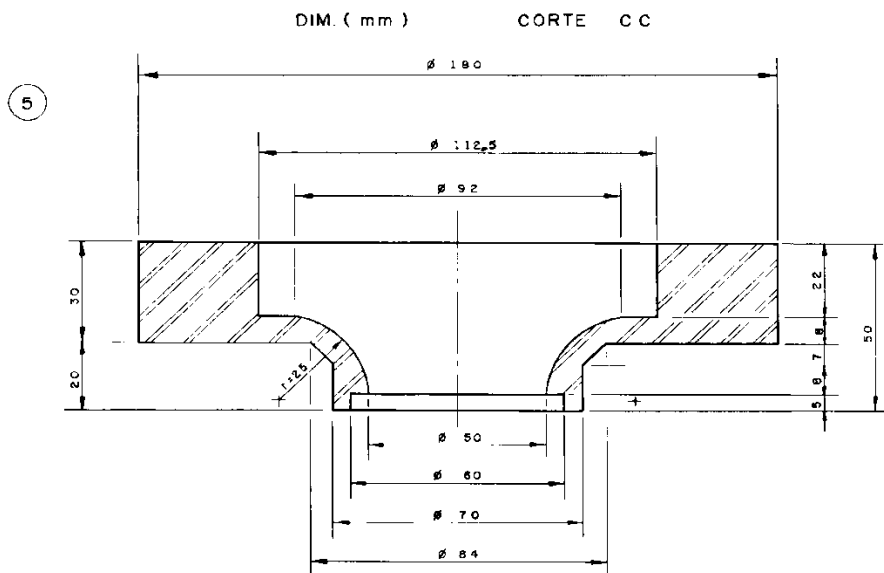


Figura 3.10 Corte do bloco fixo

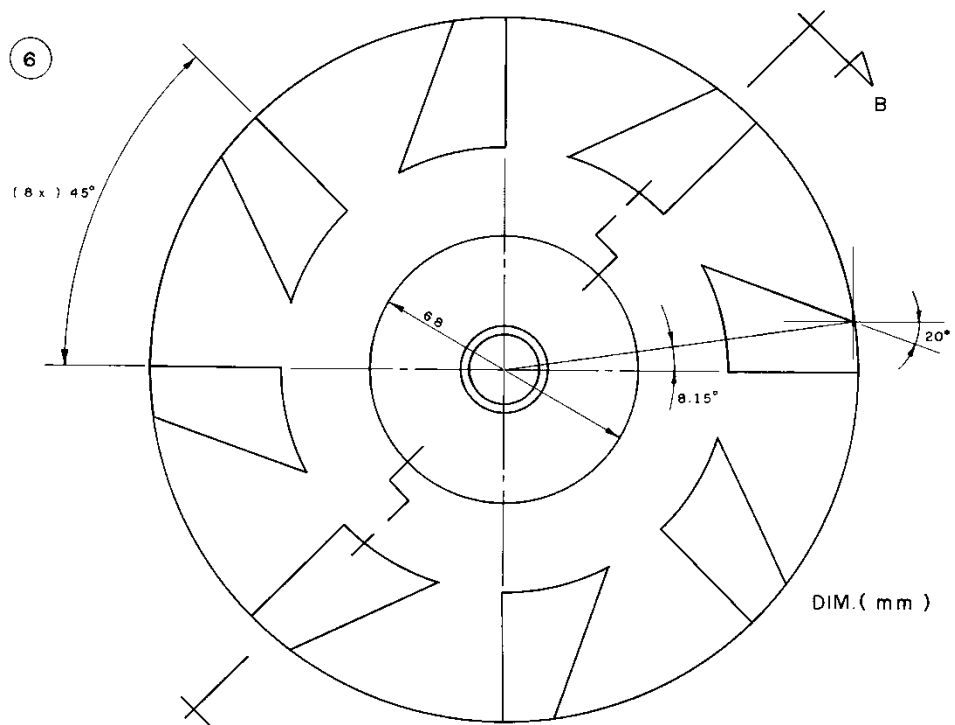


Figura 3.11 Desenho do bloco móvel

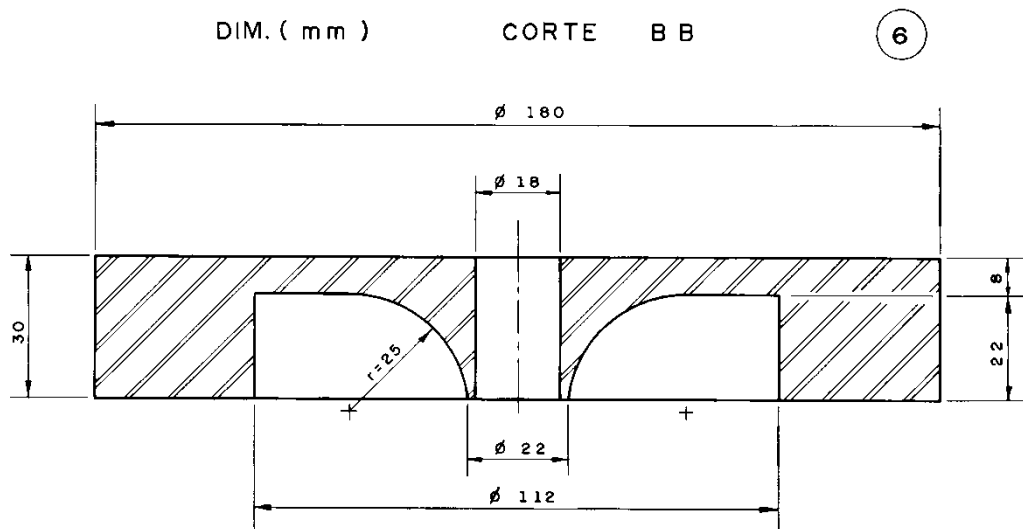


Figura 3.12 Corte do bloco móvel

As Figuras 3.13 e 3.14 trazem fotografia dos blocos. A Figura 3.14 mostra também a lança do queimador, em cuja extremidade pode-se observar a deposição de fuligem que ocorreu durante a execução dos testes.

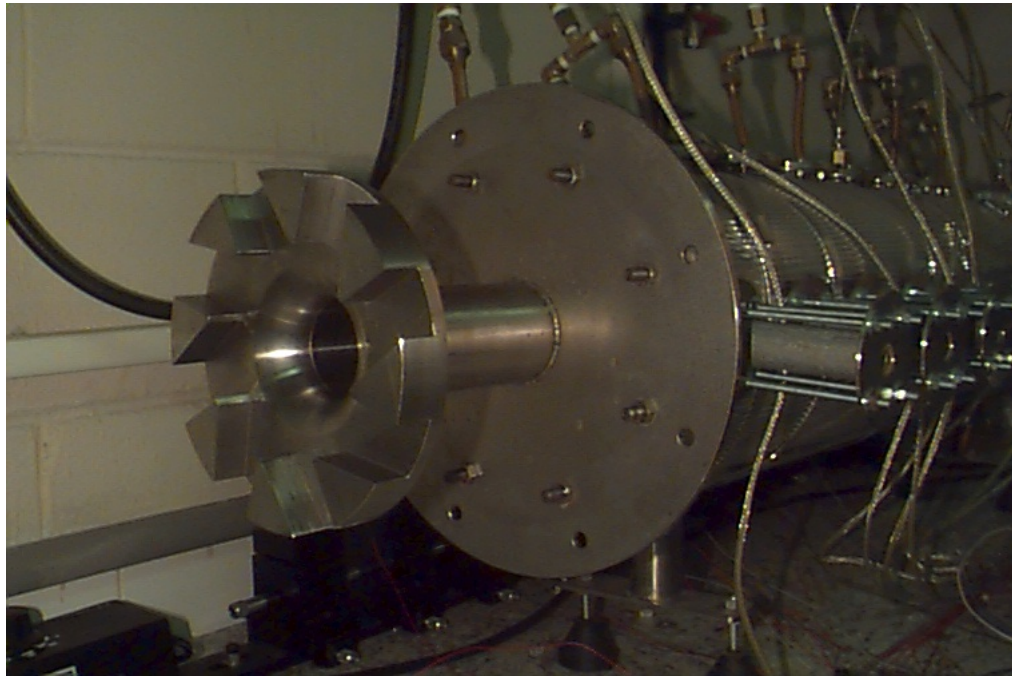


Figura 3.13 Bloco fixo acoplado à câmara de combustão

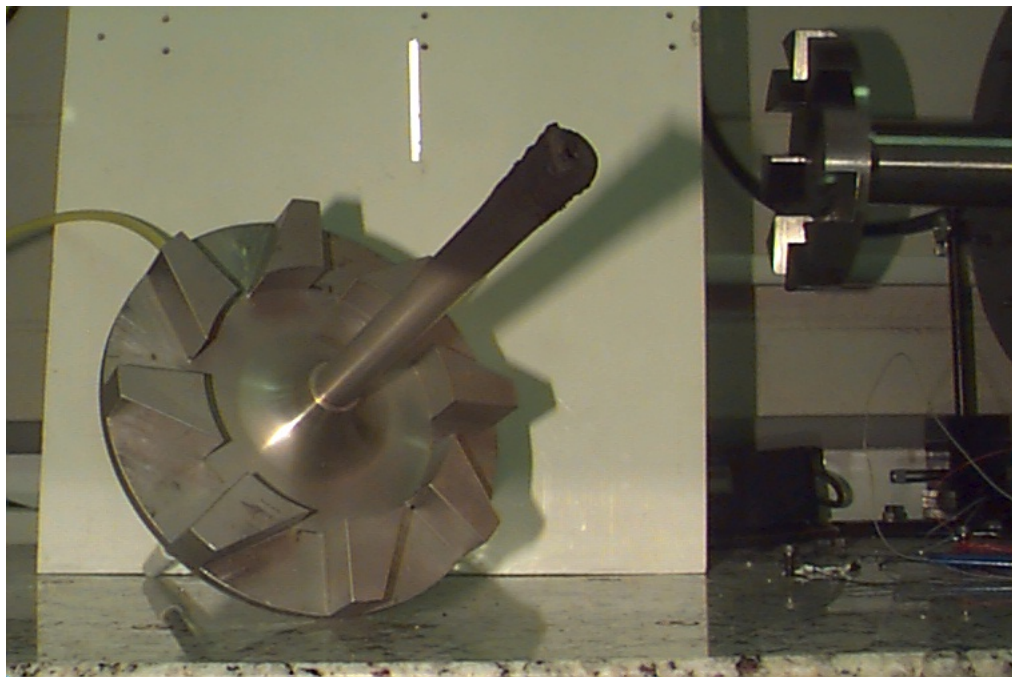


Figura 3.14 Bloco móvel e lança do queimador.

O sistema óptico é constituído por um laser de He-Ne com 10 mW de potência luminosa que utiliza uma fonte de alta voltagem. O comprimento de onda característico desse laser é de

632,8 nm. Após ser ligado, o laser leva cerca de 10 min. para atingir o equilíbrio térmico. Ao atingir essa condição, a intensidade do feixe luminoso do laser fica estável. O laser e sua fonte podem ser vistos na Fig. 3.15.



Figura 3.15 Laser e fonte de alimentação

Para determinar a fração volumétrica de fuligem existente ao longo do caminho óptico percorrido pelo feixe de laser, este foi direcionado para atravessar radialmente a câmara de combustão, ao longo das seções escolhidas para a determinação da fração volumétrica. Em sua trajetória inicial, paralela ao eixo da câmara, o feixe atinge um divisor de luz em um ângulo de 45° , que o separa em duas frações; uma delas é desviada de 90° em relação à trajetória inicial, para atravessar radialmente uma determinada janela da câmara, enquanto que a outra continua se propagando na mesma direção inicial, até atingir o próximo divisor, onde o processo se repete. Após atravessarem as seções de teste, os feixes de luz laser passam por filtros ópticos e são, finalmente, captados pelos fotodiodos. Divisores de luz com diferentes proporções entre as partes transmitidas e desviadas foram selecionados buscando-se otimizar a detecção do feixe de laser por cada fotodiodo. Para fazer o alinhamento e medir a intensidade da luz nessas seções, foram

necessários os seguintes dispositivos ópticos: fotodiodos, soquetes para fotodiodos, divisores de feixe, janelas de quartzo, filtros ópticos e posicionadores.

A Figura 3.16 apresenta um fotodiodo de silício FDS 100 montado em seu soquete. Os fotodiodos são de polarização reversa, com uma voltagem de 20 V, e área ativa de 13 mm².

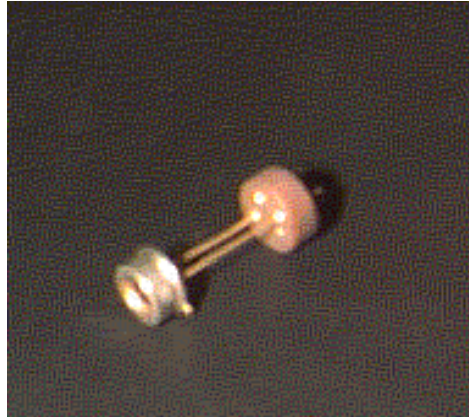


Figura 3.16 Montagem do fotodiodo no soquete

Sua curva de resposta é apresentada na Fig. 3.17, onde se pode observar que a sensibilidade do fotodiodo para o comprimento de onda do laser é de 0,45 A/W, ou seja, para cada watt de potência luminosa incidindo sobre a superfície ativa do fotodiodo, será produzida uma corrente de 0,45 A.

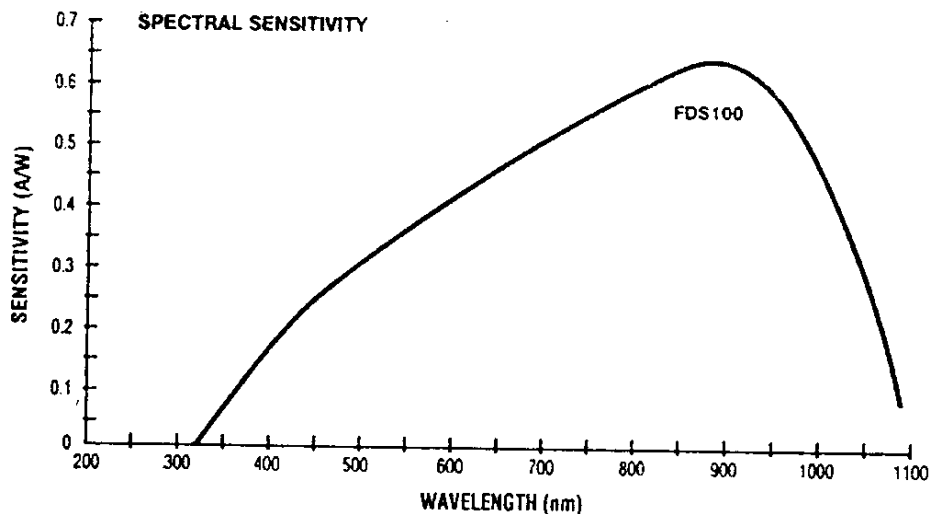


Figura 3.17 Curva de sensibilidade do fotodiodo fornecida pelo fabricante

Uma vez que os fotodiodos apresentam sensibilidade a outros comprimentos de onda, é necessário impedir que a radiação nesses comprimentos de onda os atinja. Para tal é utilizado um filtro óptico de banda estreita, que permite a passagem apenas da luz laser. Os filtros possuem superfícies recobertas por uma película que reflete a radiação de comprimento de onda indesejável. Um filtro óptico pode ser visto na Fig. 3.18.



Figura 3.18 Filtro óptico

Para resistir às temperaturas existentes na câmara de combustão, as janelas ópticas selecionadas são de quartzo. Graças à sua transmitância, o quartzo é adequado para a passagem da luz laser. Uma das janelas é mostrada na Fig. 3.19.

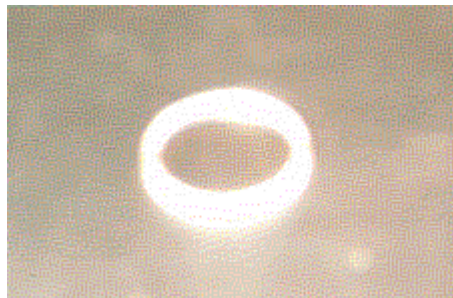


Figura 3.19 Janela óptica de quartzo

Os divisores de luz, filtros ópticos e fotodiodos são fixados a posicionadores fabricados especialmente para essa montagem, em alumínio anodizado. Além de fixarem os dispositivos, possibilitam um direcionamento preciso da luz, graças a ajustes micrométricos e aos eixos de rotação com que são providos. As Figuras 3.20 e 3.21 mostram os posicionadores.



Figura 3.20 Posicionador para divisor de luz

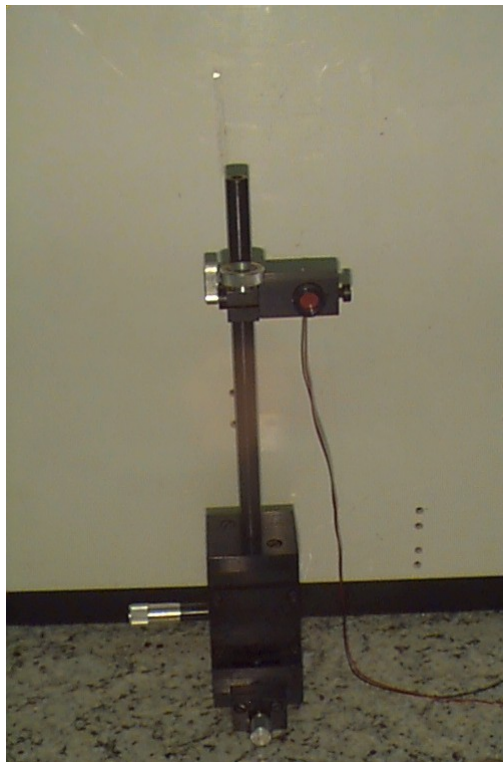


Figura 3.21 Posicionador para filtro óptico e fotodiodo

O sistema foi montado em uma sala que foi isolada no Laboratório de Processos Térmicos e Engenharia Ambiental do Departamento de Engenharia Térmica e de Fluidos, por meio de uma divisória com placas antichama. Nesta sala, foi instalado um sistema de exaustão para os gases provenientes da combustão, que pode ser visto na Fig. 3.22. Ele é constituído por uma tubulação de aço galvanizado conectada, fora do laboratório, a um exaustor de 1,0 cv.

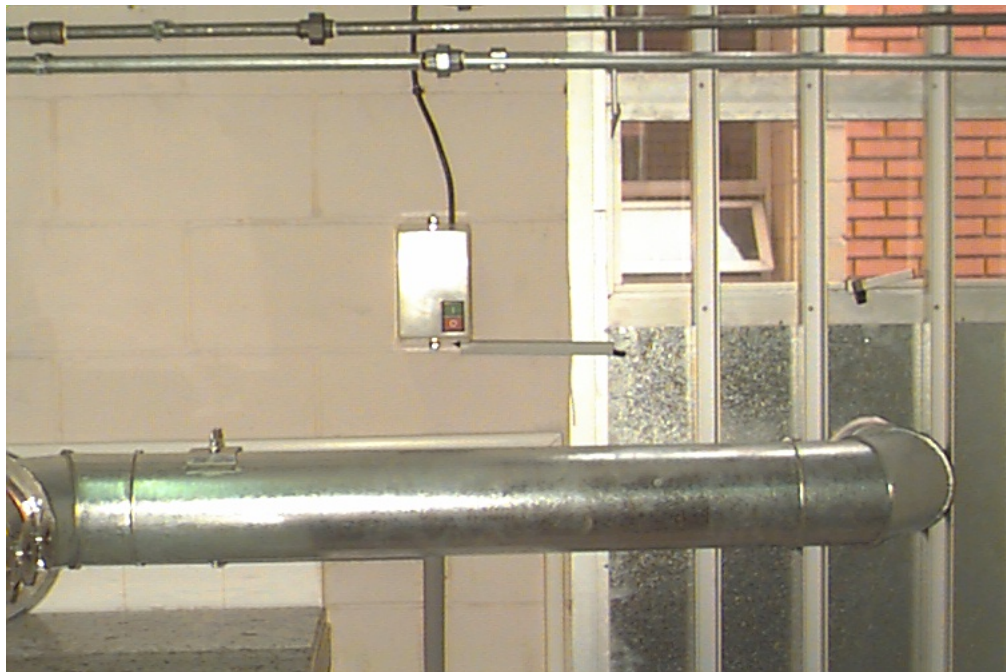


Figura 3.22 Detalhe do sistema de exaustão

Para a montagem da bancada, foi adquirida uma placa de granito de 2,30 m de comprimento, 0,80 m de largura e 30 mm de espessura. A empresa fornecedora executou a furação da placa, usando brocas especiais para granito. Foram feitos 88 furos, distribuídos em 4 linhas longitudinais separadas de 0,2 m. A distância entre os furos em uma mesma linha é de 0,1m. Segundo o fornecedor, houve dificuldade para a execução do projeto, devido à grande quantidade de furos. Uma placa anterior teve que ser descartada, pois quebrou quando a furação estava por terminar. As superfícies laterais e superior da placa foram polidas.

De posse da placa, procedeu-se a usinagem de buchas de bronze que foram introduzidas e fixadas aos furos. As buchas possuem um furo axial dotado de rosca M6, que permite a fixação

de dispositivos sobre a placa de granito, constituindo uma bancada óptica. A Figura 3.23 mostra um detalhe da bancada com suas buchas.



Figura 3.23 Buchas fixadas à bancada

A placa foi assentada sobre uma espuma de densidade 45 para absorver possíveis vibrações, assegurando, desta forma, a estabilidade mecânica da bancada. A Figura 3.24 mostra um detalhe da superfície de contato entre a espuma e a placa.



Figura 3.24 Espuma sob a placa de mármore da bancada

Antes de entrar na câmara de combustão, o ar passa por um filtro, um regulador de pressão e um medidor de vazão, conforme mostra a Fig. 3.25.



Figura 3.25 Linha de ar

O GLP, por sua vez, é proveniente de uma bateria de 12 cilindros P 90 que asseguram uniformidade da composição e pressão na linha durante a execução de todos os testes. Para ser admitido na câmara de combustão, o GLP tem que passar por um regulador de pressão e uma válvula solenoide, mostrados na Fig. 3.26, e um rotâmetro.



Figura 3.26 Regulador de pressão e válvula solenoide

A vazão de água é medida por um rotâmetro situado a montante da serpentina de resfriamento, como mostra a Fig. 3.27. As temperaturas da água foram medidas por termopares tipo K.



Figura 3.27 Rotâmetro para água

Como o GLP produz pouca fuligem a geração de fuligem é realizada pela adição de tolueno à chama de GLP, de forma que aproximadamente 50% da energia fornecida para a combustão provinha do tolueno e 50% do GLP. O tolueno é evaporado em um balão de vidro aninhado em uma manta aquecedora. Após sair do balão, o vapor de tolueno é superaquecido ao passar pela tubulação de vidro que se conecta à lança do queimador, pois essa é envolvida por uma resistência elétrica. Por questão de segurança, o balão possui um condensador para possibilitar a recuperação de tolueno, caso ocorram problemas durante a execução dos testes. Esse sistema para produzir vapor de tolueno é mostrado na Fig. 3.28.

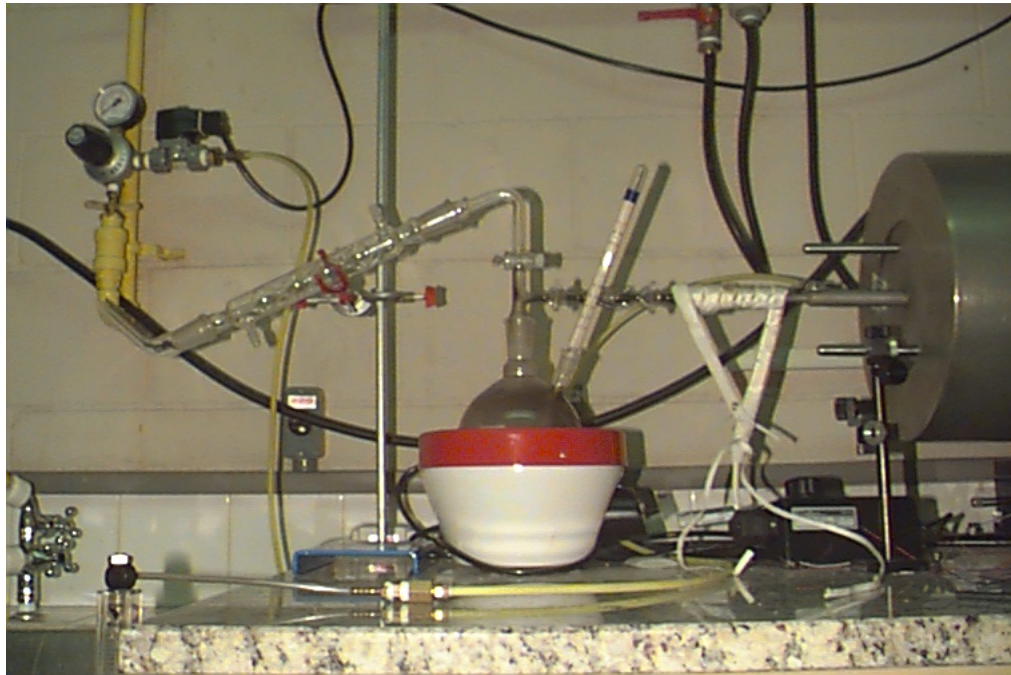


Figura 3.28 Sistema para produzir vapor de tolueno

A queima do GLP é iniciada por um sistema de ignição constituído por um programador de combustão e um transformador de ignição, mostrados na Fig. 3.29, e por um eletrodo de ignição e um sensor de chama, mostrados na Fig. 3.30. A válvula solenóide da Fig. 3.26 é eletricamente conectada ao programador de combustão.

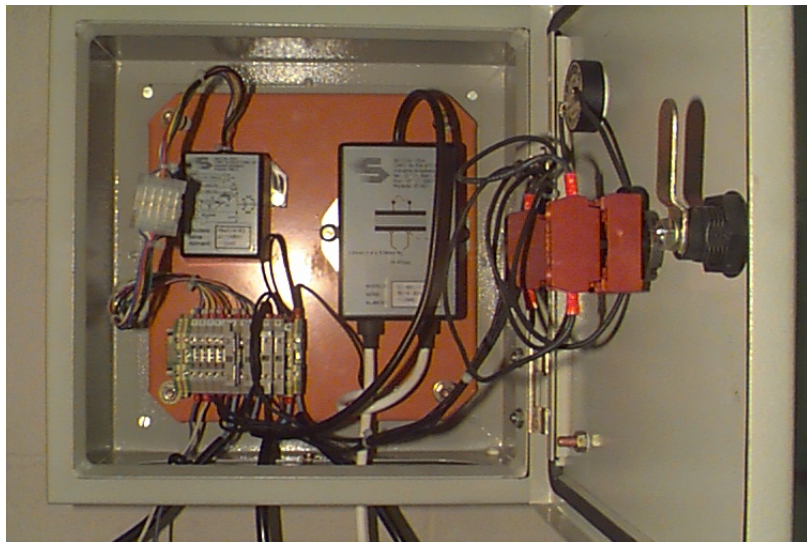


Figura 3.29 Caixa com o programador de combustão e o transformador de ignição



Figura 3.30 Eletrodo de ignição e sensor de chama

3.2 Dificuldades Experimentais

As diversas partes do equipamento foram testadas individualmente para garantir um funcionamento adequado do sistema. Foram constatados vazamentos de água na serpentina de cobre, vazamentos de GLP em sua tubulação, vazamento de ar na caixa do queimador e outros contratempos durante a realização dos testes preliminares. O acoplamento entre a tubulação de vidro do tolueno e a lança de aço do queimador mostrou-se particularmente problemático. Inicialmente o acoplamento foi feito por contato direto entre as duas peças, colando-as com uma resina epóxi. Durante a operação, ocorreu a quebra do tubo de vidro, atribuindo-se sua causa às tensões provocadas durante a movimentação dos blocos do queimador para variar o índice de rotação. O condensador teve que ser acionado para interromper o vazamento de vapor de tolueno no laboratório. Providenciou-se a troca do tubo de vidro e procurou-se efetuar a mudança de ângulo com extrema cautela. Entretanto, em novo teste, o tubo de vidro quebrou outra vez. O fato ocorreu em um momento em que não se dava a troca do ângulo do queimador. Percebeu-se que a temperatura da lança de aço estava alta e que a diferença entre os coeficientes de dilatação

térmica do aço e do vidro fora responsável pela quebra do tubo de vidro. Detectada a causa do problema, elaborou-se uma bucha de teflon, material resistente ao tolueno, para servir de conexão entre essas duas partes do sistema, como mostra a Fig. 3.31. Com essa providência, eliminou-se a dificuldade.



Figura 3.31 Conexão entre tubo de vidro e lança de aço

Tendo sido assegurada uma produção estável de vapor de tolueno, procedeu-se a execução de testes de longa duração, para verificar o comportamento do sistema ao produzir fuligem em regime permanente. Observou-se que com o passar do tempo ocorria acúmulo desta sobre as janelas de quartzo, bloqueando a passagem dos feixes de raio laser, o que inviabilizava a determinação de sua fração volumétrica. Cogitou-se injetar nitrogênio próximo à superfície interna das janelas de quartzo para impedir a chegada de fuligem sobre elas, mas essa solução foi considerada como um último recurso, pois a introdução desse gás poderia interferir no escoamento. Buscou-se, então, uma alternativa, que foi a de afastar as janelas de quartzo das paredes da câmara de combustão por intermédio dos prolongadores mostrados na Fig. 3.32, o que se mostrou um modo adequado para mantê-las limpas durante toda a execução dos testes.

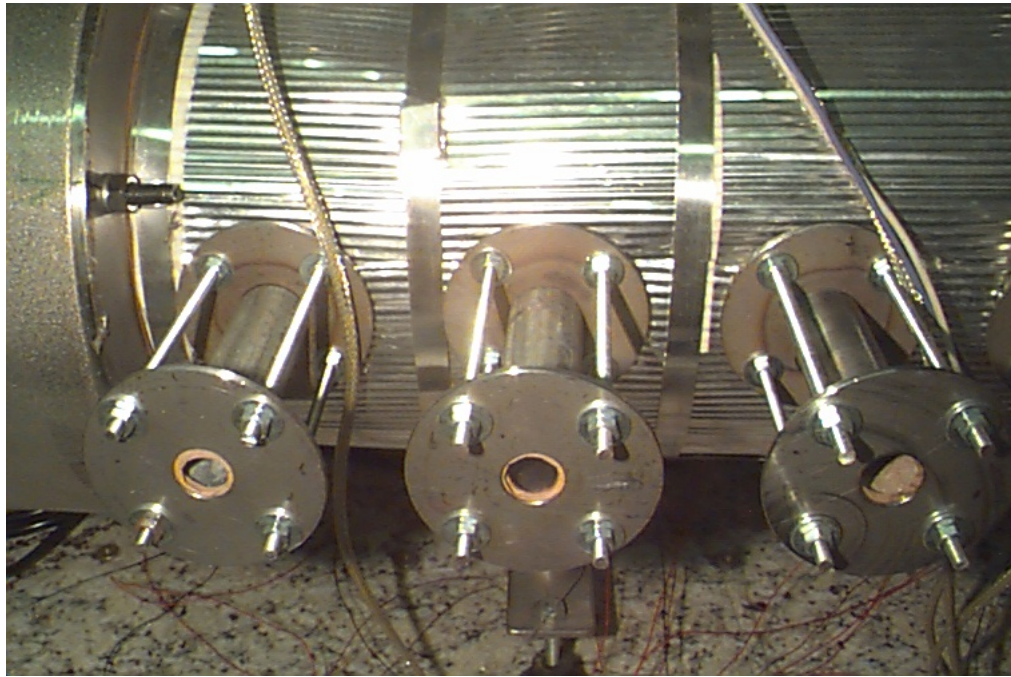


Figura 3.32 Janelas de quartzo acopladas aos prolongadores

Problema semelhante ocorreu com o sensor de chama. Em alguns testes, o acúmulo de fuligem sobre sua superfície ocasionou o fechamento da válvula solenoide, com a consequente interrupção do fornecimento de GLP e eventual apagamento da chama. Por isso, o sensor de chama foi colocado na extremidade de um tubo, distante da parede da câmara, visando manter limpa sua janela.

