

EDSON ORATI DA SILVA

**DESENVOLVIMENTO DE UMA CÂMARA PARA COMBUSTÃO DE
COMBUSTÍVEIS LÍQUIDOS, OPERANDO SOB REGIME DE COMBUSTÃO SEM
CHAMA VISÍVEL**

Guaratinguetá
2016

EDSON ORATI DA SILVA

DESENVOLVIMENTO DE UMA CÂMARA PARA COMBUSTÃO DE COMBUSTÍVEIS
LÍQUIDOS, OPERANDO SOB REGIME DE COMBUSTÃO SEM CHAMA VISÍVEL

Dissertação apresentada à Faculdade de
Engenharia do Campus de Guaratinguetá,
Universidade Estadual Paulista, para a
obtenção do título de Mestre em Engenharia
Mecânica na área de Energia.

Orientador: Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Junior
Co-Orientador: Prof. Dr. Anton Skyrda Veríssimo

Guaratinguetá
2016

O63d	Orati, Edson Desenvolvimento de uma câmara para combustão de combustíveis líquidos, operando sob regime de combustão sem chama visível / Edson Orati da Silva– Guaratinguetá, 2016. 162 f. : il. Bibliografia: f. 126-135. Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2016. Orientador: Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Junior Coorientador: Prof. Dr. Anton Skyrda Veríssimo 1. Combustão 2. Biodiesel 3. Poluentes – Aspectos ambientais I. Título CDU 662.611(043)
------	---

EDSON ORATI DA SILVA

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: Energia

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO



Prof. Dr. Edson Cocchieri Botelho
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. JOÃO ANDRADE DE CARVALHO JUNIOR
UNESP/FEG



Prof. Dr. JOSÉ ALEXANDRE MATELLI
UNESP/FEG



Prof. Dr. CHRISTIAN JEREMI CORONADO RODRIGUEZ
UNIFEI

DADOS CURRICULARES

EDSON ORATI DA SILVA

NASCIMENTO 07.03.1988 – NEVES PAULISTA/SP

FILIAÇÃO Edson Antunes da Silva
Leonor Aparecida Orati da Silva

2007/2012 Curso de Graduação
Engenharia Química – Escola de Engenharia de Lorena/USP

2014/2016 Curso de Pós-Graduação
Mestrado em Engenharia Mecânica – FEG/UNESP

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, eu agradeço a Deus pela disposição física e psicológica e pela capacidade de discernir a minha realidade e as dos outros com cautela e sempre com a devida compressão dos atos alheios ou da ausência deles seja nos relacionamentos pessoais, seja nos relacionamentos profissionais. Afinal, somos todos seres humanos da mesma espécie.

ao *Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Junior*, meu orientador, que tem sido uma fonte de inspiração e conhecimento acadêmico. A nossa amizade é muito importante para mim,

aos meus queridos pais *Edson e Leonor*, que souberam e sabem me estender a mão, quando eu mais preciso de amor e carinho,

à namorada *Ana Carolina Galvão Rosa*, que soube entender os momentos de minha ausência e a importância do mestrado, não pela conquista de um título acadêmico, mas pela aquisição de conhecimentos técnicos e acadêmicos,

ao *Prof. Dr. Anton Skyrda Veríssimo* pela co-orientação deste projeto de pesquisa e por conduzir pessoalmente as atividades de campo,

à *Prof. Dra. Ana Maura Araujo Rocha*, que colaborou com a execução das tarefas relativas ao presente projeto de pesquisa,

ao *Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri*, que é um grande exemplo de ser humano, em virtude da capacidade de escutar ao invés de ouvir e agir ao invés de se manter inerte às necessidades pessoais e alheias,

às funcionárias da Biblioteca do Campus de Guaratinguetá pela dedicação, presteza e principalmente pela vontade de ajudar,

ao amigo *Ângelo Teixeira Balbi* pela amizade e pela convivência diária,

aos colegas na UNESP/FEG e aos colegas da oficina mecânica no setor Ensaios/INPE pela colaboração direta (ou indireta) durante as etapas do presente projeto de pesquisa,

às agências de fomento pelo apoio financeiro prestado ao mestrado, projeto Universal CNPq 471342/2013-0 e o Processo FAPESP 2012/12374-0.

“The ability to analyze a problem involves a combination of inherent insight and experience. The former, unfortunately, cannot be learned, but depends on the individual. However, the latter is of equal importance, and can be gained with patient study.”

Vedat S. Arpaci

SILVA, E. O. **Desenvolvimento de uma Câmara para Combustão de Combustíveis Líquidos, operando sob Regime de Combustão Sem Chama Visível**. 2016. 162 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2016.

RESUMO

Uma bancada de testes em escala de laboratório foi desenvolvida para operar em vários regimes de combustão, inclusive no regime de combustão sem chama visível com a queima de combustíveis líquidos, em particular, o biodiesel. As dimensões do queimador e da câmara foram determinadas com base na teoria de jatos confinados, a fim de se obter uma taxa de recirculação suficientemente elevada dos produtos de combustão com o aumento da vazão mássica de ar. A bancada permite variar a temperatura de pré-aquecimento do ar, o excesso de ar e a velocidade de injeção do ar. Um sistema de alimentação equipado com uma bomba de engrenagens foi desenvolvido para pulverizar o combustível no interior da câmara de combustão através de um atomizador do tipo *pressure swirl*. Foi necessário montar uma bancada de testes de atomização equipada com um sistema de injeção do combustível, um sistema de pré-aquecimento do combustível e um sistema de sucção para realizar as medidas do diâmetro médio das gotas com o uso de um equipamento da marca *Spraytech*. Os experimentos de combustão com elevados excessos de ar pré-aquecido a 600°C revelaram que o comportamento da câmara atende às características típicas do regime de combustão sem chama visível. As observações visuais indicaram que os contornos da chama não foram distinguidos. Os níveis de ruídos sonoros foram reduzidos, as emissões de fuligem foram eliminadas e as emissões de NO_x e CO foram significativamente reduzidas com o aumento do excesso de ar e da temperatura de pré-aquecimento do ar. Por outro lado, a operação do sistema com baixos excessos de ar resultou no aparecimento e no aumento do comprimento da chama, no escape da chama pela exaustão e no aumento das emissões de fuligem, acompanhado pelo aumento acentuado das emissões de CO , que são características do regime de combustão convencional. Assim, foi demonstrado que o sistema desenvolvido opera no regime de combustão sem chama visível com a queima de biodiesel, empregando um atomizador de uso comercial.

PALAVRAS-CHAVE: Combustão sem chama visível. Biodiesel. Emissões de poluentes. Atomizador *pressure swirl*. Redução de CO_2 .

SILVA, E.O. **Development of a laboratory scale combustion chamber for liquid fuel combustion, operating under flameless combustion regime.** 2016. 162 f. Dissertation (Master's in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2016.

ABSTRACT

A laboratory scale experimental setup was developed to operate under various combustion regimes, including under the flameless combustion regime by burning liquid fuels, in particular, biodiesel. The burner and combustion chamber dimensions were determined based on the confined turbulent jet theory in order to achieve a sufficiently high combustion products recirculation rate with the increase of the air mass flow rate. The setup allows to manipulate the air preheat temperature, the excess air and the air injection velocity. A feed system equipped with a gear pump was developed to pulverize the fuel into the combustion chamber through a pressure swirl-type atomizer. It was necessary to build up an experimental setup for atomization equipped with a liquid fuel injection system, a fuel preheating system and a suction system in order to make the droplet mean diameter measurements with the aid of a piece of equipment which trademark is known as *Spraytech*. The combustion experiments with high excess air preheated at 600°C revealed that the combustion chamber behavior follows the typical features of flameless combustion regime. Visual observations pointed out that the flame boundaries could not be distinguished. The combustor acoustic emissions were diminished, soot emissions were eliminated as well as NO_x and CO emissions were significantly reduced with the increase of the excess air and the air preheat temperature. On the other hand, the system operation with low excess air coefficient resulted in the appearance and the increase of the flame length, the flame escape through the chamber exit and the increase of soot emissions, accompanied by the steep rise of CO emissions, which are the inherent features of the conventional combustion regime. Therefore, it was demonstrated that the developed system operates under flameless combustion regime by burning biodiesel, employing a commercially used atomizer.

KEYWORDS: Flameless combustion. Biodiesel. Pollutants emissions. Pressure swirl atomizer. CO_2 emissions reduction.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Emissões globais e cumulativas de CO ₂ no período de 1850 a 2011	20
Figura 1.2 - Consumo final de energia por fonte no Brasil em 2014.....	24
Figura 1.3 - Emissões de carbono por fonte no Brasil entre 1950 e 2011	25
Figura 2.1 - Regiões características de um jato	28
Figura 2.2 - Jato turbulento e confinado a partir de um ejetor circular.....	31
Figura 2.3 - Estágios do spray com o aumento da pressão de injeção	35
Figura 2.4 - Componentes internos de um atomizador mecânico-centrífugo do tipo cone oco	38
Figura 2.5 - Dimensões dos componentes internos de um atomizador mecânico-centrífugo com vazão nominal de 5-30 kg/h	39
Figura 2.6 - Processos de mistura no regime de combustão sem chama visível.....	48
Figura 2.7 - Descrição do regime de combustão sem chama visível em três etapas	49
Figura 2.8 - Aspectos visuais entre (a) o regime de combustão convencional e (b) o regime de combustão sem chama visível.....	50
Figura 2.9 - Perfis de temperatura entre o regime de combustão convencional e o regime de combustão sem chama visível.....	51
Figura 2.10 - Regimes de combustão em função da temperatura dos reagentes e da taxa de recirculação dos produtos de combustão	52
Figura 2.11 - Queimador do tipo <i>Jet in Hot Coflow</i>	54
Figura 3.1 - Componentes do equipamento da marca <i>Spraytech</i>	63
Figura 3.2 - Bancada de testes de atomização montada em laboratório (a) Instalação física montada (b) Posição do termopar	64
Figura 3.3 - Equipamento da marca <i>Spraytech</i> fornecido pela empresa Malvern	65
Figura 3.4 - Linha de amostragem de gases.....	66
Figura 3.5 - Arranjo físico dos analisadores de gases dispostos nos painéis.....	67
Figura 3.6 - Vista isométrica do sistema de combustão.....	68
Figura 3.7 - Desenho esquemático da vista superior do pré-aquecedor de ar.....	69

Figura 3.8 - Vistas ortogonais do terceiro diedro do conjunto, o bloco injetor e a câmara.....	70
Figura 3.9 - Seção de corte A-A da vista lateral esquerda do sistema de combustão	71
Figura 3.10 - Seção de corte A-A da vista frontal do sistema de combustão.....	72
Figura 3.11 - Procedimento de montagem do bloco injetor	74
Figura 3.12 - Queimador e câmara de combustão: (a) modo de fixação da câmara	
(b) isolamento térmico da câmara com lã de vidro	75
Figura 3.13 - Sistema de combustão montado em um suporte na vertical	76
Figura 3.14 - Posição do atomizador e a do queimador piloto	77
Figura 3.15 - Posição do tubo injetor de combustível líquido.....	78
Figura 3.16 - Extremidade superior do pré-aquecedor de ar	78
Figura 3.17 - Posição do termopar na extremidade do tubo injetor de combustível	79
Figura 3.18 - Ocorrência da carbonização do biodiesel dentro do atomizador	80
Figura 3.19 - Seção de corte A-A da vista lateral esquerda do sistema após a colocação da camisa d'água	81
Figura 3.20 - Seção de corte A-A da vista lateral posterior do sistema após a colocação da camisa d'água	81
Figura 3.21 - Sistema com tubo injetor encamisado:(a) bloco injetor e câmara; (b) bloco injetor	82
Figura 3.22 - Posições dos termopares e da sonda de amostragem dos gases de combustão...	83
Figura 3.23 - Diagrama da instalação utilizada na realização dos experimentos.....	83
Figura 3.24 - Sistema de combustão com a indicação dos componentes	84
Figura 3.25 - Exaustão da câmara de combustão e posição da sonda de amostragem de gases	85
Figura 3.26 - Exaustão: (a) Posição da sonda; (b) Componentes; (c) Extremidade da sonda..	85
Figura 4.1 - Linha de Grebel teórica para o biodiesel	91
Figura 4.2 - Comparação das frações volumétricas totais de CO ₂ obtidas nos experimentos com as calculadas na análise estequiométrica	91
Figura 4.3 - Poder calorífico inferior dos combustíveis	92

Figura 4.4 - Massa (kg) dos gases de combustão por mol de combustível.....	93
Figura 4.5 - Calor liberado por unidade de massa da mistura ar/combustível em função do coeficiente de excesso de ar normalizado	94
Figura 4.6 - Temperatura de chama adiabática em função do excesso de ar	94
Figura 4.7 - Desenho esquemático relativo à alteração do diâmetro externo do tubo injetor (a) sistema sem camisa d'água e (b) sistema com tubo injetor encamisado	96
Figura 4.8 - Quantidade de movimento linear em função do coeficiente de excesso de ar	97
Figura 4.9 - Velocidade de injeção do ar em função do coeficiente de excesso de ar (λ)	98
Figura 4.10 - Coeficiente de recirculação em função da quantidade de movimento linear	99
Figura 4.11 - Coeficiente de recirculação em função do coeficiente de excesso de ar (λ)	100
Figura 4.12 - Tempo médio de residência dos gases em função de λ para diferentes temperaturas de pré-aquecimento do ar	101
Figura 4.13 - Diâmetro médio de Sauter em função da temperatura do biodiesel para diferentes pressões de injeção	105
Figura 4.14 - Aparência da zona de combustão ao longo da extensão da câmara de quartzo e comparação entre (a) uma chama típica do regime de combustão convencional e (b) dois focos de chama existentes durante a operação nas condições citadas	108
Figura 4.15 - Ausência de uma chama visível no interior da câmara em condições típicas do regime de combustão sem chama visível.....	109
Figura 4.16 - Queima de diesel (a) no regime de combustão convencional e (b) no regime de combustão sem chama visível.....	110
Figura 4.17 - Resultados da simulação e de experimentos com a queima de diesel.....	111
Figura 4.18 - Aparência de chamas de querosene para diferentes configurações do sistema.....	112
Figura 4.19 - Emissões de CO em função de λ para três temperaturas do ar.....	115
Figura 4.20 - Emissões de NO _x em função de λ para três temperaturas do ar	117
Figura 4.21 - Influência da temperatura de pré-aquecimento do ar nas emissões de NO _x e CO	120
Figura 4.22 - Ocorrência de fuligem durante a operação com baixos excessos de ar	122
Figura A. 1 - Desenho da vista superior.....	138

Figura A. 2 - Vista superior	138
Figura A. 3 - Desenho da vista superior após a inclusão da camisa d'água.....	139
Figura A. 4 - Vista superior após a inclusão da camisa d'água.....	139
Figura A. 5 - Seção de corte A-A da vista lateral esquerda do sistema após a inclusão da camisa d'água	140
Figura A. 6 - Seção de corte A-A da vista lateral posterior do sistema após a inclusão da camisa d'água	140
Figura A. 7 - Detalhes do queimador principal e do queimador piloto	141
Figura A. 8 - Visualização dos componentes do sistema	141
Figura A. 9 - Medidores de vazão mássica (ou rotâmetros convencionais).....	142
Figura A. 10 - Bomba de engrenagens	142
Figura A. 11 - Painel de controle dos periféricos	143
Figura A. 12 - Rotâmetro digital para medir a vazão de biodiesel no atomizador.....	143
Figura A. 13 - Posição do termopar do tipo K na parede da câmara.....	144
Figura A. 14 - Linha de exaustão da câmara	144
Figura A. 15 - Posição da sonda de amostragem de gases	145
Figura C. 1 - Linha de Grebel ajustada aos dados das emissões com o ar a 400°C	158
Figura C. 2 - Linha de Grebel ajustada aos dados das emissões com o ar a 600°C	159
Figura C. 3 - Linha de Grebel ajustada aos dados das emissões com o ar a 400°C e 600°C ..	159

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dados experimentais das emissões gasosas obtidos em laboratório.....	87
Tabela 2 - Frações volumétricas totais de CO ₂ e O ₂ , ambos em base seca.....	89
Tabela 3 - Parâmetros calculados para as condições experimentais	103
Tabela A. 1 - Características físicas e químicas do biodiesel	136
Tabela A. 2 - Dados experimentais das medidas de temperatura obtidos em laboratório	146

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
B.S.	Composição em base seca
CDC	Colorless Distributed Combustion
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
EPA	<i>Environmental Protection Agency</i>
FDI	<i>Fuel Direct Injection</i>
FLOX	<i>Flameless Oxidation</i>
HiTAC	<i>High Temperature Air Combustion</i>
IEA	<i>International Energy Agency</i>
INPE	Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais
IPCC	<i>Intergovernmental Panel on Climate Change</i>
ISA	<i>The Instrumentation, Systems and Automation Society</i>
JHC	<i>Jet in Hot Coflow</i>
LCP	Laboratório de Combustão e Propulsão
LDA	<i>Laser Doppler Anemometry</i>
MILD	<i>Moderate or Intense Low Oxygen Dilution</i>
NBR	Normas Brasileiras
OH–PLIF	<i>Planar Laser-Induced Fluorescence Measurements of the Hydroxyl Radical</i>
PDA	<i>Phase Doppler Anemometry</i>
Ponto C	Ponto hipotético no qual a taxa de recirculação dos gases é máxima
Ponto O	Ponto hipotético no qual o jato começaria a arrastar a massa nas vizinhanças
Ponto P	Ponto hipotético no qual o jato colidiria com a parede da câmara
SMD	<i>Sauter Mean Diameter</i>
TA	Diâmetro interno do tubo auxiliar
TI	Diâmetro externo do tubo injetor antes da colocação da camisa d'água
TIE	Diâmetro externo do tubo injetor encamisado
UHC	<i>Unburnt Hydrocarbon</i> (hidrocarbonetos não queimados)

LISTA DE SÍMBOLOS

Caracteres latinos

x	direção axial
r	direção radial
x_1, y_1, z_1, w	número de carbonos, hidrogênios, oxigênios e nitrogênios, respectivamente, na fórmula química genérica $C_{x_1}H_{y_1}O_{z_1}N_w$
x_0	posição a partir da qual o jato começaria a arrastar os gases nas vizinhanças
x_p	posição na qual o jato colidiria com a parede da câmara
x_c	posição na qual a taxa de recirculação dos gases é máxima
d_0	diâmetro físico (ou real) do ejetor; diâmetro do injetor (ou atomizador)
d_e	diâmetro equivalente do ejetor
u_0	velocidade inicial do ar na linha de centro do ejetor na entrada da câmara
$\dot{m}_0$	vazão mássica inicial do fluido na entrada da câmara
$\dot{m}_r$	vazão mássica dos gases recirculados
$\dot{m}_j$	vazão mássica total do jato
$\dot{m}_f$	vazão mássica do jato de combustível (no inglês, <i>fuel</i>)
$\dot{m}_{ar}$	vazão mássica do jato de ar de combustão
A_p	área da seção transversal dos canais de entrada tangencial
A_0	área do orifício de saída do atomizador
C_e	coeficiente de arrastamento do jato
C_1, C_2	constantes, cujos valores são desconhecidos
C_d	coeficiente de descarga no atomizador
D	diâmetro interno da câmara de combustão
D_i	diâmetro médio de uma estreita faixa da distribuição de tamanhos de gotas
D_{32}	diâmetro médio de Sauter (SMD)
D_s	diâmetro da câmara swirl do atomizador mecânico-centrífugo do tipo cone oco
d_l	diâmetro (ou espessura) do fragmento líquido
i	indicação do componente (ou espécie química) na mistura gasosa
y_i	fração volumétrica (ou molar) do componente i na mistura gasosa
y_{O_2}	fração volumétrica (ou molar) do oxigênio molecular na mistura gasosa
J_0	quantidade de movimento linear
K_V	coeficiente de recirculação interna dos produtos de combustão
M_{ar}	quantidade de movimento linear do ar imediatamente antes de entrar na câmara
Ma	número de Mach para a avaliação da compressibilidade do escoamento
R^2	coeficiente de correlação linear entre o modelo e os dados experimentais
t_s	espessura do filme líquido na saída do atomizador
t_R	tempo médio de residência dos gases no interior da câmara
$\langle T_g \rangle$	temperatura média dos gases no meio quiescente
T	temperatura em °C
T_{ar}	temperatura de pré-aquecimento do ar de combustão
U_0	velocidade do líquido na extremidade de saída do atomizador
$\dot{V}_{Biodiesel}$	vazão volumétrica do biodiesel no atomizador, calculada com base nas emissões de gases para o fechamento do balanço de massa
X	parâmetro adimensional
Oh_d	número de Ohnesorge

We_g número de Weber

Caracteres gregos

α	ângulo de abertura do jato
$\alpha_{0,5}$	ângulo medido a partir da linha de centro do jato até a posição radial na qual a velocidade axial é igual à metade da velocidade na linha de centro do jato
β	coeficiente de deficiência de ar normalizado
λ	coeficiente de excesso de ar normalizado
ρ_A	massa específica do ar (ou gases) no meio gasoso
ρ_L	massa específica do líquido
ρ_0	massa específica do fluido na entrada da câmara
ρ_∞	massa específica dos gases no meio quiescente
ρ_g	massa específica da fase gasosa na qual o jato líquido é desintegrado em gotas
σ	tensão superficial na interface líquido/gás
v_l	velocidade absoluta do fragmento líquido
v_g	velocidade absoluta dos gases no meio quiescente
v_{ar}	velocidade média do ar imediatamente antes de entrar na câmara
μ_L	viscosidade dinâmica do líquido
ϕ	razão global de equivalência da mistura entre o ar e o combustível
ΔN_i	fração (ou percentagem) das gotas na distribuição, cujo diâmetro encontra-se em uma estreita faixa relativa ao valor médio D_i
ΔT	diferença de temperatura calculada como resultado do balanço de energia
ΔP_L	diferença de pressão na qual o líquido é submetido
θ	metade do ângulo máximo de abertura do spray
$\cos \theta$	cosseno de θ