Outro problema foi o fechamento da válvula solenoide quando se aumentava o número de rotação do escoamento, pois nessa situação ocorria um encurtamento do comprimento visível da chama, que saía do alcance do sensor. A solução encontrada foi colocá-lo na primeira janela da câmara de combustão, posição em que parte da chama esteve no seu campo de alcance em todas as condições estudadas.

Uma vez resolvidas essas dificuldades, foram realizados diversos testes para fixar a faixa de condições operacionais suportadas pelo sistema. Assim, foram estabelecidos, entre outros, o menor número de rotação para propiciar combustão estável, as descargas de combustível e de ar,

e a descarga de água adequada para resfriar o sistema e propiciar diferença de temperaturas mensurável entre duas seções da câmara.

Os testes preliminares serviram também para estabelecer o procedimento experimental apresentado a seguir.

3.3 Procedimento Experimental

O procedimento experimental adotado possibilitou a operação estável da câmara de combustão, o que permitiu a obtenção da temperatura e vazões, e a variação da intensidade da luz laser nas seções de interesse.

Na primeira etapa liga-se o laser e verificam-se os sinais de corrente elétrica provenientes dos fotodiodos, para identificar se houve algum desalinhamento dos componentes do sistema óptico.

Posiciona-se o bloco móvel do queimador para obter o número de rotação desejado. Após, a válvula de ar ser aberta, e com o auxílio do medidor de vazão de ar, ajusta-se a vazão no valor pré-estabelecido. Medem-se, então, as correntes dos fotodiodos, obtendo-se o valor de referência para escoamento sem partículas de fuligem.

Liga-se a torre de resfriamento e regula-se a vazão de água pela serpentina de cobre. Essa etapa é vital, pois sem ela ocorreria superaquecimento da câmara de combustão, podendo causar a fusão da serpentina.

Ajusta-se o regulador de pressão do GLP e aciona-se o programador de combustão, iniciando a chama. É necessário, então, cerca de uma hora de operação para o sistema atingir regime permanente, verificado pela constância das temperaturas medidas. Liga-se, então, o sistema vaporizador de tolueno e realizam-se as medidas de temperatura e das correntes elétricas

dos fotodiodos, com frequência de 10 Hz, durante um minuto, valendo-se da placa de aquisição de dados. Isso feito, alteram-se as condições operacionais para que novos dados sejam coletados.

O desligamento do sistema começa pelo sistema de tolueno. Após cessar seu escoamento, mantém-se a queima de GLP por mais quinze minutos para eliminar os vapores orgânicos que ainda subsistam na câmara de combustão. Corta-se a alimentação de gás, extinguindo a chama e, antes de desligar a torre, prossegue o resfriamento do sistema por mais quinze minutos.

Um experimento é caracterizado por um conjunto de condições operacionais em que se altera o número de rotação e a relação ar-combustível. Foram conduzidos testes com cinco números de rotação distintos, em cinco relações ar-combustível. Cada experimento foi reproduzido três vezes, perfazendo um total de setenta e cinco testes. Assim, cada ponto experimental representa a média de três testes realizados. Em cada teste, foram registradas a vazão, pressão e temperatura do ar e do GLP; a massa de tolueno no interior do balão volumétrico no início e final do experimento, bem como o tempo de escoamento do tolueno; a vazão e as temperaturas da água ao longo da serpentina de resfriamento; a pressão atmosférica; e as correntes elétricas nos fotodiodos das janelas localizadas de 100 a 600 mm. A taxa de aquisição de dados das correntes foi de um Hz. Os dados experimentais encontram-se tabelados no Apêndice A. A partir destes dados, foram calculadas as taxas de transferência de calor e as frações volumétricas de fuligem, gerando os resultados que são apresentados na próxima seção.

Capítulo 4

Apresentação e Discussão dos Resultados Experimentais

Os testes experimentais exploraram o efeito do número de rotação S , da relação de equivalência ϕ e da posição axial x , na distribuição da concentração de fuligem dentro da câmara de combustão e na correspondente taxa de transferência dos produtos da combustão para a superfície interna da parede.

No queimador utilizado nos testes:

$$R = 50\text{mm}$$

$$R_h = 18\text{mm}$$

$$B = 22\text{mm}$$

$$z = 8$$

ξ é o ângulo ajustável entre o bloco móvel e o bloco fixo,

$$\xi_m = 12^\circ$$

$$\alpha = 53^\circ$$

O excesso de ar, expressado pelo parâmetro ϕ , assumiu nos testes os valores:

1,2; 1,6; 2,1; 2,6 e 3,25. Nessa faixa de valores de ϕ , a câmara de combustão operou de forma estável.

A serpentina de resfriamento é dotada de termopares a cada 200 mm da câmara, o que permite a determinação das taxas de transferência de calor nas 5 seções ao longo da câmara, compreendidas nos seguintes intervalos:

Seção 1 - $0 < x < 200$ mm;

Seção 2 - $200 < x < 400$ mm;

Seção 3 - $400 < x < 600$ mm;

Seção 4 - $600 < x < 800$ mm, e

Seção 5 - $800 < x < 1000$ mm, em que x é a posição axial.

A análise que segue considera tanto a variação da fração volumétrica quanto da taxa de transferência de calor que ocorreram na combustão.

4.1. Influência da Posição

Inicialmente, elaboram-se os gráficos tomando a posição axial por abscissa. As curvas destes gráficos são parametrizadas pelo número de rotação S , e em cada um deles mantém-se fixo o excesso de ar ϕ . O erro experimental na medida de concentração de fuligem foi menor que 8%. A Figura 4.1 traz os resultados para $\phi = 1,2$. Observa-se que a fração volumétrica de fuligem apresenta um comportamento cíclico ao longo do eixo da câmara, aumentando ou diminuindo de acordo com a posição considerada. Essa tendência pode estar relacionada ao padrão complexo de escoamento descrito na literatura, e.g. Beér e Chigier (1972), visto que este possui zonas de recirculação que por sua vez podem estar determinando a distribuição da fuligem na câmara.

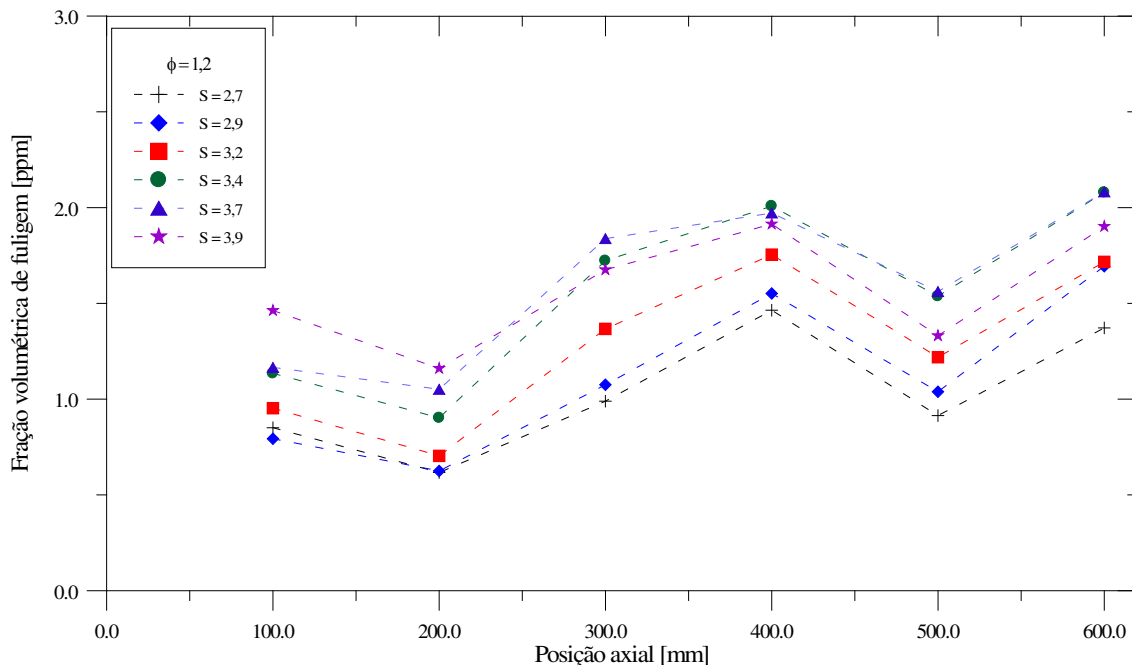


Figura 4.1 Fração volumétrica em função da posição para $\phi = 1,2$

A mesma tendência cíclica está presente nos resultados relativos a $\phi=1,6$, $\phi=2,1$, $\phi=2,6$ e $\phi=3,25$, como pode ser visto nas Figs. 4.2 a 4.5, alterando-se, porém, o número de rotação para o qual ocorrem os maiores valores de fração volumétrica. Olhando-se esse gráfico em conjunto, nota-se que quanto maior o excesso de ar, menor a quantidade de fuligem presente no escoamento.

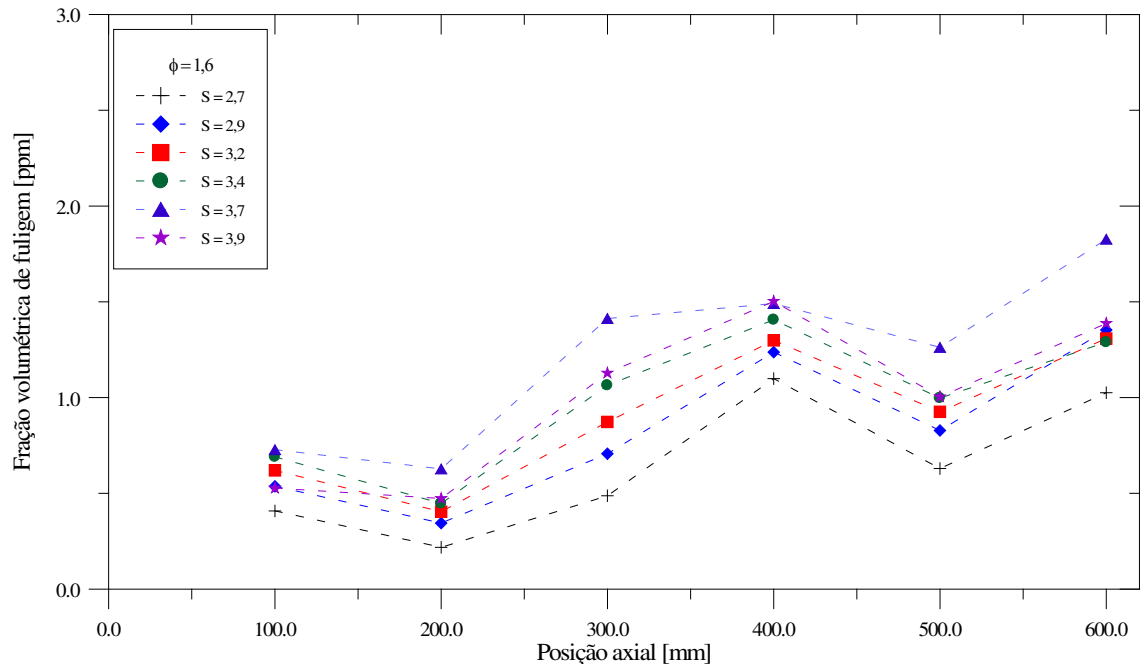


Figura 4.2 Fração volumétrica em função da posição para $\phi = 1,6$

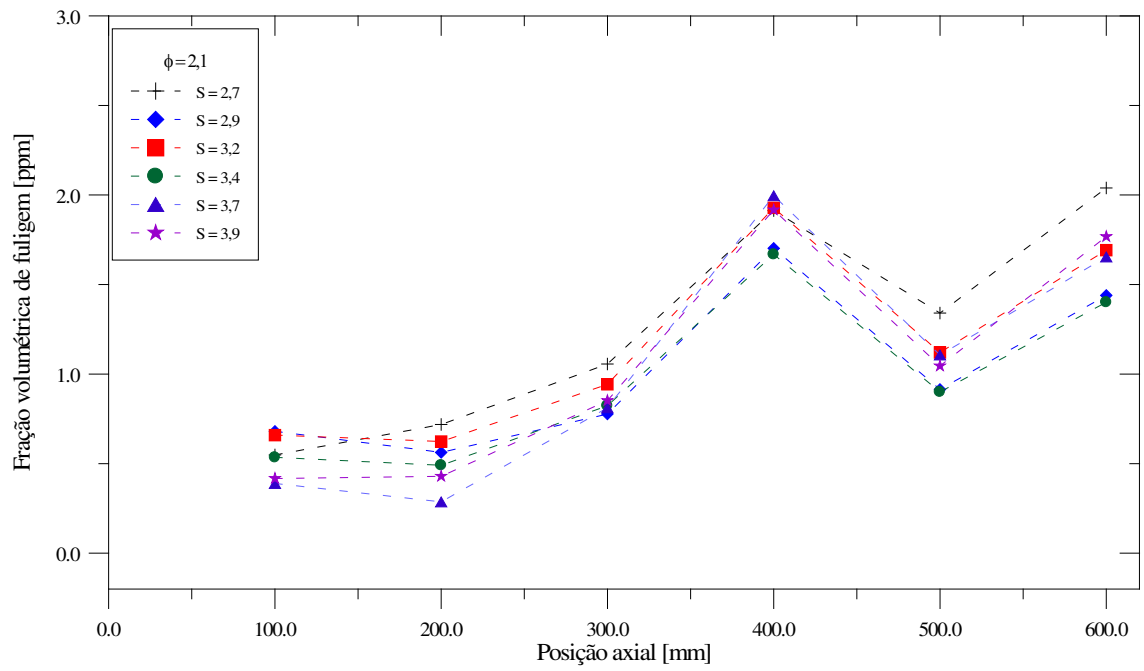


Figura 4.3 Fração volumétrica em função da posição para $\phi = 2,1$

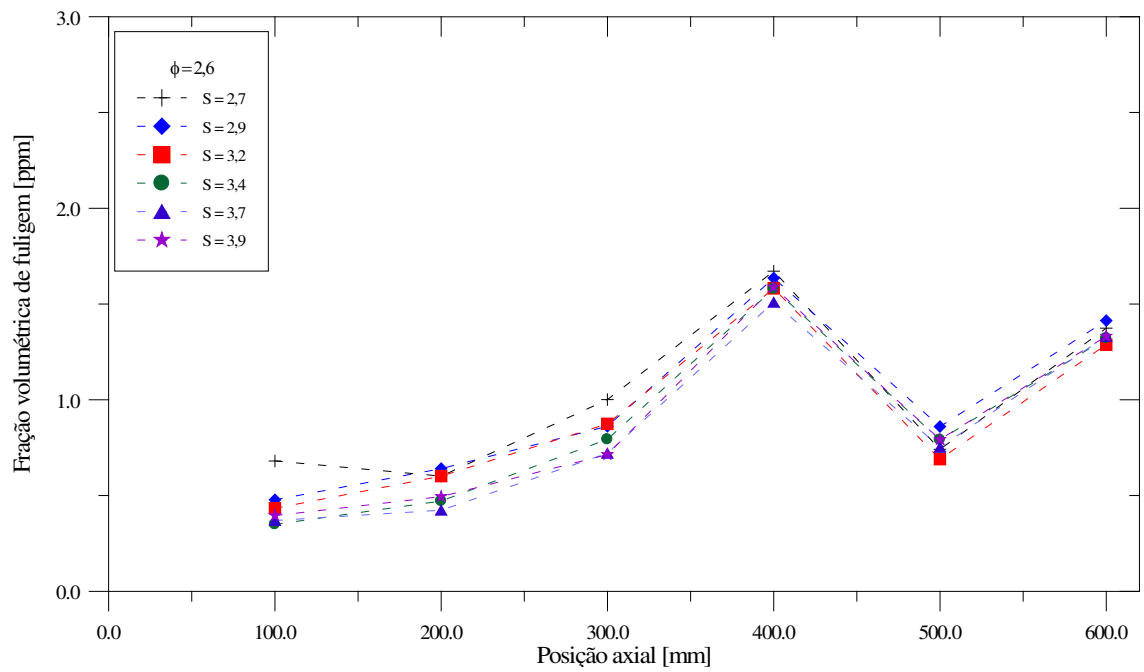


Figura 4.4 Fração volumétrica em função da posição para $\phi = 2,6$

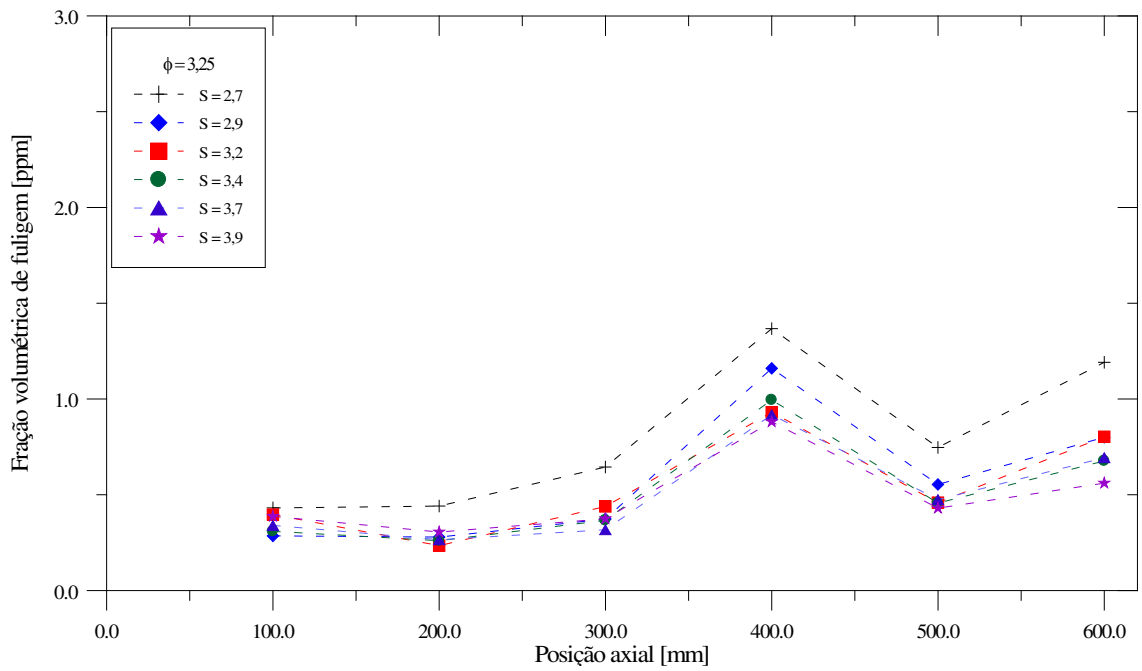


Figura 4.5 Fração volumétrica em função da posição para $\phi = 3,25$

Quanto às taxas de transferência de calor, observa-se nas Figs. 4.6 a 4.10 que seus maiores valores ocorreram nas duas primeiras seções da câmara. Em geral, o comprimento visível da chama estendeu-se até o final da seção 2, o que explica as maiores taxas de transferência de calor observadas nas seções 1 e 2.

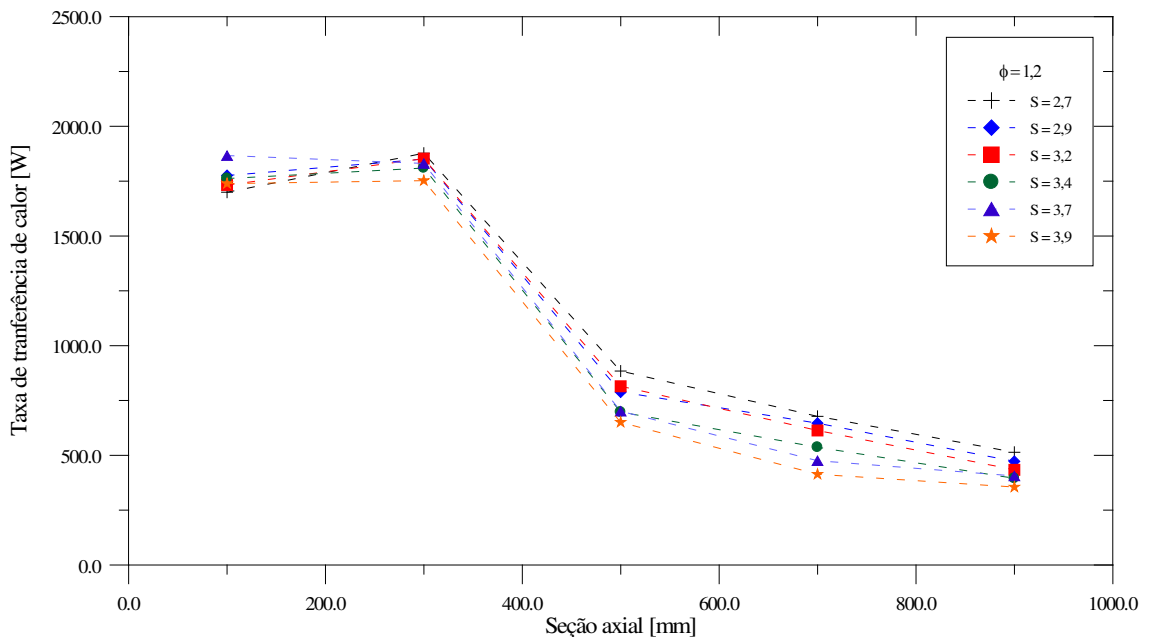


Figura 4.6 Taxa de transferência de calor em função da posição para $\phi = 1,2$

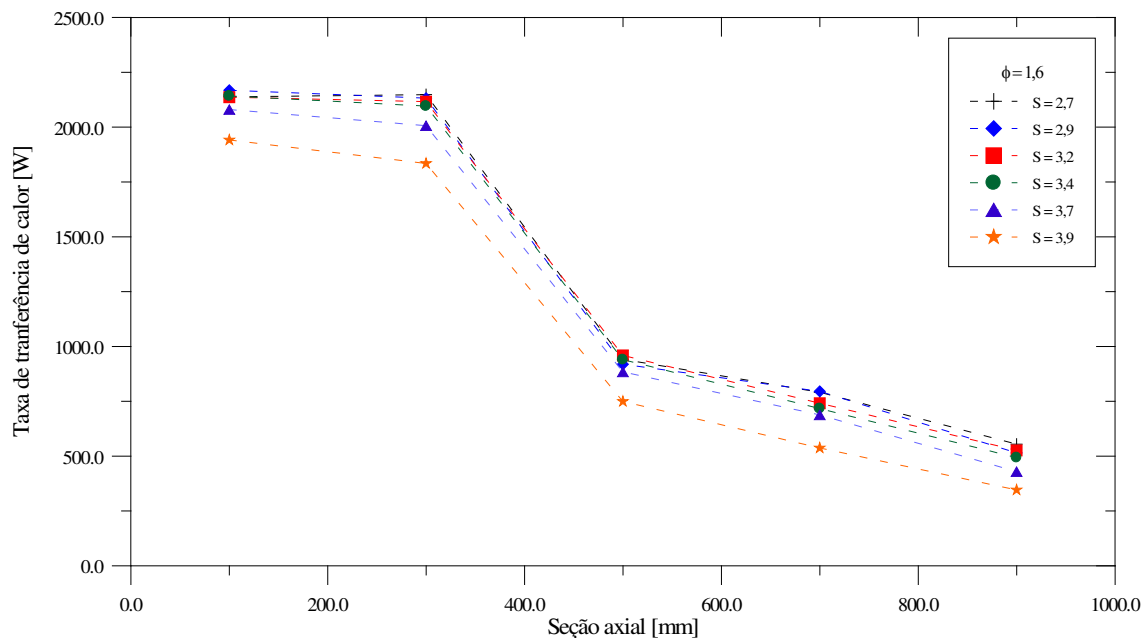


Figura 4.7 Taxa de transferência de calor em função da posição para $\phi = 1,6$

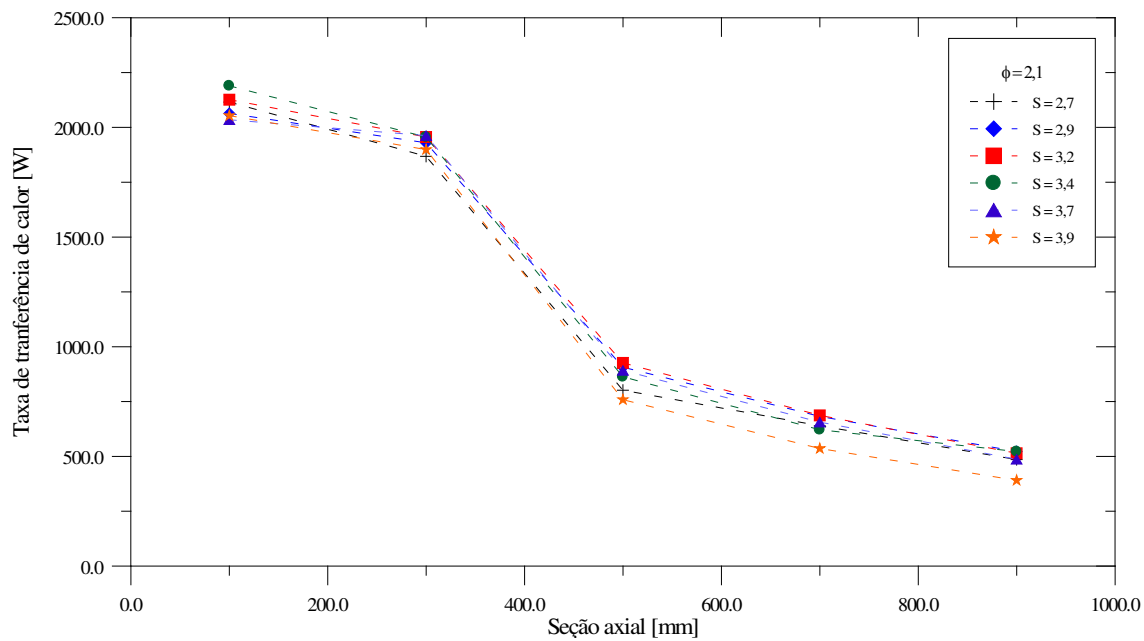


Figura 4.8 Taxa de transferência de calor em função da posição para $\phi = 2,1$

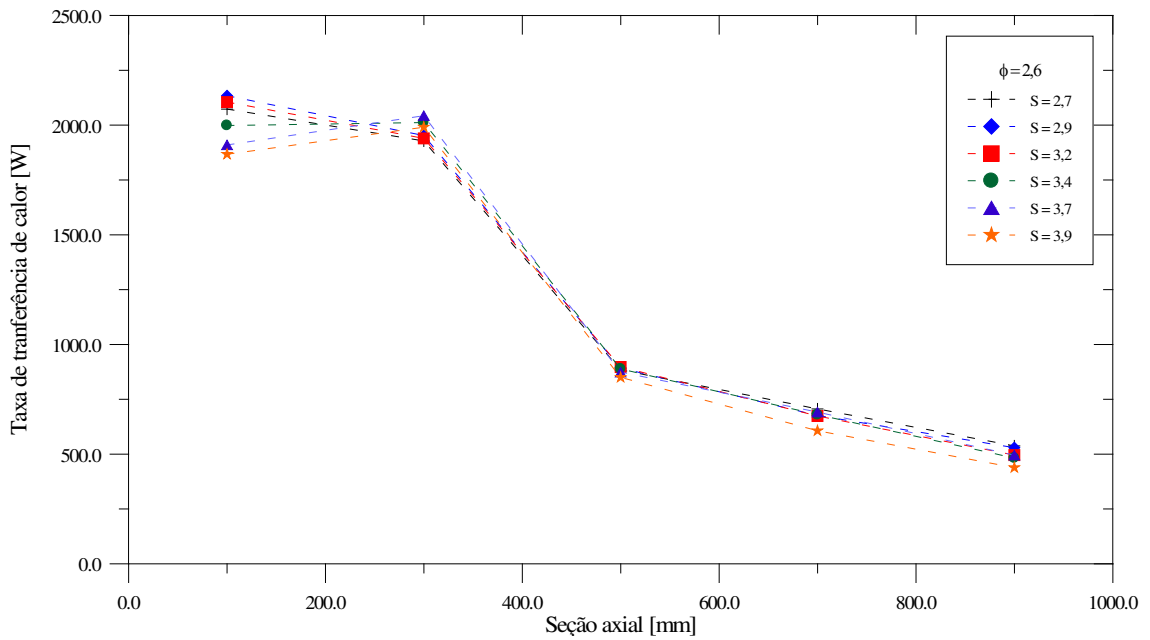


Figura 4.9 Taxa de transferência de calor em função da posição para $\phi = 2,6$

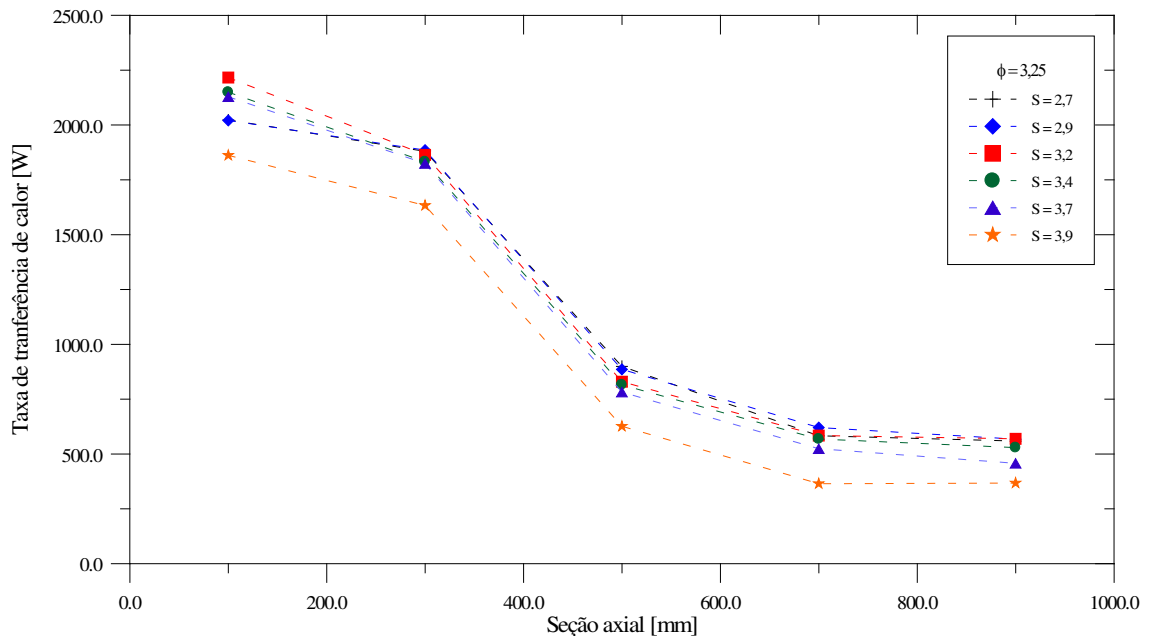


Figura 4.10 Taxa de transferência de calor em função da posição para $\phi = 3,25$

Os gráficos indicam a existência de uma pequena variação das taxas de transferência de calor em função do número de rotação. Entretanto, é justamente o swirl imposto ao escoamento

que assegura a estabilidade da chama e determina o seu comprimento, estabelecendo a região em que esta fica confinada e, por consequência, o seu padrão de liberação de energia. Hipóteses sobre o padrão de liberação de energia pela chama serão consideradas no capítulo de simulação numérica.

4.2 Influência do Número de Rotação

Consideremos inicialmente a Fig. 4.11, onde se mostra a fração volumétrica de fuligem presente no escoamento em função do número de rotação, para $\phi = 1,2$. Observa-se uma tendência geral de aumento da fração volumétrica com o incremento do número de rotação, em todas as seções axiais. Nas quatro posições mais afastadas do início da câmara, há um indicativo da existência de um ponto de máximo para a fração volumétrica, em torno de $S=3,6$. Na posição $x = 600$ mm, os maiores valores absolutos da fração volumétrica são indicativos de que ocorre formação de fuligem ao longo de todo o comprimento da chama. A maior quantidade de fuligem na seção 100mm em relação à seção 200mm atribui-se às possíveis zonas de recirculação provenientes do padrão de escoamento em swirl.

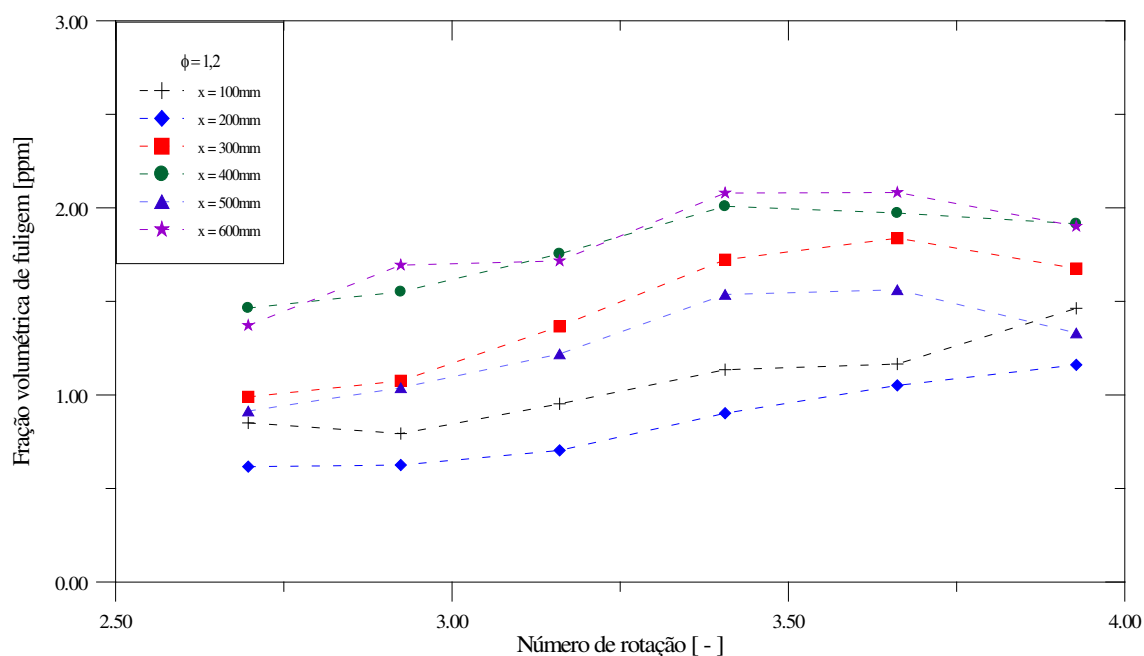


Figura 4.11 Fração volumétrica em função do número de rotação para $\phi = 1,2$

O mesmo tipo de comportamento é observado na Fig. 4.12, que apresenta os resultados para $\phi = 1,6$. Neste caso, os dados indicam a tendência de um máximo na fração volumétrica também nas duas primeiras seções.

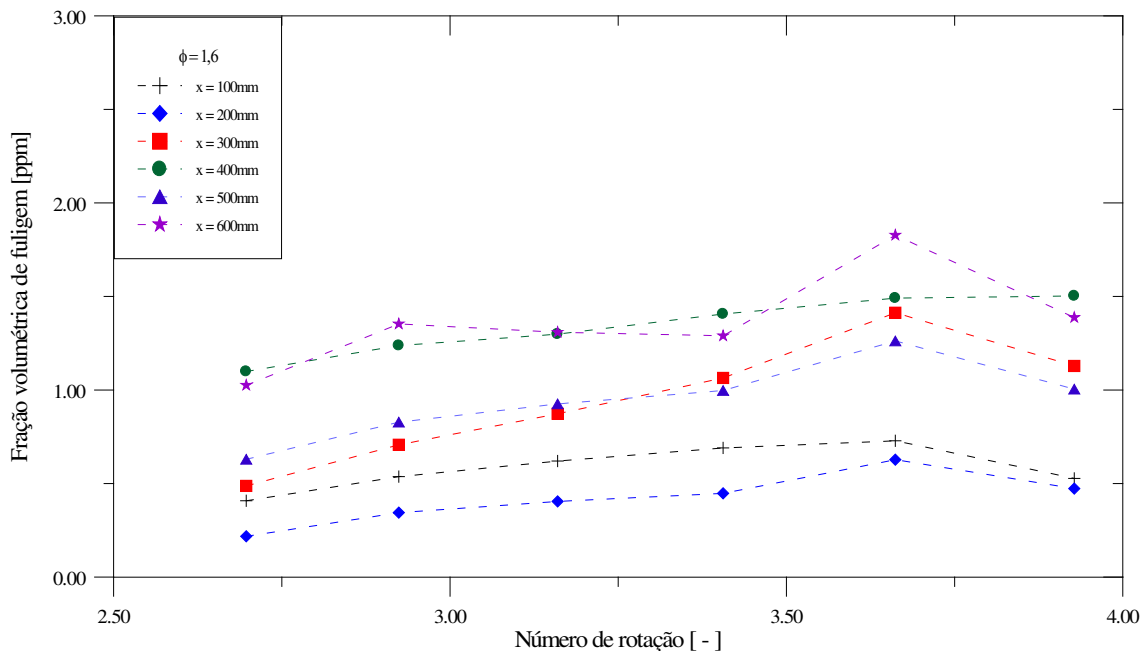


Figura 4.12 Fração volumétrica em função do número de rotação para $\phi = 1,6$

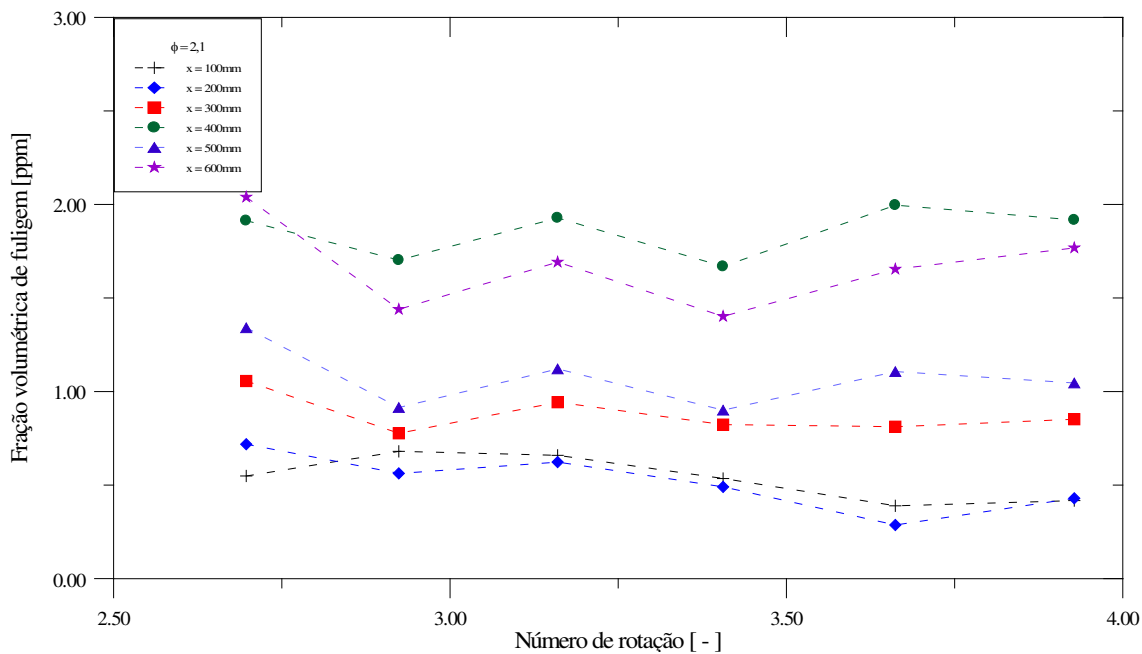


Figura 4.13 Fração volumétrica em função do número de rotação para $\phi = 2,1$

Já os resultados para $\phi = 2,1$, constantes na Fig. 4.13, indicam uma alteração quanto à existência de um ponto de máximo de fração volumétrica. Percebe-se que esta varia pouco em uma determinada posição axial e que seus valores, na média, são ligeiramente menores que nos dois casos anteriores, indicando melhor combustão por conta do maior excesso de ar. O posicionamento relativo das curvas se altera e as maiores frações volumétricas situam-se a 400mm da origem da câmara. Novamente, o escoamento possivelmente influencia a distribuição fuligem ao longo da câmara de uma forma aparentemente caótica.

Aumentando-se o excesso de ar para $\phi = 2,6$, Fig. 4.14, começa a se delinear uma diminuição da fração volumétrica de fuligem com o aumento do número de rotação. Persiste o posicionamento relativo entre as curvas, tendo ocorrido um abaixamento da curva de fração volumétrica da seção $x = 500 \text{ mm}$. Os valores máximos e mínimos de fração volumétrica situam-se praticamente nos mesmos níveis que o caso anterior, observando-se as maiores frações a 400 mm .

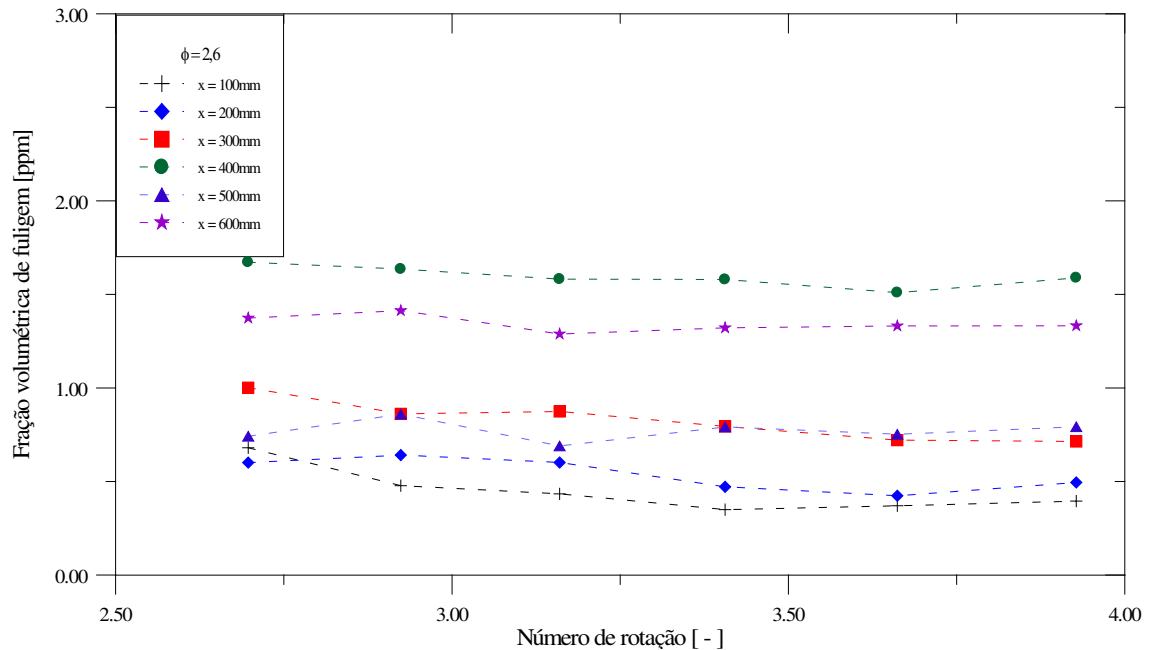


Figura 4.14 Fração volumétrica em função do número de rotação para $\phi = 2,6$

A tendência de diminuição da fração volumétrica de fuligem com o número de rotação evidencia-se na Fig. 4.15, quando o excesso de ar é elevado para $\phi = 3,25$. Ocorre uma redução da quantidade de fuligem presente no escoamento, mesmo ao se utilizarem os menores números de rotação. Tudo indica que, para essa condição de excesso de ar, a fuligem é reduzida ao se aumentar a rotação, especialmente nas seções em que sua fração volumétrica era inicialmente maior. Retornemos às condições da Fig. 4.11. Naquele caso, as menores frações volumétricas de fuligem estavam associadas aos menores números de rotação e agora a tendência se inverte. Desta forma, a rotação imposta ao escoamento pode constituir uma maneira de controlar a formação e a oxidação da fuligem no interior da câmara de combustão.

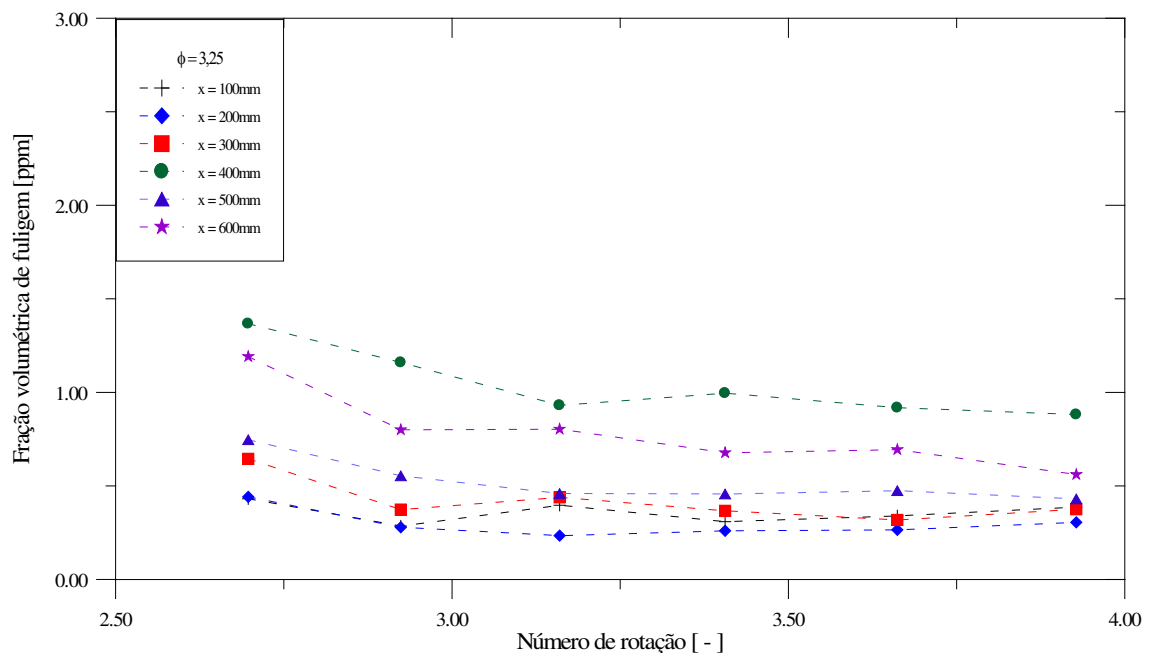


Figura 4.15 Fração volumétrica em função do número de rotação para $\phi = 3,25$

A Figura 4.16 apresenta a variação das taxas de transferência de calor em função do número de rotação, nas seções especificadas acima, para $\phi = 1,2$. Houve uma redução das taxas de transferência de calor com o aumento do número de rotação, a menos da seção 1, onde seu valor tendeu a permanecer constante. As maiores taxas de transferência de calor observadas nas seções 1 e 2 estão de acordo com a posição ocupada pela chama na câmara de combustão. As

trocas mais intensas na seção 2 que seção 1 podem estar associadas às maiores frações volumétricas de fuligem existentes na seção 2, como indica a Fig. 4.11.

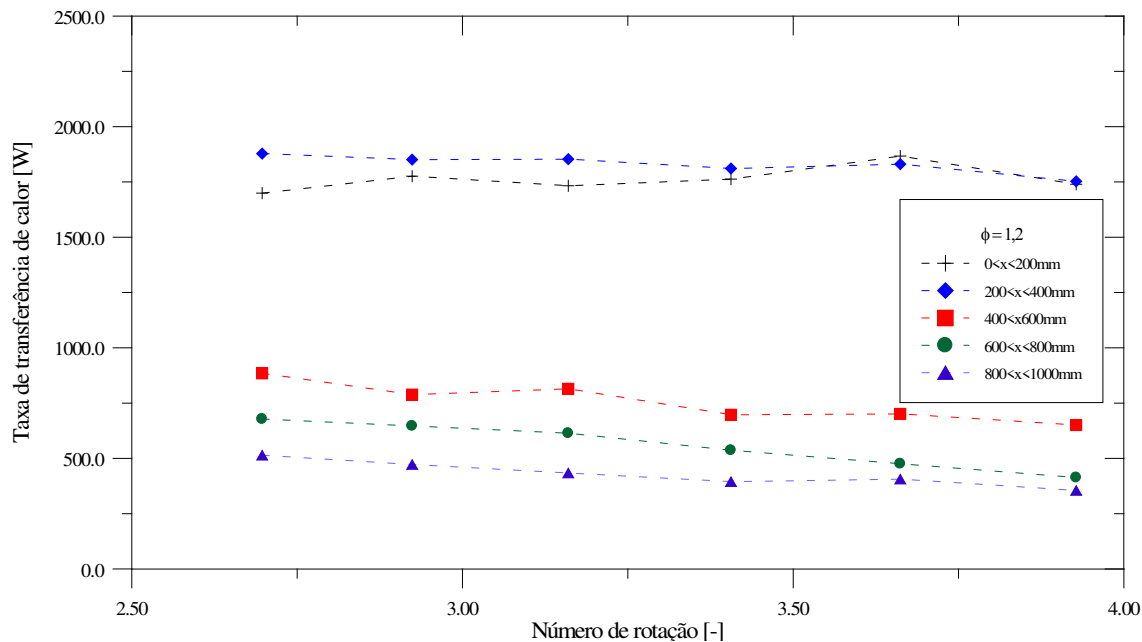


Figura 4.16 Taxa de transferência de calor em função do número de rotação para $\phi = 1,2$

A mudança de tendência das curvas de troca de calor das seções 1 e 2, mostradas na Fig. 4.17, pode ser atribuída ao aumento da vazão de ar, o que permite a queima do combustível em um comprimento menor de chama, graças à maior disponibilidade de oxigênio. A diminuição das taxas de transferência de calor com o aumento do número de rotação passa a acontecer também na seção 1.

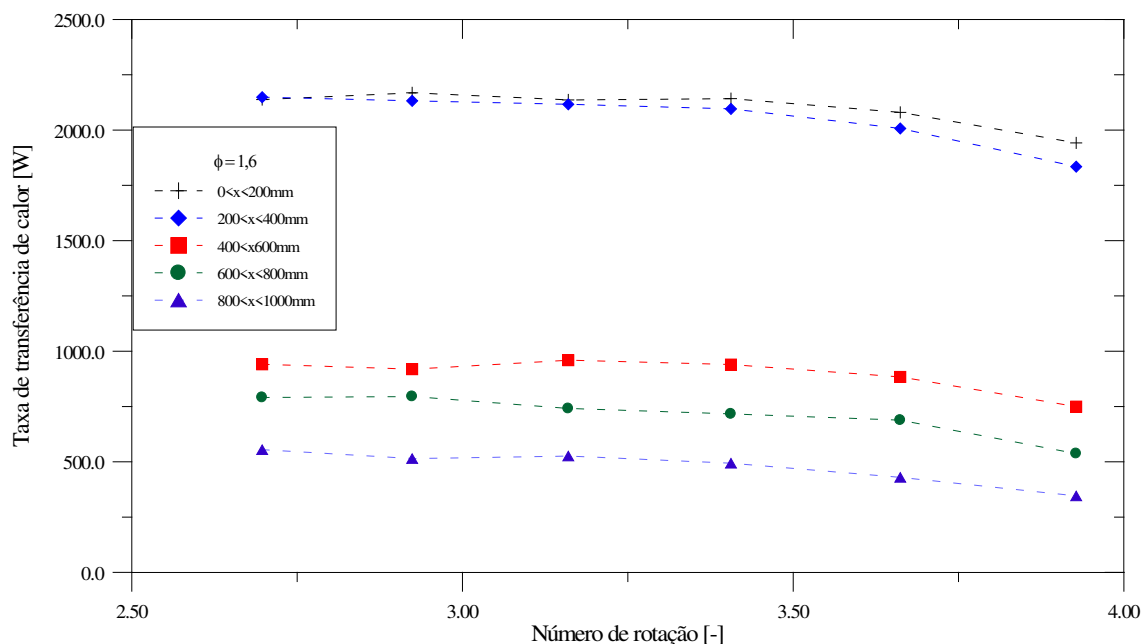


Figura 4.17 Taxa de transferência de calor em função do número de rotação para $\phi = 1,6$

Aumentando-se o excesso de ar, atinge-se a condição em que $\phi = 2,1$. Neste caso, observa-se na Fig. 4.18 que houve uma quase independência da taxa de transferência de calor com o número de rotação, percebendo-se apenas uma pequena redução da taxa com a rotação nas três últimas seções da câmara. O mesmo comportamento já fora assinalado em relação à fração volumétrica de fuligem, ao se observar a Fig. 4.13. Assim, para essa condição, o número de rotação parece dissociado tanto da formação de fuligem quanto da transferência de calor. Os valores da taxa de transferência de calor situaram-se na mesma faixa de grandeza que os do caso anterior.

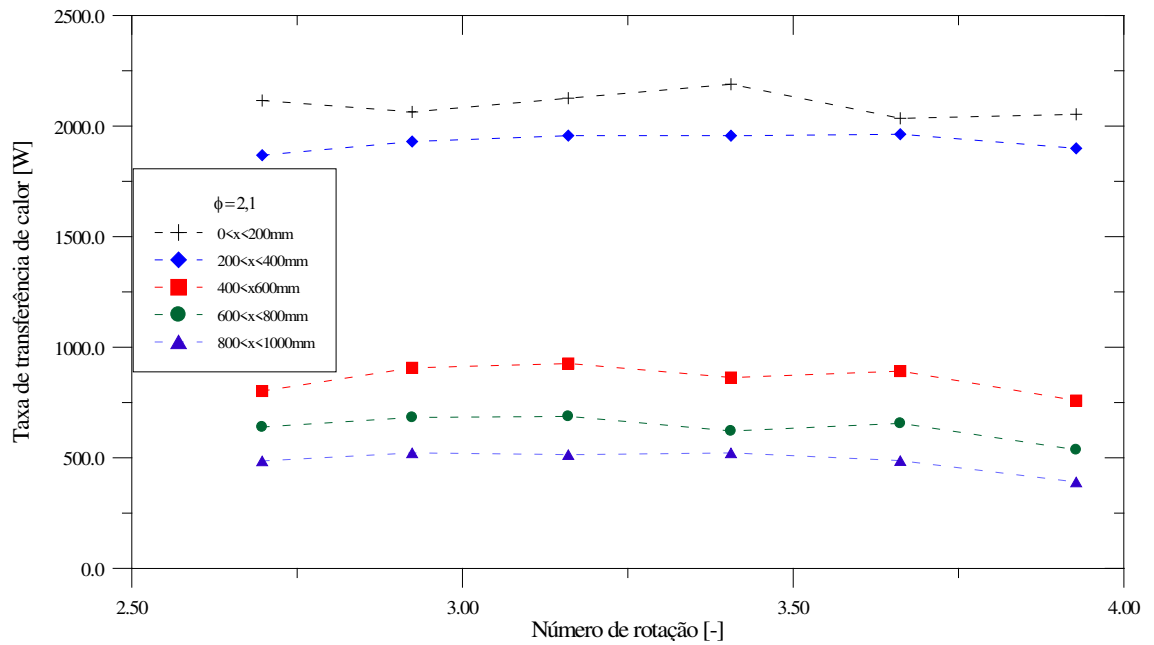


Figura 4.18 Taxa de transferência de calor em função do número de rotação para $\phi = 2,1$

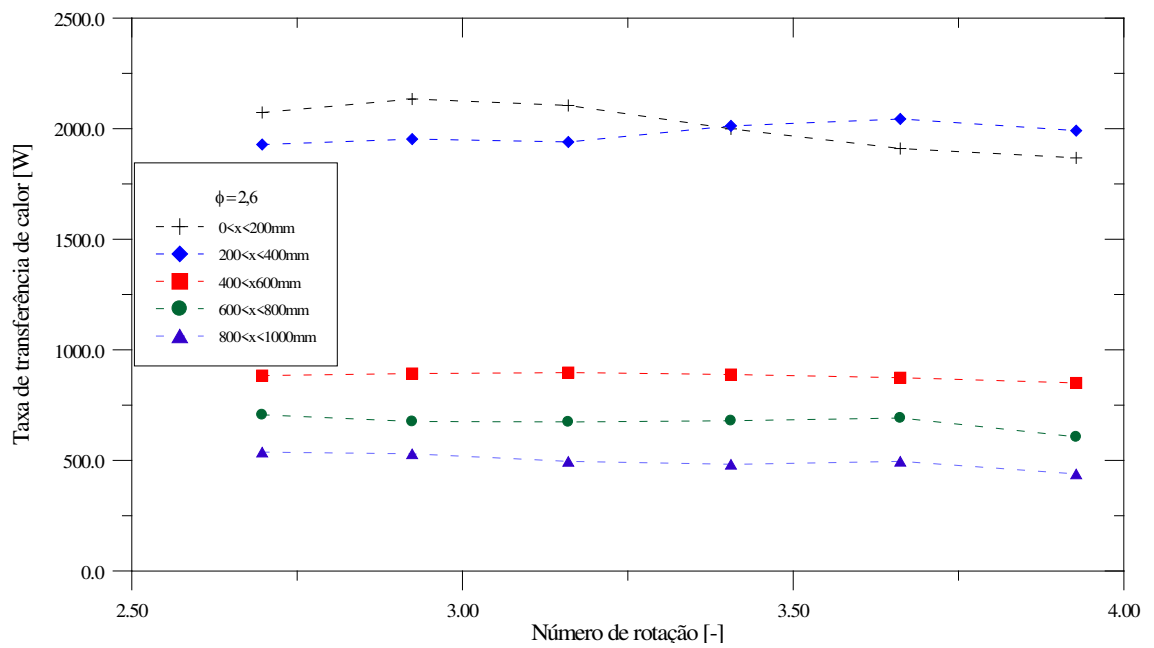


Figura 4.19 Taxa de transferência de calor em função do número de rotação para $\phi = 2,6$

As taxas de transferência de calor para o caso em que $\phi = 2,6$, mostradas na Fig. 4.19, mantiveram-se constantes nas três últimas seções da câmara. Já nas duas primeiras seções

ocorrem tendências díspares: na primeira seção há uma diminuição da troca de calor com o aumento do número de rotação, enquanto na segunda se dá uma pequena elevação desta. Apesar disto, em média, a taxa de transferência de calor situou-se em torno de 2000 W para ambas as seções.

Na Fig. 4.20, elaborada para $\phi = 3,25$, observa-se uma tendência de diminuição da taxa de transferência de calor com o aumento do número de rotação em todas as seções da câmara de combustão. Neste caso, recorrendo-se à Fig. 4.15, estabelece-se uma relação direta entre fração volumétrica de fuligem e taxa de transferência de calor, a saber, quanto menor a primeira, menor a segunda, atribuindo-se ao número de rotação essa correspondência.

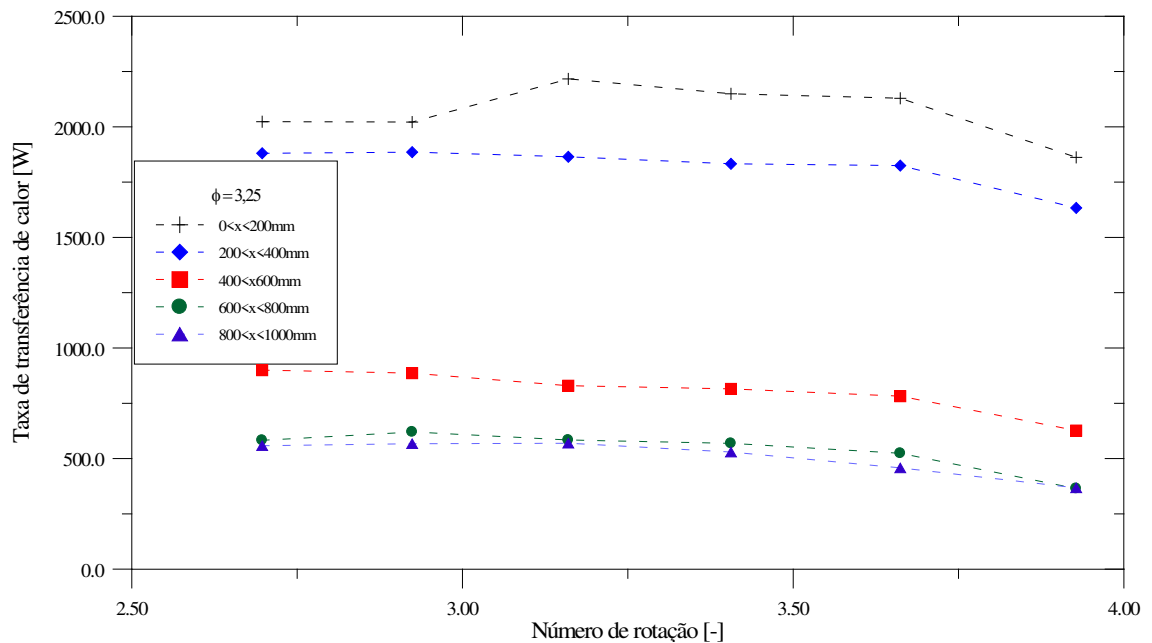


Figura 4.20 Taxa de transferência de calor em função do número de rotação para $\phi = 3,25$

Capítulo 5

Simulação Numérica e Discussão

5.1 Introdução

O dispositivo estudado envolve a combustão de hidrocarbonetos e seu escoamento por uma câmara cilíndrica. Nessa câmara conjugam-se os três modos de transferência de calor, condução, convecção e radiação térmica. Por se tratar de um sistema em que se verifica a presença de uma chama fuliginosa, no modelo proposto é enfatizado o termo de radiação térmica, pois esse mecanismo é considerado o mais importante nesse tipo de problema. Em termos de transferência de calor, os gases resultantes da combustão são gases participantes, ou seja, gases que emitem, absorvem e espalham a radiação térmica. Existem diversos métodos numéricos concebidos para a solução de problemas de transferência de calor, especialmente desenvolvidos para tratar a radiação térmica em meios participantes, problema não linear de difícil solução. De um modo geral, não existe método que possa ser considerado o melhor para todos os problemas, e a escolha depende das características de cada um deles. Os principais métodos disponíveis para a solução de problemas envolvendo radiação em meios participantes foram analisados por Howell (1988). Dentre os métodos existentes, o Método das Zonas parece ter bastante correspondência com o fenômeno físico. Por esse motivo, esse foi o método adotado no presente trabalho.

5.2 Método das Zonas e Modelo da Soma Ponderada de Gases Cinza

O método das zonas consiste na subdivisão do meio participante não isotérmico em volumes de gás, denominados zonas de radiação, onde as temperaturas são admitidas uniformes. Da mesma forma, as superfícies envolventes podem ser divididas em zonas de superfície. O conceito básico do método é que as energias radiantes recebidas por uma zona de gás, por exemplo, de outras zonas, de superfície e de gás, são proporcionais, respectivamente, à radiosidade e ao poder emissivo de corpo negro correspondentes. As constantes de proporcionalidade são denominadas áreas de troca direta.

Para avaliar as trocas de calor radiante na câmara de combustão pelo método das zonas, faz-se necessário definir as áreas de troca direta superfície-superfície, superfície-gás e gás-gás indicadas na Figura 5.1, bem como modelar a emitância da mistura gás-fuligem por meio da soma ponderada de gases cinza. Para tanto, consideraremos, inicialmente, as trocas de calor radiante em um meio cinza com coeficiente de absorção k , que emite e absorve radiação. O meio é contido em uma cavidade com superfícies cinza de emitância ϵ , que emitem, absorvem e refletem difusamente a radiação térmica. As superfícies são divididas em N zonas isotérmicas, ao passo que o meio é dividido em K zonas isotérmicas de volume.