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	Relevância, motivação e justificativa	22
1.2	Objetivos.....	25
1.3	Estrutura da dissertação	26
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	28
2.1	Aerodinâmica: teoria de jatos	28
2.1.1	Jatos livres.....	28
2.1.2	Jatos confinados e o fenômeno da recirculação interna.....	31
2.2	Atomização: teoria de gotas.....	34
2.2.1	Fundamentos.....	34
2.2.2	Atomizadores mecânicos-centrífugos.....	37
2.2.3	Biodiesel	40
2.3	Mecanismos de formação de óxidos de nitrogênio.....	42
2.4	Combustão sem chama visível.....	44
2.4.1	Histórico.....	44
2.4.2	Fundamentos da combustão sem chama visível	46
2.4.3	Pesquisas antecedentes com combustíveis líquidos.....	55
2.4.4	Efeitos dos parâmetros na combustão sem chama visível	57
3	MATERIAIS E MÉTODOS	61
3.1	Introdução	61
3.2	Metodologia	61
3.3	Técnicas de medida.....	62
3.4	Montagem do sistema de combustão	67
3.5	Procedimentos experimentais	79
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	86
4.1	Apresentação dos resultados experimentais	86
4.2	Determinação da composição média do combustível.....	88
4.3	Balances de massa e energia.....	92
4.4	Determinação dos parâmetros de recirculação	95
4.5	Análise e discussão das emissões gasosas	102
4.5.1	Atomização do biodiesel.....	104

4.5.2	Efeitos do excesso de ar	113
4.5.3	Efeito da temperatura de pré-aquecimento do ar.....	120
4.5.4	Operação no regime de combustão convencional	122
5	CONCLUSÕES.....	123
	REFERÊNCIAS	126
	ANEXO – Certificação de qualidade Bio Brás Diesel Ltda	136
	APÊNDICE A – Imagens adicionais do sistema e dos periféricos	138
	APÊNDICE B – Equações para a análise de gases de combustão	147
	APÊNDICE C – Determinação da composição média do biodiesel	156
	APÊNDICE D – Balanços de massa e energia do processo de combustão	161

1 INTRODUÇÃO

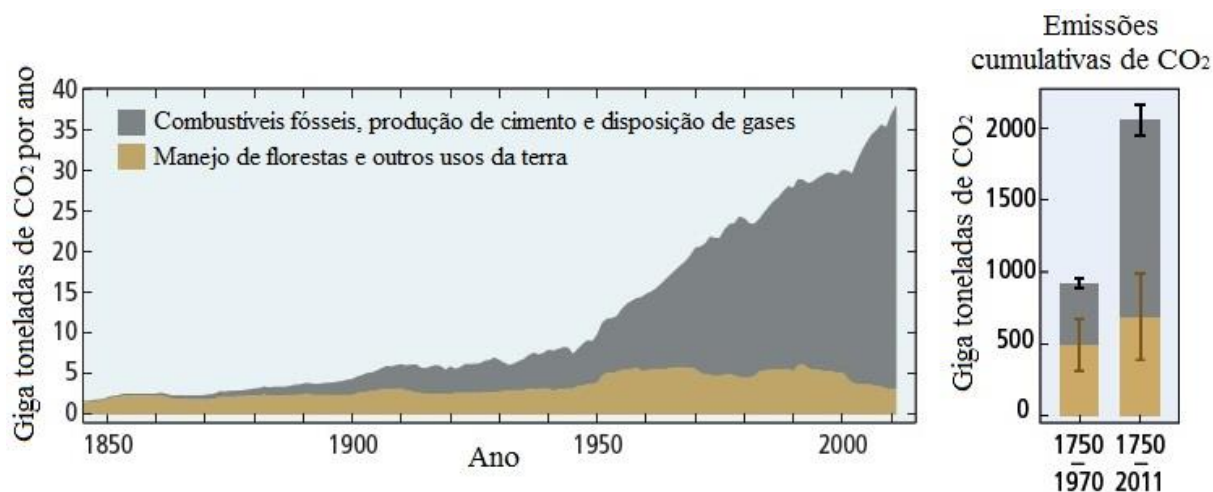
A energia, como uma grandeza física, pode ser definida como a capacidade que um sistema possui de realizar trabalho. Todas as atividades antrópicas envolvem o uso de energia, especialmente os processos de combustão, que convertem a energia química do combustível em energia térmica ou calor. A combustão é requerida para a obtenção de energia útil ao homem e para a manutenção do elevado padrão de consumo da sociedade moderna, em detrimento dos cuidados com a natureza, uma vez que muitos poluentes gasosos são emitidos no ambiente. Dentre eles, merecem destaque os gases causadores do efeito estufa e os óxidos de nitrogênio, referidos como NO_x .

Os raios solares de pequenos comprimentos de onda penetram na atmosfera e atingem a superfície da Terra, onde são refletidos e absorvidos. A superfície terrestre emite energia na forma de radiação infravermelha de maior comprimento de onda, em relação ao dos raios solares. Neste intervalo de comprimento de onda, os gases do efeito estufa absorvem a radiação térmica, impedindo o escape do calor para o espaço. Assim, os gases do efeito estufa reemitem o calor em todas as direções, mantendo aquecidas a superfície terrestre e as camadas inferiores da atmosfera. A queima de combustíveis fósseis, como: o gás natural, os derivados do petróleo e o carvão mineral, é responsável pela maior parte das emissões de gases do efeito estufa, que estão sendo acumulados na atmosfera desde a primeira revolução industrial até hoje, intensificando a retenção do calor. Como resultado, o agravamento do efeito estufa aumenta a temperatura média global, altera a distribuição de temperatura dos continentes e dos oceanos e provoca as mudanças climáticas (CLIMATE CHANGE: BASIC INFORMATION, 2015).

Os gases do efeito estufa são o dióxido de carbono (CO_2), o metano (CH_4), o óxido nitroso (N_2O), os gases à base de flúor (F – gases), entre outros. Cada espécie química apresenta uma capacidade de absorver a energia térmica e um período de permanência na atmosfera, conforme informações coletadas da Agência Americana de Proteção ao Ambiente (UNDERSTANDING GLOBAL WARMING POTENTIALS, 2015). Na queima de combustíveis fósseis, resíduos sólidos e biomassa, o dióxido de carbono permanece na atmosfera por cerca de um século. Apesar de absorver mais energia do que o CO_2 , o CH_4 tem um período médio de permanência de cerca de uma década, enquanto que o N_2O permanece na atmosfera por mais de 100 anos. A Figura 1.1 indica o aumento das emissões globais e cumulativas de CO_2 (em giga toneladas por ano) no período de 1850 a 2011. Nesta Figura, as maiores emissões de carbono ocorreram de 2000 a 2010, apesar das regras e acordos

estabelecidos para reduzir as mudanças climáticas. Além disso, quase metade das emissões cumulativas de CO_2 entre 1750 e 2011 ocorreu nos últimos 40 anos, em virtude especialmente da queima de combustíveis fósseis, que contribuíram para triplicar as emissões de carbono entre 1970 e 2011, em comparação com o período de 1750 a 1970.

Figura 1.1 - Emissões globais e cumulativas de CO_2 no período de 1850 a 2011



Fonte: (CLIMATE CHANGE 2014: SYNTHESIS REPORT, 2015)

A camada de ozônio é uma camada de gás ozônio (O_3) localizada na estratosfera, que funciona como um escudo de proteção dos seres vivos, uma vez que absorve uma parcela da radiação ultravioleta existente nos raios solares. O aumento da incidência de raios ultravioletas causa prejuízos no cultivo de grãos e frutas, maior número de casos de câncer de pele e maior ocorrência de catarata nos humanos. Os F -gases, como os clorofluorcarbonetos, os hidroclorofluorcarbonetos, tetracloreto de carbono e metil clorofórmio, são as principais espécies responsáveis pela destruição da camada de ozônio, devido à liberação de átomos de cloro ou bromo, que consomem rapidamente o ozônio (BASIC OZONE LAYER SCIENCE, 2016). Segundo Glassman e Yetter (2008), os NO_x são gases que não apenas respondem pela destruição da camada de ozônio, mas também pela formação de *smog* fotoquímico e pela ocorrência de chuvas ácidas em grandes centros urbanos.

As mudanças climáticas são diversas: o aquecimento dos continentes e dos oceanos, a redução do tamanho das geleiras no Ártico e da quantidade de neve em países do hemisfério norte, o aumento do nível dos mares, a acidificação das águas oceânicas, alteração do regime de chuvas em macrorregiões, entre outras. A causa mais provável das mudanças climáticas é

as emissões crescentes de gases do efeito estufa, provenientes do uso indiscriminado das reservas naturais de carvão, petróleo e gás natural, para atender a demanda de energia alavancada pelos crescimentos econômico e populacional de muitos países nas últimas décadas. O quinto relatório de avaliação do Painel Intergovernamental sobre mudanças climáticas (CLIMATE CHANGE 2014: SYNTHESIS REPORT, 2015) revelou que as emissões de dióxido de carbono oriundas da queima de combustíveis fósseis e das atividades industriais entre os anos de 1970 e 2010 contribuíram com cerca de 78% do aumento total das emissões de gases do efeito estufa.

As principais fontes emissoras de gases do efeito estufa são o setor industrial (o fornecimento de matéria-prima, a manufatura e a logística), o setor agrícola (as queimadas, o desmatamento e o manejo inadequado da terra), o setor de transporte (os veículos automotores), o setor residencial (o aquecimento térmico de residências no inverno), as atividades de geração de potência elétrica e calor e outras formas de produção de energia. Todos os setores econômicos de um país nos quais a energia é produzida ou consumida são referidos, como o setor energético. De acordo com a Agência Internacional de Energia (WORLD ENERGY OUTLOOK SPECIAL REPORT, 2015), o setor energético em escala mundial contribui com dois terços das emissões globais de gases do efeito estufa, considerando a geração e o consumo de energia, dando ênfase às maiores economias com base no potencial de crescimento econômico e na estimativa de crescimento demográfico.

A China é a maior produtora e consumidora de carvão, possui um mercado de gás natural maior do que o da União Européia e pode superar os Estados Unidos como a maior consumidora de petróleo até a década de 2030. No entanto, segundo estimativas da Agência Internacional de Energia, a economia chinesa poderá desacelerar o ritmo de expansão, limitando o consumo de carvão, mas as emissões de carbono estão previstas atingir um pico próximo de 2030. Por outro lado, a Índia está entrando em um período de modernização e rápido crescimento do consumo de energia e, assim, ocupará uma posição de destaque no mercado internacional como a economia de maior crescimento tanto do consumo de carvão e quanto da demanda de petróleo, em virtude dos investimentos em infraestrutura, da falta de acesso à eletricidade por 240 milhões de pessoas e da migração de 315 milhões para as zonas urbanas até 2040.

As fontes renováveis contribuem para reduzir as emissões de carbono e a dependência mundial pelas fontes fósseis. Apesar da desvalorização do petróleo evidenciada pelos baixos preços de mercado nos últimos anos, as fontes renováveis de energia representaram quase a metade dos novos sistemas de geração de potência no mundo em 2014. Com mais

investimentos em renováveis, a Agência Internacional de Energia prevê uma eventual desconexão na relação entre as emissões de carbono e as atividades econômicas, medidas pelo aumento da demanda de energia elétrica. Apesar disso, o cumprimento dos planos de ações de combate ao aquecimento global pelos países comprometidos, a substituição de equipamentos obsoletos e novos investimentos em tecnologias mais eficientes e menos poluidoras são necessários para descarbonizar o setor energético e minimizar o aumento da temperatura média do planeta nas próximas décadas. Portanto, o setor energético deverá investir em eficiência energética e em tecnologias de baixo carbono.

Neste cenário de grande preocupação com as emissões de carbono, a combustão sem chama visível é uma tecnologia promissora, que permite reduzir consideravelmente não apenas o consumo de combustíveis nos processos de combustão, em virtude do ganho de eficiência térmica, mas também as emissões de poluentes, como: os hidrocarbonetos não queimados (no inglês, *Unburned Hydrocarbon*) e os óxidos de nitrogênio (NO_x).

1.1 RELEVÂNCIA, MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA

A combustão é um processo requerido para a geração de energia nas indústrias, nos comércios, nas residências, no campo e na cidade em benefício da humanidade, apesar das emissões de poluentes nocivos ao homem e ao ambiente. A busca por tecnologias mais eficientes e com baixas emissões de carbono tem sido motivada pela necessidade de uso racional dos recursos naturais finitos, como as reservas de petróleo, gás natural e carvão mineral, e, mais recentemente, pelas preocupações das autoridades com os impactos dos poluentes na atmosfera.

A recente manifestação do Papa Francisco, a carta encíclica “LAUDATO SI sobre o cuidado da casa comum”, pode ser interpretada como um apelo, no que diz respeito aos impactos causados pelas emissões de poluentes no ambiente e as preocupações com o crescente aumento da demanda por combustíveis fósseis, na tentativa de responsabilizar cada indivíduo na sociedade pela poluição da natureza, pelas perdas de biodiversidade e pelas mudanças climáticas ameaçadoras, envolvendo inclusive questões de ordem econômica, social e política em âmbitos local e internacional.

Muitos países estão envolvidos no cumprimento dos planos de ação para o combate às mudanças climáticas. No entanto, os compromissos assumidos são irregulares e podem comprometer o objetivo de restringir o aumento da temperatura média global abaixo de 2°C

até 2100. Neste contexto, novos acordos entre os países devem ser estabelecidos na Vigésima Primeira Conferência das Partes, realizada em Paris (no inglês, *21st Conference of the Parties* – COP21). Segundo a Agência Internacional de Energia (WORLD ENERGY OUTLOOK SPECIAL REPORT, 2015), são estimados novos investimentos na geração de potência elétrica a partir de fontes renováveis de energia, como: a solar, a eólica e a hidráulica.

Apesar de investimentos nestas tecnologias de geração de energia limpa, os processos de combustão são ainda muito utilizados pelo homem. Por este motivo, novas técnicas de combustão têm sido estudadas para reduzir as emissões de poluentes nos processos de combustão, como: o monóxido de carbono (CO) e os NO_x . As técnicas baseadas na modificação do modo de combustão são caracterizadas pela existência de mecanismos divergentes de formação de poluentes. As condições nas quais ocorre a oxidação completa do CO são geralmente favoráveis à formação de NO_x e vice-versa. Se o processo de combustão requerer a redução das emissões de CO_2 , a busca por uma tecnologia que atenda às exigências de redução simultânea das emissões dos poluentes torna-se um grande desafio.

A combustão sem chama visível oferece a vantagem de reduzir simultaneamente as emissões de NO_x e as de gases do efeito estufa. A tecnologia baseia-se no aproveitamento do calor e na taxa de recirculação interna dos produtos de combustão para pré-aquecer e diluir os reagentes antes de haver as reações de oxidação do combustível, resultando em uma distribuição de temperatura favorável à oxidação do CO e à atenuação dos picos de temperatura na chama, que são responsáveis pela formação de NO_x via mecanismo térmico.

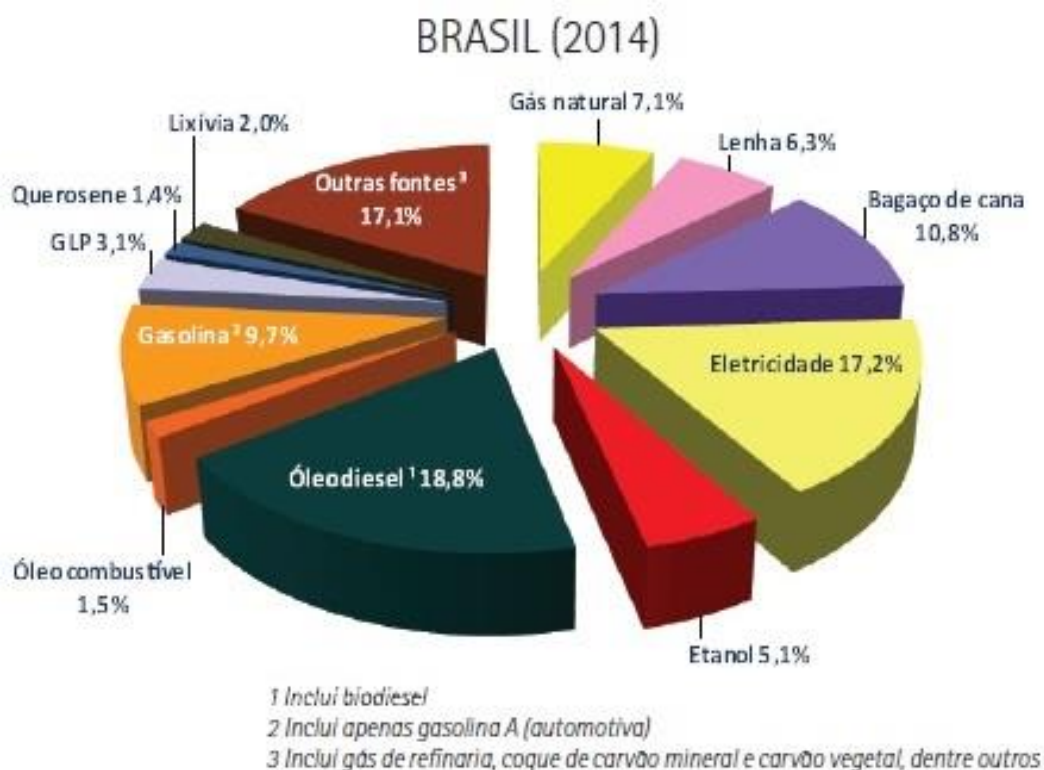
Alguns autores, Weber et al. (2005), Li et al. (2011) e Arghode, Gupta e Yu (2009) afirmaram que a tecnologia é aplicada em indústrias siderúrgicas e metalúrgicas em vários países e possui o potencial para operar com combustíveis sólidos, líquidos e gasosos. Quando aplicada com o uso de combustíveis derivados de fontes renováveis, denominados biocombustíveis líquidos, a tecnologia de combustão sem chama visível torna-se ainda mais vantajosa com a perspectiva de ser limpa (zero emissões líquidas de carbono).

Segundo Cresci, Milani e Wüning (2012), a tecnologia de combustão sem chama visível permite aumentar a eficiência dos sistemas de combustão e pode contribuir para atingir as metas de redução das emissões de carbono, que foram estabelecidas em acordos internacionais, como o acordo entre países europeus para reduzir em 20% as emissões de gases do efeito estufa, aumentar em 20% a participação de tecnologias renováveis de energia e favorecer 20% de aumento de eficiência dos sistemas até 2020.

A utilização de fontes renováveis de energia é de grande importância para reduzir a dependência dos combustíveis derivados do petróleo e as emissões de carbono na atmosfera.

No Brasil, as emissões de CO_2 equivalente atingiu 485,2 milhões de toneladas em 2014, sendo o setor de transportes responsável por 221,9 milhões e o setor industrial, por 89,7 milhões, conforme o Balanço Energético Nacional (2015). A matriz energética brasileira é diversificada com um amplo potencial para fornecer combustíveis renováveis, como a biomassa da cana, a lenha, o carvão vegetal, o etanol, o biodiesel, entre outros. A Figura 1.2 representa o consumo final de energia por fonte energética em 2014.

Figura 1.2 - Consumo final de energia por fonte no Brasil em 2014

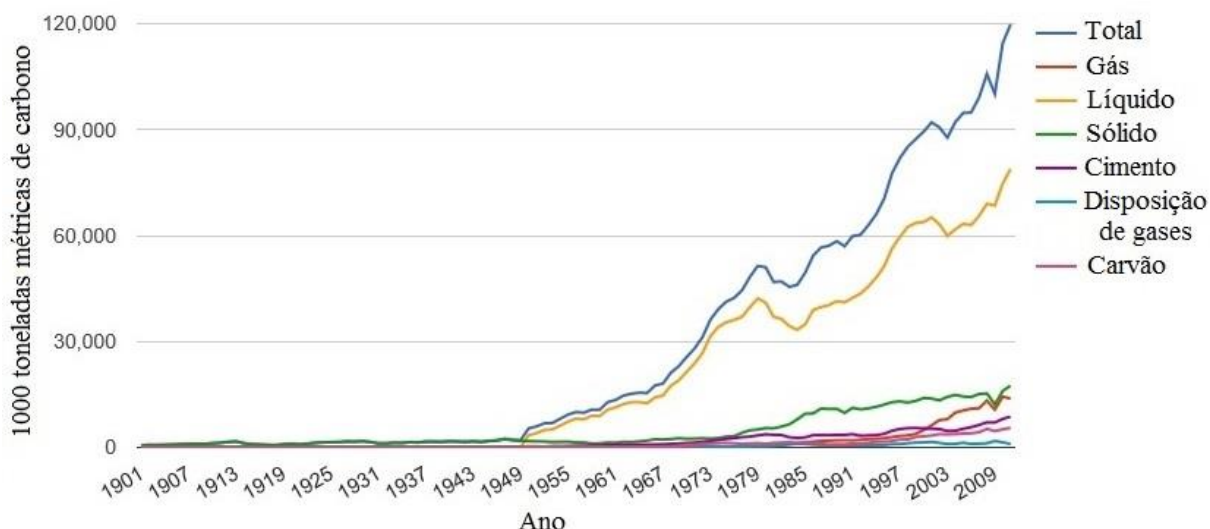


Fonte: (BALANÇO ENERGÉTICO NACIONAL, 2015)

Na Figura 1.2, nota-se que os combustíveis líquidos derivados do petróleo, como: o diesel, a gasolina, o óleo combustível e o querosene, são muito utilizados no Brasil, e o crescimento do consumo foi de 3,7% entre 2013 e 2014.

A Figura 1.3 relaciona as emissões de carbono a partir de cada fonte energética no Brasil desde o início do século XX até 2011, com destaque para o uso de combustíveis líquidos, que são a principal fonte de obtenção de energia há muitos anos.

Figura 1.3 - Emissões de carbono por fonte no Brasil entre 1950 e 2011



Fonte: (BODEN, T. A.; G., MARLAND; R.J., ANDRES, 2013)

É necessário enfatizar que não existe um entendimento claro dos fundamentos do regime de combustão sem chama visível e as pesquisas sobre a aplicação desta tecnologia com combustíveis líquidos são poucas. Assim, novas pesquisas são necessárias para investigar as regiões de estabilidade e as características típicas do regime de combustão sem chama visível com a queima de combustíveis líquidos de uso comum no setor energético nacional, envolvendo inclusive o projeto e o desenvolvimento de sistemas de combustão de importância prática.