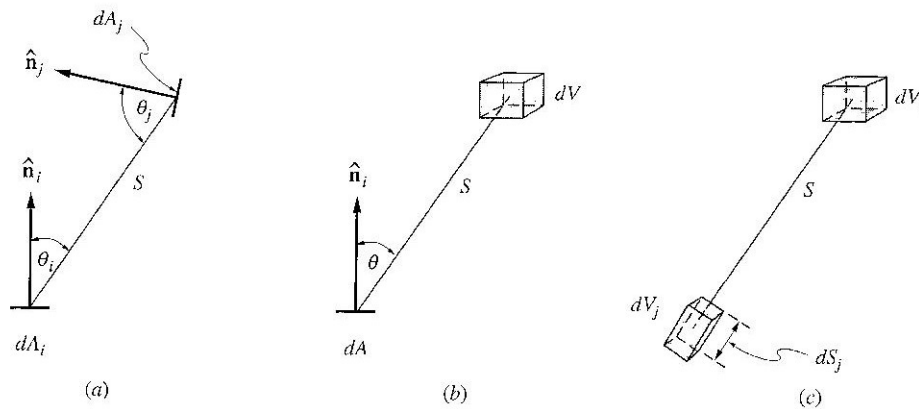


Fig. 5.1 Elementos diferenciais para cálculo das áreas de troca direta. (a) Duas áreas diferenciais. (b) Um volume e uma área diferenciais. (c) Dois volumes diferenciais.

A área de troca direta entre duas zonas de superfície é definida por:

$$Q_{ij} = \overline{s_i s_j} J_i \quad (5.1)$$

onde Q_{ij} é a taxa de transferência de calor total proveniente da superfície i que viaja diretamente para a zona j e J_i é a radiosidade (energia radiante que sai de uma superfície por emissão e reflexão) da superfície i .

Considerando a Figura 5.1(a), o fluxo de calor que sai da zona i e chega à zona j pode ser avaliado pela integração da intensidade que deixa cada elemento de área dA_i na direção de dA_j

multiplicado pela área normal ao raio e pelo ângulo sólido subtendido por dA_j visto por dA_i multiplicado pela fração transmitida. Assim,

$$Q_{ij} = \int_{A_i} \int_{A_j} \left(\frac{J_i}{\pi}\right) (dA_i \cos \theta_i) \left(\frac{dA_j \cos \theta_j}{S^2}\right) e^{-kS} \quad (5.2)$$

Desta forma, combinando as Eqs. (5.1) e (5.2), vem:

$$\overline{S_i S_j} = \int_{A_i} \int_{A_j} e^{-kS} \frac{\cos \theta_i \cos \theta_j}{\pi S^2} dA_j dA_i \quad (5.3)$$

A área de troca direta gás-superfície é definida por:

$$Q_{ij} = \overline{g_i S_j} E_{bi} \quad (5.4)$$

onde E_{bi} é o poder emissivo do volume i . Observando a Fig. 5.1(b), o fluxo de calor que sai de uma zona de volume i e chega à zona de superfície j é igual à energia emitida por todos os elementos de volume infinitesimais que compõe a zona de volume em todas as 4π direções multiplicada pela fração que sai em direção a dA_j e pela fração transmitida. Assim,

$$Q_{ij} = \int_{V_i} \int_{A_j} (4\kappa E_{bi} dV_i) \left(\frac{dA_j \cos \theta_j}{4\pi S^2}\right) e^{-kS} \quad (5.5)$$

Isolando a área de troca direta das Eqs. (5.4) e (5.5), resulta:

$$\overline{g_i S_j} = \int_{V_i} \int_{A_j} e^{-kS} \frac{\cos \theta_j}{\pi S^2} k dA_j dV_i \quad (5.6)$$

Já a área de troca direta volume-volume é definida por:

$$Q_{ij} = \overline{g_i g_j} E_{bi} \quad (5.7)$$

O fluxo de calor que sai de i e é absorvido por j é igual à energia emitida por todos os volumes infinitesimais dV_i em todas as 4π direções multiplicada pela fração que sai em direção à dA_j , pela fração transmitida e pela fração absorvida ao longo de dS_j , indicados na Fig. 5.1(c). Desta forma:

$$Q_{ij} = \int_{V_i} \int_{V_j} (4\kappa E_{bi} dV_i) \left(\frac{dA_j}{4\pi S^2} \right) e^{-kS} k dS_j \quad (5.8)$$

De (5.7) e (5.8), vem:

$$\overline{g_i g_j} = \int_{V_i} \int_{V_j} e^{-kS} \frac{k^2}{\pi S^2} dV_j dV_i \quad (5.9)$$

Fazendo um balanço de energia radiante em uma zona de superfície i ($i = 1, 2, \dots, N$), obtém-se:

$$Q_{si} = A_i (J_i - H_{si}) = A_i \varepsilon_i (E_{bsi} - H_{si}) \quad (5.10)$$

em que H_{si} é a irradiação (energia radiante que atinge uma superfície) sobre a superfície i . Assim,

$$Q_{si} = \sum_{j=1}^N \overline{s_j s_i} (J_i - J_j) + \sum_{k=1}^K \overline{g_k s_i} (J_i - E_{bgk}), \text{ ou} \quad (5.11)$$

$$Q_{si} = \varepsilon_i (A_i E_{bsi} - \sum_{j=1}^N \overline{s_j s_i} J_j - \sum_{k=1}^K \overline{g_k s_i} E_{bgk}) \quad (5.12)$$

De maneira análoga, o balanço de energia em uma zona de volume i ($i = 1, 2, \dots, K$), resulta em:

$$Q_{gi} = 4kV_i E_{bgi} - \sum_{j=1}^N \overline{s_j g_i} J_j - \sum_{k=1}^K \overline{g_k g_i} E_{bgk} \quad (5.13)$$

Na obtenção das Eqs. (5.12) e (5.13), admitiu-se que o meio e as superfícies eram cinza. Hottel e Sarofim (1967) demonstraram que essas equações podem ser adaptadas para o caso de um gás real contido em uma cavidade de superfícies negras. Para tanto, a emitância e absorptância

do gás real são modeladas por uma soma ponderada de gases cinza. Neste modelo, a emitância do meio pode ser expressa por:

$$\varepsilon(T, S) \cong \sum_{l=0}^L a_l(T)(1 - e^{k_l S}) \quad (5.14)$$

$$\sum_{l=0}^L a_l(T) = 1 \quad (5.15)$$

em que a_l são coeficientes de ponderação e k_l coeficiente de absorção do gás l . O índice $l = 0$ com $k_0 = 0$ foi introduzido para o caso em que o meio consiste inteiramente de gases moleculares com janelas grandes entre as bandas.

O poder emissivo do gás é aproximado pela ponderação do poder emissivo de l gases cinza, enquanto as áreas de troca direta são avaliadas para l diferentes coeficientes de absorção k_l . Com essas aproximações e lembrando que a radiosidade de uma superfície negra é igual ao seu poder emissivo, as Eqs. (5.12) e (5.13) se escrevem:

$$Q_{si} = A_i \sigma T_i^4 - \sum_{j=1}^N \left(\sum_{l=0}^L a_l(T_j) (\overline{s_j s_l})_l \sigma T_j^4 \right) - \sum_{k=1}^K \left(\sum_{l=1}^L a_l(T_k) (\overline{g_k s_l})_l \sigma T_k^4 \right) \quad (5.16)$$

$$Q_{gi} = \left(\sum_{l=1}^L a_l(T_i) k_l \right) 4\sigma V_i T_i^4 - \sum_{j=1}^N \left(\sum_{l=0}^L a_l(T_j) (\overline{s_j g_l})_l \sigma T_j^4 \right) - \sum_{k=1}^K \left(\sum_{l=1}^L a_l(T_k) (\overline{g_k g_l})_l \sigma T_k^4 \right) \quad (5.17)$$

Em síntese, as Eqs. (5.16) e (5.17) representam o método das zonas aplicado a uma cavidade de superfícies negras, preenchida por um gás real, modelado por uma soma ponderada de gases cinza. Nessas equações, σ é a constante de Stephan-Boltzman e T a temperatura em K .

Essas equações serão aplicadas a seguir para a determinação das trocas térmicas que ocorrem em uma câmara de combustão cilíndrica horizontal, considerando-se as trocas convectivas e a liberação de energia pela chama. A câmara é dividida em zonas de superfície e

zonas de volume. No exemplo mostrado na Figura 5.2, as zonas 0 a 29 são zonas de volume, enquanto as zonas 30 a 45 são zonas de superfície.

| | | | | | | | | | | | |
|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|
| | 30 | 31 | 32 | 33 | 34 | 35 | 36 | 37 | 38 | 39 | |
| 42 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 45 |
| 41 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 44 |
| 40 | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 43 |
| | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | |

Figura 5.2 Esquema de divisão da câmara de combustão em zonas de superfície e de volume.

O balanço de energia para cada zona de superfície é dado por:

$$Q_{iL} = Q_{si} + h_c A_i (T_i - T_k) \quad (5.18)$$

onde Q_{iL} é troca líquida de calor que ocorre na superfície i , h_c é o coeficiente transferência de calor por convecção entre a zona de superfície i e a zona de gás k a ela adjacente e A_i é a área da superfície i . Q_{si} é a troca de calor por radiação, dada pela Eq. (5.16).

O balanço de energia para as zonas de gás é dado por:

$$Q_{kL} = \sum_j h_c A_j (T_k - T_j) + Q_{gi} - Q_{kf} + \dot{m}c(T_k - T_{k-1}) = 0 \quad (5.19)$$

onde Q_{kL} é a troca líquida de calor na zona de volume considerada, Q_{kf} é o calor liberado pelo combustível nessa zona de volume, Q_{gi} é troca de calor por radiação dada pela Eq. (5.17), \dot{m} e c são a descarga e o calor específico dos produtos de combustão que passam por essa zona, T_k é a temperatura da zona de volume k , T_{k-1} a temperatura da zona de volume a montante da zona k e T_j a temperatura da zona de superfície em contato com a zona de volume k .

Em termos da radiação térmica, o estabelecimento do balanço de energia requer que sejam computadas as áreas de troca direta. Para cavidades cilíndricas, costuma-se utilizar as tabelas

compiladas por Hottel e Sarofim (1967), cujos valores, no entanto, são disponíveis para valores discretos do coeficiente de absorção, o que limita sua aplicação. Sika (1991) conseguiu transformar as integrais de quarta, quinta e sexta ordem, Eqs. (5.3), (5.6) e (5.9), que aparecem na definição das áreas de troca direta, em integrais simples e/ou duplas. Com isso acelera-se o cálculo dessas áreas, que pode ser feito por intermédio de uma quadratura gaussiana. Em uma câmara cilíndrica, conforme apresentado por Sika (1991), a área de troca direta da configuração superfície plana para superfície plana pode ser calculadas como segue:

• **Superfície plana para superfície plana**

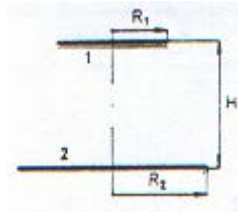


Figura 5.3 Superfície plana 1 para superfície 2

$$\overline{s_1 s_2} = 2R_1 R_2 \int_0^{\pi} P \frac{\exp\left(-K\sqrt{r^2 + H^2}\right)}{\left(r^2 + H^2\right)^2} d\beta + 2\pi R_{min}^2 \int_0^{\tan^{-1} \frac{|R_2 - R_1|}{H}} \text{sen } \beta \cos \beta \exp\left(-\frac{KH}{\cos \beta}\right) d\beta \quad (5.20)$$

Os parâmetros desta equação são:

$$r = \sqrt{R_1^2 + R_2^2 - 2R_1 R_2 \cos \beta} \quad (5.21)$$

$$\text{para } R_1 = R_2 = R, r = 2R \text{sen}(\beta/2) \quad (5.22)$$

$$R_{min} = \min\{R_1, R_2\} \quad (5.23)$$

A área de troca direta para zonas planas em configuração universal são expressas por:

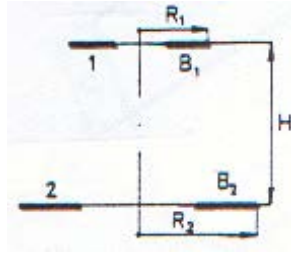


Figura 5.4 Configuração S1S2

$$\overline{S_1 S_2}(R_1, B_1, R_2, B_2, H) = \sum_{i=1}^2 \xi_i \sum_{j=1}^2 \xi_j \overline{s_1 s_2}(X_i, Y_j, H) \quad (5.24)$$

Os coeficientes desta equação são apresentados na Tabela 5.1

Tabela 5.1 Coeficientes para a Eq. (5.24)

| | i,j | |
|----------------|-------|-------------|
| | 1 | 2 |
| X_i | R_1 | $R_1 - B_1$ |
| Y_j | R_2 | $R_2 - B_2$ |
| ξ_i, ξ_j | +1 | -1 |

As demais configurações que podem ser encontradas em uma câmara cilíndrica são apresentadas no Anexo A.

A determinação da emitância e da absortância da mistura de gases e fuligem requer o conhecimento das pressões parciais dos gases participantes CO_2 e H_2O , P_c e P_w , obtidas da estequiometria da reação de combustão, e da fração volumétrica f_v da fuligem, que será determinada experimentalmente neste trabalho, utilizando a Eq. (2.9), aqui reescrita por:

$$f_v = \frac{\lambda}{36\pi L} \left[\frac{(n^2 - k^2 + 2) + 4n^2 k^2}{nk} \right] \ln\left(\frac{I_o}{I}\right) \quad (5.25)$$

onde λ é o comprimento de onda do laser, L é o comprimento óptico do raio, I é a intensidade do raio laser após sua passagem pela câmara de combustão, I_0 é a intensidade do raio antes de sua passagem pela câmara. O índice de refração n e o coeficiente de extinção k são constituintes do índice de refração complexo da fuligem.

A emitância total ε da mistura de gases e fuligem é calculada por:

$$\varepsilon = \varepsilon_f + (1 - \varepsilon_f)\varepsilon_g \quad (5.26)$$

onde os índices f e g referem-se à fuligem e ao gás. Considerando a soma ponderada de gases cinza, Felske e Charalampopoulos (1982) indicaram que a emitância total pode ser expressa de forma análoga à Eq. (5.14):

$$\varepsilon = \sum_{K=1}^N B_k (1 - e^{-K_k L}) \quad (5.27)$$

onde

$$B_k = B_k(T_m) \quad (5.28)$$

$$K_k = K_k(P_c, P_w, f_v) \quad (5.29)$$

$$\sum B_k = 1 \quad (5.30)$$

A dependência de ε com a temperatura fica concentrada apenas nos termos B_k . As expressões para as emitâncias isoladas dos gases e da fuligem devem ter a mesma forma que a Eq. (5.40).

Para a mistura de gases, na ausência de fuligem, a emitância é dada por:

$$\varepsilon_g = \sum_{j=1}^J b_j \left(1 - e^{-\beta_j L}\right) \quad (5.31)$$

onde

$$b_j = b_j(T_m) \quad (5.32)$$

$$\beta_j = \beta_j(P_c, P_w) \quad (5.33)$$

$$\sum_{j=1}^J b_j = 1 \quad (5.34)$$

Para a fuligem, na ausência de gases participantes, a emitância é:

$$\varepsilon_f = \sum_{i=1}^I a_i \left(1 - e^{-\gamma_i L}\right) \quad (5.35)$$

onde

$$a_i = a_i(T_m) \quad (5.36)$$

$$\gamma_i = \gamma_i(f_v) \quad (5.37)$$

$$\sum_{i=1}^I a_i = 1 \quad (5.38)$$

Das Equações (5.28) e (5.32), vem:

$$1 = \left(\sum_{i=1}^I a_i \right) \left(\sum_{j=1}^J b_j \right) = \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J a_i b_j \quad (5.39)$$

Assim, a emitância total da mistura gases participantes - fuligem é expressa por:

$$\varepsilon = \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J B_{ij} \left(1 - e^{-K_{ij}L} \right) \quad (5.40)$$

onde

$$B_{ij} = a_i b_j \quad (5.41)$$

$$K_{ij} = \gamma_i + \beta_j \quad (5.42)$$

As Equações (5.40), (5.41) e (5.42) constituem a representação da emitância da mistura gases participantes - fuligem pelo modelo da soma ponderada de gases cinza. A absorptância dessa mistura é expressa de forma análoga à da emitância.

Felske e Charalampopoulos (1982) mostraram que para temperaturas entre 600 e 2400 K, e frações volumétricas de fuligem entre 10^{-8} e 10^{-5} , a representação da emitância e da absorptância da fuligem por dois gases cinza fornece resultados com desvios da ordem de 1,6% em relação à representação da emitância pelo modelo de banda estreita. Neste caso, as Eqs. (5.36) e (5.37) se escrevem:

$$a_1(T) = 1,447 - (7,943 \cdot 10^{-4})T + (7,977 \cdot 10^{-8})T^2 \quad (5.36)$$

$$a_2(T) = 1 - a_1(T)$$

$$\gamma_1(f_v) = \exp(13,70 + 1,001 \ln(f_v)) \quad (5.37)$$

$$\gamma_2(f_v) = \exp(14,83 + 0,9951 \ln(f_v))$$

Os coeficientes para os gases dados pelas Eqs. (5.32) e (5.33) foram extraídos do trabalho de Smith, Shen e Friedman (1982), considerando-se uma mistura de 3 gases cinza, para o caso em que a pressão parcial do vapor de água dividida pela pressão parcial do CO₂ é igual a 2.

A troca convectiva de calor entre os gases e as paredes de uma câmara de combustão operando com *swirl* é avaliada pelo coeficiente médio de transferência de calor por convecção h_0

proposto por El-Mahallawy (1978). Esse coeficiente é expresso em função do coeficiente de convecção h para o escoamento sem swirl e do ângulo de swirl, θ :

$$h_{\theta} = (1 + 0,014\theta)h \quad (5.43)$$

onde θ é expresso em graus. Esta equação é válida para θ entre 0 e 60°.

O equacionamento do balanço de energia requer ainda o conhecimento do padrão de liberação de energia pela chama, representado pelo termo Q_{Kf} na Eq. (5.19). Conforme sugerido por Roesler (1967), a fração f de calor liberada por unidade de comprimento da câmara de combustão pode ser expressa por:

$$f = \frac{6}{L_f} \left(\frac{x}{L_f} - \frac{x^2}{L_f^2} \right), \text{ para } 0 \leq x \leq L_f \quad (5.44)$$

onde x é a posição axial na câmara e L_f é o comprimento da chama. Para x maior que L_f , o valor de f é zero.

Procedeu-se à execução do algoritmo para os casos de liberação uniforme e com o padrão de Roesler. Em virtude dos resultados obtidos, foi proposto um novo padrão de liberação, capaz de fornecer previsões mais condizentes com os resultados experimentais.

5.3 Resultados da Simulação Numérica e Discussão

A câmara de combustão é cilíndrica, com seção circular de diâmetro interno D e comprimento L . A chama constitui a fonte de energia no interior da câmara e os produtos da combustão são considerados gases participantes. A fuligem altera as propriedades radiantes da mistura de gases, o que é levado em consideração pela utilização do modelo da soma ponderada de gases cinza. Observe-se que o uso desse modelo, no contexto do método das zonas, requer que as paredes da câmara sejam negras, conforme indicado por Modest (2013). As paredes internas

da câmara foram supostas superfícies negras, uma hipótese que é fisicamente consistente, pois o acúmulo de fuligem nas paredes da câmara tende a tornar negra sua superfície.

A descarga total de gases escolhida foi $m = 0,004233$ kg/s e sua temperatura na entrada da câmara $T_0 = 350$ K. A essa descarga corresponde o valor de $\phi = 3,25$; o parâmetro ϕ expressa o quociente entre a relação ar-combustível real e a relação ar-combustível teórica.

Com esses dados de entrada, foram gerados resultados para uma malha com 20 divisões axiais e 3 divisões radiais, para escoamento fuliginoso, com fração volumétrica de fuligem f_v entre 1,5 e 100 ppm, e coeficientes de convecção h entre 15 e 100 W/m²°C. O emprego de malhas mais refinadas não alterou significativamente os resultados, embora tenha ocasionado um considerável incremento do tempo de processamento. Desta forma, a opção foi manter a malha indicada em todas as simulações.

O primeiro aspecto considerado foi o comprimento da chama. O sistema experimental possui um metro de comprimento e as observações experimentais indicaram que o comprimento visível da chama situou-se abaixo de 0,6 m. Por conta disso, admitiu-se que a chama liberaria energia até essa posição da câmara nas simulações numéricas. Diante disto, o comprimento de chama adotado no programa foi de 0,6m.

Com esse comprimento de chama, foram simuladas as trocas térmicas na câmara de combustão, considerando os padrões de Roesler e o uniforme. Os resultados são mostrados na Fig. 5.5.

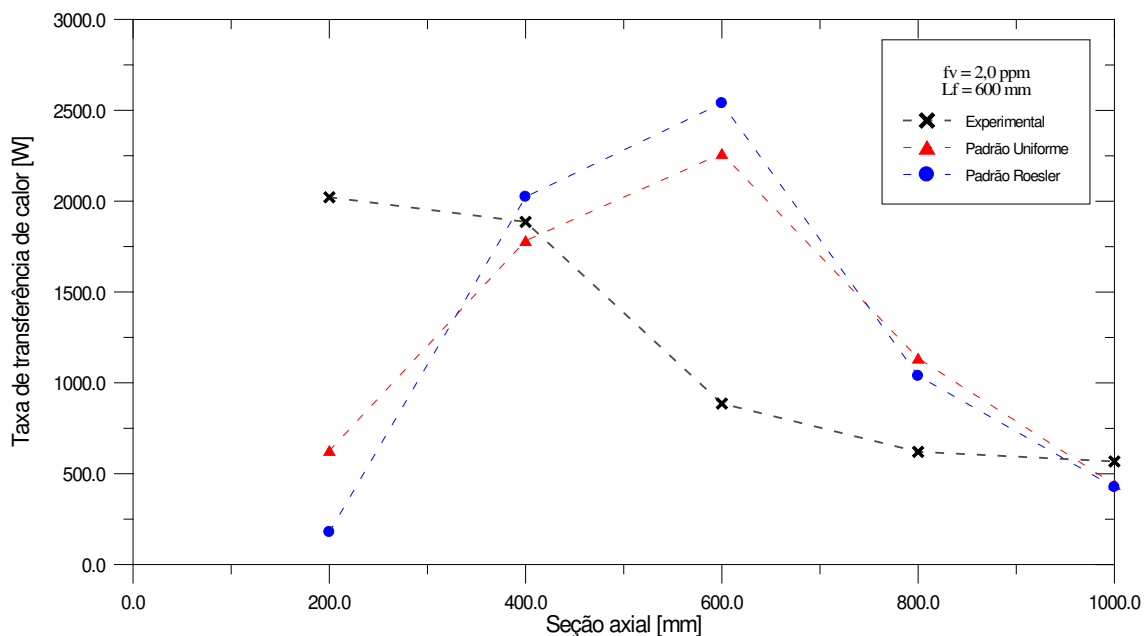


Figura 5.5 Taxas de transferência de calor dos modelos de Roesler e uniforme.

Observa-se que a taxa de transferência de calor apresentou um ponto de máximo na região central da câmara. A posição desse ponto de máximo está relacionada com o comprimento de chama escolhido, pois este é incorporado aos dois padrões de liberação considerados. Tendo em vista os resultados experimentais, verificou-se que os padrões adotados foram incapazes de simulá-los. Nas duas simulações, houve uma taxa de transferência de calor menor que a metade da obtida experimentalmente na primeira seção da câmara de combustão. Isso indica que, numericamente, a energia liberada pela chama, nesta primeira seção, está sendo dispendida para aquecer os gases de combustão. As distribuições de temperaturas apresentadas nas Figuras 5.6 e 5.7 sustentam essa suposição.

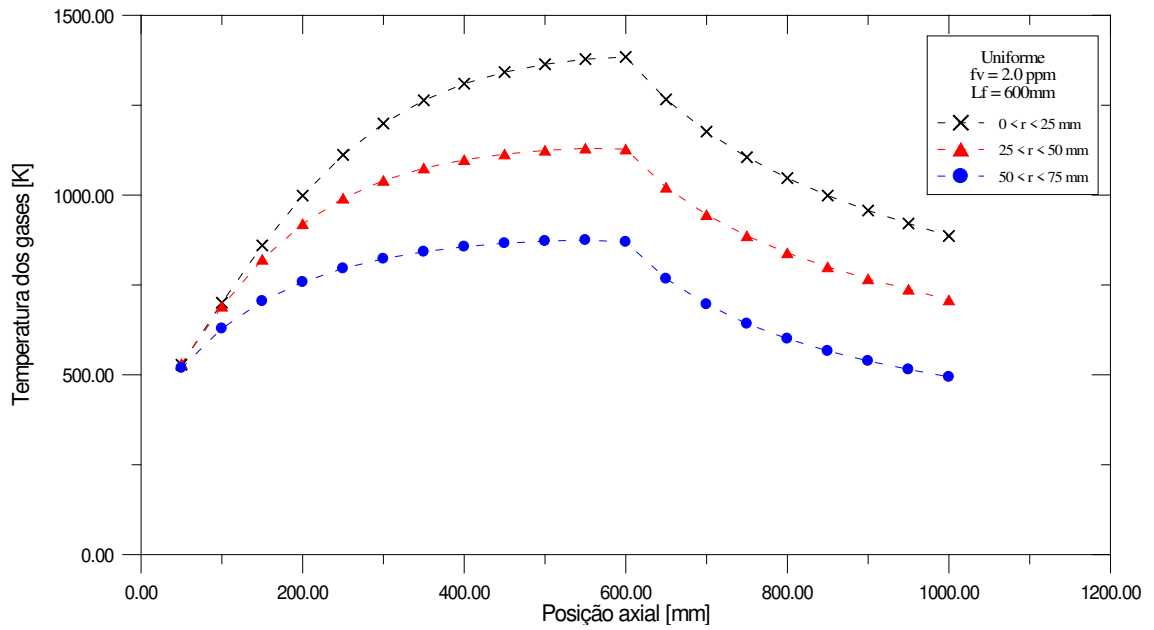


Figura 5.6 Distribuição de temperaturas dos gases. Padrão uniforme.

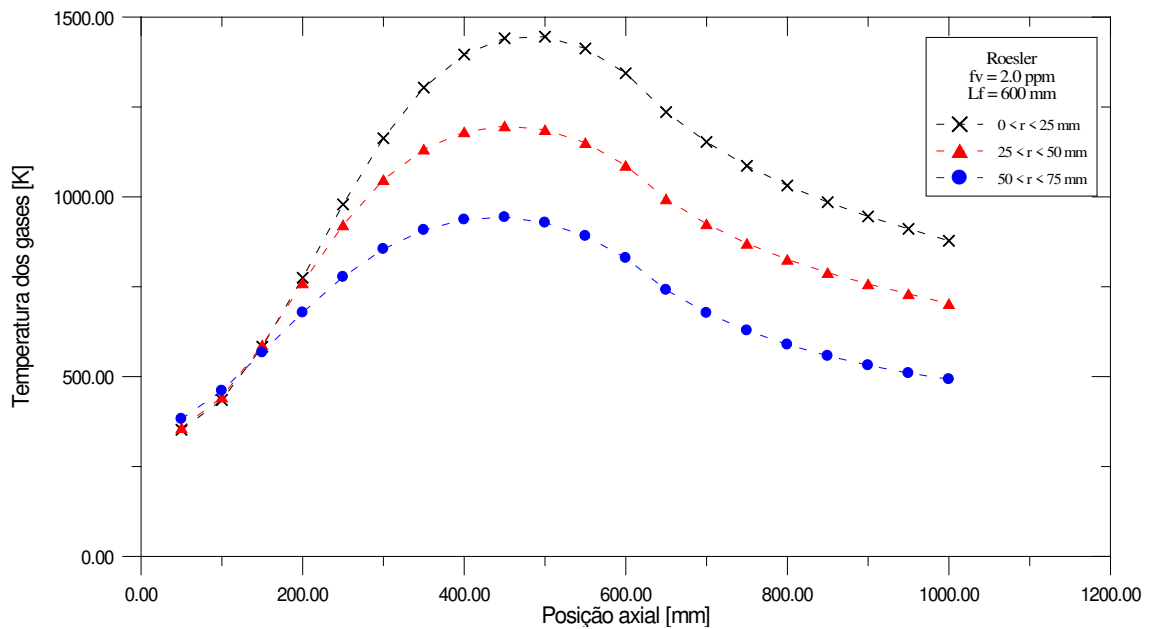


Figura 5.7 Distribuição de temperaturas dos gases. Padrão Roesler.

Nota-se nestas distribuições que houve um aumento da temperatura dos gases na região onde se impôs a presença da chama. Após escoarem além da região de confinamento da chama, ou seja, após L_f , os gases são resfriados em virtude da troca de calor entre eles e as paredes da câmara de combustão. No caso do padrão Roesler, há uma transição suave entre o ponto de

máximo de temperatura e a região de seu declínio, enquanto que no padrão uniforme a transição é um pouco abrupta, pois neste caso a chama deixa de existir subitamente.

Após a região compreendida pela chama, as trocas térmicas ocorrem à custa da diminuição da temperatura dos gases de combustão.

Explorou-se, em seguida, o efeito do comprimento de chama sobre a transferência de calor, com a adoção do padrão Roesler.

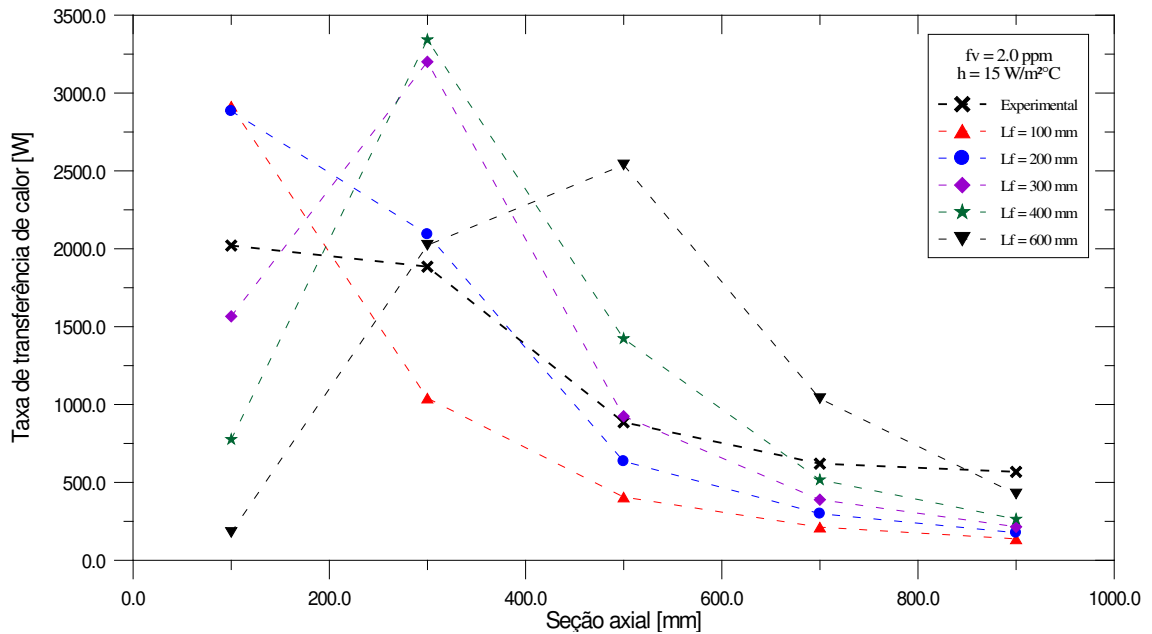


Figura 5.8 Taxas de transferência de calor. Padrão Roesler, comprimento de chama variável.

Como pode ser visto na Figura 5.8, a variação do comprimento da chama influencia fortemente as taxas de transferência de calor ao longo da câmara. As chamas mais curtas favorecem as trocas térmicas da primeira seção axial, prevalecendo um ponto de máximo da taxa de transferência de calor nesta seção, pois o escoamento é forçado a liberar a energia do combustível enquanto percorre o trajeto que engloba a chama.

O aumento do comprimento da chama desloca o ponto de máximo para a direita. Para todos os comprimentos de chama adotados há diminuição das taxas de transferência de calor das seções localizadas após L_f .

Embora seja evidenciada a importância do comprimento da chama para o modelo de transferência de calor, nenhum dos comprimentos adotados propiciou distribuições compatíveis com as obtidas experimentalmente. Apesar disto, a adoção do comprimento $L_f = 200 \text{ mm}$ produziu as tendências mais próximas dos resultados experimentais.