1.2 OBJETIVOS

A presente dissertação teve como objetivo principal desenvolver uma bancada experimental que possa permitir a manipulação dos parâmetros operacionais do sistema de combustão, sendo capaz de operar em vários regimes de combustão, inclusive no regime de combustão sem chama visível, com a queima de combustíveis líquidos.

O presente projeto de pesquisa tem dois objetivos específicos: atingir e estabilizar o regime de combustão sem chama visível com o uso de biodiesel, bem como obter e analisar os resultados experimentais relativos às emissões de poluentes (NO_x e CO) em condições típicas do regime de combustão sem chama visível com a queima de biodiesel.

1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

A dissertação foi estruturada com o objetivo de facilitar a compreensão dos conceitos envolvidos no estudo da tecnologia de combustão sem chama visível.

O capítulo 1 é a introdução do assunto, o entendimento da relevância, da motivação e da justificativa para desenvolver os estudos da tecnologia com o uso de combustíveis líquidos derivados de fontes renováveis e a definição dos objetivos principais e secundários do presente projeto de pesquisa.

O capítulo 2 aborda os conceitos teóricos necessários para estudar a tecnologia de combustão sem chama visível com combustíveis líquidos. Os tópicos são: a aerodinâmica de jatos turbulentos livres e confinados, a atomização de líquidos, os mecanismos de formação de óxidos de nitrogênio e os fundamentos da combustão sem chama visível. As pesquisas antecedentes com combustíveis líquidos e os efeitos dos parâmetros de operação na estabilização do regime de combustão sem chama visível são descritas sucintamente.

O capítulo 3 refere-se aos materiais e métodos, que compreendem a metodologia, as técnicas de medida, a montagem do sistema de combustão e os procedimentos experimentais, envolvendo uma descrição da bancada dos testes de atomização e da instalação física, incluindo os periféricos. Foi elaborada uma descrição detalhada da bancada de testes de combustão com a devida ênfase no projeto, no desenvolvimento e na montagem dos componentes do sistema.

O capítulo 4 apresenta os resultados dos testes de atomização e dos experimentos de combustão e os resultados do cálculo da composição elementar média do biodiesel a partir das emissões de gases, descreve os balanços de massa e energia e analisa e discute os valores calculados dos parâmetros de recirculação e os dados experimentais relativos às emissões gasosas de CO e NO_x . A discussão se estende com uma descrição das observações qualitativas do sistema, operando em condições típicas do regime de combustão sem chama visível, e uma comparação deste com as características do regime de combustão convencional referentes às chamas obtidas a partir de um spray.

O capítulo 5 é as conclusões do presente projeto de pesquisa com base nos resultados dos experimentos. Algumas sugestões são feitas para trabalhos futuros, a fim de direcionar as pesquisas para entender o comportamento e as características de um spray em condições típicas do regime de combustão sem chama visível.

O anexo apresenta um laudo técnico das características físicas e químicas do biodiesel, conforme recebido do fornecedor, empresa Bio Brás Diesel Ltda.

Os apêndices desta dissertação são considerados um enriquecimento teórico e acadêmico do próprio autor. O apêndice A compreende as imagens adicionais do sistema e dos periféricos. O apêndice B consiste no desenvolvimento das equações algébricas para a análise de gases de combustão. O apêndice C é uma descrição do procedimento usado para determinar a composição elementar média do biodiesel e o apêndice D envolve uma descrição breve dos balanços de massa e energia do processo de combustão.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

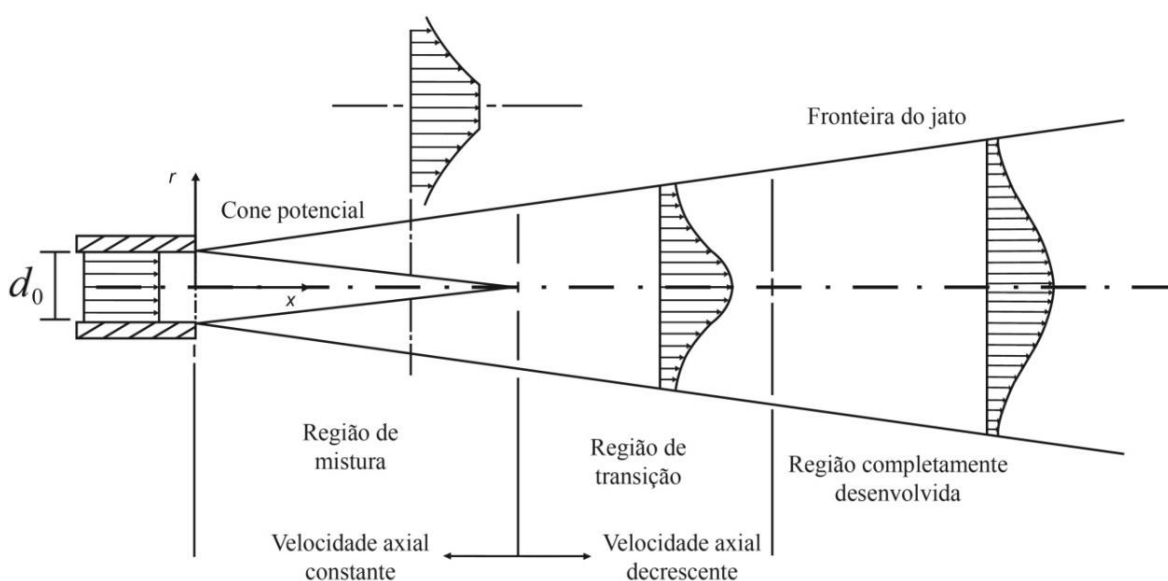
A tecnologia de combustão sem chama visível requer o estudo da recirculação de gases no interior de câmaras de combustão. Por este motivo, a aerodinâmica de jatos livres e confinados é abordada para permitir maior compreensão dos efeitos da recirculação na ocorrência e na estabilização da chama, cujas características são tão distintas do regime de combustão convencional que a combustão sem chama visível é identificada como um novo regime de combustão.

2.1 AERODINÂMICA: TEORIA DE JATOS

2.1.1 Jatos livres

Quando um fluido emerge de um ejetor (local no qual o fluido deixa a superfície sólida adjacente), um jato se forma em virtude da sua interação com a vizinhança. Um jato é denominado livre, quando a vizinhança é uma atmosfera infinitamente grande. A Figura 2.1 ilustra as três regiões características de um jato livre, turbulento e isotérmico de seção transversal circular, que se forma em um meio quiescente.

Figura 2.1 - Regiões características de um jato



Observe que o jato expande-se radialmente, mantendo o perfil de velocidades simétrico em relação à direção axial (eixo x), que passa pela linha de centro do jato (perfil axissimétrico).

O fluido deixa o ejetor de diâmetro d_0 com perfil uniforme de velocidades. Na região denominada cone potencial (Figura 2.1), a velocidade axial permanece constante e quase idêntica ao valor na saída do ejetor. No entanto, o intenso gradiente de velocidades (camada-limite turbulenta) entre o cone potencial e a superfície externa do jato, na região de mistura, promove o arraste (ou arrasto) de fluido quiescente para o seu interior. Como consequência, ocorre a expansão do jato. Na região de transição, as forças de cisalhamento, ainda intensas, atuam ao longo de toda a seção transversal do jato, retardando o seu movimento. Na região completamente desenvolvida, porém, o gradiente de velocidades é reduzido e o perfil permanece estável, uma vez que as tensões de cisalhamento são pequenas.

Com a finalidade de se obter relações matemáticas válidas para jatos em quaisquer condições fluidodinâmicas (condições de similaridade), a distância entre a saída do ejetor e um ponto qualquer x sobre o eixo de simetria do jato deve ser medida proporcionalmente ao diâmetro equivalente do ejetor d_e , cuja definição é derivada da observação do comportamento do jato em expansão, conforme o tratamento matemático realizado por Beér e Chigier (1972).

Quando a massa específica do jato livre ρ_0 difere da massa específica do meio quiescente ρ_∞ , em virtude de os fluidos serem distintos ou sob a condição de haver diferença de temperatura entre eles, na ausência de forças externas ao jato livre (força resultante nula), a quantidade de movimento total do sistema se mantém constante. Os corpos fluidos trocam, então, quantidade de movimento e o jato perde velocidade com a distância.

No sentido estrito, a conservação da quantidade de movimento total do sistema implica que, no caso de haver dois corpos, quando um corpo tem um acréscimo da quantidade de movimento, o outro deve sofrer um decréscimo no mesmo valor desta grandeza física. Em situações nas quais uma força externa age sobre o sistema, a força resultante não nula ocasiona a variação da quantidade de movimento. Aliás, essa definição é a da Segunda Lei de Newton para sistemas abertos (ou volumes de controle), que são fixos no espaço em relação a um sistema de coordenadas inercial. A força externa ao sistema pode ser variável com o tempo e não periódica. Neste caso, não se pode afirmar categoricamente que a quantidade de movimento total do sistema se conserva, uma vez que a quantidade de movimento total do sistema se altera no decorrer do tempo, podendo aumentar ou diminuir.

A hipótese mais simples da teoria de jatos considera que a taxa de arrasto do fluido quiescente é tão elevada que a massa específica do jato aproxima-se da massa específica do

fluido quiescente em pequenas distâncias do ejedor. De maneira análoga, o diâmetro equivalente é definido como sendo o diâmetro do ejedor através do qual um jato de massa específica ρ_∞ possui a mesma velocidade inicial u_0 e a mesma quantidade de movimento J_0 . A equação (1) expressa a definição da quantidade de movimento do jato com base na hipótese relativa à variação da massa específica com a distância a partir da saída do ejedor.

$$\rho_\infty \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_e^2 \cdot u_0^2 = J_0 \rightarrow \rho_\infty \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_e^2 = \frac{J_0}{u_0^2} \cdot \left(\frac{\dot{m}_0^2}{\dot{m}_0^2} \right) \rightarrow \rho_\infty \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_e^2 = \frac{\dot{m}_0^2}{J_0} \quad (1)$$

A equação (1) pode ser resolvida para d_e , resultando na equação (2), que é usada para calcular o diâmetro equivalente do ejedor, em decorrência da diferença entre a massa específica do jato e a massa específica dos gases no meio quiescente.

$$d_e = \frac{2 \cdot \dot{m}_0}{(\pi \cdot \rho_\infty \cdot J_0)^{1/2}} \rightarrow d_e = d_0 \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_\infty} \right)^{1/2} \quad (2)$$

Observe que, quando ambos o jato e o fluido no meio quiescente possuem a mesma massa específica, o diâmetro equivalente iguala-se ao diâmetro real do ejedor (d_0).

Por similaridade, as três regiões características de um jato se estendem a distâncias proporcionais ao diâmetro equivalente do ejedor. Beér e Chigier (1972) afirmaram que o cone potencial se estende do ejedor até 4 a $5d_e$, enquanto que um jato torna-se completamente desenvolvido a partir de $10d_e$. A vazão mássica do jato ($\dot{m}_J$) é proporcional à distância x a partir do ejedor e à vazão mássica inicial do jato ($\dot{m}_0$), sendo representada pela equação (3):

$$\frac{\dot{m}_J}{\dot{m}_0} = C_e \cdot \frac{x}{d_e} \rightarrow \frac{\dot{m}_J}{\dot{m}_0} = C_e \cdot \frac{x}{d_0 \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_\infty} \right)^{1/2}} \rightarrow \frac{\dot{m}_J}{\dot{m}_0} = C_e \cdot \left(\frac{\rho_\infty}{\rho_0} \right)^{1/2} \cdot \frac{x}{d_0} \quad (3)$$

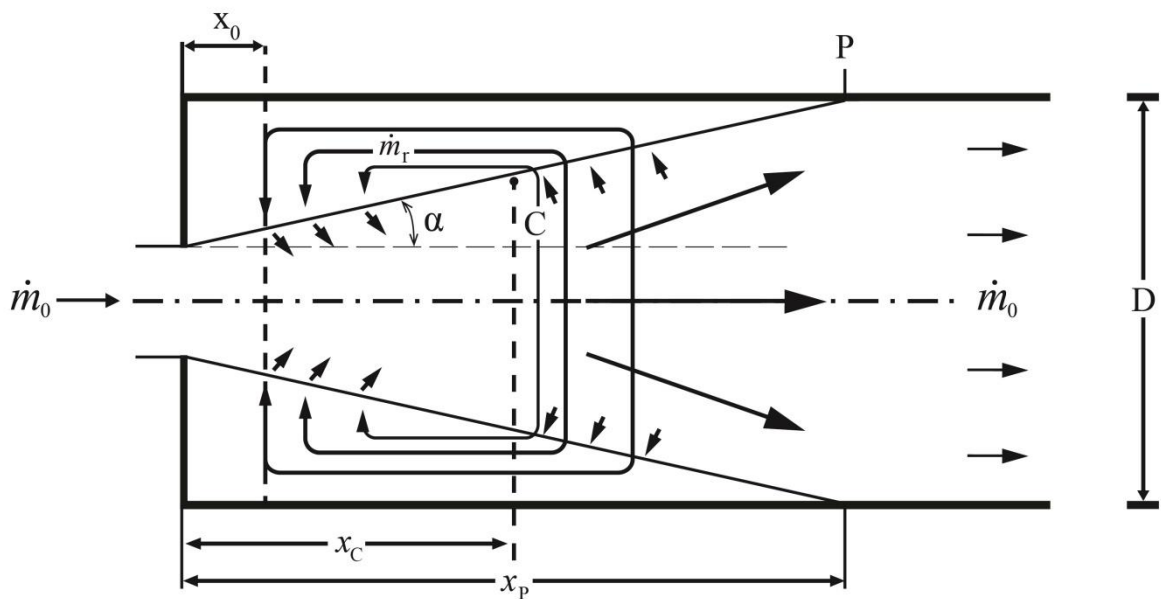
sendo C_e o coeficiente de arrasto do jato.

Beér e Chigier (1972) notaram a importância desse coeficiente na taxa de arrasto do jato e afirmaram que, para $C_e = 0,32$ em distâncias x maiores do que $10d_e$ a partir da saída do ejedor, a vazão mássica do jato $\dot{m}_J$ aumenta de um valor equivalente ao $\dot{m}_0$ (vazão mássica do jato na saída do ejedor) a cerca de cada três diâmetros equivalentes. No entanto, Han e Mungal (2001) observaram que, na saída do ejedor (e em pequenas distâncias), o coeficiente de arrasto do jato (C_e) tem um valor pequeno e, à medida que o jato expande, o valor cresce para 0,32 a partir da distância $13d_e$, quando o jato torna-se completamente desenvolvido, considerando que o jato seja frio (sem a ocorrência de reação).

2.1.2 Jatos confinados e o fenômeno da recirculação interna

Quando um jato é confinado, as paredes da câmara representam uma barreira que limita o arraste de fluido no meio quiescente através da superfície do jato, uma vez que o fluido (gases quentes) no interior da câmara encontra-se em menor quantidade. No entanto, o jato emerge do ejetor com a mesma vazão mássica $\dot{m}_j$ e a mesma velocidade média u_0 , referente ao caso da expansão livre, ou seja, com a mesma quantidade de movimento. Como consequência, apenas uma parcela da quantidade de movimento é usada para arrastar o fluido no meio quiescente. Sendo assim, o jato possui um excesso de quantidade de movimento linear, que é responsável por promover a recirculação nas suas vizinhanças (BEÉR; CHIGIER, 1972). A Figura 2.2 ilustra a região de expansão do jato e a zona de recirculação localizada na sua periferia.

Figura 2.2 - Jato turbulento e confinado a partir de um ejetor circular



Fonte: (NIESSEN, 2010)

Na Figura 2.2, foram indicados o ângulo de abertura do jato (α), o diâmetro da câmara (D), a vazão mássica inicial do jato ($\dot{m}_0$) e a distância x_0 a partir da qual o jato teoricamente começaria a arrastar os gases no meio quiescente, a distância x_C na qual ocorre a máxima intensidade de recirculação interna dos gases e a distância x_P na qual o jato hipoteticamente colidiria com as paredes físicas da câmara.

Os pesquisadores Thring e Newby propuseram uma teoria na qual se considera que o jato confinado tenha o mesmo comportamento de jato livre, desde a saída do ejedor até o ponto de máxima recirculação (ponto C, Figura 2.2) e que o desenvolvimento do jato seja determinado pela quantidade total de movimento no instante inicial após a saída do ejedor. Desse modo, a taxa líquida de recirculação ($\dot{m}_r$) é expressa pela equação (4).

$$\frac{\dot{m}_r + \dot{m}_0}{\dot{m}_0} = 0,32 \cdot \left(\frac{\rho_\infty}{\rho_0}\right)^{1/2} \cdot \frac{x_C}{d_0} \quad (4)$$

sendo x_C a distância entre a saída do ejedor e o ponto C.

O ponto P, na Figura 2.2, é definido pela distância na qual o jato, supostamente livre, colidiria com as paredes da câmara. A equação (5) estabelece uma relação matemática entre x_P e α .

$$\tan \alpha = \frac{\left(\frac{D - d_0}{2}\right)}{x_P} \rightarrow x_P = \frac{D - d_0}{2 \cdot \tan \alpha} \quad (5)$$

sendo α o ângulo de abertura do jato. De acordo com Sunavala, Hulse e Thring (1957), o ângulo de abertura do jato sofre alterações com as flutuações (*buoyancy*) do escoamento, dependendo da orientação (horizontal ou vertical) do ejedor. Segundo Niessen (2010), o ângulo α é igual ao dobro de $\alpha_{0,5}$, que compreende o ângulo medido a partir da linha de centro do jato até a posição radial na qual a velocidade axial é metade da velocidade na linha de centro do jato. O valor de $\alpha_{0,5}$ é $4,85^\circ$ para o perfil de velocidades na região em que o jato encontra-se completamente desenvolvido.

O jato começa a recircular a partir da distância x_0 do ejedor (Ponto O, Figura 2.2), quando a vazão mássica do jato aumenta continuamente para valores $\dot{m}_j \geq \dot{m}_0$. O valor de x_0 é obtido fazendo $\dot{m}_j = \dot{m}_0$ na equação (3), sendo a equação (6) o resultado deste cálculo.

$$\frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_0} = 0,32 \cdot \left(\frac{\rho_\infty}{\rho_0}\right)^{1/2} \cdot \frac{x_0}{d_0} \rightarrow x_0 = \frac{d_0}{0,32} \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_\infty}\right)^{1/2} \quad (6)$$

Assume-se que o ponto C é a distância dada pela média aritmética entre x_0 e x_P e a equação (7) é obtida pela substituição de x_0 e x_P na definição de x_C , admitindo que $D \gg d_0$.

$$x_C = \frac{x_P + x_0}{2} \rightarrow x_C = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{D}{2 \cdot \tan \alpha} + \frac{d_0}{0,32} \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_\infty}\right)^{1/2} \right] \quad (7)$$

Vale ressaltar que, segundo Beér e Chigier (1972), a teoria proposta por Thring e Newby (equações 4-7) tem boa concordância com resultados experimentais, quando o diâmetro físico do ejetor (d_0) é menor do que um décimo do diâmetro da câmara (D), ou seja, a consideração $D \gg d_0$ permanece válida nestas circunstâncias.

A substituição da equação (7) na equação (4) resulta na expressão, equação (8), usada para calcular a vazão mássica dos gases recirculados no interior da câmara de combustão, sendo a equação (9) o resultado da manipulação algébrica da equação anterior.

$$\frac{\dot{m}_r + \dot{m}_0}{\dot{m}_0} = 0,32 \cdot \left(\frac{\rho_\infty}{\rho_0}\right)^{1/2} \cdot \frac{1}{2 \cdot d_0} \cdot \left[\frac{D}{2 \cdot \tan \alpha} + \frac{d_0}{0,32} \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_\infty}\right)^{1/2} \right] \quad (8)$$

$$\therefore \quad \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_0} = \frac{0,08}{\tan \alpha} \cdot \left(\frac{D}{d_0}\right) \cdot \left(\frac{\rho_\infty}{\rho_0}\right)^{1/2} - \frac{1}{2} \quad (9)$$

A determinação dos parâmetros da recirculação interna dos gases no interior da câmara de combustão requer a definição de algumas hipóteses necessárias para o uso do método desenvolvido para jatos confinados, tais como:

- 1) O jato começa a arrastar os gases na periferia a partir da distância x_0 (indicada na Figura 2.2) definida pela equação (6);
- 2) Teoricamente, o jato colidiria com as paredes da câmara em $x = x_p$ (ponto P, na Figura 2.2);
- 3) Apesar de a liberação de calor em jatos reativos reduzir a taxa de arrasto aerodinâmico ($C_e < 0,32$), Han e Mungal (2001) notaram que os efeitos das flutuações no escoamento promovem o aumento desta taxa em distâncias $x/d_e > 40$;
- 4) A massa específica do jato em condições quentes com combustão é expressa pela massa específica média dos gases de combustão ρ_∞ numa região da câmara (pequenas distâncias do ejetor), na qual a quantidade de movimento do jato permanece praticamente inalterada, obedecendo ao princípio de conservação da quantidade de movimento. Como resultado, segundo Thring e Newby (1953), as temperaturas da chama não devem divergir em mais do que 10% da temperatura média do meio quiescente numa distância $x < (2/3) \cdot x_p$;

2.2 ATOMIZAÇÃO: TEORIA DE GOTAS

2.2.1 Fundamentos

Segundo Khavkin (2004), a atomização é um processo no qual um filme líquido é desintegrado em pequenas gotas, cujo diâmetro determina a área superficial em contato com o ar na vizinhança. O processo requer energia mecânica (predominantemente cinética) necessária para vencer as tensões superficiais e a perda de carga no atomizador, bem como turbilhonar o fluido na saída do injetor (dispositivo projetado para injetar o líquido sob pressão com a finalidade de se obter um spray). A seguir são definidas as propriedades físicas de um líquido que influenciam a qualidade do processo de atomização.