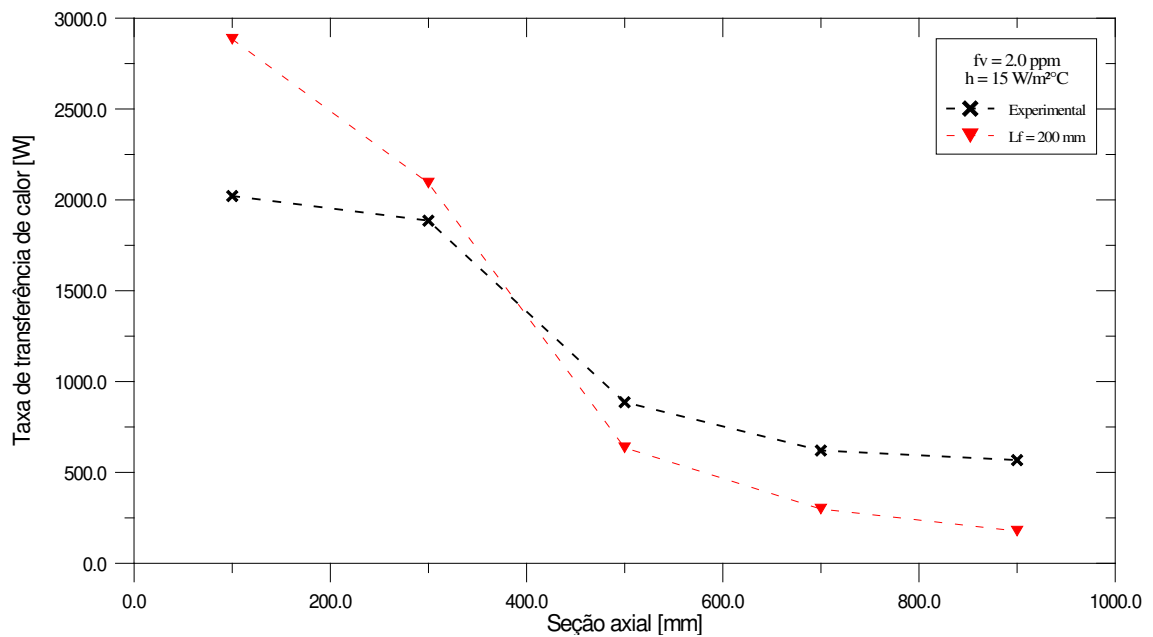


Figura 5.9 Taxas de transferência de calor para padrão Roesler com $L_f = 200 \text{ mm}$ e resultado experimental.

Pode ser observada, nas Figs. 5.8 e 5.9, a discordância apresentada para as taxas de transferência de calor do modelo e experimental, especialmente na primeira seção da câmara. A observação dos gráficos relativos aos resultados experimentais forneceu a percepção de que, no sistema estudado, existiu um padrão para as trocas de calor entre os gases de combustão e as paredes da câmara. Cogitou-se, assim, adimensionalizar o padrão observado, dividindo-se o calor total trocado em toda a câmara proporcionalmente às frações trocadas em cada seção da câmara,

e adotá-lo como o padrão de liberação de energia pela chama. Por conveniência, esse padrão adimensionalizado foi chamado de padrão Exp. Dessa forma, foi possível efetivar simulações com padrões distintos de chama. O padrão Exp imposto inicialmente foi assim constituído:

Tabela 5.2 Padrão de liberação de energia pela chama

| <i>Seção axial</i> | <i>Fração de energia liberada, f_q</i> |
|----------------------|---|
| $0 \leq x < 0,2L$ | 0,36 |
| $0,2L \leq x < 0,4L$ | 0,30 |
| $0,4L \leq x < 0,6L$ | 0,14 |
| $0,6L \leq x < 0,8L$ | 0,11 |
| $0,8L \leq x < L$ | 0,09 |

onde L é o comprimento da câmara e f_q é a fração de energia liberada pela chama na seção. Nesse padrão, considera-se que há liberação de energia pela chama ao longo de todo comprimento da câmara.

Os resultados obtidos com a imposição desse padrão de liberação de energia são mostrados na Figura 5.10.

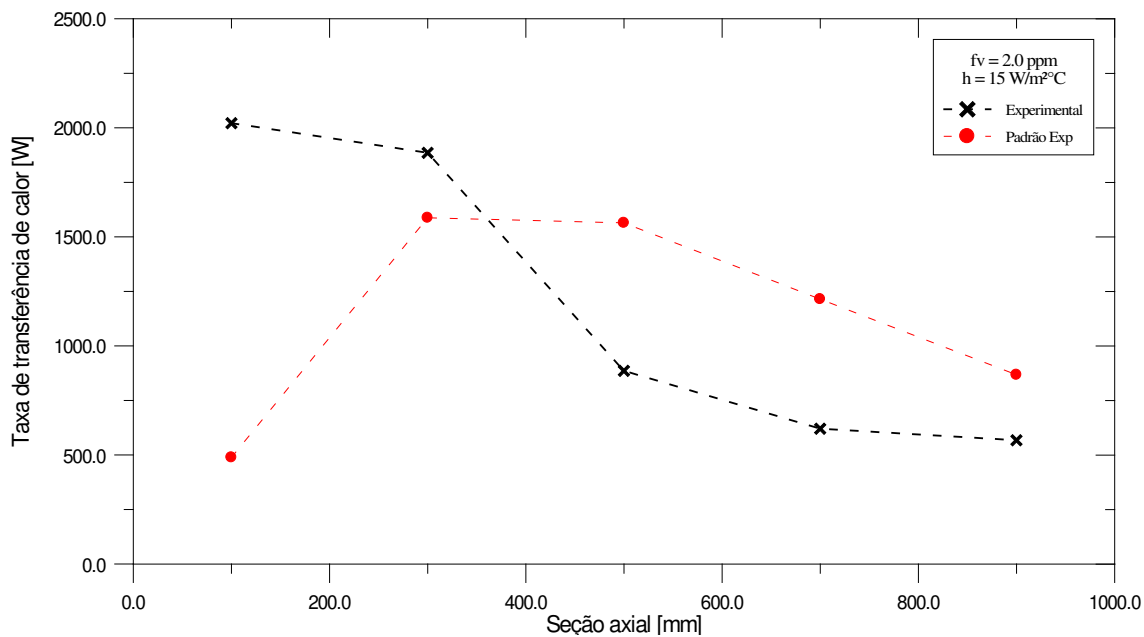


Figura 5.10 Taxas de transferência de calor para padrão Exp e resultado experimental.

A imposição deste padrão Exp não propiciou resultados satisfatórios. Mais uma vez houve discordância entre os resultados experimentais e os obtidos pela simulação numérica. Percebeu-se, com isso, que não se pode relacionar diretamente o padrão de liberação de energia da chama com a distribuição de transferência de calor entre os gases e as paredes da câmara de combustão obtida experimentalmente. Considerou-se então que o problema deveria ser formulado de outra maneira. Qual seria o padrão de liberação de energia da chama que seria capaz de fornecer uma distribuição de taxa de transferência de calor próxima daquela obtida experimentalmente?

Considerando essa questão, atenção foi dada ao padrão de escoamento em swirl que ocorre no sistema experimental. Nesse tipo de escoamento ocorre uma forte recirculação dos gases, na região próxima ao queimador. Inferiu-se, portanto, que poderia ocorrer uma fração maior de liberação de energia pela chama na primeira seção da câmara, apesar das observações visuais terem indicado a presença de chama até cerca de 600 mm do queimador. Foram impostos, conseqüentemente, dois novos padrões de liberação, padrão Exp2 e padrão Exp 3, conforme a Tabela 5.3.

Tabela 5.3 Padrões de liberação de energia pela chama

| <i>Seção axial</i> | <i>Padrão Exp2</i> <i>f_{q2}</i> | <i>Padrão Exp3</i> <i>F_{q3}</i> |
|----------------------|---|---|
| $0 \leq x < 0,2L$ | 0,60 | 0,70 |
| $0,2L \leq x < 0,4L$ | 0,20 | 0,10 |
| $0,4L \leq x < 0,6L$ | 0,10 | 0,10 |
| $0,6L \leq x < 0,8L$ | 0,05 | 0,05 |
| $0,8L \leq x < L$ | 0,05 | 0,05 |

Na Figura 5.11 são apresentados os resultados das simulações efetuadas com os padrões mostrados na Tabela 5.3.

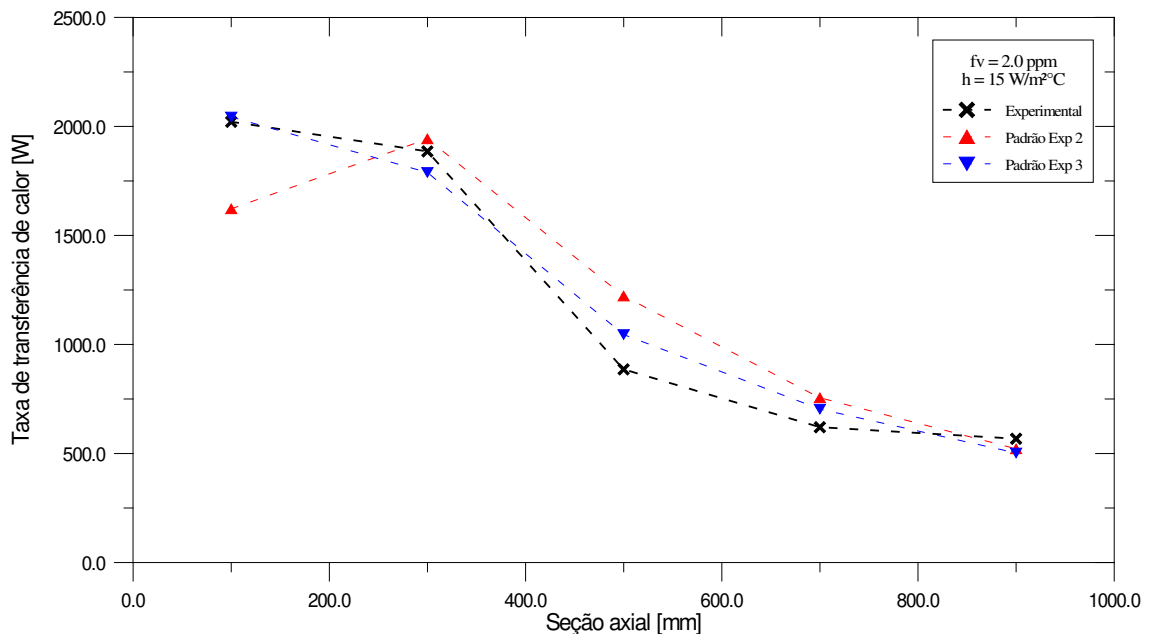


Figura 5.11 Taxas de transferência de calor para padrões Exp2 e Exp 3.

Os erros obtidos ao se comparar os resultados numéricos com os experimentais situaram-se abaixo de 38% para o padrão Exp2, e abaixo de 18% para o padrão Exp 3. Além disto, no caso do padrão Exp3, a taxa de transferência de calor na primeira seção foi praticamente coincidente com o resultado experimental. Por esse motivo, o padrão Exp3 foi escolhido para serem executadas as simulações com variação da concentração de fuligem e de coeficientes de convecção.

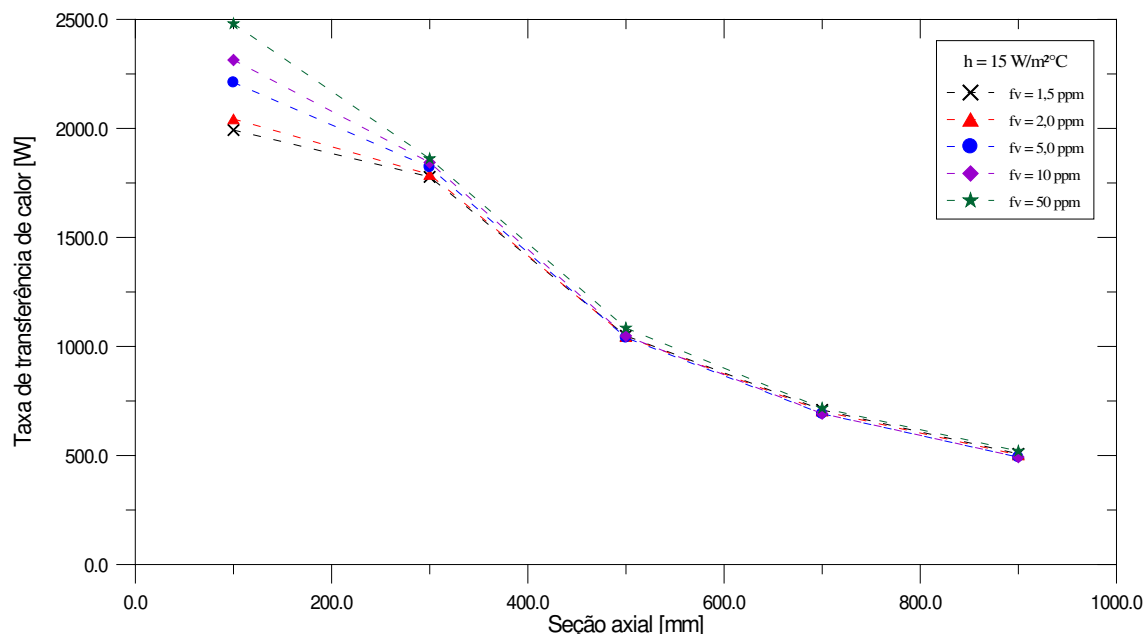


Figura 5.12 Taxas de transferência de calor para padrão Exp3. f_v variável.

O aumento de f_v propiciou o aumento das taxas de transferência de calor, mais notadamente na primeira seção da câmara. Isso se deve à maior emitância conferida à chama pela presença de fuligem. Dentro dos limites estudados, quanto maior a fração volumétrica de fuligem, maiores as taxas de transferência de calor obtidas. O mesmo comportamento já fora descrito por Siegel e Howell (1992), Modest (1993), e Lau et al. (1993). Vale recordar que a fração volumétrica da fuligem manteve-se abaixo de 3,0 ppm durante os ensaios experimentais do presente estudo, sendo $f_v = 2,0$ ppm um valor típico. A maior liberação de energia pela chama na primeira seção combinada às maiores temperaturas nesta e na segunda seção se aliam à fuligem para promover a intensificação da troca de calor nessas seções. A diminuição das trocas presente nas demais seções acompanha a diminuição de temperatura ocorrida, como pode ser visto na Figura 5.13, para o caso em que $f_v = 2,0$ ppm.

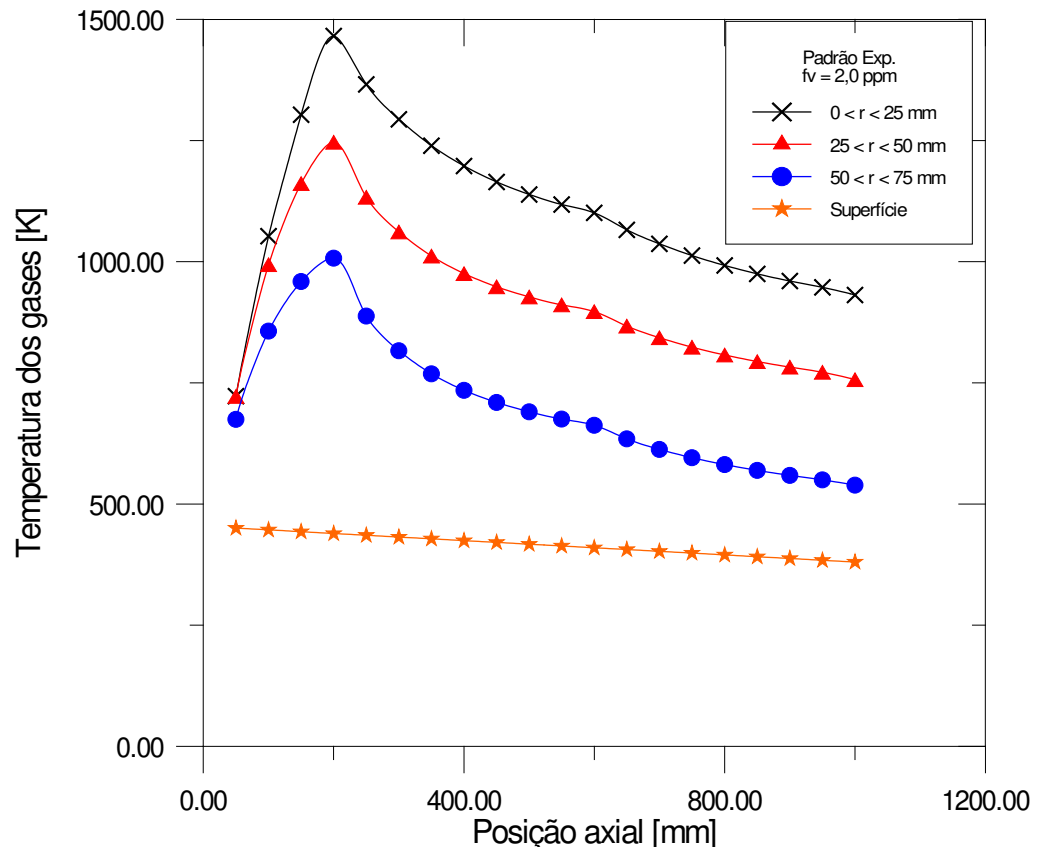


Figura 5.13 Distribuição de temperaturas dos gases. Padrão Exp3.

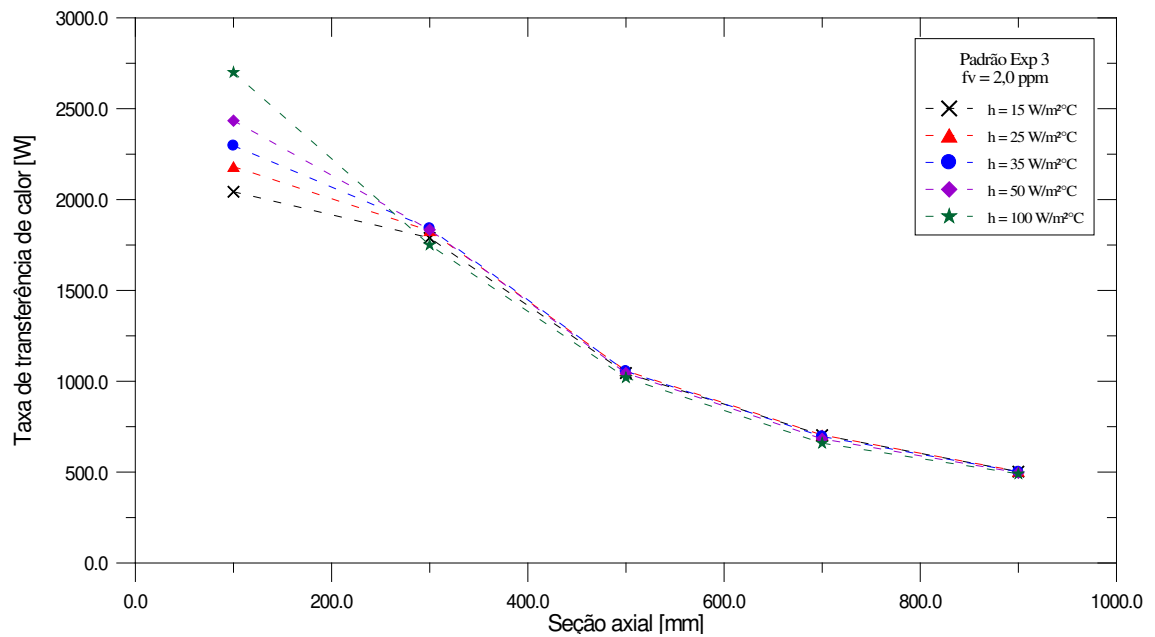


Figura 5.14 Taxas de transferência de calor para padrão Exp3. h variável.

O efeito do coeficiente de convecção foi investigado para valores de h entre 15 e 100 $W/m^2\text{°C}$ mantendo-se a fração volumétrica em $f_v = 2,0 \text{ ppm}$. Os resultados são apresentados na Figura 5.14. Elevando-se o valor de h ocorre uma elevação das taxas de transferência de calor na primeira seção. O aumento era esperado, pois ao se incrementar h facilitam-se as trocas convectivas entre os gases e as paredes da câmara de combustão. Nas demais seções as variações foram pouco significativas, provavelmente devido às menores diferenças de temperaturas alcançadas.

Diante do exposto, pode ser concluído que o código computacional é capaz de simular os resultados experimentais. O programa pode avaliar a influência da fração volumétrica de fuligem e dos coeficientes convectivos. Depreende-se dos resultados alcançados que o padrão de liberação de energia pela chama é o fator mais importante para o cálculo das trocas térmicas na câmara de combustão.

Foi possível desenvolver um padrão de liberação, o padrão Exp3, adequado para simular os resultados experimentais, e é razoável supor que a chama experimental tenha se comportado de forma semelhante a esse padrão.

Capítulo 6

Conclusões e Recomendações para Trabalhos Futuros

6.1 Conclusões

Nesta tese de doutorado, foi estudada a transferência de calor em uma câmara de combustão cilíndrica horizontal na presença de fuligem, considerando-se a rotação imposta ao escoamento. De acordo com a análise dos resultados obtidos, pode-se concluir que:

- Há uma tendência de aumento da fração volumétrica de fuligem com o incremento do número de rotação na faixa de menores excessos de ar avaliada; incrementando-se o excesso de ar, passa a existir a tendência de diminuição da fração volumétrica da fuligem com o número de rotação.
- Fixando-se o excesso de ar, a transferência de calor entre os gases de combustão e as paredes da câmara apresenta tendência de diminuição com o aumento do número de rotação.
- No maior excesso de ar avaliado, quanto menor a fração volumétrica de fuligem, menor a taxa de transferência de calor.
- Há oscilação dos valores da fração volumétrica de fuligem ao longo do comprimento da câmara, o que indica tanto sua formação em toda a chama quanto sua dependência com o padrão de escoamento estabelecido pela recirculação dos gases.
- As maiores taxas de transferência de calor ocorrem nas primeiras seções da câmara, região em que a chama fica confinada e libera energia.

- Depreende-se da simulação numérica que o padrão de liberação de energia pela chama é o fator mais importante para a intensificação das trocas térmicas.

6.2 Recomendações para Trabalhos Futuros

- Utilização de instrumentação para estudar simultaneamente o campo de velocidades e a distribuição de fuligem e de gases de combustão na câmara, pesquisando sua relação com a transferência de calor.
- Avaliação da influência do número de rotação sobre as trocas térmicas para diferentes tipos de combustível.
- Desenvolvimento de um procedimento numérico que envolva a simulação das reações químicas, incluindo modelos de formação de fuligem.

Referências Bibliográficas

- Babikian, D. S., Edwards, D. K., Karam, S. E., Wood, C. P., e Samuelsen, G. S., 1990, “Experimental Mass Absorption Coefficients of Soot in Spray Combustor Flames”, *J. of Thermophysics*, Vol. 4, n. 1., pp. 8-15.
- Beér, J. M., e Chigier, N. A., 1972, *Combustion Aerodynamics*, Applied Science Publishers Ltd, London.
- Beér, J. M., e Siddall, R. G., 1972, “Radiative Heat Transfer in Furnaces and Combustors”, ASME Winter Annual Meeting, New York, paper 72-WA/HT-29, pp. 1-13.
- Blokh, A. G., 1988, *Heat Transfer in Steam Boiler Furnaces*, Hemisphere Publishing Corporation, Washington.
- Brum, R. D., e Samuelsen, G. D., 1987, “Two-component Laser Anemometry Measurements of Non-reacting and Reacting Complex Flows in a Swirl-stabilized Model Combustor”, *Experiments in Fluids*, Vol. 5, pp. 95-102.
- Burden, R. L., e Faires, J. D., 1989, *Numerical Analysis*, PWS-KENT Publishing Company, Boston.
- Charalampopoulos, T. T., e Chang, H., 1988, “*In Situ* Optical Properties of Soot Particles in the Wavelength Range from 340 nm to 600 nm”, *Combustion Science and Technology*, Vol. 59, pp. 401-421.
- Charalampopoulos, T. T., Chang, H., e Stagg, B., 1989, “The Effects of Temperature and Composition on the Complex Refractive Index of Flame Soot”, *Fuel*, Vol. 68, September, pp. 1173-1179.

- Charalampopoulos, T. T., e Felske, J. D., 1987, “Refractive Indices of Soot Particles Deduced from In-Situ Laser Light Scattering Measurements”, *Combustion and Flame*, Vol. 68, pp. 283-294.
- Charalampopoulos, T. T., e Hahn, D. W., 1989, “Extinction Efficiencies of Elongated Soot Particles”, *J. Quant. Spectrosc. Radiat. Transfer*, Vol. 42, n. 3, pp. 219-224.
- Charalampopoulos, T. T., e Chang, H., 1991, “ Effects of Soot Agglomeration on Radiative Transfer”, *J. Quant. Spectrosc. Radiat. Transfer*, Vol. 46, n. 3, pp. 125-134.
- Chernov, V., a,1, Thomson, M. J., Dworkin, S. B., Slavinskaya, N. A., e Riedel, U., 2014, “Soot Formation with C1 and C2 Fuels Using an Improved Chemical Mechanism for PAH Growth”, *Combustion and Flame*, Vol. 161, pp. 592-601.
- Choi, M. Y., Mulholland, G. W., Hamins, A., and Kashiwagi, T., 1995, “Comparisons of the Soot Volume Fraction Using Gravimetric and Light Extinction Techniques”, *Combustion and Flame*, Vol. 102, pp. 161-169.
- Dalzell, W. H., e Sarofim, A. F., 1969, “Optical Constants of Soot and Their Application to Heat-Flux Calculations”, Transactions of ASME, *Journal of Heat Transfer*, February 1969, pp. 100-104.
- El-Mahallawy, F. M., 1978, “Effect of the Air Swirl on the Heat Transfer by Convection in Furnaces”, *Flow, Mixing and Heat Transfer in Furnaces*, Editado por K. H. Khalil, Pergamon Press Ltd., pp. 169-179.
- Erickson, W. D., Williams, G. C., e Hottel, H. C., 1964, “ Light Scattering Measurements on Soot in a Benzene-Air Flame”, *Combustion and Flame*, Vol. 8, pp. 127-132.

- Felske, J. D., e Charalampopoulos, T. T., 1982, “Gray Gas Weighting Coefficients for Arbitrary Gas Soot Mixtures”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 25, n. 2, pp. 1849-1855.
- Felske, James D., e Ku, Jerry C., 1992, “A Technique for Determining the Spectral Refractive Indices, Size, and Number Density of Soot Particles from Light Scattering and Spectral Extinction Measurements in Flames”, *Combustion and Flame*, Vol. 91, pp. 1-20.
- Glassman, I., e Yetter, R. A., 2008, *Combustion*, Academic Press, San Diego.
- Goldstein Jr., L., Fassani, F. L., Santos, Al. A. B., e Ferrari, C. A., 2002, “Experimental Study of Secondary Air Diffusion Effects on Soot Concentration along a Partially Premixed Acetylene/Air Flame”, *Int. Comum. Heat Mass Transfer*, Vol. 29, n. 2, pp. 223-231.
- Habib, Z. G., e Vervisch, P., 1988, “On the Refractive Index of Soot at Flame Temperature”, *Combustion Science and Technology*, Vol. 59, pp. 261-274.
- Haynes, B.S., e Wagner, H. Gg., 1981, “Soot Formation”, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 7, pp. 229-273.
- Hottel, H. C., e Sarofim, A. F., 1967, *Radiative Transfer*, McGraw-Hill, New York.
- Johnson, T. R., e Beér, J. M., 1972a, “The Zone Method Analysis of Radiant Heat Transfer: a Model for Luminous Radiation”, *Proceedings of the Fourth Symposium on Flames and Industry: Predictive Methods for Industrial Flames*, IFRF - Institute of Fuel, London, pp. 35-43.
- Hoult, D. P., e Ekchian, 1981, “Soot Formation in a Turbulent Swirl Stabilized Laboratory Combustor”, *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power*, Vol. 103, January, pp. 49-53.

- Johnson, T. R., e Beér, J. M., 1972b, “ Radiative Heat Transfer in Furnaces: Further Development of the Zone Method of Analysis”, Proceedings of the 14th Int. Symp. Combust., pp. 639-649.
- Karatas, A. E., e Gülder, O. L., 2012, “Soot Formation in High Pressure Laminar Diffusion Flames”, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 38, pp. 818-845.
- Kawaguchi, O., e Akiyama, H., 1986, “ Jet Diffusion Flames in a Coaxial Swirling Air Flow”, *Proceedings of the 1986 International Gas Research Conference*, pp. 547-556.
- Kerker, M., Scheiner, P., e Cooke, D. D., 1978, *J. Opt. Soc. Am.*, Vol. 68, pp. 135-237.
- Kennedy, Ian M., 1997, “Models of Soot Formation and Oxidation”, *Prog. Energy Combust. Sci.*, Vol. 23, pp. 95-132.
- Ku, J. C., e Shim, K. -H., 1991, “Optical Diagnostics and Radiative Properties of Simulated Soot Agglomerates”, Transactions of the ASME, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 953-958.
- Lau, J. H., Campbell, I. G., Depooter, K., e D’Souza, M. V., 1993, “ Experiments and Prediction of Soot Formation and Radiation in Swirl-Stabilized Propane Flames”, FACT- Vol. 17, Combustion Modeling, Cofiring and NO_x Control, ASME 1993, pp. 131-139.
- Lee, K. H., Chung, J. W., Kim, B. S., e Kim, S. K., 2004, “ Investigation of Soot Formation in a D.I. Diesel Engine by Using Laser Induced Scattering and Laser Induced Fluorescence”, *KSME International Journal*, Vol. 18, n. 7, pp. 1169-1176.

- Lou, C., Chen, C., Sun, Y., e Zhou, H., 2010, “Review of Soot Measurement in Hydrocarbon-Air Flames”, *Science China Technological Sciences*, Vol. 53, n. 8, pp. 2129-2141.
- Mcenally, Charles S., Köylü, Ümit Ö, Pfefferle, Lisa D., e Rosner, Daniel E., 1997, “ Soot Volume Fraction and Temperature Measurements in Laminar Nonpremixed Flames Using Thermocouples”, *Combustion and Flame*, Vol. 109, pp. 701-720.
- Mie, G., 1908, “ Beitrage zur Optik truber Medien Speziell kolloidaler Metallosungen”, *Ann. Phys.*, Vol. 25, pp. 377-445, citado por Zhao e Ladommatos (1998).
- Millikan, Roger C., 1961, “Optical Properties of Soot”, *Journal of the Optical Society of America*, Vol. 51, pp. 698-699.
- Modest, M. F., 1993, *Radiative Heat Transfer*, McGraw-Hill, Inc., Singapore.
- Modest, M. F., 2013, *Radiative Heat Transfer*, Academic Press, New York.
- Roesler, F. C., 1967, “Theory of Radiative Heat Transfer in Co-Current Tube Furnaces”, *Chemical Engineering Science*, Vol. 22., pp. 1325-1336.
- Santoro, R. J., Semerjian, H. G., e Dobbins, R. A., 1983, “Soot Particle Measurements in Diffusion Flames”, *Combustion and Flame*, Vol. 51, pp. 203-218.
- Santoro, R.J., Yeh, T. T., Horvath, J. J., e Semerjian, H. G., 1987, “The Transport and Growth of Soot Particles in Laminar Diffusion Flames”, *Combustion Science and Technology*, Vol.53, pp. 89-115.

- Selçuk, N., Siddall, R. G., e Beér, J. M., 1975, “ Prediction of the Effect of Flame Length on Temperature and Radiative Heat Flux Distributions in a Process Fluid Heater”, *Journal of the Institute of Fuel*, June, pp. 89-96.
- Siegel, R., e Howell, J. R., 1992, Thermal Radiation Heat Transfer, Hemisphere Publishing Corporation, 3^a ed., Washington.
- Sika, J., 1991, “Evaluation of Direct-Exchange Areas for a Cylindrical Enclosure”, *Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 1040-1044.
- Smith, T.F., Shen, Z. F., e friedman, J.N., 1982, “Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray Gases Model”, *Transactions of the ASME*, Vol. 104, pp. 602-608.
- Soufiani, A., e Djavdan, E., 1994, “ A Comparision Between Weighted Sum of Gray Gases and Statistical Narrow-Band Radiation Models for Combustion Applications”, *Combustion and Flame*, Vol. 97, pp. 240-250.
- Stull, Robert V., e Plass, Gilbert N., 1960, “ Emissivity of Dispersed Carbon Particles”, *Journal of the Optical Society of America*, Vol. 50, n. 2, pp. 121-129.
- Turns, S., 2011, An Introduction to Combustion, McGraw-Hill, New York.
- Vaglieco, B. M., Beretta, F., e D'Alessio, A., 1990, In Situ Evaluation of the Soot Refractive Index in the UV-Visible from the Measurement of the Scattering and Extinction Coefficients in Rich Flames”, *Combustion and Flame*, Vol. 79, pp. 259-271.