A tensão superficial é representada por forças de coesão, que atuam na interface entre o líquido e o meio gasoso (normalmente ar à temperatura ambiente), tendendo a reduzir a superfície líquida externa. A tensão superficial da água a 20°C é 76 mN/m, enquanto que a dos óleos (por exemplo, o diesel) encontra-se entre 15 e 40 mN/m (1 mN/m = 1 dynas/cm). Portanto, o tipo de força intermolecular determina a magnitude da tensão superficial.

A viscosidade é representada por forças viscosas que atuam em camadas líquidas internas tanto aquelas próximas à superfície, quanto aquelas no seio do líquido, resistindo a qualquer mudança de forma, quando forças externas promovem o movimento relativo entre as camadas.

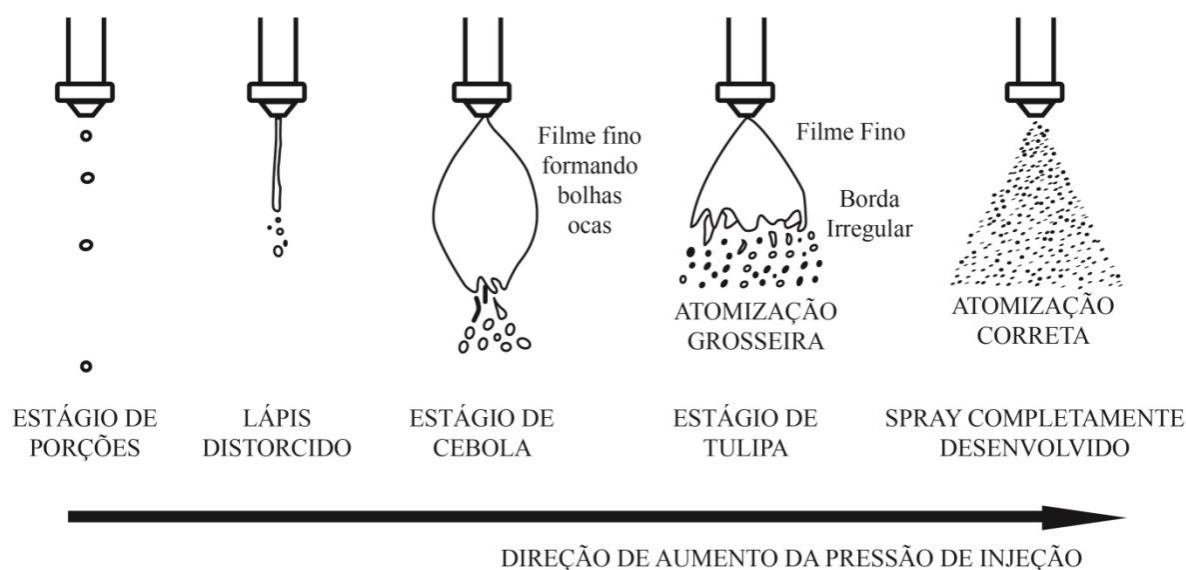
A massa específica representa a quantidade em massa de líquido presente em uma unidade de volume e está relacionada com a natureza de cada substância. É importante notar que a especificação técnica de um atomizador implica o fornecimento da vazão volumétrica nominal, dentre outros parâmetros de projeto. Sendo assim, a massa injetada pelo atomizador está vinculada com a massa específica de cada substância.

O desenvolvimento de um spray envolve vários estágios, à medida que a pressão de injeção do líquido aumenta a partir de zero. A Figura 2.3, extraída de Khavkin (2004), ilustra um esquema representativo dos estágios do processo de atomização.

De acordo com Lefebvre (1989), primeiro, pequenas porções líquidas são formadas a partir do orifício do atomizador. Segundo, o líquido deixa o orifício na forma de um fio fino (ou lápis), que sofre distorções. Terceiro, uma superfície líquida é formada na saída do orifício, porém essa superfície líquida sob influência das forças de tensão superficial se contrai na forma de uma bolha fechada, resultando num aspecto de cebola. No quarto estágio, bolhas são formadas a partir da superfície líquida, assumindo a forma de uma tulipa oca com

uma borda irregular, onde o líquido se desintegra em fragmentos e gotas grandes. No quinto e último estágio, a superfície curva é esticada na forma de uma camada cônica. À medida que a camada se expande, a espessura diminui, torna-se instável e se desintegra em ligamentos e, posteriormente, em gotas na forma de um spray cônico oco.

Figura 2.3 - Estágios do spray com o aumento da pressão de injeção



Fonte: (KHAVKIN, 2004)

De forma sucinta, em sistemas de combustão, atomizar um combustível líquido significa aumentar a razão entre a área superficial e o volume, de modo que a taxa de evaporação das gotas resultantes seja a maior possível e o líquido esteja totalmente atomizado antes de atingir a zona de combustão. A taxa de evaporação é proporcional à razão entre a área superficial e o volume das gotas em um spray. Quando o líquido é injetado, o jato líquido resultante é desintegrado em fragmentos e ligamentos pela ação das forças de cisalhamento, em virtude da interação com o meio gasoso. Os fragmentos líquidos são lançados no campo de escoamento de ar e produtos da combustão (na realidade, ambos os últimos em movimento) e sucessivas rupturas ocorrem, culminando na formação de gotas (WARNATZ; MAAS; DIBBLE, 2006).

As forças de coesão na interface gás/líquido (também denominadas forças de tensão superficial) representam uma barreira energética, que deve ser vencida pela intensidade das forças aerodinâmicas (de arraste) associadas com o movimento relativo entre o fragmento líquido e o meio gasoso envolvente para que a atomização ocorra. A equação (10) é a

definição do número de Weber (We_g), que compreende uma expressão da intensidade relativa entre ambas as forças aerodinâmicas e as forças de tensão superficial.

$$We_g = \frac{\rho_g \cdot d_l \cdot (v_l - v_g)^2}{\sigma} \quad (10)$$

sendo d_l o diâmetro ou espessura do fragmento líquido, ρ_g a massa específica da fase gasosa, v_l a velocidade absoluta do fragmento líquido, v_g a velocidade absoluta do meio gasoso (geralmente, o meio gasoso é considerado estagnado para efeito de cálculo) e σ a tensão superficial.

As forças viscosas são também resistentes ao movimento entre as camadas líquidas e interferem na atomização, uma vez que uma parte da energia mecânica cedida ao filme líquido é dissipada pelo movimento entre as camadas. A equação (11) é a definição do número de Ohnesorge (Oh_d), que estabelece uma relação entre a intensidade das forças viscosas e a intensidade das forças de tensão superficial.

$$Oh_d = \frac{\mu_L}{(\rho_L \cdot d_l \cdot \sigma)^{1/2}} \quad (11)$$

sendo μ_L a viscosidade dinâmica do líquido e ρ_L a massa específica do líquido.

Note que o número de Weber define uma relação entre as forças (microscópicas) de interação molecular na interface gás/líquido, enquanto que o número de Ohnesorge expressa uma relação entre as forças (macroscópicas) de interação entre as camadas fluidas, sendo tomada como referência a intensidade das forças de coesão (tensão superficial) na superfície. Dependendo dos valores de We_g e Oh_d , diferentes regimes de ruptura do jato líquido podem ocorrer, sendo que a condição desejável é a obtenção de um spray completamente desenvolvido e dinamicamente estável.

É necessário enfatizar que os valores de We_g e Oh_d , a partir dos quais a ruptura do filme líquido se inicia com a formação de um spray na saída do atomizador, dependem das propriedades físicas mencionadas que, aliás, assumem valores característicos para cada líquido, em função da temperatura e da pressão de injeção. De modo geral, quando $We_g > 10 - 40$, verifica-se a formação de um spray na saída do atomizador, cujo regime de ruptura é denominado região de atomização e pequenas gotas são formadas. Por outro lado, para $Oh_d > 2 - 4$, os efeitos viscosos suavizam (ou amortecem) as instabilidades, permitindo a obtenção de um spray líquido estável (WARNATZ; MAAS; DIBBLE, 2006).

A distribuição de diâmetros das gotas em um spray não é uniforme. Em processos de combustão, a distribuição de gotas em um spray é caracterizada por dois parâmetros: a média da distribuição de tamanhos e a faixa de tamanhos das gotas. Assumindo válida a hipótese de que todas as gotas são esféricas, uma função matemática é requerida para representar a média da distribuição de tamanhos das gotas. De acordo com Lefebvre e Ballal (2010), o diâmetro médio de Sauter (*SMD* ou D_{32}) é uma média definida equivalentemente ao ato de selecionar uma gota dentro do spray, cuja razão entre o volume e a área superficial tenha o mesmo valor numérico, se comparada com a razão volume/área superficial de todo o spray. A equação (12) é uma expressão matemática usada para calcular o diâmetro médio de Sauter.

$$D_{32} \text{ (ou } SMD) = \frac{\sum(\Delta N_i) \cdot D_i^3}{\sum(\Delta N_i) \cdot D_i^2} \quad (12)$$

sendo D_i o diâmetro médio de uma estreita faixa da distribuição de gotas e ΔN_i a fração (ou percentagem) das gotas na distribuição, cujos diâmetros encontram-se nesta estreita faixa da distribuição com diâmetro médio D_i (MULLINGER; JENKINS, 2008).

Segundo Omer e Ashgriz (2011), os atomizadores são de diversos tipos, classificados conforme o modo de atomização (por efeito da pressão, da gravidade, da energia cinética do ar, etc) e separados em categorias, dependendo da vazão mássica ou volumétrica, ângulo de abertura, perfil de distribuição de massa, tamanho médio das gotas, a forma geométrica do spray, entre outros parâmetros. Alguns tipos são: os de fluidos conjugados (*twin-fluid*), os mecânicos-centrífugos, os hidráulicos, os ultrassônicos, os rotativos e os eletrostáticos, entre outros. Em termos gerais, os atomizadores divergem entre eles quanto à vazão mássica da corrente de ar e ao modo de contato entre o jato de ar e o jato de líquido, sendo também classificados como os de sopro de ar (*airblasting*), os assistidos a ar (*air-assisting*) e os efervescentes.

2.2.2 Atomizadores mecânicos-centrífugos

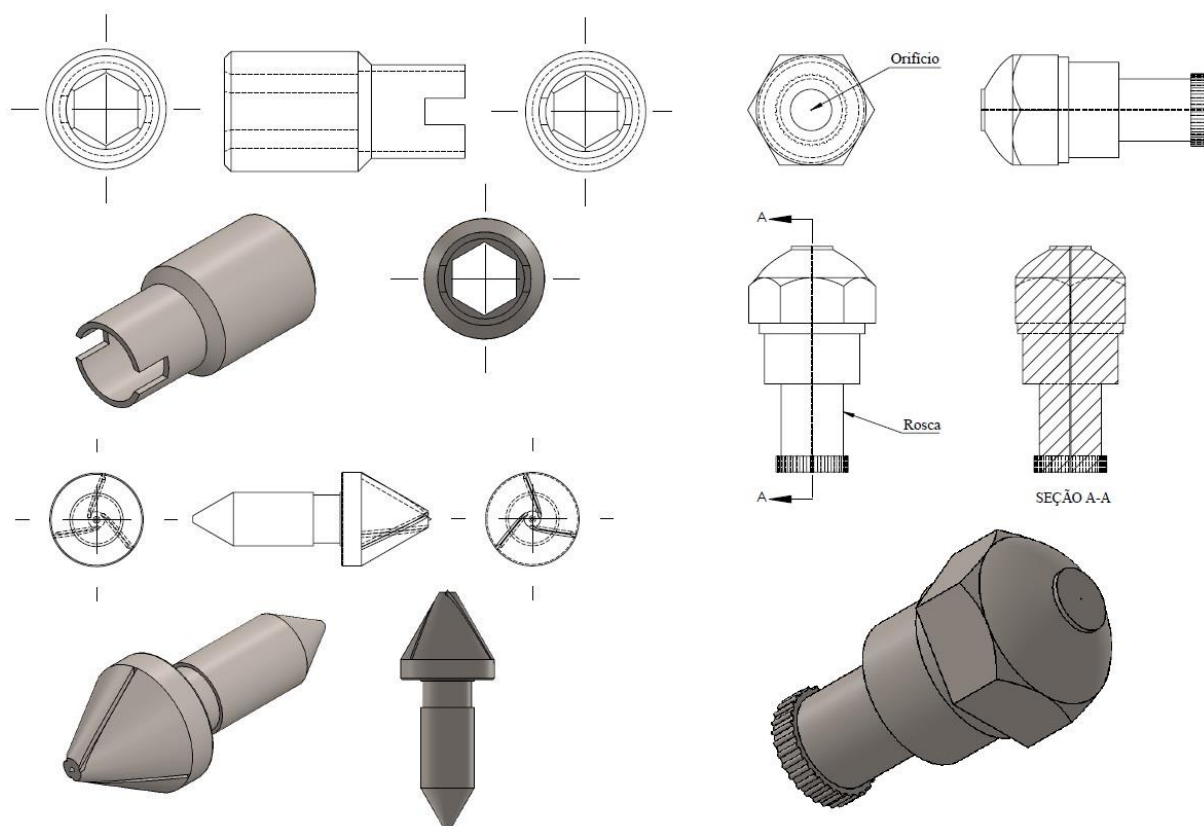
Os atomizadores mecânicos-centrífugos (no inglês, *pressure-swirl atomizers*) são dispositivos, que convertem pressão em energia cinética para promover elevada velocidade relativa entre o líquido e os gases no meio. A geometria interna destes injetores favorece a formação de uma camada líquida, cônica e delgada na região próxima ao orifício de saída, devido ao movimento rotacional, que é gerado no líquido pela ação de forças tangenciais à

direção de deslocamento do filme líquido. Após a passagem pelo orifício de saída, a superfície líquida é expandida na forma cônica e sofre sucessivas rupturas, quando sujeita às forças aerodinâmicas desestabilizadoras, que são promovidas pela diferença de velocidade entre o jato líquido e os gases no meio, resultando em pequenas gotas à distância do injetor (LEFEBVRE; BALLAL, 2010).

Também designados atomizadores simplex, esses injetores são classificados em dois tipos: os de cone sólido (no inglês, *full cone nozzles*) e os de cone oco (no inglês, *hollow cone nozzles*). Os atomizadores mecânicos-centrífugos do tipo cone oco produzem um spray, no qual a maioria das gotas está localizada na extremidade periférica de uma superfície cônica com uma distribuição radial regular do líquido, e são utilizados em muitos sistemas de combustão, como as turbinas a gás, em virtude da capacidade de produzir um spray mais fino, ou seja, com menor diâmetro médio de Sauter (OMER; ASHGRIZ, 2011).

A Figura 2.4 é um desenho técnico dos componentes internos de um atomizador mecânico-centrífugo do tipo cone oco.

Figura 2.4 - Componentes internos de um atomizador mecânico-centrífugo do tipo cone oco

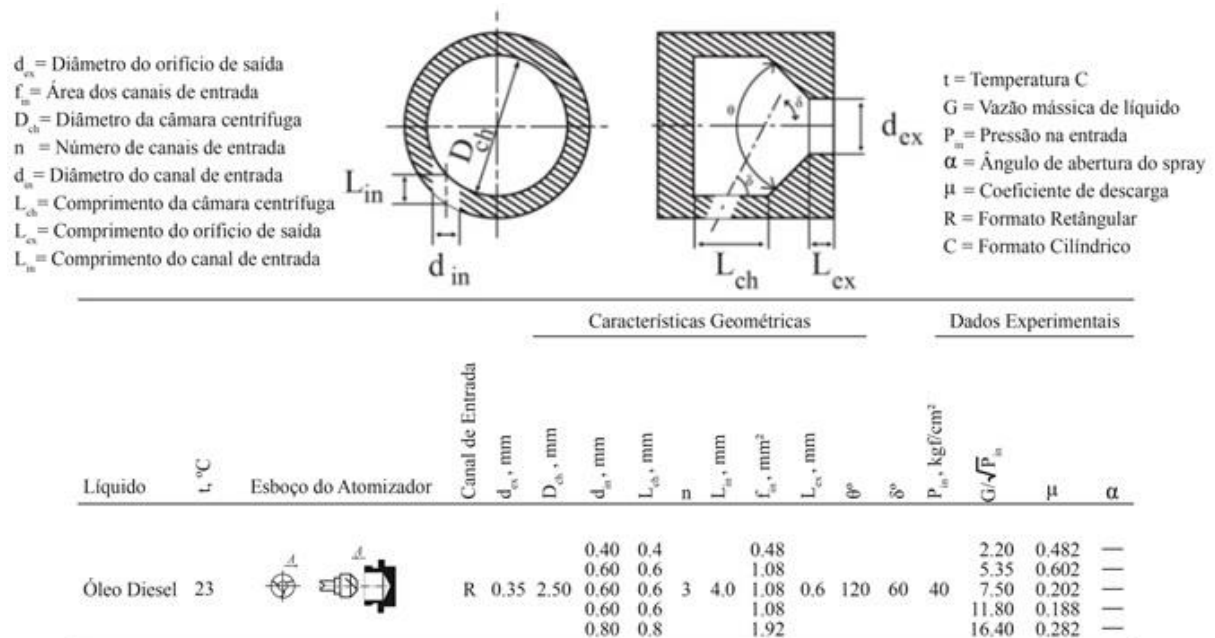


Nos atomizadores do tipo cone oco, o líquido é alimentado numa câmara centrífuga através de entradas tangenciais, que promovem uma elevada velocidade angular, resultando na formação de um vórtex com núcleo de ar. O líquido em rotação escoo através do orifício de saída da câmara centrífuga, sujeito a forças axiais e tangenciais, até emergir do atomizador. Uma característica dos atomizadores mecânicos-centrífugos é a existência de difusores estáticos (ou ranhuras usinadas), que são responsáveis por desviar o líquido na forma de uma camada cônica oca (LEFEBVRE, 1989). As ranhuras (ilustradas na parte inferior esquerda da Figura 2.4) são canais helicoidais especialmente projetados para imprimir o movimento de rotação no filme líquido (COUTO et al., 2009).

O ângulo de abertura do cone é determinado pela magnitude das velocidades axial e tangencial na saída do injetor. Em geral, um aumento no ângulo do spray resulta na maior exposição das gotas às vizinhanças, promovendo uma melhor atomização.

A Figura 2.5 ilustra os componentes internos de um atomizador mecânico-centrífugo, cuja vazão mássica nominal encontra-se na faixa entre 5 e 30 kg/h (KHAVKIN, 2004).

Figura 2.5 - Dimensões dos componentes internos de um atomizador mecânico-centrífugo com vazão nominal de 5-30 kg/h



Fonte: (KHAVKIN, 2004)

Conforme mencionado, a atomização depende das propriedades físicas do líquido e do meio gasoso no qual a descarga líquida ocorre, bem como da escolha apropriada do atomizador. O diâmetro médio de Sauter (SMD) em um spray pode ser estimado com o uso da

equação (13), que foi desenvolvida a partir da obtenção de dados experimentais com seis atomizadores mecânicos-centrífugos de diferentes tamanhos e ângulos de abertura do spray. Os líquidos usados na análise foram água, diesel e misturas entre diesel e polibuteno, a fim de variar a viscosidade cinemática entre $3 \cdot 10^{-6}$ e $18 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ e a tensão superficial entre 0,027 e $0,0734 \text{ kg/s}^2$ (WANG; LEFEBVRE, 1987).

$$SMD = 4,52 \cdot \left(\frac{\sigma \cdot \mu_L^2}{\rho_A \cdot \Delta P_L^2} \right)^{0,25} \cdot (t_s \cdot \cos \theta)^{0,25} + 0,39 \cdot \left(\frac{\sigma \cdot \rho_L}{\rho_A \cdot \Delta P_L} \right)^{0,25} \cdot (t_s \cdot \cos \theta)^{0,75} \quad (13)$$

sendo σ a tensão superficial (kg/s^2), μ_L a viscosidade dinâmica (kg/m.s), ρ_A a massa específica do meio gasoso na vizinhança do spray (kg/m^3), ΔP_L a diferença de pressão na qual o líquido é submetido (Pa), θ a metade do ângulo máximo de abertura do spray (em graus) e ρ_L a massa específica do líquido (kg/m^3).

A equação (14) foi proposta para calcular a espessura do filme líquido (t_s) imediatamente após o orifício de descarga do atomizador, considerando apenas as dimensões internas do injetor, apesar de as propriedades do líquido e a queda de pressão no injetor também influenciarem a espessura do filme líquido. As dimensões internas do injetor devem, portanto, ser conhecidas.

$$0,09 \cdot \left(\frac{A_p}{D_s \cdot d_0} \right) \cdot \left(\frac{D_s}{d_0} \right)^{0,5} = \frac{(1 - X)^3}{1 + X} \leftrightarrow X = \frac{(d_0 - 2t_s)^2}{d_0^2} \quad (14)$$

É importante mencionar que Wang e Lefebvre (1987) propuseram a equação (13), cujos coeficientes foram ajustados para atomizadores *Delavan* (valores: 4,52 e 0,39). Neste trabalho, os atomizadores utilizados foram fabricados pela empresa *Steinen* e apresentam um comportamento diferente do spray, em relação aos atomizadores *Delavan*, conforme apontam as medidas do diâmetro das gotas em laboratório. A equação (13) resulta em valores estimados menores para o *SMD* do spray a partir de atomizadores *Steinen*. Sendo assim, foi elaborada uma análise para ajustar novos coeficientes para a mesma equação empírica.

2.2.3 Biodiesel

O biodiesel é produzido a partir de óleos vegetais extraídos de plantas oleaginosas (algumas fontes: soja, canola, palma, girassol, amendoim, oliva, sementes de algodão, entre outras) e gorduras de origem animal (como o sebo bovino e a gordura de frango). Os custos

dos óleos virgens dificultam a comercialização do biodiesel. No entanto, outra matéria-prima de menor custo é os óleos vegetais residuais (no inglês, *waste cooking oil*), que são coletados após a fritura de alimentos em bares e restaurantes.

O biodiesel é um combustível alternativo ao diesel em motores de ignição por compressão, que permite estabelecer uma relação mais sólida entre a agricultura, a economia e o ambiente, favorecendo a geração de empregos no campo. No Balanço Energético Nacional (2015), a principal matéria-prima utilizada para a produção de biodiesel no Brasil foi o óleo de soja (69,2%), seguido do sebo bovino (17,0%). Conforme a Lei nº 613/2015 sancionada em 23 de Março de 2016, o percentual de biodiesel no óleo diesel será elevado de 7%v/v (B7) para 8% (B8) a partir de abril de 2017.

O biodiesel é uma mistura de ésteres derivados de ácidos graxos de cadeia longa e, segundo Fu et al. (2016), os ésteres majoritários geralmente são: o palmitato, o estearato, o oleato, o linoleato e o linolenato, sendo os dois primeiros saturados e os três últimos insaturados. Segundo Demirbas (2008), a principal rota de produção de biodiesel é o processo de transesterificação de triglicerídeos, derivados de óleos vegetais e gorduras de origem animal, com o uso de um álcool (geralmente, metanol e etanol) e a adição de catalisadores químicos, como o hidróxido de sódio e/ou potássio, levando à formação de glicerol como um subproduto. A transesterificação é uma reação de equilíbrio, que requer uma quantidade de álcool em excesso ou a remoção do glicerol na etapa de reação.

Kulkarni e Dalai (2006) entenderam que os óleos vegetais estão sujeitos a três tipos de reações: termolíticas, oxidativas e hidrolíticas. A hidrólise de triglicerídeos pela ação do vapor d'água formado durante a fritura resulta na formação de ácidos graxos livres. Após a fritura, são observadas as alterações físicas de viscosidade, calor específico, tensão superficial e cor. Os ácidos graxos livres reagem com os catalisadores alcalinos, formando sabão, que dificulta a separação do glicerol e, assim, reduz o rendimento da transesterificação. A água favorece a reação de saponificação, intensificando a formação de sabão. Desse modo, a quantidade de ácidos graxos livres e o teor de água podem determinar a necessidade ou não de fazer um pré-tratamento dos óleos vegetais antes do processo de transesterificação.

Segundo Yaakob et al (2013), o biodiesel derivado de óleos residuais contém elevada quantidade de ácidos graxos livres e elevado teor de água, além de ter um custo de 1,5 a 3 vezes maior do que o do óleo diesel comercial.

Os combustíveis derivados de biomassa renovável têm o potencial de reduzir as emissões líquidas de carbono lançadas diariamente na atmosfera, uma vez que o dióxido de carbono emitido é fixado durante a fotossíntese pelas algas e plantas. Nos testes do biodiesel

em motores diesel, segundo Kulkarni e Dalai (2006) as emissões de hidrocarbonetos e CO são reduzidas e a quantidade de particulado é significativamente menor, mas as emissões de óxidos de nitrogênio (NO_x) aumentam, quando comparadas com os resultados da queima do diesel padronizado. A explicação para as emissões é o maior teor de oxigênio no biodiesel, que favorece a combustão e a formação de fuligem. A taxa de consumo do biodiesel puro é maior, quando comparado com a do diesel, devido ao menor poder calorífico do primeiro.

Segundo Fu et al. (2016), a presença de insaturações nas moléculas do biodiesel favorece a oxidação, tornando o combustível mais susceptível. Dois mecanismos de oxidação podem ocorrer: a autooxidação e a fotooxidação, sendo ambos afetados pela temperatura de armazenamento. A degradação ocorre pela formação de radicais livres de hidrogênio e de carbono, que reagem com o oxigênio dos ésteres, levando à formação de peróxidos e compostos oxigenados. Os últimos são quimicamente mais estáveis. Por este motivo, são utilizados antioxidantes para reduzir a oxidação do biodiesel pela ação do oxigênio livre.

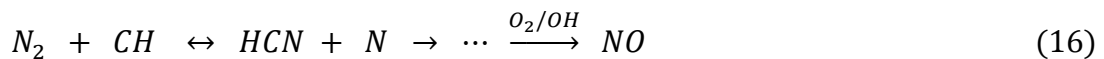
2.3 MECANISMOS DE FORMAÇÃO DE ÓXIDOS DE NITROGÊNIO

Existem quatro mecanismos químicos de formação de óxidos de nitrogênio (NO_x), nos quais a etapa limitante consiste sempre no ataque de espécies intermediárias à molécula N_2 , que é estável (devido à tripla ligação) e abundante nos gases quentes de combustão. De antemão, é importante enfatizar que os mecanismos são baseados no comportamento cinético das reações químicas, na tentativa de entender e oferecer justificativas às emissões de poluentes medidas em laboratório, em função das alterações nas variáveis manipuladas do processo de combustão. Em chamas difusivas, as emissões de NO_x calculadas pelo método equilíbrio são menores do que os valores medidos, considerando o mesmo coeficiente global de excesso de ar (ou mesma razão global de mistura) (GLASSMAN; YETTER, 2008).

O mecanismo de Zeldovich, ou NO térmico, é predominante em regiões de elevadas temperaturas ($T > 1700$ K), somente quando a cinética da reação é favorecida, sendo esta a etapa limitante, pois a energia de ativação para o átomo de O quebrar a tripla ligação na molécula N_2 é extremamente alta (WARNATZ; MAAS; DIBBLE, 2006). A equação (15) refere-se à etapa mais lenta do mecanismo térmico.



O mecanismo de Fenimore, ou *prompt NO_x*, consiste na reação do radical *CH* com o *N₂* do ar, conforme as equações (16) e (17), que são as etapas limitantes de uma sequência complexa de reações, que resultando na formação de *NO*. O mecanismo de Fenimore sofre inibição em condições pobres, uma vez que o radical *CH* deixa de existir (MULLINGER; JENKINS, 2008). No entanto, é importante afirmar que o mecanismo de Fenimore permanece ativo mesmo em temperaturas relativamente baixas em cerca de 1000 K (WARNATZ; MAAS; DIBBLE, 2006).



O grau de mistura (no inglês, *unmixedness parameter*) entre o combustível e o oxidante determina a ocorrência de emissões de *NO_x* pelo mecanismo de Fenimore, podendo este ser relevante, mesmo em processos de combustão com elevadas taxas de mistura entre os reagentes frescos e os produtos quentes de combustão. Isso significa que a combustão de misturas ricas pode ocorrer em algumas regiões da chama, apesar de o coeficiente global de excesso de ar normalizado indicar a operação em condições pobres. Na realidade, o processo de mistura entre os reagentes e os gases recirculados por difusão molecular deve ser rigorosamente avaliado, uma vez que o mesmo depende apenas de características e restrições geométricas, não se alterando na mesma proporção com os parâmetros operacionais, que são as variáveis manipuladas do sistema de combustão (GUETHE; GARCÍA; BURDET, 2009).

O mecanismo de formação de óxido nítrico (*NO*) via óxido nitroso (*N₂O*) torna-se relevante em condições nas quais ocorre a combustão de misturas pobres, apesar de a temperatura ser reduzida na zona de combustão, pois a etapa limitante apresenta baixa energia de ativação. No entanto, é necessário enfatizar que o mecanismo requer elevadas pressões de trabalho, devido ao fato de a etapa limitante ser uma reação entre três moléculas, conforme a equação (18).



A molécula *N₂O* é uma espécie intermediária, que reage com átomos de oxigênio para formar *NO*, conforme a equação 19.



De fato, a formação de NO_x via N_2O é intensificada nas câmaras de combustão de turbinas a gás, operando com chamas pré-misturadas em condições pobres (CORREA, 1992; WARNATZ; MAAS; DIBBLE, 2006).

O último mecanismo refere-se à presença de átomos de nitrogênio em moléculas orgânicas presentes no combustível. Como o biodiesel não contém nitrogênio na composição (GÄRTNER; REINHARDT, 2005), neste caso, esse mecanismo não merece a mesma importância.

2.4 COMBUSTÃO SEM CHAMA VISÍVEL

2.4.1 Histórico

A busca por novas tecnologias voltadas à redução tanto do consumo de combustíveis fósseis, quanto das emissões de poluentes, teve início na década de 1970, estimulada pela crise do petróleo. Nesta época, a primeira iniciativa para reduzir a taxa de consumo de combustíveis derivados de fontes fósseis foi utilizar misturas gasosas muito pobres de hidrocarbonetos, cuja concentração de combustível estivesse próxima do limite inferior de inflamabilidade. No entanto, as chamas de pré-misturas muito pobres não se estabilizavam nas condições usuais de queima daquela época. Segundo Tsuji et al. (2003), a solução encontrada foi fazer o pré-aquecimento do ar pelo aproveitamento do calor dos gases de exaustão através do uso de trocadores de calor, a fim de tornar os processos de combustão mais estáveis e eficientes, mas sem haver a diluição dos gases quentes com a mistura fresca entre os reagentes.

Surgiram, então, os recuperadores e os regeneradores, que são trocadores de calor, cuja função é aproveitar (ou recuperar) o calor dos gases quentes da exaustão para pré-aquecer o ar de combustão. Os recuperadores pré-aquecem o ar a temperaturas menores do que 600°C , enquanto que os regeneradores de alto ciclo (de 30s a 40 s) alternam as posições de entrada de ar e saída dos gases quentes, permitindo pré-aquecer o ar acima de 1000°C e reduzir a diferença entre as temperaturas das correntes de entrada e saída com o uso de materiais cerâmicos, que são acumuladores de calor. Em contrapartida, o aumento da temperatura do ar ocasionou maiores emissões de NO_x (WÜNNING; WÜNNING, 1997), pondo em dúvida o emprego da técnica de pré-aquecimento do ar no setor industrial.

A técnica de recirculação do calor dos gases de combustão para pré-aquecer o ar somente tornou-se vantajosa na década de 1990, no Japão, com o aumento da velocidade de injeção do ar para 90 m/s, utilizando a tecnologia dos regeneradores de alto ciclo para pré-aquecer o ar a 1350°C. Nestas condições, as concentrações de NO_x foram reduzidas para valores inferiores a 80 ppm, a distribuição de temperatura foi quase uniforme, a chama tornou-se transparente, incolor e espalhou-se por uma ampla região dentro da fornalha. Segundo Tsuji et al. (2003), essas observações tornaram-se reconhecidamente as características de uma nova tecnologia desenvolvida especialmente no setor industrial. Os desenvolvimentos subsequentes foram concentrados em projetos de queimadores capazes de operar com a tecnologia em baixas emissões de NO_x .

Segundo Wüning e Milani (2009), a combustão sem chama visível (no inglês, *Flameless Combustion*) foi descoberta em 1989 durante alguns testes com ar pré-aquecido, visando reduzir as emissões de óxidos à base de nitrogênio (NO_x). Por outro lado, segundo Tsuji et al. (2003), os interesses estiveram voltados ao desenvolvimento de queimadores de baixas emissões de NO_x , que se tornaram objetos de estudos, sendo desenvolvido entre 1991 e 1992 o queimador FLOX (*Flameless Oxidation*) na Alemanha. O queimador FLOX utiliza um número de jatos discretos de ar, equidistantes do centro na direção radial, que arrastam os produtos de combustão antes do contato com o combustível. Assim, a combustão sem chama visível requer, sobretudo, a diluição do ar e do combustível pela recirculação dos produtos gasosos no interior da câmara de combustão.

No Japão, a tecnologia foi originalmente referida como *Excess Enthalpy Combustion*. No entanto, o termo *High Temperature Air Combustion* (HiTAC) foi usado para o ar pré-aquecido acima da temperatura de autoignição do combustível, enquanto que o termo *Fuel Direct Injection* (FDI), para caracterizar o conceito de injeção discreta de combustível diretamente na zona em que há a predominância dos produtos quentes de combustão (TSUJI et al., 2003).

Segundo Weber, Smart e Kamp (2005), a tecnologia recebeu o nome de *Flameless Oxidation* na Alemanha, onde foram desenvolvidos os queimadores FLOX e, mais tarde, denominada *Moderate or Intense Low Oxygen Dilution* (MILD) na Itália e *Colorless Distributed Combustion* (CDC) nos Estados Unidos. Na atualidade, a tecnologia diferencia-se pelas condições operacionais do sistema de combustão, dependendo da aplicação e tem potencial para operar com uma variedade de combustíveis gasosos, líquidos e sólidos.

Quando comparado com a tecnologia HiTAC, a CDC caracteriza-se por ter maiores intensidades térmicas, medidas em $W/(m^3 \cdot atm)$, e menores tempos de residência no interior

da câmara, associado com rápida taxa de mistura entre os reagentes e os produtos de combustão, em altas pressões de trabalho, para aplicação em turbinas a gás (ARGHODE; KHALIL; GUPTA, 2012).

Por outro lado, a tecnologia MILD é aplicada em muitos equipamentos de combustão, como em fornos industriais, e identificada por dois aspectos: a temperatura dos reagentes deve estar acima da temperatura de autoignição do combustível na mistura gasosa e a variação máxima de temperatura do sistema (devido à liberação de calor pelas reações de oxidação), em relação à temperatura de entrada dos reagentes, deve ser inferior à temperatura de autoignição da mistura (CAVALIERE; JOANNON, 2004).

A combustão sem chama visível rompeu com o dilema entre a economia de combustíveis através do pré-aquecimento do ar de combustão e as emissões de poluentes, cujas concentrações são restritas por legislação ambiental de âmbitos nacional (normas e resoluções do CONAMA - Conselho Nacional do Meio Ambiente) e internacional (EPA – *Environmental Protection Agency*). Atualmente, a tecnologia é aplicada nas indústrias siderúrgicas e metalúrgicas em países como: Alemanha, Itália, Japão, Estados Unidos, Suécia e China, entre outros (LI et al., 2011).

A resolução CONAMA Nº 382/2006 estabelece os limites máximos de emissões de poluentes atmosféricos para fontes fixas. Nos processos de geração de calor a partir da combustão externa de óleo combustível, as emissões de NO_x devem ser inferiores a 1600 mg/ Nm^3 , enquanto as emissões de CO devem ser menores do que 80 mg/ Nm^3 em base seca e corrigidas a 3% de O_2 nos gases de combustão para os sistemas industriais, cuja potência térmica nominal é menor do que 10 MW. Os processos de combustão externa consistem na aplicação em fornos e caldeiras nos quais os produtos de combustão não entram em contato direto com o material ou produto processado (RESOLUÇÃO CONAMA Nº 382/2006, 2006).

2.4.2 Fundamentos da combustão sem chama visível

A reação de combustão ocorre quando a razão entre o combustível e o oxidante em uma mistura à temperatura e pressão definidas estiver entre os limites de inflamabilidade, resultando na propagação de uma chama. Quando existir o equilíbrio entre a velocidade de propagação da chama e a velocidade do escoamento, a chama é estável. No regime de combustão convencional, a reação de combustão ocorre rapidamente, enquanto que o processo de mistura entre o combustível e o oxidante (a etapa mais lenta) resulta na formação

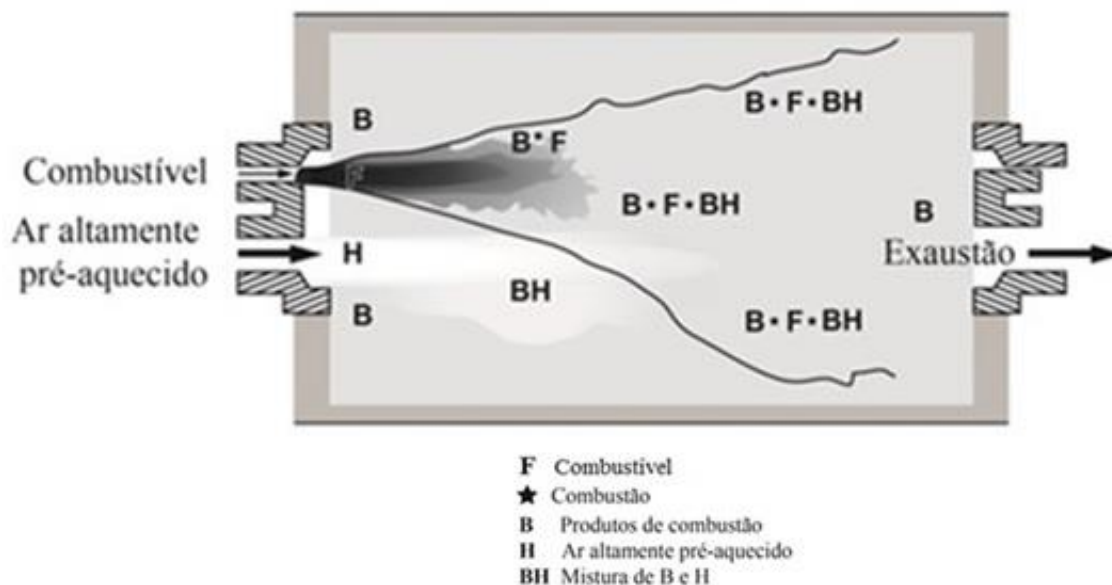
de uma estreita frente de chama com aumento acentuado de temperatura. A estabilidade do regime convencional é facilitada pelo uso de ancoradores de chama, como os corpos rombudos, os do tipo *swirl* e os queimadores piloto.

No regime de combustão sem chama visível, os reagentes (especialmente, o ar de combustão) são injetados em alta velocidade e pré-aquecidos pela recirculação interna (e/ou externa) dos produtos de combustão antes da ocorrência da reação. A mistura final entre os produtos de combustão, o ar e o combustível, sendo inflamável, resulta na formação de uma chama dispersa e distribuída volumetricamente numa atmosfera com concentrações reduzidas de O_2 , quando comparadas com a do ar atmosférico (quase 21%v/v de O_2). Desse modo, a velocidade da reação diminui e o combustível é oxidado mais lentamente.

Neste regime, os reagentes são rapidamente misturados com os produtos da combustão num curto período de tempo denominado atraso de ignição, a partir do qual o combustível encontra-se distribuído numa atmosfera em alta temperatura e com baixo teor de O_2 , em consequência da intensa taxa de recirculação dos gases de combustão. De acordo com Huang et al. (2014), o atraso de ignição depende da composição do combustível e do nível de pré-aquecimento do ar de combustão, sendo um parâmetro que determina a magnitude da recirculação dos gases no interior da câmara.

A Figura 2.6 ilustra as características do regime de combustão sem chama visível e foi publicada nos trabalhos de Tsuji et al. (2003) e de Arghode e Gupta (2010). Os jatos de combustível (F) e ar pré-aquecido (H) arrastam individualmente os produtos de combustão na periferia. O aumento da taxa de recirculação promove a formação de uma mistura oxidante entre o ar e os produtos de combustão (BH), que apresenta maior temperatura e contém menor concentração de O_2 , e de outra mistura entre o combustível e os produtos de combustão (F*B). Ambas as misturas gasosas diluídas reagem entre si (F*B)*BH à distância dos locais de injeção dos reagentes, resultando numa zona de reação distribuída num volume maior, quando comparado com a estreita frente de chama, inerente ao regime de combustão convencional.

Figura 2.6 - Processos de mistura no regime de combustão sem chama visível



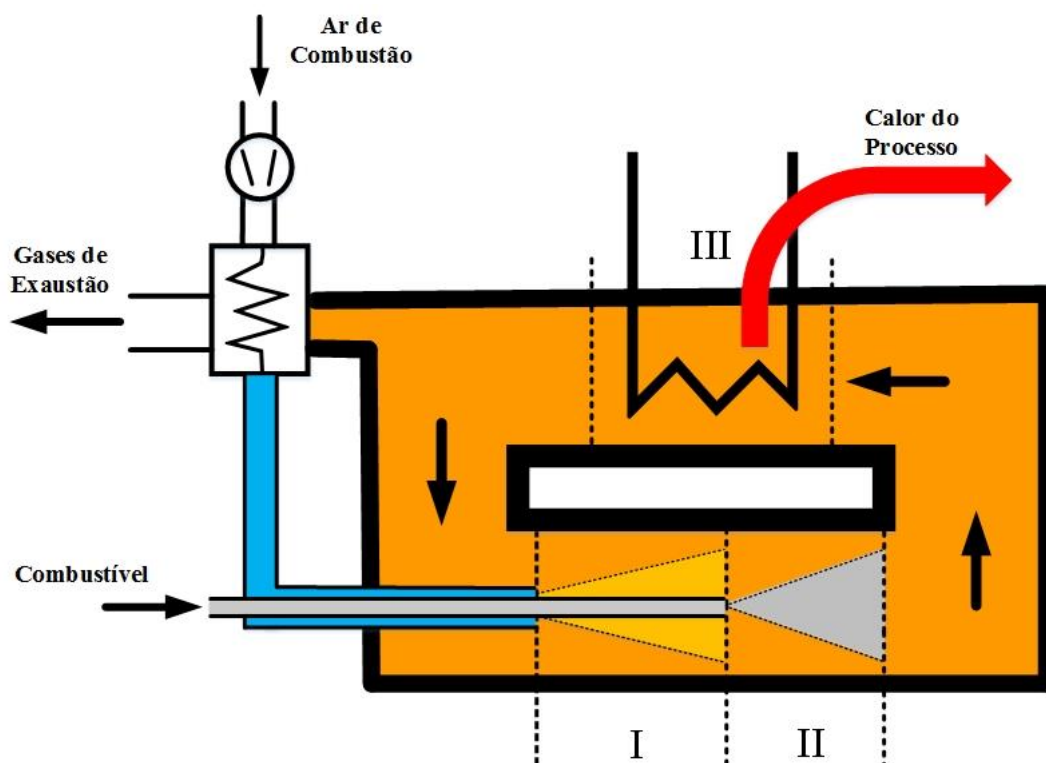
Fonte: (ARGHODE; GUPTA, 2010)

Segundo Wüning e Wüning (1997), a combustão sem chama visível pode ser entendida como um processo em três etapas. A Figura 2.7 representa um processo idealizado em três etapas para descrever os requisitos necessários para o alcance do regime de combustão sem chama visível. Na Figura 2.7, o ar (azul), o combustível (cinza) e os produtos de combustão (alaranjado) são distinguidos por cores. Na etapa I, ocorre a mistura entre o ar e os produtos de combustão recirculados. A etapa II consiste na injeção de combustível, de modo que o aumento de temperatura associado com a ocorrência das reações exotérmicas de oxidação do combustível seja pequeno, dependendo da intensidade da recirculação dos gases no interior da câmara. Na etapa III, o calor é removido dos produtos de combustão para fornecer energia ao processo fabril, mantendo uma distribuição de temperatura favorável à manutenção das reações oxidativas no interior da câmara.