- Venizelos, Demetris T., Lou, Woujiang, e Charalampopoulos, Tryfon T., 1996, “Development of an Algorithm for the Calculation of the Scattering Properties of Agglomerates”, *Applied Optics*, Vol. 35, n. 3, January 20, pp. 542-548.
- Wood, C. P., e Samuelsen, G. S., 1985, “ Optical Measurements of Soot Size and Number Density in a Spray-Atomized, Swirl-Stabilized Combustor ”, *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 107, January, pp. 38-47.
- Yon, J., Lemaire, R., Thersen, E., Desgroux, P., Coppalle, A., e Ren, K. F., 2010, “Examination of Wavelength Dependent Soot Optical Properties of Diesel/Rapeseed Methyl Ester Mixture by Extinction Spectra Analysis an LII Measurements”, *Applied Physics B, Lasers and Optics*, Vol. 104, pp. 253-271.
- Zhao, H., e Ladommatos, N., 1998, “Optical Diagnostics for Soot and Temperature Measurement in Diesel Engines”, *Prog. Energy Combust. Sci.*, Vol. 24, pp. 221-255.

Apêndice A – Resultados Experimentais

Tabela A.1 Exemplo de Condições Operacionais de um Teste.

| | | |
|----------|---------------------|-------------------------|
| Ar | Vazão | 0,005m ³ /s |
| | Pressão | 0,517 bar |
| | Temperatura | 294,15 K |
| GLP | Vazão | 0,2m ³ /h |
| | Pressão | 0,294 bar |
| | Temperatura | 299,25 K |
| Tolueno | Massa inicial | 1,8096 kg |
| | Massa final | 1,6025 kg |
| | Tempo de escoamento | 1980 s |
| Água | Vazão | 0,160 m ³ /h |
| | Temperatura | 303,75 K |
| Ambiente | Pressão atmosférica | 0,946 bar |
| | Temperatura | 299,95 K |

Na Tabela A.2, T1 é a temperatura da água na entrada da serpentina de resfriamento e T2 a T6 as temperaturas da água a cada 200 mm de comprimento da câmara. T7 e T8 são temperaturas dos produtos de combustão no centro da câmara, nas posições axiais 400 e 1000 mm, respectivamente. As temperaturas de T1 a T6 são utilizadas no cálculo das trocas térmicas ocorridas nas seções da câmara, enquanto T7 e T8 foram utilizadas para monitorar a estabilidade da combustão, considerando-se que o escoamento estava em regime permanente quando os valores de T7 e T8 se tornavam estáveis.

Tabela A.2 Exemplo de Temperaturas Coletadas em um Teste.

| Tempo (s) | Tamb (°C) | T1(°C) | T2(°C) | T3(°C) | T4(°C) | T5(°C) | T6(°C) | T7(°C) | T8(°C) |
|-----------|-----------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 0 | 26,9 | 30,3 | 40,4 | 52,1 | 56,5 | 59,9 | 63,1 | 430,2 | 431,6 |
| 1 | 27,1 | 29,5 | 39,9 | 52,3 | 57,9 | 62,7 | 64,1 | 430,4 | 431,8 |
| 2 | 26,7 | 29,9 | 40,2 | 51,9 | 56,3 | 61,5 | 62,7 | 430,0 | 431,4 |
| ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| 74 | 26,7 | 30,5 | 41,0 | 51,3 | 57,5 | 62,5 | 64,5 | 430,0 | 431,4 |
| 75 | 26,7 | 29,9 | 40,7 | 51,9 | 57,3 | 62,2 | 64,7 | 430,0 | 431,4 |
| Média | 26,8 | 30,6 | 40,5 | 51,7 | 57,1 | 61,0 | 64,0 | 430,1 | 431,5 |

Na Tabela A.3, C1 a C6 indicam as correntes elétricas nos fotodiodos das janelas localizadas de 100 a 600 mm. C7 é a corrente elétrica produzida em um fotodiodo por um feixe de luz laser que não atravessa a câmara de combustão.

Tabela A.3 Corrente elétrica nos fotodiodos - Teste A

| Tempo (s) | C1(mA) | C2(mA) | C3(mA) | C4(mA) | C5(mA) | C6(mA) | C7(mA) |
|-----------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 0 | 0,328 | 0,216 | 0,110 | 0,080 | 0,017 | 0,079 | 0,229 |
| 1 | 0,235 | 0,196 | 0,070 | 0,095 | 0,077 | 0,089 | 0,293 |
| 2 | 0,210 | 0,162 | 0,075 | 0,115 | 0,067 | 0,030 | 0,244 |
| ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| 74 | 0,319 | 0,142 | 0,070 | 0,007 | 0,086 | 0,020 | 0,253 |
| 75 | 0,368 | 0,118 | 0,164 | 0,056 | 0,072 | 0,025 | 0,244 |
| Média | 0,329 | 0,184 | 0,117 | 0,049 | 0,064 | 0,051 | 0,258 |

A partir destes dados, foram calculadas as taxas de transferência de calor e as frações volumétricas de fuligem, gerando os resultados que são apresentados no Capítulo 4. Os resultados utilizados na elaboração dos gráficos do Capítulo 4 são apresentados a seguir na Tabela 4.4.

Tabela A.4 Resultados Experimentais

Fig. 4.1

| Posição | Swirl | 2,697 | 2,924 | 3,16 | 3,406 | 3,662 | 3,928 |
|---------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 100 | C1 [ppm] | 0,850407 | 0,793168 | 0,952513 | 1,134618 | 1,165325 | 1,462711 |
| 200 | C2 [ppm] | 0,616492 | 0,625074 | 0,703546 | 0,902335 | 1,050849 | 1,160439 |
| 300 | C3 [ppm] | 0,989276 | 1,075091 | 1,366572 | 1,722596 | 1,837826 | 1,675492 |
| 400 | C4 [ppm] | 1,464273 | 1,551409 | 1,754158 | 2,007763 | 1,971782 | 1,914303 |
| 500 | C5 [ppm] | 0,913775 | 1,038444 | 1,218883 | 1,537178 | 1,561825 | 1,331018 |
| 600 | C6 [ppm] | 1,371651 | 1,693903 | 1,716368 | 2,079016 | 2,081934 | 1,901569 |

Fig. 4.2

| Posição | Swirl | 2,697 | 2,924 | 3,16 | 3,406 | 3,662 | 3,928 |
|---------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 100 | C1 [ppm] | 0,40782 | 0,536611 | 0,61997 | 0,690239 | 0,728141 | 0,527224 |
| 200 | C2 [ppm] | 0,21801 | 0,344242 | 0,40401 | 0,447284 | 0,62715 | 0,472922 |
| 300 | C3 [ppm] | 0,487007 | 0,706779 | 0,87255 | 1,064078 | 1,412631 | 1,127999 |
| 400 | C4 [ppm] | 1,098749 | 1,237116 | 1,298317 | 1,406112 | 1,490979 | 1,50249 |
| 500 | C5 [ppm] | 0,629307 | 0,828045 | 0,925518 | 0,997239 | 1,261737 | 1,004066 |
| 600 | C6 [ppm] | 1,025003 | 1,352679 | 1,307882 | 1,289275 | 1,826965 | 1,387252 |

Fig. 4.3

| Posição | Swirl | 2,697 | 2,924 | 3,16 | 3,406 | 3,662 | 3,928 |
|---------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 100 | C1 [ppm] | 0,548383 | 0,680132 | 0,658848 | 0,535051 | 0,388901 | 0,417051 |
| 200 | C2 [ppm] | 0,718277 | 0,562478 | 0,622882 | 0,490322 | 0,286286 | 0,429184 |
| 300 | C3 [ppm] | 1,056069 | 0,776764 | 0,942891 | 0,823018 | 0,811905 | 0,851579 |
| 400 | C4 [ppm] | 1,912835 | 1,702115 | 1,927944 | 1,668188 | 1,995784 | 1,9166 |
| 500 | C5 [ppm] | 1,340634 | 0,914166 | 1,120555 | 0,899941 | 1,106318 | 1,045454 |
| 600 | C6 [ppm] | 2,038987 | 1,439191 | 1,691597 | 1,401365 | 1,653909 | 1,767777 |

Fig. 4.4

| Posição | Swirl | 2,697 | 2,924 | 3,16 | 3,406 | 3,662 | 3,928 |
|---------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 100 | C1 [ppm] | 0,68015 | 0,477346 | 0,433539 | 0,349494 | 0,369994 | 0,395284 |
| 200 | C2 [ppm] | 0,60092 | 0,640792 | 0,601277 | 0,471529 | 0,423504 | 0,494825 |
| 300 | C3 [ppm] | 1,000989 | 0,861397 | 0,874142 | 0,793739 | 0,720769 | 0,713856 |
| 400 | C4 [ppm] | 1,671578 | 1,635337 | 1,581359 | 1,579214 | 1,509171 | 1,588381 |
| 500 | C5 [ppm] | 0,741392 | 0,859842 | 0,689678 | 0,791156 | 0,752027 | 0,792517 |
| 600 | C6 [ppm] | 1,373689 | 1,413171 | 1,287983 | 1,321406 | 1,331285 | 1,332178 |

Fig. 4.5

| Posição | Swirl | 2,697 | 2,924 | 3,16 | 3,406 | 3,662 | 3,928 |
|---------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 100 | C1 [ppm] | 0,431103 | 0,285193 | 0,396488 | 0,308865 | 0,339823 | 0,387216 |
| 200 | C2 [ppm] | 0,441138 | 0,278756 | 0,234071 | 0,260175 | 0,265157 | 0,305211 |
| 300 | C3 [ppm] | 0,644636 | 0,373356 | 0,438985 | 0,366627 | 0,317685 | 0,375055 |
| 400 | C4 [ppm] | 1,366842 | 1,159762 | 0,930675 | 0,995383 | 0,917661 | 0,881502 |
| 500 | C5 [ppm] | 0,746693 | 0,553816 | 0,458966 | 0,456639 | 0,47448 | 0,430309 |
| 600 | C6 [ppm] | 1,191149 | 0,800191 | 0,802883 | 0,676855 | 0,69367 | 0,560634 |

Fig. 4.6

| Seção | Swirl | 2,697 | 2,924 | 3,16 | 3,406 | 3,662 | 3,928 |
|-------|--------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 100 | Q1[W] | 1699,356 | 1775,927 | 1732,518 | 1762,597 | 1866,755 | 1739,391 |
| 300 | Q2 [W] | 1877,771 | 1850,748 | 1852,898 | 1810,282 | 1830,441 | 1752,662 |
| 500 | Q3 [W] | 884,0807 | 788,2545 | 814,5379 | 696,9617 | 700,8916 | 650,5373 |
| 700 | Q4 [W] | 677,4572 | 646,3528 | 613,2686 | 536,4421 | 475,1244 | 413,1663 |
| 900 | Q5 [W] | 513,858 | 472,0112 | 433,5538 | 394,61 | 405,6859 | 354,8336 |

Fig. 4.7

| Seção | Swirl | 2,697 | 2,924 | 3,16 | 3,406 | 3,662 | 3,928 |
|-------|--------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 100 | Q1[W] | 2138,297 | 2168,585 | 2136,556 | 2142,326 | 2080,297 | 1941,628 |
| 300 | Q2 [W] | 2148,742 | 2132,072 | 2116,59 | 2096,015 | 2006,845 | 1834,332 |
| 500 | Q3 [W] | 940,6844 | 918,6008 | 958,9899 | 939,4716 | 883,5967 | 749,0156 |
| 700 | Q4 [W] | 790,773 | 795,091 | 740,8363 | 716,3195 | 687,6491 | 536,7239 |
| 900 | Q5 [W] | 554,4645 | 514,3858 | 525,846 | 493,0915 | 429,0395 | 345,454 |

Fig. 4.8

| Seção | Swirl | 2,697 | 2,924 | 3,16 | 3,406 | 3,662 | 3,928 |
|-------|--------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 100 | Q1[W] | 2115,685 | 2063,89 | 2126,486 | 2189,509 | 2034,912 | 2053,664 |
| 300 | Q2 [W] | 1868,239 | 1929,777 | 1956,402 | 1956,096 | 1962,881 | 1898,909 |
| 500 | Q3 [W] | 801,711 | 906,5449 | 926,0211 | 862,5582 | 891,8275 | 758,3352 |
| 700 | Q4 [W] | 639,3114 | 682,1356 | 686,7596 | 621,0906 | 655,8279 | 535,7809 |
| 900 | Q5 [W] | 485,4513 | 522,0476 | 514,0169 | 521,842 | 486,5425 | 390,2934 |

Fig. 4.9

| Seção | Swirl | 2,697 | 2,924 | 3,16 | 3,406 | 3,662 | 3,928 |
|-------|--------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 100 | Q1[W] | 2073,277 | 2134,372 | 2105,342 | 1998,879 | 1910,18 | 1867,454 |
| 300 | Q2 [W] | 1928,007 | 1952,622 | 1939,784 | 2012,399 | 2043,725 | 1991,03 |
| 500 | Q3 [W] | 883,5974 | 892,6776 | 897,1483 | 888,1095 | 873,6841 | 849,7469 |
| 700 | Q4 [W] | 705,8846 | 675,7423 | 673,6852 | 679,4039 | 691,4346 | 606,1729 |
| 900 | Q5 [W] | 537,2999 | 529,459 | 495,3235 | 482,1072 | 495,572 | 438,4642 |

Fig. 4.10

| Seção | Swirl | 2,697 | 2,924 | 3,16 | 3,406 | 3,662 | 3,928 |
|-------|--------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 100 | Q1[W] | 2023,14 | 2021,284 | 2216,807 | 2149,72 | 2129,26 | 1861,835 |
| 300 | Q2 [W] | 1880,301 | 1885,615 | 1864,169 | 1832,544 | 1824,655 | 1633,135 |
| 500 | Q3 [W] | 899,4625 | 885,8141 | 829,3199 | 814,8561 | 781,9764 | 626,4225 |
| 700 | Q4 [W] | 582,4686 | 620,1481 | 583,8577 | 568,3147 | 523,7104 | 364,5962 |
| 900 | Q5 [W] | 558,4218 | 567,3073 | 569,2096 | 528,9426 | 457,5438 | 367,4943 |

Fig. 4.11

| Swirl | C1 [ppm] | C2 [ppm] | C3 [ppm] | C4 [ppm] | C5 [ppm] | C6 [ppm] |
|-------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 2,697 | 0,850407 | 0,616492 | 0,989276 | 1,464273 | 0,913775 | 1,371651 |
| 2,924 | 0,793168 | 0,625074 | 1,075091 | 1,551409 | 1,038444 | 1,693903 |
| 3,16 | 0,952513 | 0,703546 | 1,366572 | 1,754158 | 1,218883 | 1,716368 |
| 3,406 | 1,134618 | 0,902335 | 1,722596 | 2,007763 | 1,537178 | 2,079016 |
| 3,662 | 1,165325 | 1,050849 | 1,837826 | 1,971782 | 1,561825 | 2,081934 |
| 3,928 | 1,462711 | 1,160439 | 1,675492 | 1,914303 | 1,331018 | 1,901569 |

Fig. 4.12

| Swirl | C1 [ppm] | C2 [ppm] | C3 [ppm] | C4 [ppm] | C5 [ppm] | C6 [ppm] |
|-------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 2,697 | 0,40782 | 0,21801 | 0,487007 | 1,098749 | 0,629307 | 1,025003 |
| 2,924 | 0,536611 | 0,344242 | 0,706779 | 1,237116 | 0,828045 | 1,352679 |
| 3,16 | 0,61997 | 0,40401 | 0,87255 | 1,298317 | 0,925518 | 1,307882 |
| 3,406 | 0,690239 | 0,447284 | 1,064078 | 1,406112 | 0,997239 | 1,289275 |
| 3,662 | 0,728141 | 0,62715 | 1,412631 | 1,490979 | 1,261737 | 1,826965 |
| 3,928 | 0,527224 | 0,472922 | 1,127999 | 1,50249 | 1,004066 | 1,387252 |

F.g. 4.13

| <i>Swirl</i> | C1 [ppm] | C2 [ppm] | C3 [ppm] | C4 [ppm] | C5 [ppm] | C6 [ppm] |
|--------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 2,697 | 0,548383 | 0,718277 | 1,056069 | 1,912835 | 1,340634 | 2,038987 |
| 2,924 | 0,680132 | 0,562478 | 0,776764 | 1,702115 | 0,914166 | 1,439191 |
| 3,16 | 0,658848 | 0,622882 | 0,942891 | 1,927944 | 1,120555 | 1,691597 |
| 3,406 | 0,535051 | 0,490322 | 0,823018 | 1,668188 | 0,899941 | 1,401365 |
| 3,662 | 0,388901 | 0,286286 | 0,811905 | 1,995784 | 1,106318 | 1,653909 |
| 3,928 | 0,417051 | 0,429184 | 0,851579 | 1,9166 | 1,045454 | 1,767777 |

F.g. 4.14

| <i>Swirl</i> | C1 [ppm] | C2 [ppm] | C3 [ppm] | C4 [ppm] | C5 [ppm] | C6 [ppm] |
|--------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 2,697 | 0,68015 | 0,60092 | 1,000989 | 1,671578 | 0,741392 | 1,373689 |
| 2,924 | 0,477346 | 0,640792 | 0,861397 | 1,635337 | 0,859842 | 1,413171 |
| 3,16 | 0,433539 | 0,601277 | 0,874142 | 1,581359 | 0,689678 | 1,287983 |
| 3,406 | 0,349494 | 0,471529 | 0,793739 | 1,579214 | 0,791156 | 1,321406 |
| 3,662 | 0,369994 | 0,423504 | 0,720769 | 1,509171 | 0,752027 | 1,331285 |
| 3,928 | 0,395284 | 0,494825 | 0,713856 | 1,588381 | 0,792517 | 1,332178 |

Fig. 4.15

| <i>Swirl</i> | C1 [ppm] | C2 [ppm] | C3 [ppm] | C4 [ppm] | C5 [ppm] | C6 [ppm] |
|--------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 2,697 | 0,431103 | 0,441138 | 0,644636 | 1,366842 | 0,746693 | 1,191149 |
| 2,924 | 0,285193 | 0,278756 | 0,373356 | 1,159762 | 0,553816 | 0,800191 |
| 3,16 | 0,396488 | 0,234071 | 0,438985 | 0,930675 | 0,458966 | 0,802883 |
| 3,406 | 0,308865 | 0,260175 | 0,366627 | 0,995383 | 0,456639 | 0,676855 |
| 3,662 | 0,339823 | 0,265157 | 0,317685 | 0,917661 | 0,47448 | 0,69367 |
| 3,928 | 0,387216 | 0,305211 | 0,375055 | 0,881502 | 0,430309 | 0,560634 |

F.g. 4.16

| <i>Swirl</i> | Q1[W] | Q2 [W] | Q3 [W] | Q4 [w] | Q5 [w] |
|--------------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 2,697 | 1699,356 | 1877,771 | 884,0807 | 677,4572 | 513,858 |
| 2,924 | 1775,927 | 1850,748 | 788,2545 | 646,3528 | 472,0112 |
| 3,16 | 1732,518 | 1852,898 | 814,5379 | 613,2686 | 433,5538 |
| 3,406 | 1762,597 | 1810,282 | 696,9617 | 536,4421 | 394,61 |
| 3,662 | 1866,755 | 1830,441 | 700,8916 | 475,1244 | 405,6859 |
| 3,928 | 1739,391 | 1752,662 | 650,5373 | 413,1663 | 354,8336 |

Fig. 4.17

| Swirl | Q1[W] | Q2 [W] | Q3 [W] | Q4 [w] | Q5 [w] |
|-------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 2,697 | 2138,297 | 2148,742 | 940,6844 | 790,773 | 554,4645 |
| 2,924 | 2168,585 | 2132,072 | 918,6008 | 795,091 | 514,3858 |
| 3,16 | 2136,556 | 2116,59 | 958,9899 | 740,8363 | 525,846 |
| 3,406 | 2142,326 | 2096,015 | 939,4716 | 716,3195 | 493,0915 |
| 3,662 | 2080,297 | 2006,845 | 883,5967 | 687,6491 | 429,0395 |
| 3,928 | 1941,628 | 1834,332 | 749,0156 | 536,7239 | 345,454 |

Fig. 4.18

| Swirl | Q1[W] | Q2 [W] | Q3 [W] | Q4 [w] | Q5 [w] |
|-------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 2,697 | 2115,685 | 1868,239 | 801,711 | 639,3114 | 485,4513 |
| 2,924 | 2063,89 | 1929,777 | 906,5449 | 682,1356 | 522,0476 |
| 3,16 | 2126,486 | 1956,402 | 926,0211 | 686,7596 | 514,0169 |
| 3,406 | 2189,509 | 1956,096 | 862,5582 | 621,0906 | 521,842 |
| 3,662 | 2034,912 | 1962,881 | 891,8275 | 655,8279 | 486,5425 |
| 3,928 | 2053,664 | 1898,909 | 758,3352 | 535,7809 | 390,2934 |

Fig. 4.19

| Swirl | Q1[W] | Q2 [W] | Q3 [W] | Q4 [w] | Q5 [w] |
|-------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 2,697 | 2073,277 | 1928,007 | 883,5974 | 705,8846 | 537,2999 |
| 2,924 | 2134,372 | 1952,622 | 892,6776 | 675,7423 | 529,459 |
| 3,16 | 2105,342 | 1939,784 | 897,1483 | 673,6852 | 495,3235 |
| 3,406 | 1998,879 | 2012,399 | 888,1095 | 679,4039 | 482,1072 |
| 3,662 | 1910,18 | 2043,725 | 873,6841 | 691,4346 | 495,572 |
| 3,928 | 1867,454 | 1991,03 | 849,7469 | 606,1729 | 438,4642 |

Fig. 4.20

| Swirl | Q1[W] | Q2 [W] | Q3 [W] | Q4 [w] | Q5 [w] |
|-------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 2,697 | 2023,14 | 1880,301 | 899,4625 | 582,4686 | 558,4218 |
| 2,924 | 2021,284 | 1885,615 | 885,8141 | 620,1481 | 567,3073 |
| 3,16 | 2216,807 | 1864,169 | 829,3199 | 583,8577 | 569,2096 |
| 3,406 | 2149,72 | 1832,544 | 814,8561 | 568,3147 | 528,9426 |
| 3,662 | 2129,26 | 1824,655 | 781,9764 | 523,7104 | 457,5438 |
| 3,928 | 1861,835 | 1633,135 | 626,4225 | 364,5962 | 367,4943 |

Apêndice B – Código Computacional

```

/* Procedimento para calcular troca de calor da câmara de combustão
   usando nz zonas, ra divisões radiais. Há presença de fuligem */
#include<stdio.h> /* biblioteca c */
#include<math.h> /* biblioteca c */
#include<stdlib.h> /* biblioteca c */
#define pi M_PI
#define sig 5.6697e-8 /* constante de Stefan-Boltzmann */
#define ax 20 /* numero de divisoes axiais */
#define ra 3 /* numero de divisoes radiais */
#define n 63 /* n = ra*(ax+1) = zonas com T incognita */
#define nz 86 /* nz = ra*(ax+2) + ax = todas as zonas */
main()
{
FILE *ff;
double
s[nz][nz],s0[nz][nz],s1[nz][nz],s2[nz][nz],s3[nz][nz],s4[nz][nz],s5[nz][nz],HA,ss,sw,ww,gs,gw,gg,r,r1,r2,h1,h
2,b1,b2,hh,k,somass(),somasw(),somaww(),somags(),somagw(),somagg(),vol,as,aw,A[n][n+1],Y[n],T[nz],
F[nz],D[nz],J[n][n],MY,Tol,h,a0(),a1(),a2(),a3(),a4(),a5(),m,hc,hs,convec,cp,Qif,k0,k1,k2,k3,k4,k5,ks0,ks1,k
g0,kg1,kg2,To,x,y,delta,fv,Lf;

int i,j,jj,ka,aux,aux2,N,p,kk;

for(i=0;i<=nz-1;i++)
{
for(j=0;j<=nz-1;j++)
{
s[i][j]=0.0;
s0[i][j]=0.0;
s1[i][j]=0.0;
s2[i][j]=0.0;
s3[i][j]=0.0;
s4[i][j]=0.0;
s5[i][j]=0.0;
}
}
r=0.0750/ra; /* r é o raio da câmara dividido por ra */
r1=r;
r2=r;
b1=r;
b2=r;
hh=1.0;
h1=hh/((n-ra)/ra);
h2=h1;
as=pi*r1*r1;
aw=2.0*pi*(r*ra*h1);
vol=pi*r1*r1*h1;
m=0.00219556; /* descarga de gases na câmara em kg/s */
cp=0.4; /* calor específico do ar */
hc=10.0; /* coeficiente de convecção nas superfícies cilíndricas */
hs=10.0; /* coeficiente de convecção nas superfícies planas */
fv=2.0e-6; /* fração volumétrica de fuligem*/
ks0=exp(13.7+1.001*log(fv));

```

```

ks1=exp(14.83+0.9951*log(fv));
kg0=0.4201;
kg1=6.516;
kg2=131.9;
k0=ks0+kg0;
k1=ks0+kg1;
k2=ks0+kg2;
k3=ks1+kg0;
k4=ks1+kg1;
k5=ks1+kg2;
Lf=0.8; /* comprimento da chama */
Qif=9005.0; /* energia total fornecida pela combustão */
To=300.0;
delta=35.0;
for(ka=0;ka<=5;ka++)
{
if(ka==0)
k=k0;
if(ka==1)
k=k1;
if(ka==2)
k=k2;
if(ka==3)
k=k3;
if(ka==4)
k=k4;
if(ka==5)
k=k5;

/* ***** Cálculo das áreas de troca direta ***** */
/* ***** ss ***** */
for(i=1;i<=ra;i++)
{
for(j=1;j<=ra;j++)
{
s[nz-2*ra+i-1][nz-ra+j-1]=somass(r1*i,r2*j,b1,b2,hh,k);
s[nz-ra+j-1][nz-2*ra+i-1]=s[nz-2*ra+i-1][nz-ra+j-1];
}
}

/* ***** gs ***** */
for(i=1;i<=ra;i++)
{
r2=i*r;
for(j=0;j<=n-ra-1;j++)
{
r1=(j/ax+1)*r;
hh=(j%ax+1)*h1;
s[nz-2*ra+i-1][j]=somags(r1,r2,h1,b1,b2,hh,k);
s[j][nz-2*ra+i-1]=s[nz-2*ra+i-1][j];
hh=(ax-j%ax)*h1;
s[nz-ra+i-1][j]=somags(r1,r2,h1,b1,b2,hh,k);
s[j][nz-ra+i-1]=s[nz-ra+i-1][j];
}
}
}

```

```

/* ***** sw ***** */
for(i=1;i<=ra;i++)
{
  r2=i*r;
  for(j=n-ra;j<=nz-2*ra-1;j++)
  {
    r1=ra*r;
    hh=(j%ax+1)*h1;
    s[nz-2*ra+i-1][j]=somasw(r1,r2,h1,b2,hh,k);
    s[j][nz-2*ra+i-1]=s[nz-2*ra+i-1][j];
    hh=(ax-j%ax)*h1;
    s[nz-ra+i-1][j]=somasw(r1,r2,h1,b2,hh,k);
    s[j][nz-ra+i-1]=s[nz-ra+i-1][j];
  }
}

```

```

/* ***** ww ***** */
r1=ra*r;
for(i=n-ra;i<=nz-2*ra-1;i++)
{
  for(j=i;j<=nz-2*ra-1;j++)
  {
    hh=(j-i+1)*h1;
    s[i][j]=somaww(r1,h1,h2,hh,k);
    s[j][i]=s[i][j];
  }
}

```

```

/* ***** gg ***** */
for(i=0;i<=n-ra-1;i++)
{
  r1=(i/ax+1)*r;
  for(j=i;j<=n-ra-1;j++)
  {
    r2=(j/ax+1)*r;
    hh=(abs((i%ax)-(j%ax))+1)*h1;
    s[i][j]=somagg(r1,r2,b1,b2,h1,h2,hh,k);
    s[j][i]=s[i][j];
  }
}

```

```

/* ***** gw ***** */
for(i=0;i<=n-ra-1;i++)
{
  r1=(i/ax+1)*r;
  for(j=n-ra;j<=nz-2*ra-1;j++)
  {
    r2=ra*r;
    hh=(abs((i%ax)-(j%ax))+1)*h1;
    s[i][j]=somagw(r1,r2,b1,h1,h2,hh,k);
    s[j][i]=s[i][j];
  }
}

```

```

if(ka==0)
{

```

```

ff=fopen("areas.dat","w"); /*areas.dat é o arquivo da áreas de troca calculadas */
for(i=0;i<=nz-1;i++)
{
for(j=0;j<=nz-1;j++)
{
s0[i][j]=s[i][j];
fprintf(ff,"%2.1d %2.1d %15.14f\n",i,j,s[i][j]);
}
fprintf(ff," \n");
}
fclose(ff);
}
if(ka==1)
{
for(i=0;i<=nz-1;i++)
{
for(j=0;j<=nz-1;j++)
{
s1[i][j]=s[i][j];
}
}
}
if(ka==2)
{
for(i=0;i<=nz-1;i++)
{
for(j=0;j<=nz-1;j++)
{
s2[i][j]=s[i][j];
}
}
}
if(ka==3)
{
for(i=0;i<=nz-1;i++)
{
for(j=0;j<=nz-1;j++)
{
s3[i][j]=s[i][j];
}
}
}
if(ka==4)
{
for(i=0;i<=nz-1;i++)
{
for(j=0;j<=nz-1;j++)
{
s4[i][j]=s[i][j];
}
}
}
if(ka==5)
{

```



```

    for(j=0;j<=nz-1;j++)
        {
            s5[i][j]=s[i][j];
        }
    }
}
ss=somass(r1,r2,b1,b2,hh,k);
printf("ss = %15.14f\n",ss);
printf(" Areas calculadas\n");
/*****
h = 0.1; /* incremento para calculo numerico de derivada */
Tol = 0.010; /* tolerancia */
N = 30000; /* numero maximo de iteracoes */

/* Programa principal. Resoluçao de sistema não linear de equações pelo método de Newton */
/* APROXIMACAO INICIAL */
for(i=0;i<=n-ra-1;i++)
    T[i] =1500.0;
for(i=n-ra;i<=nz-2*ra-1;i++)
    T[i]=400.0-(i%ax)*(delta/(ax-1));
for(i=nz-2*ra;i<=nz-ra-1;i++)
    T[i]=1500.0;
for(i=nz-ra;i<=nz-1;i++)
    T[i]=400.0; /* 450.0 */
To=300.0;
kk = 0;
printf(" kk  T0      T2      T3      T4\n");
printf(" %2.1d  %9.3f  %9.3f  %9.3f  %9.3f\n",kk,T[0],T[5],T[15],T[25]);

    /* step 1 */
kk = 1;
aux = 0;

    /* step 2 */
while(kk<=N&&aux==0) /* fazer steps 3 a 7 */
    {
        /*step 3 */
        for(i=0;i<=n-1;i++)
            {
                HA=0.0;convec=0.0;
                for(jj=0;jj<=nz-1;jj++)
                    {
                        if(i<n-ra)
                            {
                                HA+=(a0(T[jj])*(s0[jj][i])+a1(T[jj])*(s1[jj][i])+a2(T[jj])*(s2[jj][i])+a3(T[jj])*(s3[jj][i])+a4(T[jj])*(s4[jj][i])+a5(T[jj])*(s5[jj][i]))*sig*pow(T[jj],4.0);
                            }
                        else
                            {
                                HA+=(a0(T[jj])*(s0[jj][i+ax])+a1(T[jj])*(s1[jj][i+ax])+a2(T[jj])*(s2[jj][i+ax])+a3(T[jj])*(s3[jj][i+ax])+a4(T[jj])*(s4[jj][i+ax])+a5(T[jj])*(s5[jj][i+ax]))*sig*pow(T[jj],4.0);
                            }
                    }
            }
    }