Apesar de as Figuras 2.6 e 2.7 indicarem aparentemente a necessidade de injetar o ar e o combustível em locais separados, o regime de combustão sem chama visível pode ser alcançado pela injeção dos reagentes em uma mesma posição tanto em processos que envolvem chamas difusivas, quanto em processos de chamas pré-misturadas entre o ar e o combustível. Wüning e Wüning (1997) afirmaram que a combustão sem chama visível é atingida apenas com o controle da distribuição de temperatura no interior da câmara, de modo que as reações de oxidação não venham a ocorrer espontaneamente até que a recirculação dos gases quentes seja suficientemente elevada para favorecer a autoignição da mistura final

(contendo o combustível, O_2 e os produtos de combustão) e permitir a continuidade das reações de oxidação subsequentes em um ambiente gasoso e diluído.

Figura 2.7 - Descrição do regime de combustão sem chama visível em três etapas

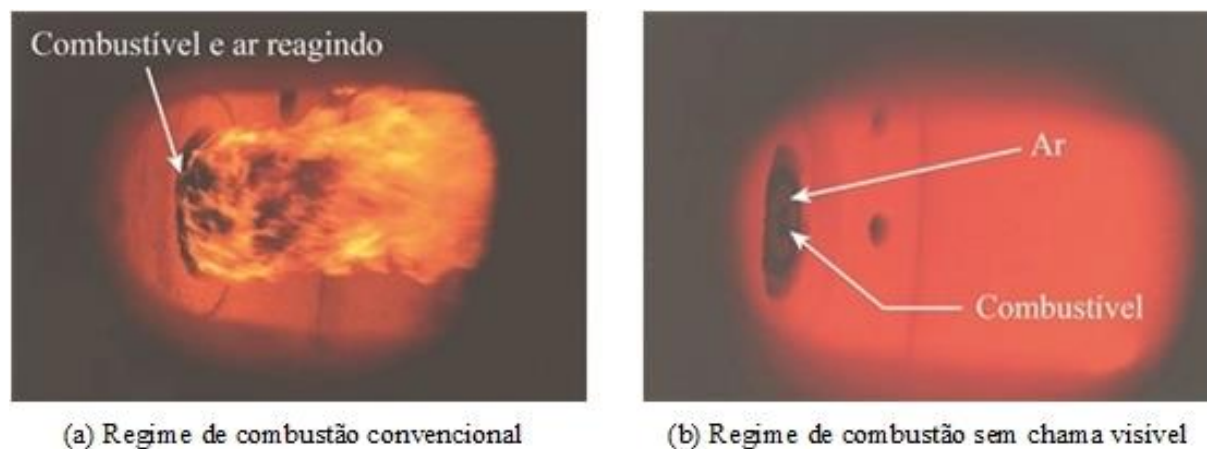


Fonte: (WÜNNING; WÜNNING, 1997)

A Figura 2.8 faz uma comparação entre a operação de um queimador com óleo combustível pesado a 100 kW no regime de combustão convencional, no qual o ar atmosférico (21% molar de O_2) é pré-aquecido a 250°C, e a operação do mesmo queimador com o mesmo combustível a 100 kW no regime de combustão sem chama visível, no qual o ar é diluído a 12% molar de O_2 e pré-aquecido a 500°C antes da injeção na câmara.

A configuração do queimador consiste em um atomizador na posição central e em pequenos canais periféricos através dos quais ocorre a injeção de ar pré-aquecido. O sistema apresenta um recuperador de calor dos gases de exaustão à montante do queimador, onde os gases quentes são removidos através dos locais de escape situados externamente, enquanto que o calor removido é usado para pré-aquecer a corrente de ar antes da injeção na câmara.

Figura 2.8 - Aspectos visuais entre (a) o regime de combustão convencional e (b) o regime de combustão sem chama visível



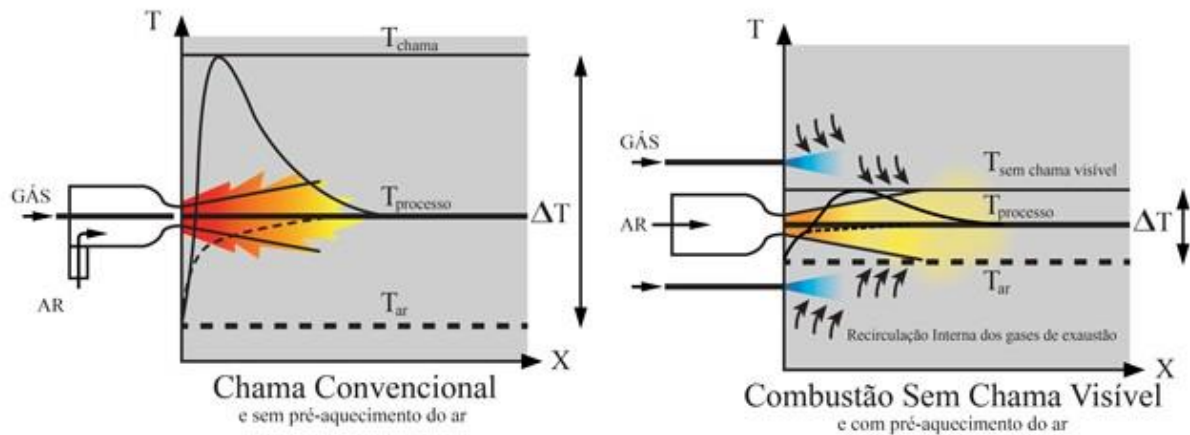
Fonte: (MILANI; SAPONARO, 2001)

Na Figura 2.8, as chamas são facilmente distinguidas pela aparência. No regime de combustão convencional, a chama de óleo combustível pesado é nítida com elevados gradientes de espécies químicas, que tornam os contornos acentuados, permitindo separar visualmente as regiões de maior concentração de reagentes das regiões nas quais os produtos gasosos escoam. Por outro lado, o regime de combustão sem chama visível se caracteriza pela existência de uma chama volumetricamente distribuída (ausência de uma frente de chama) com menores gradientes de concentração das espécies, de modo que os contornos da chama deixam de ser visualizados à vista desarmada.

No regime de combustão sem chama visível, a intensificação da taxa de recirculação interna dos produtos de combustão promove a atenuação do gradiente de temperatura da chama, em virtude da dispersão volumétrica do calor causada pela movimentação dos produtos de combustão (MILANI; SAPONARO, 2001; EL_HOSSAINI, 2014). Como consequência, a chama se distribui uniformemente e os picos de temperatura são reduzidos.

A Figura 2.9 compara ambos os regimes com base no perfil de temperatura e no ponto de máxima temperatura da chama. A diluição do oxigênio molecular (O_2) pela mistura dos reagentes com os produtos de combustão resulta na redução da temperatura de chama adiabática. Como resultado, os picos de temperatura tornam-se menores e as emissões de NO_x se reduzem, apesar do pré-aquecimento do ar, conforme indicada na Figura 2.9.

Figura 2.9 - Perfis de temperatura entre o regime de combustão convencional e o regime de combustão sem chama visível



Fonte: (MILANI; SAPONARO, 2001)

O coeficiente de recirculação ou razão de recirculação (K_V) foi proposto por Wüning e Wüning (1997) para quantificar o fenômeno de recirculação interna, sendo definido como o quociente entre a vazão mássica dos produtos de combustão recirculados ($\dot{m}_r$) e a soma das vazões mássicas dos jatos de combustível ($\dot{m}_f$) e ar de combustão ($\dot{m}_{ar}$), conforme indicado na equação (20).

$$K_V = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_f + \dot{m}_{ar}} \quad \rightarrow \quad K_V = \frac{\dot{m}_J - (\dot{m}_f + \dot{m}_{ar})}{\dot{m}_f + \dot{m}_{ar}} \quad (20)$$

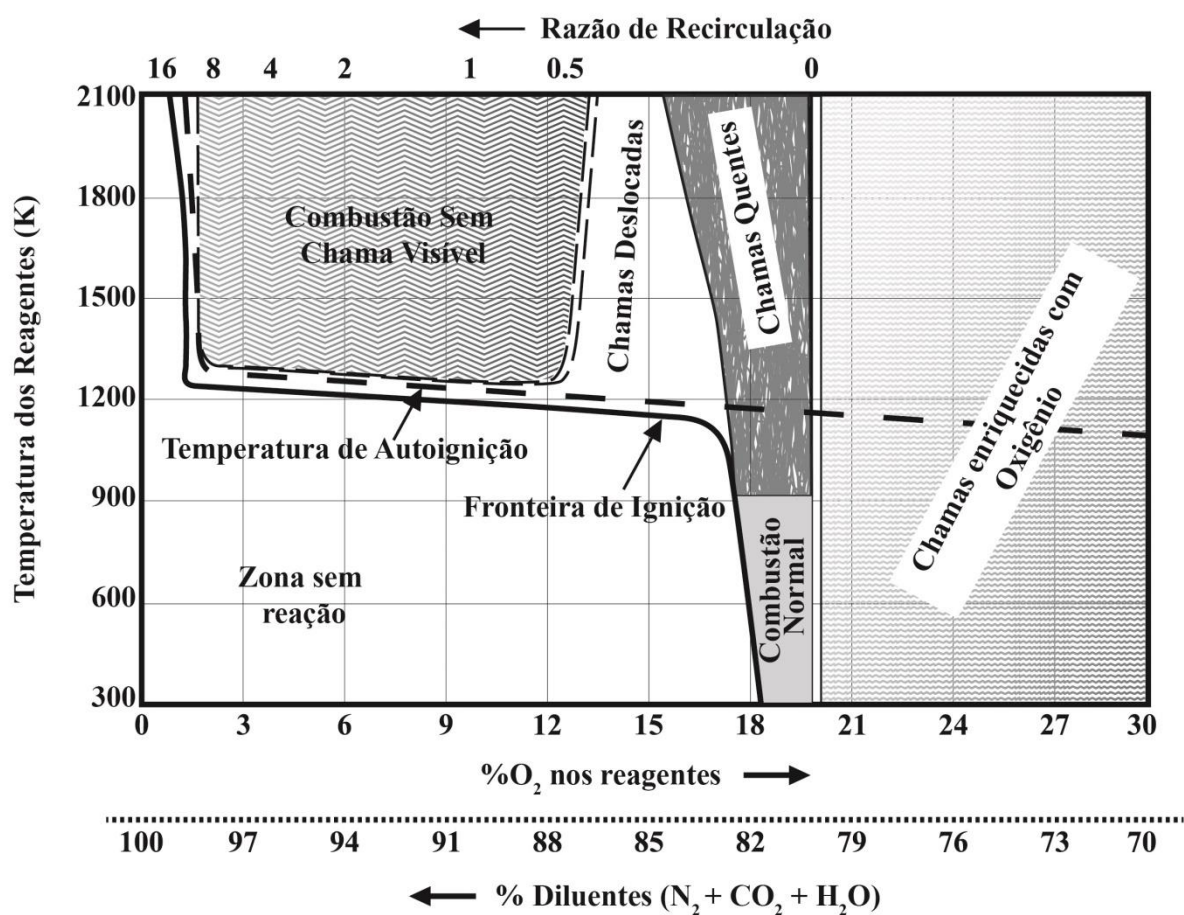
sendo $\dot{m}_J$ a vazão mássica total do jato.

A Figura 2.10 ilustra as regiões de estabilidade dos regimes de combustão em função da razão de recirculação dos produtos de combustão (denominados diluentes), da temperatura inicial dos reagentes e da concentração média de O_2 na mistura oxidante. Note que o regime de combustão sem chama visível torna-se estável, quando a distribuição de temperatura na câmara é favorável à ocorrência de múltiplos e simultâneos pontos de ignição, em virtude de a temperatura da mistura gasosa ser maior do que a temperatura de autoignição da mistura final formada pelos reagentes diluídos com os produtos de combustão após o processo de mistura.

Segundo Özdemir e Peters (2001), quando a temperatura na câmara está acima da temperatura de autoignição dos reagentes diluídos, a taxa de recirculação dos produtos quentes de combustão é aumentada de 30% (processo convencional) para percentuais em massa maiores do que 100% em relação à vazão inicial dos reagentes na entrada da câmara. À distância do queimador, os produtos de combustão arrastados pelos reagentes frescos causam

a redução do tempo de reação para valores comparáveis com a escala de tempo do escoamento de gases no interior da câmara. Nestas condições, as concentrações de O_2 são pequenas e a cinética das reações é suficientemente lenta para que o processo de mistura prossiga no preparo de uma mistura final entre os reagentes e os produtos de combustão, que se pré-aquece e torna-se cada vez mais diluída, permitindo ocorrer a ignição simultânea da mistura em diferentes pontos ao longo do volume da câmara, quando a distribuição de temperatura é favorável à ocorrência de reações sucessivas de oxidação do combustível.

Figura 2.10 - Regimes de combustão em função da temperatura dos reagentes e da taxa de recirculação dos produtos de combustão



Fonte: (RAO; LEVY, 2010)

Ye et al. (2015) afirmaram que o alcance e a estabilidade do regime de combustão sem chama visível dependem não só da taxa de recirculação (valor de K_V), mas também de outros parâmetros como: o tipo e a composição do combustível, a concentração local de oxigênio (3%-12% de O_2 em volume), a temperatura inicial dos reagentes, as quantidades de

movimento do ar e do combustível, o tempo de residência dos gases na câmara, o grau de mistura entre os reagentes e os produtos de combustão (relacionado com o conceito de atraso de ignição) e o nível de turbulência dos jatos e do escoamento no interior da câmara.

Segundo Li et al. (2011), os requisitos necessários para alcançar e estabilizar o regime de combustão sem chama visível são:

1) O pré-aquecimento do ar de combustão, embora não seja uma exigência, contribui para aumentar a eficiência de combustão, promover a ignição espontânea e estabilizar o regime, especialmente para misturas muito diluídas entre o ar, o combustível e os gases de combustão, em virtude do aumento da reatividade química dos reagentes diluídos;

2) O ar de combustão (fluido dinamicamente dominante no escoamento) deve ser injetado em velocidades suficientemente elevadas, a fim de promover a taxa de recirculação requerida para atingir o novo regime, enquanto a velocidade de injeção do combustível é geralmente pequena;

3) É requerida uma taxa de recirculação dos produtos de combustão suficientemente grande, a fim de preparar uma mistura inflamável, homogênea e volumetricamente dispersa com baixa concentração de oxigênio molecular;

4) A temperatura dos reagentes deve estar acima da temperatura de autoignição da mistura formada entre o ar, o combustível e os produtos de combustão, a fim de sustentar as reações de combustão e manter o regime estável, independentemente de o ar e o combustível serem externamente pré-aquecidos ou ambos estarem à temperatura ambiente. O pré-aquecimento interno ocorre quando os reagentes individualmente estão em contato físico com os produtos quentes de combustão, que são recirculados no interior da câmara;

O queimador *Jet in Hot Coflow* (JHC) foi proposto por Dally, Karpetis e Barlow (2002) para investigar os efeitos da diluição do oxidante e da turbulência na estrutura de chamas em condições similares às aquelas quando o regime de combustão sem chama visível é estabelecido. O sistema possui um conjunto de queimadores secundários, que produzem os gases quentes da combustão com o uso de gás natural, e duas entradas laterais, onde o ar atmosférico e/ou o nitrogênio gasoso são adicionados, a fim de fornecer uma corrente pré-aquecida de composição química controlada, cuja fração volumétrica de O_2 é menor do que a do ar atmosférico, possibilitando a ocorrência da oxidação do combustível (mistura entre metano e hidrogênio) na faixa de temperatura entre 1100 e 1500 K. Sendo assim, o sistema permite variar a temperatura e a fração volumétrica de O_2 na corrente oxidante de maneira independente, resultando numa ampla faixa de operação.

Os primeiros estudos com o queimador JHC, operando com combustíveis gasosos, obtiveram tanta aceitação de alguns pesquisadores que outros queimadores JHC similares foram desenvolvidos para operar com combustíveis líquidos (etanol), em condições nas quais os aspectos fundamentais da combustão sem chama visível são virtualmente mantidos. A Figura 2.11 ilustra o queimador JHC utilizado para estudar o spray de etanol.

Figura 2.11 - Queimador do tipo *Jet in Hot Coflow*



Fonte: (CORREIA RODRIGUES, 2015)

Nestes sistemas com queimador JHC, a composição dos gases de combustão arrastados pelo spray pode ser controlada com o uso dos queimadores secundários, enquanto que os efeitos aerodinâmicos na composição dos gases são desprezíveis, uma vez que a corrente de gases diluídos (produtos da combustão do gás natural nos queimadores secundários) apresenta baixas velocidades. Além disso, o spray de combustível não é confinado, uma vez que o sistema é aberto. No entanto, o mesmo encontra-se suficientemente isolado do ar atmosférico no laboratório, devido à escolha adequada do diâmetro do duto no qual a corrente de gases

diluídos escoam, de modo a impedir que a estrutura das chamas seja afetada pelo arrastamento de ar nas vizinhanças (RODRIGUES et al., 2015b).

2.4.3 Pesquisas antecedentes com combustíveis líquidos

Os estudos recentes sobre o regime de combustão sem chama visível com o uso de combustíveis líquidos foram voltados aos combustíveis oxigenados (etanol, acetona e biodiesel), hidrocarbonetos de cadeia longa (n-heptano e n-octano) e misturas de hidrocarbonetos (diesel e querosene) com destaque para as maiores emissões de poluentes com o uso de óleos pesados e biodiesel.

Arghode, Khalil e Gupta (2012) trabalharam com o etanol através da injeção direta (na qual o combustível foi injetado em fluxo cruzado) e da injeção de pré-mistura entre ar e etanol pré-vaporizado em uma câmara de alta intensidade térmica, cuja configuração é de fluxo reverso com o ar pré-aquecido a 600 K. Não houve a necessidade de um injetor, devido ao jato de ar em fluxo cruzado. As emissões de *NO* e *CO* foram menores para o modo de pré-mistura, no qual a zona de reação esteve mais distribuída, quando comparado com a injeção direta, enfatizando a importância da técnica de pré-vaporizar o combustível. No entanto, as emissões de *CO* foram maiores para o etanol, quando comparado com o metano, uma vez que uma zona de reação mais próxima ao local de exaustão reduz o tempo de residência dos gases.

A pré-vaporização do combustível foi também adotada por Ye et al. (2015), cujo trabalho foi voltado a analisar a influência da pressão, do tipo de combustível e do gás de arraste (veículo: ar ou nitrogênio) na estabilidade do regime. Os pesquisadores trabalharam com etanol, acetona e n-heptano em um combustor de fluxo reverso, operando com o ar pré-aquecido a $873\text{K} \pm 50\text{K}$ para garantir a autoignição dos reagentes. O regime foi alcançado com os três combustíveis em diferentes pressões, sendo que as emissões de *CO* aumentaram acima de 10 ppm para pequenas razões de equivalência (misturas mais pobres), enquanto que as de *NO_x* aumentaram para concentrações próximas à composição estequiométrica.

As emissões de *NO_x* tornaram-se mais acentuadas em maiores pressões de trabalho, em virtude da redução da velocidade dos jatos de cada reagente, que compromete a recirculação dos produtos de combustão. Em consequência, uma mistura gasosa menos diluída resulta em um número maior de picos de temperatura, ativando o mecanismo térmico de formação de *NO*. Os pesquisadores notaram que a estabilidade da combustão depende do tipo de combustível, sendo que a instabilidade ocorreu em altas pressões para acetona e n-heptano.

Ye et al (2015) explicaram que os menores atrasos de ignição para acetona e n-heptano em altas pressões, quando comparados com etanol, resultam na ignição antes de haver uma mistura efetiva entre os reagentes e os gases de combustão.

Reddy et al. (2013) propuseram um combustor com duas câmaras, usando um injetor do tipo mecânico-centrífugo e a injeção tangencial de ar para obter elevadas taxas de recirculação e longos tempos de residência, operando com querosene e ar à temperatura ambiente. Os estudos indicaram que a redução do diâmetro de saída da câmara primária aumentava a taxa de recirculação interna, sendo o melhor diâmetro de 30 mm, associado com a máxima taxa de diluição dos reagentes e baixas emissões de NO_x e CO . A câmara secundária foi proposta para favorecer a recirculação dos produtos e atingir a combustão completa.

Reddy e Kumar (2013) empregaram o combustor com duas câmaras em diferentes cargas térmicas, operando com o uso de querosene, diesel e gasolina, a fim de estudar a influência do diâmetro médio do spray nas emissões de NO_x , CO e hidrocarbonetos não queimados. Os pesquisadores afirmaram que o regime de combustão sem chama visível com combustíveis líquidos requer tempos de residência mais longos e zonas de recirculação mais intensas, quando comparado com o regime convencional, uma vez que as taxas de evaporação (associadas com picos reduzidos de temperatura) são possivelmente menores.

Reddy et al. (2014) investigaram as emissões de biodiesel e de misturas entre diesel e biodiesel, usando ar pré-aquecido acima da temperatura de ebulição do biodiesel. Com viscosidade e temperatura de ebulição maiores, o biodiesel evapora mais lentamente do que o diesel, contribuindo para o aumento das emissões de poluentes. No entanto, as misturas entre diesel e biodiesel têm tensão superficial e viscosidade menores, que resultam na redução do diâmetro médio do spray e no aumento da taxa de evaporação, quando em contato com uma zona de intensa taxa de recirculação dos produtos de combustão. Desse modo, os reagentes se misturam mais rapidamente, a zona de reação torna-se mais distribuída e as emissões de NO_x , CO e hidrocarbonetos não queimados são reduzidas.

Apesar dos desafios associados com o preparo da mistura gasosa entre o ar, o combustível e os produtos de combustão a partir de um spray líquido ou de uma partícula de carvão, a combustão sem chama visível tem potencial para operar com combustíveis gasosos, líquidos e sólidos. Weber, Smart e Kamp (2005) realizaram testes com gás natural, óleos combustíveis (leve e pesado) e carvão, usando de ar pré-aquecido a 1300°C. A combustão do óleo leve foi similar à do gás natural, ambas sem a presença de uma chama visível. Entretanto, as chamas de óleo pesado e do carvão foram distintamente visíveis e com elevadas emissões de NO_x .

Os autores Wu, Chang e Chiao (2007) investigaram o efeito das forças de flutuação no processo de mistura entre o ar, o óleo combustível pesado e os produtos de combustão durante os testes em escala industrial através do arranjo dos atomizadores em diferentes posições nos queimadores, resultando em quatro modos de operação. Os queimadores foram equipados com regeneradores para fazer o pré-aquecimento do ar a 1200°C. O óleo combustível foi pré-aquecido a 90°C para facilitar a injeção e melhorar a atomização. Os atomizadores do tipo cone oco promoveram o spray de óleo numa ampla região na zona de combustão, reduzindo os locais de picos de temperatura e atingindo baixas emissões de NO_x . Foi concluído que a injeção de combustível diretamente na zona de recirculação, resultando na mistura adequada com os gases de combustão, favorece a redução das emissões de NO , sendo que o uso de apenas um atomizador pode reduzir de maneira mais efetiva as emissões, quando comparado com atomizadores pareados.

2.4.4 Efeitos dos parâmetros na combustão sem chama visível

Recentes publicações visam entender os efeitos da variação dos parâmetros operacionais na ocorrência e estabilidade do regime de combustão sem chama visível. Os parâmetros relevantes são: a temperatura de pré-aquecimento e a velocidade de injeção do ar de combustão.

A temperatura de pré-aquecimento do ar e a concentração de oxigênio determinam a intensidade luminosa e o volume da chama (zona de reação distribuída), sendo observada a perda de visibilidade da chama em algumas condições, dependendo da taxa de recirculação dos produtos de combustão. O volume da chama aumenta com o aumento da temperatura do ar e a redução da concentração de O_2 . As chamas de misturas pobres entre ar e propano tornam-se mais estáveis com o aumento da temperatura do ar, podendo haver também menores emissões de NO_x e CO em baixas concentrações de O_2 , quando comparado com a combustão convencional com ar à temperatura ambiente ou pré-aquecido a temperaturas moderadas (GUPTA; BOLZ; HASEGAWA, 1999).

O pré-aquecimento do ar torna a mistura entre o ar, o combustível e os produtos de combustão mais reativa, resultando em uma zona de reação próxima ao bocal do queimador. À medida que a temperatura do ar diminui, a zona de reação desloca-se para maiores distâncias (*lifted flames*), onde ocorre a liberação de calor, devido ao aumento do atraso de ignição (autoignição) da mistura entre o ar e o combustível. Como resultado, o jato de ar

recircula os produtos de combustão mais intensamente e as emissões de NO_x diminuem. A comparação entre as condições com e sem pré-aquecimento de ar indica que as características do escoamento são similares na saída do queimador. Desse modo, segundo Rottier et al.(2009), o regime de combustão sem chama visível com metano pode ser atingido em qualquer temperatura de pré-aquecimento do ar de combustão. No entanto, Huang et al. (2014) afirmaram que, para se tornar estável, o regime de combustão sem chama visível com misturas pobres de gás de síntese requer o pré-aquecimento do ar de combustão e elevadas taxas de recirculação pela injeção discreta de ar (e combustível) em velocidades relativamente grandes.

De acordo com Huang et al. (2014), a temperatura de pré-aquecimento do ar tem pouca influência na intensidade da recirculação dos gases, cujos efeitos de pré-aquecimento dos reagentes e de diluição gasosa tornam-se maiores com o aumento da razão de equivalência (menor quantidade de ar em excesso), favorecendo a formação de uma zona de reação distribuída. Notou-se que o tempo de residência médio diminui com o pré-aquecimento, devido à redução da densidade do ar. No entanto, nas condições de teste, o valor real do tempo de residência permaneceu o mesmo, indicando que a influência do pré-aquecimento do ar é desprezível, apesar de impactar a velocidade do ar e o campo de escoamento. Os autores afirmaram que a redução da temperatura do ar e o aumento da razão de equivalência facilitam estabilizar o regime de combustão sem chama visível, em virtude da existência de amplas regiões de mistura, que garantem o processo adequado de mistura dos gases recirculados com os reagentes antes da autoignição, aumentando assim a uniformidade térmica da chama.

O ar pré-aquecido a altas temperaturas promove o posicionamento da zona de reação mais próximo ao bocal de saída do queimador e ocasiona o aumento das emissões de NO_x (AYOUB et al., 2012). Portanto, o afastamento das chamas à distância do queimador requer temperaturas mais brandas de pré-aquecimento do ar, que venham a favorecer o fenômeno da recirculação dos gases de combustão, resultando em chamas mais diluídas e menos intensas com gradientes térmicos atenuados e picos de temperatura reduzidos, característicos do regime de combustão sem chama visível.

Sadanandan et al. (2011) investigaram a influência das velocidades médias do ar (pré-aquecido a 703 e 873K) e do combustível na redução das emissões de NO_x e CO , aumentando a carga térmica do combustor. A velocidade do ar esteve entre 83 e 161 m/s para cargas térmicas de 141 e 500 kW, respectivamente. Os autores concluíram que, independentemente de o modo de mistura ser por pré-mistura ou difusão, o aumento da velocidade do ar reduz a temperatura média da chama para valores abaixo da temperatura de chama adiabática

($T < 1700\text{ K}$) através de duas maneiras: pela intensificação do processo de mistura entre o combustível e os gases de combustão e pelo contato físico dos gases recirculados com as paredes da câmara. Como consequência, as emissões de NO_x são reduzidas.

Outra explicação para menores emissões de NO_x deve-se à redução do tempo de residência dos gases em zonas de maior temperatura, à medida que a velocidade do jato aumenta. O aumento da velocidade de injeção do ar também resulta em maiores taxas de oxidação do CO , em virtude da dispersão volumétrica do radical hidroxila (OH^*), e no aumento da estabilidade da chama, associada com a formação de misturas mais reativas entre o ar, o combustível e os produtos de combustão. Desse modo, os queimadores podem operar sob regime de combustão sem chama visível em limites operacionais mais amplos, especialmente com misturas diluídas.

Ainda segundo Sadanandan et al. (2011), as misturas pobres entre ar e combustível, quando injetadas em alta velocidade, resultam na formação de uma zona de reação deslocada à distância do queimador, devido ao atraso de ignição ser relativamente grande. Os jatos recirculam de forma mais efetiva os produtos de combustão, antes de a mistura final ser ignizada. Como resultado, os picos de temperatura são atenuados, inibindo assim a formação de NO_x via mecanismo térmico. Por outro lado, as misturas ricas entre o ar e o combustível, quando injetadas em alta velocidade, são estabilizadas próximo ao bocal do queimador. Neste caso, a diluição gasosa pela recirculação dos produtos de combustão é prejudicada. Sendo assim, o processo de mistura deve ser mais rápido.

Alternativamente, Veríssimo, Rocha e Costa (2013) empregaram tubos de injeção de ar com diferentes diâmetros, a fim de variar apenas a velocidade do ar entre 113,2 e 311 m/s na entrada da câmara, na tentativa de entender a importância desse parâmetro no alcance do regime de combustão sem chama visível. Os testes foram realizados numa câmara de 10 kW com injeção central de ar pré-aquecido a 400°C e injeção de metano através de 16 orifícios, posicionados num raio de 15 mm do centro. Foram realizadas medidas do campo de velocidades na ausência de combustão. Os resultados indicaram a intensificação do fluxo reverso de ar próximo ao queimador, à medida que a velocidade do ar aumenta, sugerindo a ocorrência de maiores taxas de recirculação. Verificou-se também que, nas condições de teste, o centro da zona de recirculação permaneceu aproximadamente na mesma posição.

Os testes subsequentes com combustão apontaram a localização da zona de reação praticamente na mesma posição, indicando que as características do campo de escoamento são similares, mesmo com o aumento da velocidade do ar. Foram obtidas baixas emissões de NO_x e CO , independentemente da velocidade do ar. Nos testes com 30% de ar em excesso, a

máxima temperatura da chama foi reduzida de 1530°C para 1450°C, quando a velocidade do ar aumentou de 113,2 m/s para 230,1 m/s. As medidas dos campos de temperatura indicaram uniformidade térmica, enquanto que as medidas dos campos de espécies químicas mostraram que as concentrações de NO_x aumentam continuamente desde o queimador até atingir um valor constante na saída da câmara.

Kruse et al. (2015) conduziram testes em três etapas numa câmara de fluxo reverso, operando com metano, a fim de investigar os efeitos da recirculação e da pressão nas emissões de NO_x . Primeiro, foram estudados os efeitos da redução do diâmetro de injeção de ar de 10 mm para 6,3 e 4,5 mm à pressão de 1 bar. Nestas condições, a taxa de recirculação aumenta, enquanto o tempo de residência mantém-se constante. Em seguida, a pressão foi aumentada de 1 bar para 2,5 e 5 bar nos testes apenas com o orifício de 10 mm, aumentando assim o tempo de residência, devido à redução do fluxo volumétrico dos gases. Finalmente, os diâmetros de 6,3 e 4,5 mm foram, respectivamente, combinados com pressões de 2,5 e 5 bar para desenvolver a mesma velocidade de injeção de ar, relativa à condição de 1 bar e orifício de 10 mm.

Como resultado, os autores Kruse et al. (2015) comprovaram que menores diâmetros promovem o aumento da recirculação dos gases, devido ao aumento de velocidade do ar, mantendo o tempo de residência constante. As emissões de NO_x aumentaram com o aumento da pressão nos testes com o diâmetro de 10 mm (em virtude da redução da velocidade do ar) e foram reduzidas com o aumento de pressão, mantendo constante a velocidade do ar, conforme a última etapa dos testes. Os resultados confirmaram a importância do processo de mistura de gases através da recirculação para estabilizar o regime de combustão sem chama visível, dando ênfase à redução dos diâmetros de injeção de ar de forma combinada com o aumento de pressão de trabalho para aplicações em turbinas a gás.

Arghode e Gupta (2010) estudaram os efeitos do aumento dos diâmetros de injeção de ar e combustível (metano), ambos a 300 K, no campo de escoamento, na taxa de mistura entre o ar e o combustível, na taxa de recirculação dos produtos de combustão e nas emissões de NO e CO . Os testes foram realizados em combustores com o mesmo comprimento, mas diferentes diâmetros, operando em diferentes intensidades térmicas (mesma carga térmica de 25 kW). Os resultados indicaram que maiores diâmetros de injeção de ar resultam no aumento significativo das emissões de NO e CO , enquanto que o aumento do diâmetro de injeção de combustível teve um efeito mínimo nas emissões de NO , porém as emissões de CO aumentaram significativamente.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 INTRODUÇÃO

Este capítulo descreve a metodologia utilizada durante as etapas de projeto e desenvolvimento da presente pesquisa, cujo caráter é experimental, e oferece uma descrição das técnicas de medida empregadas e das etapas de montagem e instrumentação do sistema de combustão. Em seguida, os procedimentos experimentais são descritos detalhadamente.

3.2 METODOLOGIA

A bancada experimental em escala de laboratório teve o projeto e o desenvolvimento baseados no trabalho de Veríssimo, Rocha e Costa (2011), especificamente a escolha das dimensões da câmara de combustão e a seleção dos materiais. O sistema de combustão permite variar a intensidade da recirculação dos produtos de combustão (parâmetro K_V) no interior da câmara de combustão em diferentes faixas de valores com o aumento da vazão mássica injetada de ar. As diferentes faixas de valores de K_V são necessárias para investigar as condições de operação nas quais ocorre a estabilização do regime de combustão sem chama visível com a queima de biodiesel.

Inicialmente, foram definidos os componentes do sistema (o pré-aquecedor, o bloco injetor, o queimador e a câmara de combustão) e estabelecidas as respectivas restrições de operação. A pesquisa envolveu as etapas de projeto, desenvolvimento e execução dos experimentos. Na etapa de projeto, a definição da configuração do queimador e o dimensionamento do queimador e da câmara foram elaborados com base na teoria de jatos turbulentos em ambientes confinados. Na etapa de desenvolvimento, foram realizados o projeto mecânico propriamente dito, incluindo a modelagem (*technical drawing*), a especificação e o detalhamento, e a montagem do sistema de combustão, bem como a instalação dos periféricos (o pré-aquecedor, os instrumentos de medida e os acessórios de tubulação).

Foram necessários o levantamento e avaliação de informações pertinentes ao desenvolvimento de uma bancada experimental em escala de laboratório. A construção do sistema compreendeu a aquisição de materiais, a montagem e a instrumentação (os termopares, os manômetros e os rotâmetros) do sistema de combustão. Posteriormente, foram

realizados os primeiros testes com o sistema (tais como: o funcionamento do pré-aquecedor de ar, a estabilidade da chama piloto e a atomização do biodiesel antes do procedimento de fixação da câmara de quartzo), seguidos pela etapa de execução dos experimentos. As últimas atividades de pesquisa foram a coleta e a análise dos dados obtidos em laboratório.

De forma sucinta, o projeto foi basicamente conduzido em três etapas. A primeira etapa compreendeu a definição dos componentes do sistema de combustão e o projeto (teórico) do queimador e da câmara. A segunda etapa foi dedicada ao projeto mecânico e à construção do sistema. Nesta etapa, uma bancada experimental foi desenvolvida em laboratório para investigar o comportamento e as características do spray, em função da temperatura e da pressão de injeção do combustível. A terceira etapa consistiu na realização dos experimentos de combustão.

Todas as etapas da pesquisa foram realizadas no Laboratório de Combustão e Propulsão (LCP-INPE) em Cachoeira Paulista, incluindo o projeto e a construção mecânica do sistema de combustão e as atividades de campo, como a montagem e a instrumentação do sistema e a execução dos experimentos.

3.3 TÉCNICAS DE MEDIDA

De acordo com Lacava e Argachoy (2010), a técnica utilizada para medir o SMD é a interferometria a laser, que se baseia na difração de Fraunhofer de um feixe paralelo de luz monocromática causada pela passagem de uma gota em movimento, cujo diâmetro é considerado muito maior do que o comprimento de onda da luz incidente. Quando um spray atravessa a zona de medição (local de incidência do feixe de luz), ocorre o espalhamento do laser em diferentes direções e intensidades angulares, resultando em um padrão de difração. O padrão de difração é um perfil de distribuição da intensidade da luz espalhada, que depende apenas dos tamanhos das gotas. Cada perfil de distribuição é coletado em diversas posições radiais para originar numerosas séries de anéis concêntricos, que permitem medir a distribuição de tamanhos das gotas em qualquer velocidade no spray e em qualquer posição na zona de medição.

Um equipamento da marca *Spraytech*, cujo fabricante é a empresa Malvern, é usado para fazer medidas rápidas das características globais do spray formado a partir de um atomizador. Na prática, o volume de análise está associado com uma região extensa do spray.

origina-se no centro do detector, atravessa uma região do spray e atinge outro elemento, denominado detector de obscurecimento. A presença de uma gota desvia o feixe de luz em um ângulo inversamente proporcional ao seu tamanho (LACAVA e ARGACHOY, 2010).

Uma bancada de testes de atomização foi desenvolvida em laboratório para estudar os efeitos da temperatura e da pressão de injeção do combustível líquido no comportamento dinâmico e nas características físicas do spray, permitindo simular as condições de temperatura e pressão de injeção do combustível no interior da câmara de combustão durante a operação normal do sistema. Conforme será visto posteriormente, o tubo de injeção de combustível (denominado tubo injetor) dentro do bloco injetor encontra-se sujeito ao escoamento de ar pré-aquecido nas vizinhanças.

A Figura 3.2(a) é uma imagem da bancada de testes montada no laboratório situado no setor de Ensaios do LCP-INPE. Um termopar do tipo K foi utilizado para medir e monitorar a temperatura do combustível na extremidade do tubo de alimentação de combustível, conforme indicado na Figura 3.2(b), em uma posição próxima do atomizador.

Figura 3.2 - Bancada de testes de atomização montada em laboratório (a) Instalação física montada (b) Posição do termopar



(a) Instalação física montada no LCP-INPE



(b) Posição do termopar do tipo K

Fonte: Próprio Autor

A Figura 3.3 é uma composição de imagens do equipamento da marca *Spraytech*, que foram feitas durante a operação com caráter meramente ilustrativo sem que estivesse sendo feita a coleta das medidas a laser.

Figura 3.3 - Equipamento da marca *Spraytech* fornecido pela empresa Malvern



(a) *Spraytech* e instalação montada



(b) Posição P01 do atomizador



(c) Posição P02 do atomizador



(d) Laser interagindo com o spray

Fonte: Próprio Autor

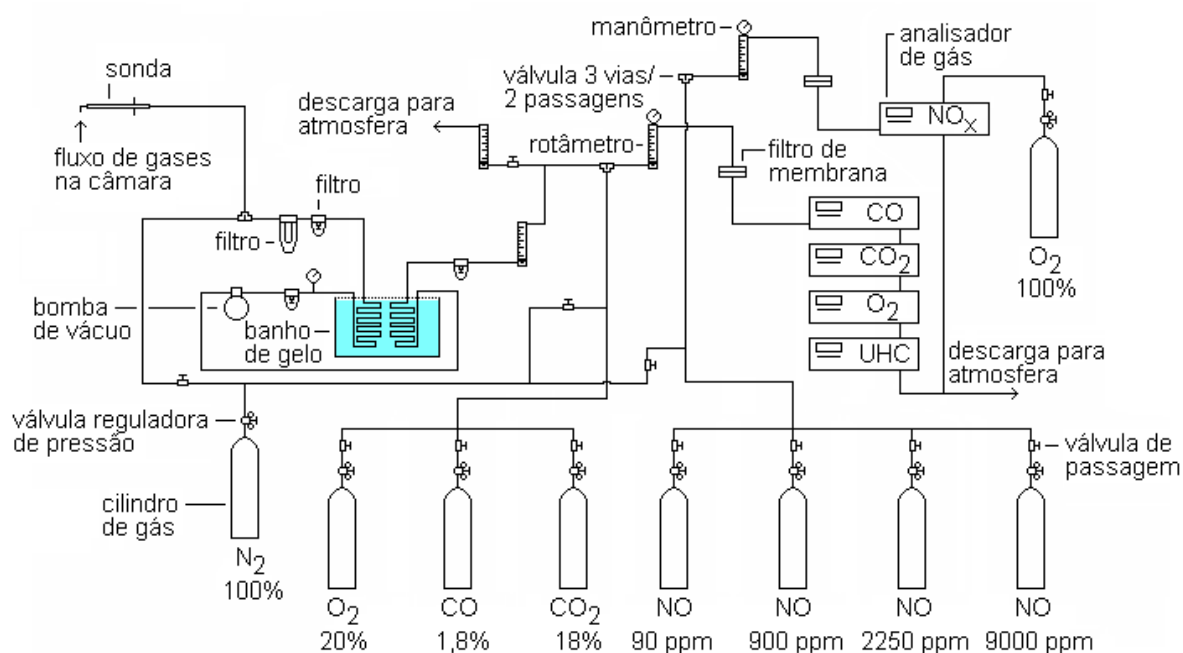
A bancada de testes foi equipada com resistores elétricos ao longo do comprimento do tubo de alimentação de combustível, a fim de aquecer o combustível antes de ocorrer a injeção deste através do atomizador. O conjunto de resistores foi devidamente isolado com lã de vidro e fixado no interior de um tubo externo, conforme a Figura 3.3(a). O calor dissipado pelos resistores é de 2 kW. A temperatura do combustível foi controlada pelo uso de um controlador microprocessado, fabricado pela NOVUS, modelo N1040. Para evitar o retorno das gotas suspensas no ar, foi utilizado um equipamento de sucção acoplado a um dispositivo de captação do combustível com a forma cônica e posicionado à jusante do spray.

As medidas do diâmetro médio de Sauter do spray foram realizadas em diferentes temperaturas e pressões de injeção com três fluidos: a água, o glicerol e o biodiesel derivado de óleos residuais. Inicialmente, o atomizador esteve localizado na posição P01, mais afastada da linha de centro do detector, conforme indica a Figura 3.3(b). As medidas foram feitas na posição P02 na Figura 3.3(c) com o atomizador posicionado a 80 mm do detector, no qual o feixe de laser é formado, e com vazão de $88 \text{ cm}^3/\text{min}$ para a água e $173 \text{ cm}^3/\text{min}$ para o biodiesel. Para o biodiesel, as pressões de testes foram 4 bar, 6 bar, 8 bar e 10 bar na faixa de

temperaturas entre 20°C (ambiente) e 125°C, sendo que as temperaturas nas quais as medidas foram tomadas são: 20°C, 35°C, 50°C, 70°C, 85°C, 100°C e 125°C.

Os gases de combustão na sonda de amostragem foram coletados, resfriados e enviados para os analisadores das seguintes espécies: CO_2 , O_2 , hidrocarbonetos não queimados (UHC), CO e NO_x . Os UHC não foram medidos durante os experimentos de combustão. A Figura 3.4 é uma representação da linha de amostragem dos gases, que consiste em uma sequência de etapas necessárias para a obtenção de uma boa leitura da concentração de cada espécie química, especialmente voltadas para eliminar os vapores d'água e as partículas sólidas, que interferem na medição da concentração das espécies.

Figura 3.4 - Linha de amostragem de gases



Fonte: (LACAVA, 2000)

Os analisadores são instrumentos usados para medir as variáveis de um processo, com exceção daquelas fundamentais: temperatura, pressão, vazão e nível. Os analisadores de laboratório permitem fazer análises qualitativa e quantitativa de uma ampla gama de amostras, porém a amostragem é discreta, sendo as amostras coletadas em campo e levadas ao laboratório. Por outro lado, os analisadores contínuos ou de processo são utilizados para fazer análises quantitativas de um ou alguns componentes e podem operar muito próximos à

unidade de processo. A Figura 3.5 ilustra os painéis e o arranjo físico dos analisadores contínuos, que estão situados no setor Ensaio do LCP-INPE.

Figura 3.5 - Arranjo físico dos analisadores de gases dispostos nos painéis



Fonte: (PAZ, 2007)

Neste caso, os analisadores são extrativos, uma vez que a amostra é retirada por meio de uma sonda, condicionada e levada até o instrumento (analisador propriamente dito).