```

```

    }
    if((i/ax)>=(ra-1) & (i<n-ra))
        convec+=hc*aw*(T[i]-T[i+ax]);
    if(((i%ax)==0) & (i<n-ra))
    {
        as=pi*((i/ax+1)*(i/ax+1)*r*r-(i/ax)*(i/ax)*r*r);
        convec+=hs*as*(T[i]-T[nz-2*ra+i/ax]);
    }
    vol=pi*((i/ax+1)*(i/ax+1)*r*r-(i/ax)*(i/ax)*r*r)*h1;
    m=m/ra;
    if(i<=n-ra-1)
    {
F[i]=(a0(T[i])*k0+a1(T[i])*k1+a2(T[i])*k2+a3(T[i])*k3+a4(T[i])*k4+a5(T[i])*k5)*4.0*sig*vol*pow(T[i],4.0)-HA;
    if(i%ax==0)
        F[i]+=m*cp*(T[i]-To)+convec;
    else
        F[i]+=m*cp*(T[i]-T[i-1])+convec;
    if(((i%ax)*h1<Lf*ax*h1) /* && (i/ax)*r<=2.0*r*ra/3.0) */
        F[i]=-6.0*Qif*((i%ax)*h1/Lf-(i%ax)*(i%ax)*h1*h1/(Lf*Lf))/(Lf);
    }
    else
    {
        aux2=i+ax;
        as=pi*((i%ax+1)*(i%ax+1)*r*r-(i%ax)*(i%ax)*r*r);
        convec=hs*as*(T[aux2]-T[(i%ax)*ax]);
        F[i]=as*sig*pow(T[aux2],4.0)-HA+convec;
    }
    for(j=0;j<=n-1;j++)
    {
        if(j<=n-ra-1)
            T[j]+=h;
        else
            T[j+ax]+=h;
        HA=0.0;convec=0.0;
        for(jj=0;jj<=nz-1;jj++)
        {
            if(i<n-ra)
            {
HA+=(a0(T[jj])*(s0[jj][i])+a1(T[jj])*(s1[jj][i])+a2(T[jj])*(s2[jj][i])+a3(T[jj])*(s3[jj][i])+a4(T[jj])*(s4[jj][i])+a5(T[jj])*(s5[jj][i]))*sig*pow(T[jj],4.0);
            }
            else
            {
HA+=(a0(T[jj])*(s0[jj][i+ax])+a1(T[jj])*(s1[jj][i+ax])+a2(T[jj])*(s2[jj][i+ax])+a3(T[jj])*(s3[jj][i+ax])+a4(T[jj])*(s4[jj][i+ax])+a5(T[jj])*(s5[jj][i+ax]))*sig*pow(T[jj],4.0);
            }
            }
        if((i/ax)>=(ra-1) & (i<n-ra))
            convec+=hc*aw*(T[i]-T[i+ax]);
        if((i%ax)==0 & (i<n-ra))
        {
            as=pi*((i/ax+1)*(i/ax+1)*r*r-(i/ax)*(i/ax)*r*r);
            convec+=hs*as*(T[i]-T[nz-2*ra+i/ax]);

```

```

    }
    vol=pi*((i/ax+1)*(i/ax+1)*r-r-(i/ax)*(i/ax)*r*r)*h1;
    m=m/ra;
    if(i<=n-ra-1)
    {
D[i]=(a0(T[i])*k0+a1(T[i])*k1+a2(T[i])*k2+a3(T[i])*k3+a4(T[i])*k4+a5(T[i])*k5)*4.0*sig*vol*pow(T[i],4.0)-HA;
    if(i%ax==0)
        D[i]+=m*cp*(T[i]-To)+convec;
    else
        D[i]+=m*cp*(T[i]-T[i-1])+convec;
    if((i%ax)*h1<Lf*ax*h1) /* && (i/ax)*r<=2.0*r*ra/3.0)*/
D[i]=-6.0*Qif*((i%ax)*h1/Lf-(i%ax)*(i%ax)*h1*h1/(Lf*Lf))/(Lf);
    }
    else
    {
        aux2=i+ax;
        as=pi*((i%ax+1)*(i%ax+1)*r-r-(i%ax)*(i%ax)*r*r);
        convec=hs*as*(T[aux2]-T[(i%ax)*ax]);
        D[i]=as*sig*pow(T[aux2],4.0)-HA+convec;
    }
    J[i][j]=(D[i]-F[i])/h;
    if(j<=n-ra-1)
        T[j]-=h;
    else
        T[j+ax]-=h;
    }
}
for(i=0;i<=n-1;i++)
{
    Y[i] = 0.0;
    A[i][n] = - F[i];
    for(p=0;p<=n-1;p++)
        A[i][p] = J[i][p];
}

/* step 4 */
Gauss(A,Y);

/* step 5 */
for(i=0;i<=n-1;i++)
{
    if(i<=n-ra-1)
        T[i]+=0.01*Y[i];
    else
        T[i+ax]+=0.01*Y[i];
}

/* step 6 */
MY=0.0;
for(i=0;i<=n-1;i++)
    MY+=(Y[i])*(Y[i]);
MY=sqrt(MY);
printf(" %2.1d %9.3f %9.3f %9.3f %9.3f %9.3f\n",kk,T[0],T[5],T[15],T[25],T[32]);
if(MY<Tol)
    aux = 1;
else

```

```

        kk = kk + 1;
    }

    /* step 8 */
    if(kk>N)
        printf(" Numero maximo de iteracoes excedido\n");
        printf("%2.1d %9.3f %9.3f %9.3f %9.3f\n",kk,F[0],F[1],F[2],F[3]);
ff=fopen("Tdist.dat","w");
for(i=0;i<=nz-1;i++)
{
    fprintf(ff,"%4.3d %5.2f ",i,T[i]);
    fprintf(ff," \n");
}
fclose(ff);
for(i=0;i<=nz-1;i++) /* Cálculo das trocas térmicas*/
{
    HA=0.0;convec=0.0;
    for(jj=0;jj<=nz-1;jj++)
    {
        HA+=(a0(T[jj])*(s0[jj][i])+a1(T[jj])*(s1[jj][i])+a2(T[jj])*(s2[jj][i])+a3(T[jj])*(s3[jj][i])+a4(T[jj])*(s4[jj][i])+a5(T[jj])*(s5[jj][i]))*sig*pow(T[jj],4.0);
    }
    if((i/ax)>=(ra-1) & (i<n-ra))
        convec+=hc*aw*(T[i]-T[i+ax]);
    if((i%ax)==0 & (i<n-ra))
    {
        as=pi*((i/ax+1)*(i/ax+1)*r*r-(i/ax)*(i/ax)*r*r);
        convec+=hs*as*(T[i]-T[nz-2*ra+i/ax]);
    }
    vol=pi*((i/ax+1)*(i/ax+1)*r*r-(i/ax)*(i/ax)*r*r)*h1;
    m=m/ra;
    if(i<=n-ra-1)
    {
        F[i]=(a0(T[i])*k0+a1(T[i])*k1+a2(T[i])*k2+a3(T[i])*k3+a4(T[i])*k4+a5(T[i])*k5)*4.0*sig*vol*pow(T[i],4.0)-
HA;
        if(i%ax==0)
            F[i]+=m*cp*(T[i]-To)+convec;
        else
            F[i]+=m*cp*(T[i]-T[i-1])+convec;
        if(((i%ax)*h1<Lf*ax*h1) /* && (i/ax)*r<=2.0*r*ra/3.0) */
            F[i]=6.0*Qif*((i%ax)*h1/Lf-(i%ax)*(i%ax)*h1*h1/(Lf*Lf))/(Lf);
        }
        else
        {
            if(i<=nz-2*ra-1)
            {
                convec=hc*aw*(T[i]-T[i-ax]);
                F[i]=aw*sig*pow(T[i],4.0)-
HA+convec+(a0(T[i])*(s0[i][i])+a1(T[i])*(s1[i][i])+a2(T[i])*(s2[i][i])+a3(T[i])*(s3[i][i])+a4(T[i])*(s4[i][i])+a5(T[i])*(s5[i][i]))*sig*pow(T[i],4.0);
            }
            else
            {
                if(i<=nz-ra-1)
                {

```

```

        as=pi*((i%ax+1)*(i%ax+1)*r*r-(i%ax)*(i%ax)*r*r);
        convec=hs*as*(T[i]-T[(i%ax)*ax]);
        F[i]=as*sig*pow(T[i],4.0)-
HA+convec+(a0(T[i])*(s0[i][i])+a1(T[i])*(s1[i][i])+a2(T[i])*(s2[i][i])+a3(T[i])*(s3[i][i])+a4(T[i])*(s4[i][i])+a5(T[i])*(
(s5[i][i])))*sig*pow(T[i],4.0);
    }
    else
    {
        as=pi*(((i-ra)%ax+1)*((i-ra)%ax+1)*r*r-((i-ra)%ax)*((i-ra)%ax)*r*r); /* sup. direita*/
        F[i]=as*sig*pow(T[i],4.0)-
HA+convec+(a0(T[i])*(s0[i][i])+a1(T[i])*(s1[i][i])+a2(T[i])*(s2[i][i])+a3(T[i])*(s3[i][i])+a4(T[i])*(s4[i][i])+a5(T[i])*(
s5[i][i])))*sig*pow(T[i],4.0);
    }
}
}
}
ff=fopen("Q.dat","w");
for(i=0;i<=nz-1;i++)
{
    fprintf(ff,"%4.3d  %5.2f\n",i,F[i]);
    fprintf(ff," \n");
}
fclose(ff);
}
/* Fim do programa principal */

```

/*Funções utilizadas */

```

double a0(x)
double x;
{
    double r;
    r=6.508e-1-5.551e-4*x+3.029e-7*x*x-5.353e-11*x*x*x;
    r*=1.447-7.943e-4*x+7.977e-8*x*x;
    return(r);
}
double a1(x)
double x;
{
    double r;
    r=-0.2504e-1+6.112e-4*x-3.882e-7*x*x+6.528e-11*x*x*x;
    r*=1.447-7.943e-4*x+7.977e-8*x*x;
    return(r);
}
double a2(x)
double x;
{
    double r;
    r=2.718e-1-3.118e-4*x+1.221e-7*x*x-1.612e-11*x*x*x;
    r*=1.447-7.943e-4*x+7.977e-8*x*x;
    return(r);
}
double a3(x)
double x;
{

```

```

        double r;
        r=6.508e-1-5.551e-4*x+3.029e-7*x*x-5.353e-11*x*x*x;
        r*=1.0-(1.447-7.943e-4*x+7.977e-8*x*x);
        return(r);
    }
double a4(x)
double x;
{
    double r;
    r=-0.2504e-1+6.112e-4*x-3.882e-7*x*x+6.528e-11*x*x*x;
    r*=1.0-(1.447-7.943e-4*x+7.977e-8*x*x);
    return(r);
}
double a5(x)
double x;
{
    double r;
    r=2.718e-1-3.118e-4*x+1.221e-7*x*x-1.612e-11*x*x*x;
    r*=1.0-(1.447-7.943e-4*x+7.977e-8*x*x);
    return(r);
}
double c(x)
double x;
{
    double r;
    r=x;
    r=0.0;
    return(r);
}
double d(r1,r2,hh,x)
double r1,r2,hh,x;
{
    double r,b;
    if(r1!=0.0 && r2!=0.0 && hh!=0.0 && x!=0.0)
    {
        if(r1==r2)
            b = 2.0*r1*sin(x/2.0);
        else b = sqrt(r1*r1+r2*r2-2.0*r1*r2*cos(x));
        r=atan(hh/b);
    }
    else r=0.0;
    return(r);
}
double somass(r1,r2,b1,b2,hh,k)
double r1,r2,b1,b2,hh,k;
{
    double a,b,aa,ss(),x[2],y[2],qsi[4],r;
    int i,j;
    a=0.0;
    b=pi;
    x[0]=r1;
    x[1]=r1-b1;
    y[0]=r2;
    y[1]=r2-b2;
    qsi[0]=1.0;
    qsi[1]=-1.0;

```

```

qsi[2]=-1.0;
qsi[3]=1.0;
aa=0.0;
for(i=0;i<=1;i++)
{
for(j=0;j<=1;j++)
{
r1=x[j];
r2=y[j];
aa+=qsi[i]*(qsi[j])*ss(a,b,r1,r2,hh,k);
}
}
r=aa;
if(r<0.0) r=0.0;
return(r);
}
double ss(a,b,r1,r2,hh,k)
double a,b,r1,r2,hh,k;
{
double fss1(),fss2(),ig1(),s1s2,r;
s1s2=ig1(a,b,r1,r2,hh,k,fss1);
b=fabs(r2-r1);
b/=hh;
b=atan(b);
s1s2+=ig1(a,b,r1,r2,hh,k,fss2);
r=s1s2;
return(r);
}
/* Funcao a ser integrada*/
double fss1(r1,r2,hh,k,x)
double r1,r2,hh,k,x;
{
double r,p,b;
if(r1 != 0.0)
{
if(r1==r2)
{
b = 2.0*r1*sin(x/2.0);
p = r1*r2*(pi - x - sin(x))*sin(x);
}
else
{
b=sqrt(r1*r1 + r2*r2 - 2.0*r1*r2*cos(x));
p=(r1*r1*acos((r1 - r2*cos(x))/b) + r2*r2*acos((r2 - r1*cos(x))/b) - r1*r2*sin(x))*sin(x);
}
r=p*exp((-k*sqrt(b*b + hh*hh)))/((b*b + hh*hh)*(b*b + hh*hh));
r*=2*r1*r2*hh*hh;
}
else r = 0.0;
return(r);
}
double fss2(r1,r2,hh,k,x)
double r1,r2,hh,k,x;
{
double r,rmin;
rmin=r1;

```

```

        if(r1>r2)
            rmin=r2;
        r = sin(x)*cos(x)*exp((-k*hh/cos(x)));
        r*=2*pi*rmin*rmin;
        return(r);
    }
double somasw(r1,r2,h1,b2,hh,k)
double r1,r2,h1,b2,hh,k;
{
double a,b,aa,sw(),z[2],y[2],qsi[4],r;
int i,j;
a=0.0;
b=pi;
y[0]=r2;
y[1]=r2-b2;
z[0]=hh;
z[1]=fabs(hh-h1);
qsi[0]=1.0;
qsi[1]=-1.0;
qsi[2]=-1.0;
qsi[3]=1.0;
aa=0.0;
for(i=0;i<=1;i++)
    {
        for(j=0;j<=1;j++)
            {
                r2=y[i];
                hh=z[j];
                aa+=qsi[i]*(qsi[j])*sw(a,b,r1,r2,hh,k);
            }
    }
r=aa;
if(r<0.0) r=0.0;
return(r);
}
double sw(a,b,r1,r2,hh,k)
double a,b,r1,r2,hh,k;
{
double fsw1(),fsw2(),ig1(),s1w2,r;
/* If para evitar problemas caso r1=0 ou r2=0 */
if((r1+r2)!=0.0)
    {
        s1w2=ig1(a,b,r1,r2,hh,k,fsw1);
        b=atan(hh/(r1+r2));
        s1w2+=ig1(a,b,r1,r2,hh,k,fsw2);
        r=s1w2;
    }
else r=0.0;
return(r);
}
/* Funcao a ser integrada*/
double fsw1(r1,r2,hh,k,x)
double r1,r2,hh,k,x;
{
    double r,bb,u;
    if(x!=0.0 && r1!=0.0 && hh!=0.0 && r2!=0.0)

```



```

    {
    if(r1==r2)
        bb=2.0*r1*sin(x/2.0);
    else
        bb=sqrt(r1*r1 + r2*r2 - 2.0*r1*r2*cos(x));
    u=(2.0*x - sin(2.0*x))*sin(x);
    r=exp(-k*bb)/(bb*bb*bb*bb);
    r=r*exp(-k*sqrt((bb*bb + hh*hh)))/((bb*bb + hh*hh)*(bb*bb + hh*hh));
    r=r*u;
    r=r*r1*r1*r1*r2*r2*r2;
    }
    else r = 0.0;
    return(r);
}
double fsw2(r1,r2,hh,k,x)
double r1,r2,hh,k,x;
{
double r;
if(r1!=0.0 && r2!=0.0 && hh!=0.0 && x!=0.0)
r = sin(x)*cos(x)*exp(-k*(r1+r2)/cos(x));
else r = 0.0;
r*=2.0*pi*r1*r1*r2*r2/pow((r1+r2),2.0);
return(r);
}
double somaww(r1,h1,h2,hh,k)
double r1,h1,h2,hh,k;
{
double a,b,c(),d1(),aa,ww(),qsi[4],z[4],r;
int i;
a=0.0;
b=pi;
z[0]=hh;
z[1]=fabs(hh-h1);
z[2]=fabs(hh-h2);
z[3]=fabs(hh-h1-h2);
qsi[0]=1.0;
qsi[1]=-1.0;
qsi[2]=-1.0;
qsi[3]=1.0;
aa=0.0;
for(i=0;i<=3;i++)
{
hh=z[i];
aa+=0.5*qsi[i]*ww(a,b,c,d1,r1,hh,k);
}
r=aa;
if(r<0.0) r=0.0;
return(r);
}
double ww(a,b,c,d1,r1,hh,k)
double a,b,c(),d1(),r1,hh,k;
{
double fww(),ig2(),w1w1,r;
w1w1=ig2(a,b,c,d1,r1,hh,k,fww);
r=w1w1;
return(r);
}

```

```

}
/* Funcao a ser integrada */
double fww(r1,hh,k,x,y)
double r1,hh,k,x,y;
{
double r,b,qsi;
if(x!=0.0 && y!= 0.0 && r1!=0.0 && hh!=0.0)
{
b = 2.0*r1*sin(x/2.0);
qsi = atan(hh/b);
r = 2.0*b*(tan(qsi) - tan(y))*cos(y)*cos(y)*exp(-k*b/cos(y));
}
else r = 0.0;
return(r);
}
double d1(r1,hh,x)
double r1,hh,x;
{
double r,b;
b=2.0*r1*sin(x/2.0);
r=atan(hh/b);
return(r);
}
double somags(r1,r2,h1,b1,b2,hh,k)
double r1,r2,h1,b1,b2,hh,k;
{
double a,b,aa,gs(),qsi[2],x[2],y[2],z[2],r;
int i,j,kk;
a=0.0;
b=pi;
x[0]=r1;
x[1]=r1-b1;
y[0]=r2;
y[1]=r2-b2;
z[0]=hh;
z[1]=fabs(hh-h1);
qsi[0]=1.0;
qsi[1]=-1.0;
aa=0.0;
for(i=0;i<=1;i++)
{
for(j=0;j<=1;j++)
{
for(kk=0;kk<=1;kk++)
{
r1=x[i];
r2=y[j];
hh=z[kk];
aa+=(qsi[i])*qsi[j])*qsi[kk])*gs(a,b,r1,r2,hh,k);
}
}
}
}
r=aa;
if(r<0.0) r=0.0;
return(r);
}

```

```

double gs(a,b,r1,r2,hh,k)
double a,b,r1,r2,hh,k;
{
double fgs1(),fgs2(),fgs3(),fgs4(),ig1(),g1s2,r;
/* If para evitar problemas caso r1=0 ou r2=0 */
if((r1+r2)!=0.0)
{
g1s2=ig1(a,b,r1,r2,hh,k,fgs1);
b=atan(hh/(r1+r2));
g1s2+=ig1(a,b,r1,r2,hh,k,fgs2);
b=fabs(r2-r1);
g1s2+=ig1(a,b,r1,r2,hh,k,fgs3);
a=hh;
b=sqrt((r2-r1)*(r2-r1)+hh*hh);
g1s2-=ig1(a,b,r1,r2,hh,k,fgs4);
r=g1s2;
}
else r=0.0;
return(r);
}
/* Funcao a ser integrada*/
double fgs1(r1,r2,hh,k,x)
double r1,r2,hh,k,x;
{
double p,r,b,u;
if(x!=0.0 && r1 != 0.0 && r2 != 0.0 && hh!=0.0)
{
if(r1==r2)
{
b = 2.0*r1*sin(x/2.0);
p = r1*r2*(pi - x - sin(x))*sin(x);
}
else
{
b = sqrt(r1*r1 + r2*r2 - 2.0*r1*r2*cos(x));
p = (r1*r1*acos((r1 - r2*cos(x))/b) + r2*r2*acos((r2 - r1*cos(x))/b) - r1*r2*sin(x))*sin(x);
}
u = (2.0*x - sin(2.0*x))*sin(x);
r = exp(-k*b)/(b*b*b) - exp(-k*sqrt(b*b + hh*hh))/sqrt((b*b+hh*hh)*(b*b+hh*hh)*(b*b+hh*hh));
r*=0.5*k*r1*r2*(2.0*p*b*b + u*r1*r1*r2*r2);
}
else r = 0.0;
return(r);
}
}
double fgs2(r1,r2,hh,k,x)
double r1,r2,hh,k,x;
{
double r;
if(x!=0.0 && r1!=0.0 && r2!=0.0 && hh!=0.0)
r = sin(x)*exp(-k*(r1+r2)/cos(x));
else r=0.0;
r*=k*pi*r1*r1*r2*r2/(r1+r2);
return(r);
}
}
double fgs3(r1,r2,hh,k,x)
double r1,r2,k,hh,x;

```

```

    {
    double r,rmin;
    tan(hh);
    rmin=r1;
    if(r2<r1)
        rmin=r2;
    r = k*pi*rmin*rmin*exp(-k*x);
    return(r);
    }
double fgs4(r1,r2,hh,k,x)
double r1,r2,k,hh,x;
    {
    double r,rmin;
    rmin=r1;
    if(r2<r1)
        rmin=r2;
    if(x!=0.0 && r1!=0.0 && r2!=0.0 && hh!=0.0)
        r = k*pi*rmin*rmin*(1 - hh*hh/(x*x))*exp(-k*x);
    else r = 0.0;
    return(r);
    }
double somagw(r1,r2,b1,h1,h2,hh,k)
double r1,r2,b1,h1,h2,hh,k;
    {
    double a,b,c(),d(),aa,gw(),x[2],qsi[4],z[4],r;
    int i,j;
    a=0.0;
    b=pi;
    x[0]=r1;
    x[1]=r1-b1;
    z[0]=hh;
    z[1]=fabs(hh-h1);
    z[2]=fabs(hh-h2);
    z[3]=fabs(hh-h1-h2);
    qsi[0]=1.0;
    qsi[1]=-1.0;
    qsi[2]=-1.0;
    qsi[3]=1.0;
    aa=0.0;
    for(i=0;i<=1;i++)
        {
        r1=x[i];
        for(j=0;j<=3;j++)
            {
            hh=z[j];
            aa+=0.5*qsi[i]*qsi[j]*gw(a,b,c,d,r1,r2,hh,k);
            }
        }
    r=aa;
    if(r<0.0) r=0.0;
    return(r);
    }
double gw(a,b,c,d,r1,r2,hh,k)
double a,b,c(),d(),r1,r2,hh,k;
    {
    double fgw(),ig3(),g1w2,r;

```

```

g1w2=ig3(a,b,c,d,r1,r2,hh,k,fgw);
r=g1w2;
return(r);
}
/* Funcao a ser integrada*/
double fgw(r1,r2,hh,k,x,y)
double r1,r2,hh,k,x,y;
{
double r,b,psi;
if(x!=0.0 && y!= 0.0 && r1!=0.0 && hh!=0.0)
{
if(r1==r2)
b = 2.0*r1*sin(x/2.0);
else b = sqrt(r1*r1+r2*r2-2.0*r1*r2*cos(x));
psi = atan(hh/b);
r = 8.0*k*r1*r1*r2*r2*sin(x)*sin(x)*(tan(psi) - tan(y))*cos(y)*cos(y)*exp(-k*b/cos(y))/b;
}
else r = 0.0;
return(r);
}
double somagg(r1,r2,b1,b2,h1,h2,hh,k)
double r1,r2,b1,b2,h1,h2,hh,k;
{
double a,b,c(),d(),aa,gg(),x[2],y[2],psi[4],z[4],r;
int i,j,kk;
a=0.0;
b=pi;
x[0]=r1;
x[1]=r1-b1;
y[0]=r2;
y[1]=r2-b2;
z[0]=hh;
z[1]=fabs(hh-h1);
z[2]=fabs(hh-h2);
z[3]=fabs(hh-h1-h2);
psi[0]=1.0;
psi[1]=-1.0;
psi[2]=-1.0;
psi[3]=1.0;
aa=0.0;
for(i=0;i<=1;i++)
{
r1=x[i];
for(j=0;j<=1;j++)
{
r2=y[j];
for(kk=0;kk<=3;kk++)
{
hh=z[kk];
aa+=0.5*(psi[i])*(psi[j])*(psi[kk])*gg(a,b,c,d,r1,r2,hh,k);
}
}
}
}
r=aa;
if(r<0.0) r=0.0;
return(r);

```

```

}
double gg(a,b,c,d,r1,r2,hh,k)
double a,b,c(),d(),r1,r2,hh,k;
{
double fgg1(),fgg2(),fgg3(),fgg4(),ig1(),ig3(),g1g2,r;
g1g2=ig3(a,b,c,d,r1,r2,hh,k,fgg1);
a=fabs(r2-r1);
b=sqrt((r2-r1)*(r2-r1)+hh*hh);
g1g2+=ig1(a,b,r1,r2,hh,k,fgg2);
a=0.0;
g1g2+=ig1(a,b,r1,r2,hh,k,fgg3);
a=hh;
g1g2+=ig1(a,b,r1,r2,hh,k,fgg4);
r=g1g2;
return(r);
}
/* Funcao a ser integrada*/
double fgg1(r1,r2,hh,k,x,y)
double r1,r2,hh,k,x,y;
{
double p,r,b,qsi;
if(x!=0.0 && r1!=0.0 && r2!=0.0 && hh!=0.0)
{
if(r1==r2)
{
b = 2.0*r1*sin(x/2.0);
p = r1*r2*(pi - x - sin(x))*sin(x);
}
else
{
b = sqrt(r1*r1 + r2*r2 - 2.0*r1*r2*cos(x));
p = (r1*r1*acos((r1 - r2*cos(x))/b) + r2*r2*acos((r2 - r1*cos(x))/b) - r1*r2*sin(x))*sin(x);
}
qsi = atan(hh/b);
r = 4.0*r1*r2*k*k*p*(tan(qsi) - tan(y))*exp(-k*b/cos(y));
}
else r = 0.0;
return(r);
}

double fgg2(r1,r2,hh,k,x)
double r1,r2,hh,k,x;
{
double r,rmin;
if(x != 0.0 && r1 != 0.0 && r2 != 0.0 && hh != 0.0)
{
rmin=r1;
if(r2<r1)
rmin=r2;
r=(x*x-(r2-r1)*(r2-r1)-2.0*hh*sqrt(x*x-(r2-r1)*(r2-r1)))*exp(-k*x)/x;
r*=2.0*pi*rmin*rmin*k*k;
}
else r = 0.0;
return(r);
}

```

```

double fgg3(r1,r2,hh,k,x)
double r1,r2,hh,k,x;
{
double r,rmin;
if(r1!=0.0 && r2!=0.0 && hh!=0.0)
{
rmin=r1;
if(r2<r1)
rmin=r2;
r=2.0*pi*rmin*rmin*k*k*(2.0*hh-x)*exp(-k*x);
}
else r=0.0;
return(r);
}

```

```

double fgg4(r1,r2,hh,k,x)
double r1,r2,hh,k,x;
{
double r,rmin;
if(x != 0.0 && r1 != 0.0 && r2 != 0.0 && hh != 0.0)
{
rmin=r1;
if(r2<r1)
rmin=r2;
r=2.0*pi*rmin*rmin*k*k*(hh-x)*(hh-x)*exp(-k*x)/x;
}
else r=0.0;
return(r);
}

```

```

double ig1(a,b,r1,r2,hh,k,f) /* Quadratura Gaussiana */
double a,b,r1,r2,hh,k,f();
{
double x[97],w[97],soma,r,tt;
int ii;
for(ii=0;ii<=96;ii++)
{
w[ii]=0.0;
x[ii]=0.0;
}
w[1]=0.032550614492363166242;w[2]=0.032516118713868835987;
w[3]=0.032447163714064269364;w[4]=0.032343822568575928429;
w[5]=0.032206204794030250669;w[6]=0.032034456231992663218;
w[7]=0.031828758894411006535;w[8]=0.031589330770727168558;
w[9]=0.031316425596861355813;w[10]=0.031010332586313837423;
w[11]=0.030671376123669149014;w[12]=0.030299915420827593794;
w[13]=0.029896344136328385984;w[14]=0.029461089958167905970;
w[15]=0.028994614150555236543;w[16]=0.028497411065085385646;
w[17]=0.027970007616848334440;w[18]=0.027412962726029242823;
w[19]=0.026826866725591762198;w[20]=0.026212340735672413913;
w[21]=0.025570036005349361499;w[22]=0.024900633222483610288;
w[23]=0.024204841792364691282;w[24]=0.023483399085926219842;
w[25]=0.022737069658329374001;w[26]=0.021966644438744349195;
w[27]=0.021172939892191298988;w[28]=0.020356797154333324595;
w[29]=0.019519081140145022410;w[30]=0.018660679627411467385;
w[31]=0.017782502316045260838;w[32]=0.016885479864245172450;

```

w[33]=0.015970562902562291381;w[34]=0.015038721026994938006;
w[35]=0.014090941772314860916;w[36]=0.013128229566961572637;
w[37]=0.012151604671088319635;w[38]=0.011162102099838498591;
w[39]=0.010160770535008415758;w[40]=0.009148671230783386633;
w[41]=0.008126876925698759217;w[42]=0.007096470791153865269;
w[43]=0.006058545504235961683;w[44]=0.005014202742927517693;
w[45]=0.003964554338444686674;w[46]=0.002910731817934946408;
w[47]=0.001853960788946921732;w[48]=0.000796792065552012429;
w[96]=0.032550614492363166242;w[95]=0.032516118713868835987;
w[94]=0.032447163714064269364;w[93]=0.032343822568575928429;
w[92]=0.032206204794030250669;w[91]=0.032034456231992663218;
w[90]=0.031828758894411006535;w[89]=0.031589330770727168558;
w[88]=0.031316425596861355813;w[87]=0.031010332586313837423;
w[86]=0.030671376123669149014;w[85]=0.030299915420827593794;
w[84]=0.029896344136328385984;w[83]=0.029461089958167905970;
w[82]=0.028994614150555236543;w[81]=0.028497411065085385646;
w[80]=0.027970007616848334440;w[79]=0.027412962726029242823;
w[78]=0.026826866725591762198;w[77]=0.026212340735672413913;
w[76]=0.025570036005349361499;w[75]=0.024900633222483610288;
w[74]=0.024204841792364691282;w[73]=0.023483399085926219842;
w[72]=0.022737069658329374001;w[71]=0.02196644438744349195;
w[70]=0.021172939892191298988;w[69]=0.020356797154333324595;
w[68]=0.019519081140145022410;w[67]=0.018660679627411467385;
w[66]=0.017782502316045260838;w[65]=0.016885479864245172450;
w[64]=0.015970562902562291381;w[63]=0.015038721026994938006;
w[62]=0.014090941772314860916;w[61]=0.013128229566961572637;
w[60]=0.012151604671088319635;w[59]=0.011162102099838498591;
w[58]=0.010160770535008415758;w[57]=0.009148671230783386633;
w[56]=0.008126876925698759217;w[55]=0.007096470791153865269;
w[54]=0.006058545504235961683;w[53]=0.005014202742927517693;
w[52]=0.003964554338444686674;w[51]=0.002910731817934946408;
w[50]=0.001853960788946921732;w[49]=0.000796792065552012429;
x[1]=-0.016276744849602969579;x[2]=-0.048812985136049731112;
x[3]=-0.081297495464425558994;x[4]=-0.113695850110665920911;
x[5]=-0.145973714654896941989;x[6]=-0.178096882367618602759;
x[7]=-0.210031310460567203603;x[8]=-0.241743156163840012328;
x[9]=-0.273198812591049141487;x[10]=-0.304364944354496353024;
x[11]=-0.335208522892625422616;x[12]=-0.365696861472313635031;
x[13]=-0.395797649828908603285;x[14]=-0.425478988407300545365;
x[15]=-0.454709422167743008636;x[16]=-0.483457973920596359768;
x[17]=-0.511694177154667673586;x[18]=-0.539388108324357436227;
x[19]=-0.566510418561397168404;x[20]=-0.593032364777572080684;
x[21]=-0.618925840125468570386;x[22]=-0.644163403784967106798;
x[23]=-0.668718310043916153953;x[24]=-0.692564536642171561344;
x[25]=-0.715676812348967626225;x[26]=-0.738030643744400132851;
x[27]=-0.759602341176647498703;x[28]=-0.780369043867433217604;
x[29]=-0.800308744139140817229;x[30]=-0.819400310737931675539;
x[31]=-0.837623511228187121494;x[32]=-0.854959033434601455463;
x[33]=-0.871388505909296502874;x[34]=-0.886894517402420416057;
x[35]=-0.901460635315852341319;x[36]=-0.915071423120898074206;
x[37]=-0.927712456722308690965;x[38]=-0.939370339752755216932;
x[39]=-0.950032717784437635756;x[40]=-0.959688291448742539300;
x[41]=-0.968326828463264212174;x[42]=-0.975939174585136466453;
x[43]=-0.982517263563014677447;x[44]=-0.988054126329623799481;
x[45]=-0.992543900323762624572;x[46]=-0.995981842987209290650;
x[47]=-0.998364375863181677724;x[48]=-0.999689503883230766828;


```

x[96]=0.016276744849602969579;
x[95]=0.048812985136049731112;x[94]=0.081297495464425558994;
x[93]=0.113695850110665920911;x[92]=0.145973714654896941989;
x[91]=0.178096882367618602759;x[90]=0.210031310460567203603;
x[89]=0.241743156163840012328;x[88]=0.273198812591049141487;
x[87]=0.304364944354496353024;x[86]=0.335208522892625422616;
x[85]=0.365696861472313635031;x[84]=0.395797649828908603285;
x[83]=0.425478988407300545365;x[82]=0.454709422167743008636;
x[81]=0.483457973920596359768;x[80]=0.511694177154667673586;
x[79]=0.539388108324357436227;x[78]=0.566510418561397168404;
x[77]=0.593032364777572080684;x[76]=0.618925840125468570386;
x[75]=0.644163403784967106798;x[74]=0.668718310043916153953;
x[73]=0.692564536642171561344;x[72]=0.715676812348967626225;
x[71]=0.738030643744400132851;x[70]=0.759602341176647498703;
x[69]=0.780369043867433217604;x[68]=0.800308744139140817229;
x[67]=0.819400310737931675539;x[66]=0.837623511228187121494;
x[65]=0.854959033434601455463;x[64]=0.871388505909296502874;
x[63]=0.886894517402420416057;x[62]=0.901460635315852341319;
x[61]=0.915071423120898074206;x[60]=0.927712456722308690965;
x[59]=0.939370339752755216932;x[58]=0.950032717784437635756;
x[57]=0.959688291448742539300;x[56]=0.968326828463264212174;
x[55]=0.975939174585136466453;x[54]=0.982517263563014677447;
x[53]=0.988054126329623799481;x[52]=0.992543900323762624572;
x[51]=0.995981842987209290650;x[50]=0.998364375863181677724;
x[49]=0.999689503883230766828;
soma=0.0;
for(ii=1;ii<=96;ii++)
{
tt=(b-a)*(x[ii])/2.0 + (b+a)/2.0;
soma=soma+w[ii]*f(r1,r2,hh,k,tt);
}
soma=soma*(b-a)/2.0;
r=soma;
return(r);
}
double ig2(a,b,c,d,r1,hh,k,f)
double a,b,c(),d(),f(),r1,hh,k;
{
double cc,dd,x[97],w[97],soma,t,tt,r;
int i,j;
for(i=0;i<=96;i++)
{
w[i]=0.0;
x[i]=0;
}
w[1]=0.032550614492363166242;w[2]=0.032516118713868835987;
w[3]=0.032447163714064269364;w[4]=0.032343822568575928429;
w[5]=0.032206204794030250669;w[6]=0.032034456231992663218;
w[7]=0.031828758894411006535;w[8]=0.031589330770727168558;
w[9]=0.031316425596861355813;w[10]=0.031010332586313837423;
w[11]=0.030671376123669149014;w[12]=0.030299915420827593794;
w[13]=0.029896344136328385984;w[14]=0.029461089958167905970;
w[15]=0.028994614150555236543;w[16]=0.028497411065085385646;
w[17]=0.027970007616848334440;w[18]=0.027412962726029242823;
w[19]=0.026826866725591762198;w[20]=0.026212340735672413913;
w[21]=0.025570036005349361499;w[22]=0.024900633222483610288;

```

w[23]=0.024204841792364691282;w[24]=0.023483399085926219842;
w[25]=0.022737069658329374001;w[26]=0.021966644438744349195;
w[27]=0.021172939892191298988;w[28]=0.020356797154333324595;
w[29]=0.019519081140145022410;w[30]=0.018660679627411467385;
w[31]=0.017782502316045260838;w[32]=0.016885479864245172450;
w[33]=0.015970562902562291381;w[34]=0.015038721026994938006;
w[35]=0.014090941772314860916;w[36]=0.013128229566961572637;
w[37]=0.012151604671088319635;w[38]=0.011162102099838498591;
w[39]=0.010160770535008415758;w[40]=0.009148671230783386633;
w[41]=0.008126876925698759217;w[42]=0.007096470791153865269;
w[43]=0.006058545504235961683;w[44]=0.005014202742927517693;
w[45]=0.003964554338444686674;w[46]=0.002910731817934946408;
w[47]=0.001853960788946921732;w[48]=0.000796792065552012429;
w[96]=0.032550614492363166242;w[95]=0.032516118713868835987;
w[94]=0.032447163714064269364;w[93]=0.032343822568575928429;
w[92]=0.032206204794030250669;w[91]=0.032034456231992663218;
w[90]=0.031828758894411006535;w[89]=0.031589330770727168558;
w[88]=0.031316425596861355813;w[87]=0.031010332586313837423;
w[86]=0.0303671376123669149014;w[85]=0.030299915420827593794;
w[84]=0.029896344136328385984;w[83]=0.029461089958167905970;
w[82]=0.028994614150555236543;w[81]=0.028497411065085385646;
w[80]=0.027970007616848334440;w[79]=0.027412962726029242823;
w[78]=0.026826866725591762198;w[77]=0.026212340735672413913;
w[76]=0.025570036005349361499;w[75]=0.024900633222483610288;
w[74]=0.024204841792364691282;w[73]=0.023483399085926219842;
w[72]=0.022737069658329374001;w[71]=0.021966644438744349195;
w[70]=0.021172939892191298988;w[69]=0.020356797154333324595;
w[68]=0.019519081140145022410;w[67]=0.018660679627411467385;
w[66]=0.017782502316045260838;w[65]=0.016885479864245172450;
w[64]=0.015970562902562291381;w[63]=0.015038721026994938006;
w[62]=0.014090941772314860916;w[61]=0.013128229566961572637;
w[60]=0.012151604671088319635;w[59]=0.011162102099838498591;
w[58]=0.010160770535008415758;w[57]=0.009148671230783386633;
w[56]=0.008126876925698759217;w[55]=0.007096470791153865269;
w[54]=0.006058545504235961683;w[53]=0.005014202742927517693;
w[52]=0.003964554338444686674;w[51]=0.002910731817934946408;
w[50]=0.001853960788946921732;w[49]=0.000796792065552012429;
x[1]=-0.016276744849602969579;x[2]=-0.048812985136049731112;
x[3]=-0.081297495464425558994;x[4]=-0.113695850110665920911;
x[5]=-0.145973714654896941989;x[6]=-0.178096882367618602759;
x[7]=-0.210031310460567203603;x[8]=-0.241743156163840012328;
x[9]=-0.273198812591049141487;x[10]=-0.304364944354496353024;
x[11]=-0.335208522892625422616;x[12]=-0.365696861472313635031;
x[13]=-0.395797649828908603285;x[14]=-0.425478988407300545365;
x[15]=-0.454709422167743008636;x[16]=-0.483457973920596359768;
x[17]=-0.511694177154667673586;x[18]=-0.539388108324357436227;
x[19]=-0.566510418561397168404;x[20]=-0.593032364777572080684;
x[21]=-0.618925840125468570386;x[22]=-0.644163403784967106798;
x[23]=-0.668718310043916153953;x[24]=-0.692564536642171561344;
x[25]=-0.715676812348967626225;x[26]=-0.738030643744400132851;
x[27]=-0.759602341176647498703;x[28]=-0.780369043867433217604;
x[29]=-0.800308744139140817229;x[30]=-0.819400310737931675539;
x[31]=-0.837623511228187121494;x[32]=-0.854959033434601455463;
x[33]=-0.871388505909296502874;x[34]=-0.886894517402420416057;
x[35]=-0.901460635315852341319;x[36]=-0.915071423120898074206;
x[37]=-0.927712456722308690965;x[38]=-0.939370339752755216932;

```

x[39]=-0.950032717784437635756;x[40]=-0.959688291448742539300;
x[41]=-0.968326828463264212174;x[42]=-0.975939174585136466453;
x[43]=-0.982517263563014677447;x[44]=-0.988054126329623799481;
x[45]=-0.992543900323762624572;x[46]=-0.995981842987209290650;
x[47]=-0.998364375863181677724;x[48]=-0.999689503883230766828;
x[96]=0.016276744849602969579;
x[95]=0.048812985136049731112;x[94]=0.081297495464425558994;
x[93]=0.113695850110665920911;x[92]=0.145973714654896941989;
x[91]=0.178096882367618602759;x[90]=0.210031310460567203603;
x[89]=0.241743156163840012328;x[88]=0.273198812591049141487;
x[87]=0.304364944354496353024;x[86]=0.335208522892625422616;
x[85]=0.365696861472313635031;x[84]=0.395797649828908603285;
x[83]=0.425478988407300545365;x[82]=0.454709422167743008636;
x[81]=0.483457973920596359768;x[80]=0.511694177154667673586;
x[79]=0.539388108324357436227;x[78]=0.566510418561397168404;
x[77]=0.593032364777572080684;x[76]=0.618925840125468570386;
x[75]=0.644163403784967106798;x[74]=0.668718310043916153953;
x[73]=0.692564536642171561344;x[72]=0.715676812348967626225;
x[71]=0.738030643744400132851;x[70]=0.759602341176647498703;
x[69]=0.780369043867433217604;x[68]=0.800308744139140817229;
x[67]=0.819400310737931675539;x[66]=0.837623511228187121494;
x[65]=0.854959033434601455463;x[64]=0.871388505909296502874;
x[63]=0.886894517402420416057;x[62]=0.901460635315852341319;
x[61]=0.915071423120898074206;x[60]=0.927712456722308690965;
x[59]=0.939370339752755216932;x[58]=0.950032717784437635756;
x[57]=0.959688291448742539300;x[56]=0.968326828463264212174;
x[55]=0.975939174585136466453;x[54]=0.982517263563014677447;
x[53]=0.988054126329623799481;x[52]=0.992543900323762624572;
x[51]=0.995981842987209290650;x[50]=0.998364375863181677724;
x[49]=0.999689503883230766828;
soma=0.0;
for(i=1;i<=96;i++)
{
for(j=1;j<=96;j++)
{
t=(b-a)*(x[i])/2.0 + (b+a)/2.0;
cc=c(t);
dd=d(r1,hh,t);
tt=(dd-cc)*(x[j])/2.0 + (dd+cc)/2.0;
soma=soma+w[i]*w[j]*f(r1,hh,k,t,tt)*(b-a)*(dd-cc)/4.0;
}
}
r=soma;
return(r);
}
double ig3(a,b,c,d,r1,r2,hh,k,f)
double a,b,c(),d(),f(),r1,r2,hh,k;
{
double cc,dd,x[97],w[97],soma,t,tt,r;
int i,j;
for(i=0;i<=96;i++)
{
w[i]=0.0;
x[i]=0;
}
w[1]=0.032550614492363166242;w[2]=0.032516118713868835987;

```

w[3]=0.032447163714064269364;w[4]=0.032343822568575928429;
w[5]=0.032206204794030250669;w[6]=0.032034456231992663218;
w[7]=0.031828758894411006535;w[8]=0.031589330770727168558;
w[9]=0.031316425596861355813;w[10]=0.031010332586313837423;
w[11]=0.030671376123669149014;w[12]=0.030299915420827593794;
w[13]=0.029896344136328385984;w[14]=0.029461089958167905970;
w[15]=0.028994614150555236543;w[16]=0.028497411065085385646;
w[17]=0.027970007616848334440;w[18]=0.027412962726029242823;
w[19]=0.026826866725591762198;w[20]=0.026212340735672413913;
w[21]=0.025570036005349361499;w[22]=0.024900633222483610288;
w[23]=0.024204841792364691282;w[24]=0.023483399085926219842;
w[25]=0.022737069658329374001;w[26]=0.02196644438744349195;
w[27]=0.021172939892191298988;w[28]=0.020356797154333324595;
w[29]=0.019519081140145022410;w[30]=0.018660679627411467385;
w[31]=0.017782502316045260838;w[32]=0.016885479864245172450;
w[33]=0.015970562902562291381;w[34]=0.015038721026994938006;
w[35]=0.014090941772314860916;w[36]=0.013128229566961572637;
w[37]=0.012151604671088319635;w[38]=0.011162102099838498591;
w[39]=0.010160770535008415758;w[40]=0.009148671230783386633;
w[41]=0.008126876925698759217;w[42]=0.007096470791153865269;
w[43]=0.006058545504235961683;w[44]=0.005014202742927517693;
w[45]=0.003964554338444686674;w[46]=0.002910731817934946408;
w[47]=0.001853960788946921732;w[48]=0.000796792065552012429;
w[96]=0.032550614492363166242;w[95]=0.032516118713868835987;
w[94]=0.032447163714064269364;w[93]=0.032343822568575928429;
w[92]=0.032206204794030250669;w[91]=0.032034456231992663218;
w[90]=0.031828758894411006535;w[89]=0.031589330770727168558;
w[88]=0.031316425596861355813;w[87]=0.031010332586313837423;
w[86]=0.030671376123669149014;w[85]=0.030299915420827593794;
w[84]=0.029896344136328385984;w[83]=0.029461089958167905970;
w[82]=0.028994614150555236543;w[81]=0.028497411065085385646;
w[80]=0.027970007616848334440;w[79]=0.027412962726029242823;
w[78]=0.026826866725591762198;w[77]=0.026212340735672413913;
w[76]=0.025570036005349361499;w[75]=0.024900633222483610288;
w[74]=0.024204841792364691282;w[73]=0.023483399085926219842;
w[72]=0.022737069658329374001;w[71]=0.02196644438744349195;
w[70]=0.021172939892191298988;w[69]=0.020356797154333324595;
w[68]=0.019519081140145022410;w[67]=0.018660679627411467385;
w[66]=0.017782502316045260838;w[65]=0.016885479864245172450;
w[64]=0.015970562902562291381;w[63]=0.015038721026994938006;
w[62]=0.014090941772314860916;w[61]=0.013128229566961572637;
w[60]=0.012151604671088319635;w[59]=0.011162102099838498591;
w[58]=0.010160770535008415758;w[57]=0.009148671230783386633;
w[56]=0.008126876925698759217;w[55]=0.007096470791153865269;
w[54]=0.006058545504235961683;w[53]=0.005014202742927517693;
w[52]=0.003964554338444686674;w[51]=0.002910731817934946408;
w[50]=0.001853960788946921732;w[49]=0.000796792065552012429;
x[1]=-0.016276744849602969579;x[2]=-0.048812985136049731112;
x[3]=-0.081297495464425558994;x[4]=-0.113695850110665920911;
x[5]=-0.145973714654896941989;x[6]=-0.178096882367618602759;
x[7]=-0.210031310460567203603;x[8]=-0.241743156163840012328;
x[9]=-0.273198812591049141487;x[10]=-0.304364944354496353024;
x[11]=-0.335208522892625422616;x[12]=-0.365696861472313635031;
x[13]=-0.395797649828908603285;x[14]=-0.425478988407300545365;
x[15]=-0.454709422167743008636;x[16]=-0.483457973920596359768;
x[17]=-0.511694177154667673586;x[18]=-0.539388108324357436227;

```

x[19]=-0.566510418561397168404;x[20]=-0.593032364777572080684;
x[21]=-0.618925840125468570386;x[22]=-0.644163403784967106798;
x[23]=-0.668718310043916153953;x[24]=-0.692564536642171561344;
x[25]=-0.715676812348967626225;x[26]=-0.738030643744400132851;
x[27]=-0.759602341176647498703;x[28]=-0.780369043867433217604;
x[29]=-0.800308744139140817229;x[30]=-0.819400310737931675539;
x[31]=-0.837623511228187121494;x[32]=-0.854959033434601455463;
x[33]=-0.871388505909296502874;x[34]=-0.886894517402420416057;
x[35]=-0.901460635315852341319;x[36]=-0.915071423120898074206;
x[37]=-0.927712456722308690965;x[38]=-0.939370339752755216932;
x[39]=-0.950032717784437635756;x[40]=-0.959688291448742539300;
x[41]=-0.968326828463264212174;x[42]=-0.975939174585136466453;
x[43]=-0.982517263563014677447;x[44]=-0.988054126329623799481;
x[45]=-0.992543900323762624572;x[46]=-0.995981842987209290650;
x[47]=-0.998364375863181677724;x[48]=-0.999689503883230766828;
x[96]=0.016276744849602969579;
x[95]=0.048812985136049731112;x[94]=0.081297495464425558994;
x[93]=0.113695850110665920911;x[92]=0.145973714654896941989;
x[91]=0.178096882367618602759;x[90]=0.210031310460567203603;
x[89]=0.241743156163840012328;x[88]=0.273198812591049141487;
x[87]=0.304364944354496353024;x[86]=0.335208522892625422616;
x[85]=0.365696861472313635031;x[84]=0.395797649828908603285;
x[83]=0.425478988407300545365;x[82]=0.454709422167743008636;
x[81]=0.483457973920596359768;x[80]=0.511694177154667673586;
x[79]=0.539388108324357436227;x[78]=0.566510418561397168404;
x[77]=0.593032364777572080684;x[76]=0.618925840125468570386;
x[75]=0.644163403784967106798;x[74]=0.668718310043916153953;
x[73]=0.692564536642171561344;x[72]=0.715676812348967626225;
x[71]=0.738030643744400132851;x[70]=0.759602341176647498703;
x[69]=0.780369043867433217604;x[68]=0.800308744139140817229;
x[67]=0.819400310737931675539;x[66]=0.837623511228187121494;
x[65]=0.854959033434601455463;x[64]=0.871388505909296502874;
x[63]=0.886894517402420416057;x[62]=0.901460635315852341319;
x[61]=0.915071423120898074206;x[60]=0.927712456722308690965;
x[59]=0.939370339752755216932;x[58]=0.950032717784437635756;
x[57]=0.959688291448742539300;x[56]=0.968326828463264212174;
x[55]=0.975939174585136466453;x[54]=0.982517263563014677447;
x[53]=0.988054126329623799481;x[52]=0.992543900323762624572;
x[51]=0.995981842987209290650;x[50]=0.998364375863181677724;
x[49]=0.999689503883230766828;
soma=0.0;
for(i=1;i<=96;i++)
{
for(j=1;j<=96;j++)
{
t=(b-a)*(x[i])/2.0 + (b+a)/2.0;
cc=c(t);
dd=d(r1,r2,hh,t);
tt=(dd-cc)*(x[j])/2.0 + (dd+cc)/2.0;
soma=soma+w[i]*w[j]*f(r1,r2,hh,k,t,tt)*(b-a)*(dd-cc)/4.0;
}
}
r=soma;
return(r);
}

```

```

Gauss(A,Y) /*Resolução de sistema de equações, método de Gauss*/
double A[][n+1],*Y;
{
int i,j,k,aux,NROW[n],NCOPY,p;
double s[n],som,m[n][n],aux3,max,w;
aux=0;
/* step 1 */
for(i=0;i<=n-1;&&aux==0;i++)
{
s[i] = 0.0;
for(j=0;j<=n-1;j++)
{
if(fabs(A[i][j])>s[i])
s[i] = fabs(A[i][j]);
}
if(s[i]==0)
{
printf("Nao existe solucao unica\n");
aux = 1;
}
if(aux==0)
NROW[i] = i;
}
if(aux==0)
{
/* step 2 */
for(i=0;i<=n-2;i++)
{
/* step 3 */
aux3 = 0.0;
for(j=i;j<=n-1;j++)
{
max = fabs(A[NROW[j]][i])/s[NROW[j]];
if(max>aux3)
{
aux3 = max;
p = j;
}
}
/* step 4 */
if(A[NROW[p]][i]==0)
{
printf(" Nao existe solucao unica\n");
aux = 1;
}
if(aux==0)
{
/* step 5 */
if(NROW[i] != NROW[p])
{
NCOPY = NROW[i];
NROW[i] = NROW[p];
NROW[p] = NCOPY;
}
}
}
}
}

```

```

/* step 6 */
for(j=i+1;j<=n-1;j++)
{
/* step 7 */
m[NROW[j]][i] = A[NROW[j]][i]/A[NROW[i]][i];

/* step 8 */

for(k=0;k<=n;k++)
A[NROW[j]][k] = A[NROW[j]][k] - A[NROW[i]][k]*m[NROW[j]][i];
}
}
}
/* step 9 */
if(A[NROW[n-1]][n]==0)
{
printf(" Nao existe solucao unica\n");
aux = 1;
}
if(aux==0)
{
/* step 10 */
Y[n-1] = A[NROW[n-1]][n]/A[NROW[n-1]][n-1];

/* step 11 */
for(i=n-2;i>=0;i--)
{
som = 0.0;
for(j=i+1;j<=n-1;j++)
som = som + A[NROW[i]][j]*Y[j];
w = (A[NROW[i]][n] - som)/A[NROW[i]][i];
Y[i] = w ;
}
}
}
}
}

```

Anexo A – Áreas de Troca Direta

Em uma câmara cilíndrica, conforme apresentado por Sika (1991), as áreas de troca direta das configurações abaixo esquematizadas podem ser calculadas como segue:

• Superfície plana para superfície plana

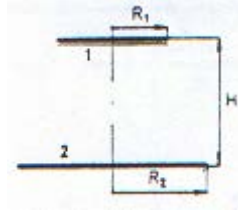


Figura A.1 Superfície plana 1 para superfície 2

$$\overline{s_1 s_2} = 2R_1 R_2 \int_0^\pi P \frac{\exp\left(-K\sqrt{r^2 + H^2}\right)}{\left(r^2 + H^2\right)^2} d\beta + 2\pi R_{\min}^2 \int_0^{\tan^{-1} \frac{R_2 - R_1}{H}} \sen \beta \cos \beta \exp\left(-\frac{KH}{\cos \beta}\right) d\beta \quad (\text{A.1})$$

• Superfície plana para superfície cilíndrica

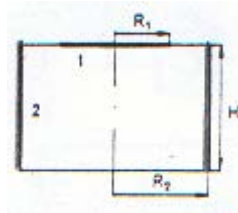


Figura A.2 Superfície plana 1 para superfície cilíndrica 2

$$\overline{s_1 w_2} = R_1^3 R_2^3 \int_0^\pi U \left[\frac{\exp(-Kr)}{r^4} - \frac{\exp\left(-K\sqrt{r^2 + H^2}\right)}{\left(r^2 + H^2\right)^2} \right] d\beta + 2\pi \frac{R_1^2 R_2^2}{\left(R_1 + R_2\right)^2} \int_0^{\tan^{-1} \frac{H}{R_1 + R_2}} \sen \beta \cos \beta \exp\left(-\frac{K\left(R_1 + R_2\right)}{\cos \beta}\right) d\beta \quad (\text{A.2})$$

• Superfície cilíndrica para superfície cilíndrica



Figura A.3 Superfície cilíndrica para ela mesma

$$w_1 w_1 = 2 \int_{\beta=0}^{\pi} r^2 \int_{\phi=0}^{\psi} (\tan \psi - \tan \phi) \cos^2 \phi \exp\left(-\frac{Kr}{\cos \phi}\right) d\phi d\beta \quad (\text{A.3})$$

• Gás para superfície plana

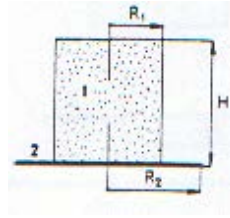


Figura A.4 Configuração gás-superfície plana

$$\begin{aligned} \frac{\overline{g_1 s_2}}{K} = & \frac{R_1 R_2}{2} \int_0^{\pi} \left(2Pr^2 + UR_1^2 R_2^2 \right) \left[\frac{\exp(-Kr)}{r^3} - \frac{\exp\left(-K\sqrt{r^2 + H^2}\right)}{\sqrt{(r^2 + H^2)^3}} \right] d\beta + \\ & + \pi \frac{R_1^2 R_2^2}{R_1 + R_2} \int_0^{\tan^{-1} \frac{H}{R_1 + R_2}} \text{sen } \beta \exp\left(-K \frac{R_1 + R_2}{\cos \beta}\right) d\beta + \\ & + \pi R_{\min}^2 \left[\int_0^{|R_2 - R_1|} \exp(-KL) dL - \int_H^{\sqrt{(R_2 - R_1)^2 + H^2}} \left(1 - \frac{H^2}{L^2}\right) \exp(-KL) dL \right] \end{aligned} \quad (\text{A.4})$$

• Gás para superfície cilíndrica

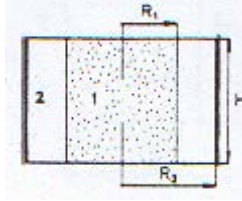


Figura A.5 Configuração gás-superfície cilíndrica

$$\frac{\overline{g_1 w_2}}{K} = 8R_1^2 R_2^2 \int_{\beta=0}^{\pi} \frac{\sin^2 \beta}{r} \int_{\phi=0}^{\psi} (\tan \psi - \tan \phi) \cos \phi \exp\left(\frac{-Kr}{\cos \phi}\right) d\phi d\beta \quad (\text{A.5})$$

• Gás para gás

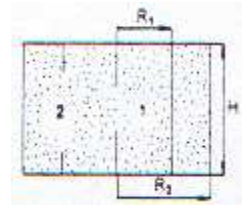


Figura A.6 Configuração gás-gás

$$\begin{aligned} \frac{\overline{g_1 g_2}}{K^2} = & 4R_1 R_2 \int_{\beta=0}^{\pi} P \int_{\phi=0}^{\psi} (\tan \psi - \tan \phi) \exp\left(\frac{-Kr}{\cos \phi}\right) d\phi d\beta + \\ & + 2\pi R_{min}^2 \int_{|R_2-R_1|}^{\sqrt{((R_2-R_1)^2+H^2)}} \left(L^2 - (R_2 - R_1)^2 - 2H\sqrt{L^2 - (R_2 - R_1)^2} \right) \frac{\exp(-KL)}{L} dL + \\ & + 2\pi R_{min}^2 \left[\int_0^{\sqrt{((R_2-R_1)^2+H^2)}} (2H - L) \frac{\exp(-KL)}{L} dL + \int_H^{\sqrt{((R_2-R_1)^2+H^2)}} (H - L)^2 \frac{\exp(-KL)}{L} dL \right] \end{aligned} \quad (\text{A.6})$$

Os parâmetros destas equações são:

$$P = \left[R_1^2 \cos^{-1} \left(\frac{R_1 - R_2 \cos \beta}{r} \right) + R_2^2 \cos^{-1} \left(\frac{R_2 - R_1 \cos \beta}{r} \right) - R_1 R_2 \sin \beta \right] \sin \beta \quad (5.26)$$

$$\text{para } R_1 = R_2 = R, \quad P = R^2(\pi - \beta - \text{sen } \beta)\text{sen } \beta \quad (\text{A.7})$$

$$r = \sqrt{R_1^2 + R_2^2 - 2R_1R_2 \cos \beta} \quad (\text{A.8})$$

$$\text{para } R_1 = R_2 = R, \quad r = 2R \text{sen}(\beta/2) \quad (\text{A.9})$$

$$\psi = \tan^{-1} \frac{H}{r} \quad (\text{A.10})$$

$$R_{\min} = \min\{R_1, R_2\} \quad (\text{A.11})$$

As áreas de troca direta para zonas em configuração universal são expressas por:

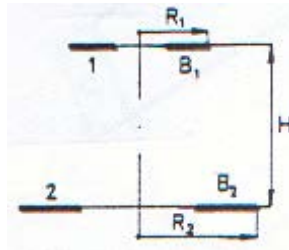


Figura A.7 Configuração S1S2

$$\overline{S_1 S_2}(R_1, B_1, R_2, B_2, H) = \sum_{i=1}^2 \xi_i \sum_{j=1}^2 \xi_j \overline{S_1 S_2}(X_i, Y_j, H) \quad (\text{A.12})$$

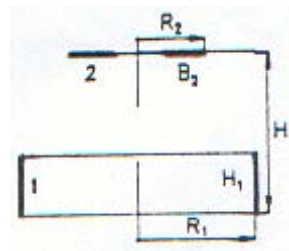


Figura A.8 Configuração W1S2

$$\overline{W_1 S_2}(R_1, H_1, R_2, B_2, H) = \sum_{j=1}^2 \xi_j \sum_{k=1}^2 \xi_k \overline{W_1 S_2}(R_1, Y_j, Z_k) \quad (\text{A.13})$$

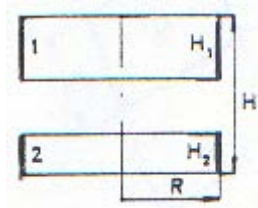


Figura A.9 Configuração W1W2

$$\overline{W_1 W_2}(R, H_1, H_2, H) = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^4 \xi_k \overline{s_1 s_2}(R, Z_k) \quad (\text{A.14})$$

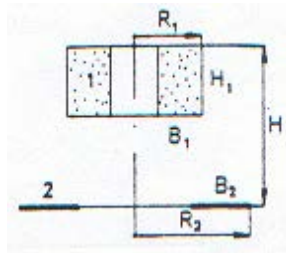


Figura A.10 Configuração G1S2

$$\overline{G_1 S_2}(R_1, B_1, H_1, R_2, B_2, H) = \sum_{i=1}^2 \xi_i \sum_{j=1}^2 \xi_j \sum_{k=1}^2 \xi_k \overline{g_1 s_2}(X_i, Y_j, Z_k) \quad (\text{A.15})$$

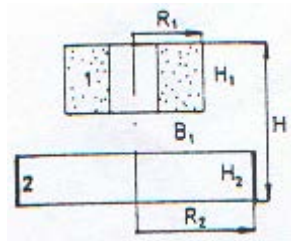


Figura A.11 Configuração G1W2

$$\overline{G_1 W_2}(R_1, B_1, H_1, R_2, H_2, H) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \xi_i \sum_{k=1}^4 \xi_k \overline{g_1 w_2}(X_i, R_2, Z_k) \quad (\text{A.16})$$

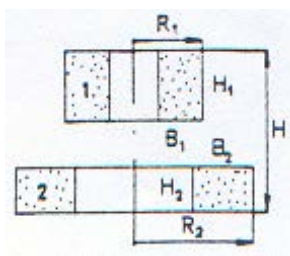


Figura A.12 Configuração G1G2

$$\overline{G_1 G_2}(R_1, B_1, H_1, R_2, B_2, H_2, H) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \xi_i \sum_{j=1}^2 \xi_j \sum_{k=1}^4 \xi_k \overline{g_1 g_2}(X_i, Y_j, Z_k) \quad (\text{A.17})$$

Os coeficientes destas equações são apresentados na Tabela A.1

Tabela An.1 Coeficientes para as equações

| | i, j, k | | | |
|-----------------------|---------|-------------|-------------|-------------------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 |
| X_i | R_1 | $R_1 - B_1$ | | |
| Y_j | R_2 | $R_2 - B_2$ | | |
| Z_k | H | $ H - H_1 $ | $ H - H_2 $ | $ H - H_1 - H_2 $ |
| ξ_i, ξ_j, ξ_k | +1 | -1 | -1 | +1 |