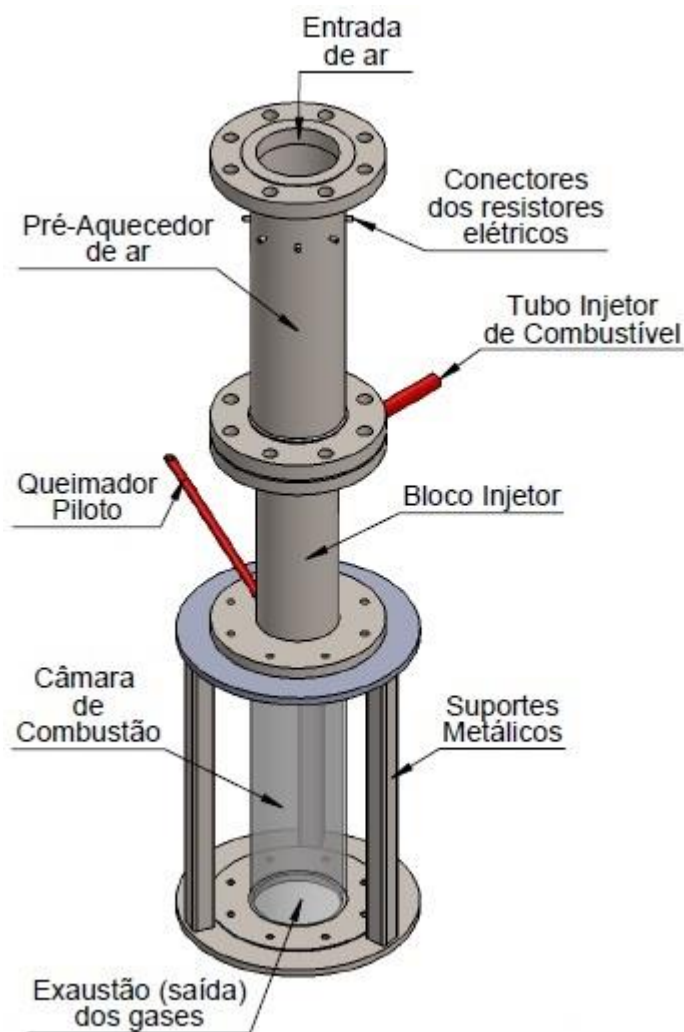
O pré-tratamento ou condicionamento da amostra é fundamental para a correta operação do analisador, pois consiste no acerto das características físicas e químicas da amostra, como a temperatura, a pressão, a umidade, a sujeira e componentes indesejáveis. Essa etapa envolve a captação da amostra, o transporte, o condicionamento propriamente dito, a injeção de padrões para calibração, os pontos de coleta para envio ao laboratório e, inclusive, o descarte seguro após a análise. É comum a existência de filtros próximos do ponto de captação.

3.4 MONTAGEM DO SISTEMA DE COMBUSTÃO

Os três componentes do sistema de combustão são: o pré-aquecedor, o bloco injetor e a câmara de combustão. O bloco injetor possui o sistema de injeção de ar e combustível, o

queimador piloto e o queimador principal. O queimador piloto é um tubo através do qual um eletrodo é fixado para fazer a ignição induzida de (ou ignizar) uma pré-mistura entre o ar e gás natural. O sistema opera à pressão atmosférica. A Figura 3.6 é um desenho esquemático da vista isométrica do sistema no qual os três componentes estão indicados.

Figura 3.6 - Vista isométrica do sistema de combustão

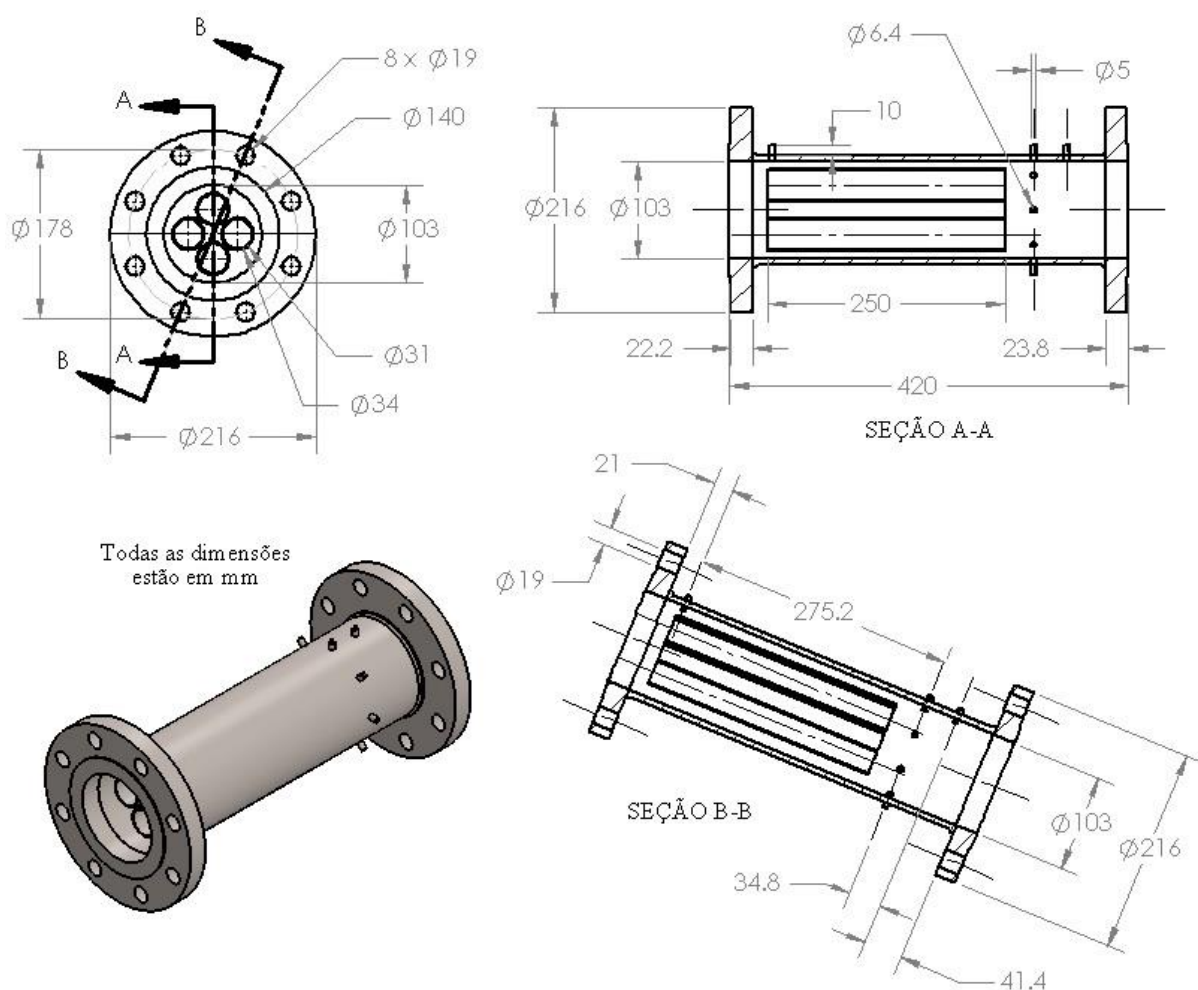


Fonte: Próprio Autor

O pré-aquecedor, posicionado à montante do bloco injetor, é utilizado para aquecer o ar de combustão antes da entrada no sistema, simulando a função de um recuperador de calor com capacidade de fazer o pré-aquecimento do ar até 700°C, operando com vazões volumétricas de até 54 m^3/h ou 900 LPM (litros por minuto) e pressões manométricas de até 3 bar. O pré-aquecedor não foi projetado, mas adquirido comercialmente.

A Figura 3.7 compreende um desenho esquemático da vista superior do pré-aquecedor com duas seções de corte A-A e B-B. Os resistores elétricos são do tipo tubular helicoidal e possuem 250 mm de comprimento, conforme indicado na seção A-A. Na etapa de testes de combustão, o pré-aquecedor operou com três resistores, apesar de acomodar quatro unidades. As superfícies helicoidais aumentam a área dos resistores em contato com o ar, permitindo maior transferência de calor para este fluido em movimento.

Figura 3.7 - Desenho esquemático da vista superior do pré-aquecedor de ar



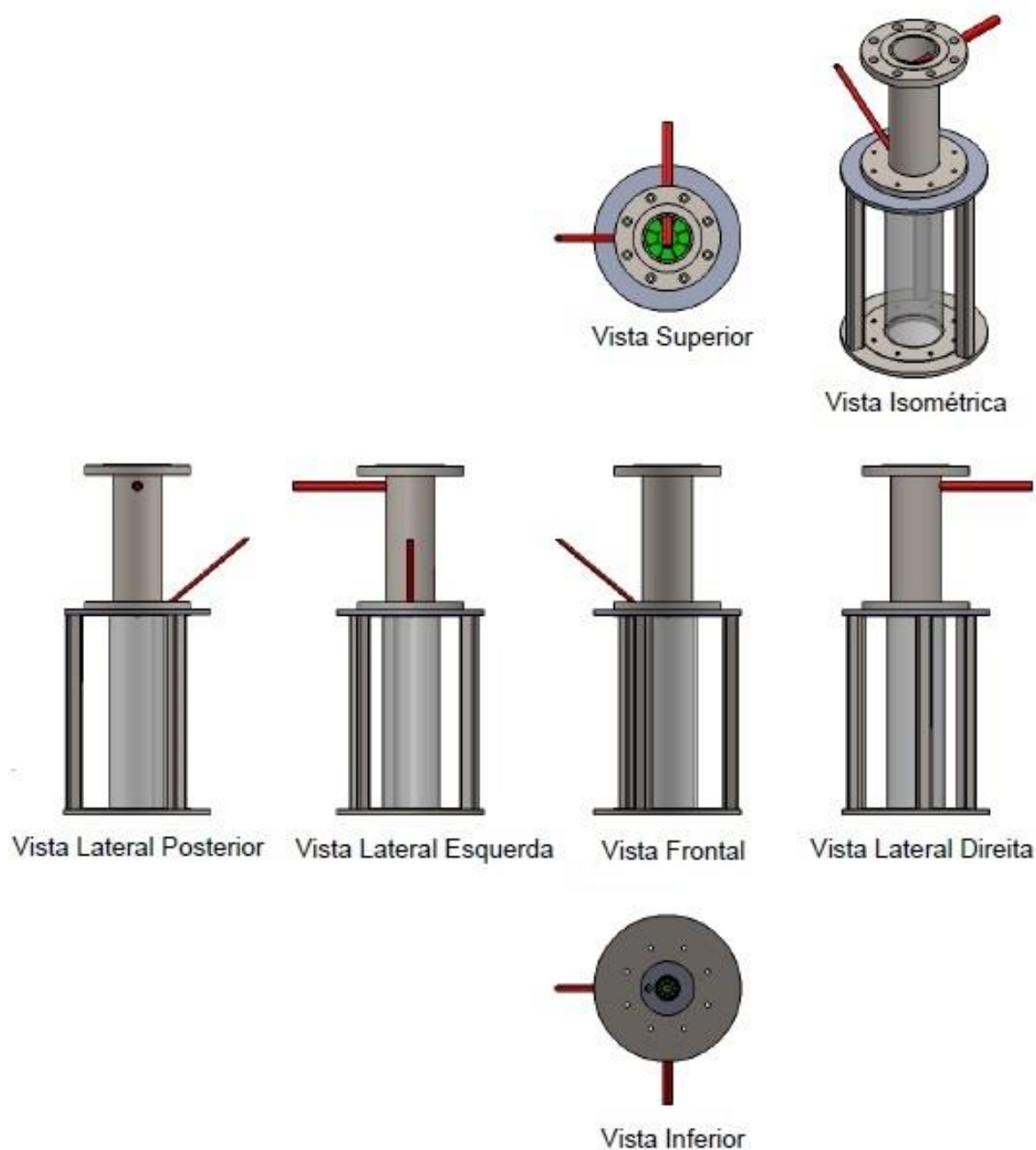
Fonte: Próprio Autor

Os materiais utilizados no projeto são os aços inoxidáveis austeníticos 316S e 304S. As dimensões de projeto foram baseadas na Norma ABNT NBR 9530:1986 - Flanges metálicos para tubulações quanto ao seu tipo e forma de vedação. Os flanges adotados foram de dois tipos: o plano e o sobreposto plano com ressalto, enquanto que a classe de pressão de trabalho

foi escolhida ser de 150 psi (libras por polegada quadrada) ou 1,034 MPa. No projeto deste sistema, foram utilizados um flange plano e quatro flanges sobrepostos planos com ressalto.

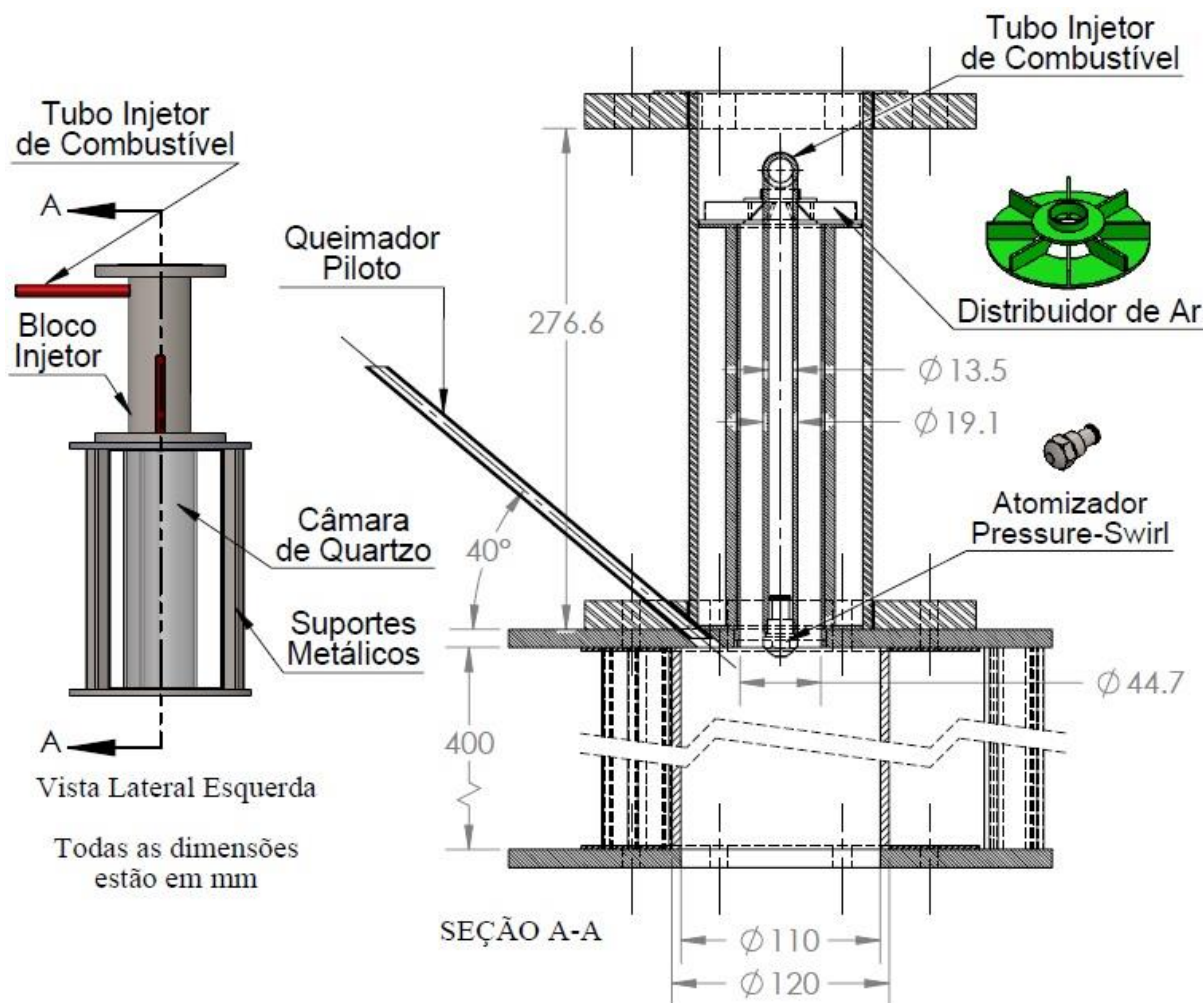
A Figura 3.8 exibe as vistas ortogonais do terceiro diedro do sistema de combustão, nas quais o pré-aquecedor foi ocultado (ou suprimido) para destacar o conjunto formado pelo bloco injetor e pela câmara de combustão.

Figura 3.8 - Vistas ortogonais do terceiro diedro do conjunto, o bloco injetor e a câmara



A Figura 3.9 é uma seção de corte A-A indicada da vista lateral esquerda do sistema de combustão, destacando o sistema de injeção de ar e combustível no interior do bloco injetor. O plano de corte contém o queimador piloto, porém o tubo injetor de combustível está localizado no plano perpendicular, conforme pode ser observado na referida Figura.

Figura 3.9 - Seção de corte A-A da vista lateral esquerda do sistema de combustão



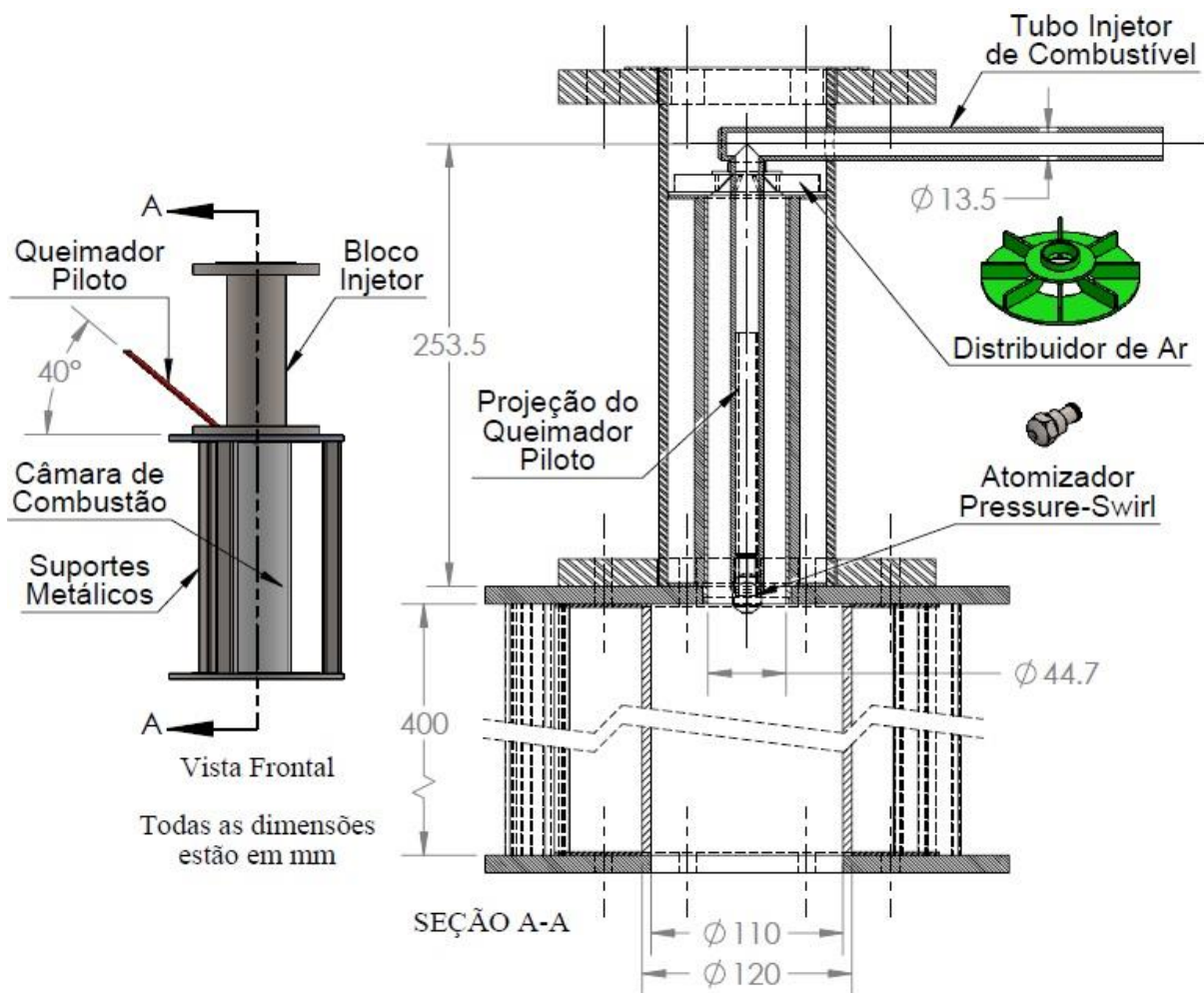
Fonte: Próprio Autor

O bloco injetor compreende um conjunto flangeado, formado por tubos concêntricos, dentre eles: um tubo externo, um tubo interno, um tubo injetor de combustível e um tubo de acoplamento (ou tubo auxiliar, que é removível e possui diâmetro interno de 44,70 mm), bem como a face plana do queimador principal e o queimador piloto. Um flange plano e um flange sobreposto plano com ressalto foram soldados no tubo externo. No processo de soldagem, a face posterior de cada flange foi alinhada com a extremidade do tubo externo, cujo diâmetro externo é ligeiramente menor do que os diâmetros internos dos respectivos flanges. O tubo

interno foi posicionado, centralizado e fixado no interior do tubo externo por dois anéis centralizadores.

A Figura 3.10 é uma seção de corte A-A indicada da vista frontal do sistema de combustão, destacando o sistema de injeção de ar e combustível dentro do bloco injetor e à montante do queimador principal.

Figura 3.10 - Seção de corte A-A da vista frontal do sistema de combustão



Fonte: Próprio Autor

A câmara de combustão é feita de quartzo e possui a forma cilíndrica com 110 mm de diâmetro interno, 5 mm de espessura de parede e 400 mm de comprimento. Segundo Han e Mungal (2001), o comprimento da câmara deve ser, no mínimo, treze vezes o diâmetro equivalente do ejetor para que o jato de ar possa se tornar completamente desenvolvido no interior da câmara. Para a escolha do tubo de quartzo, foram consideradas as perdas térmicas e

a possibilidade de visualização da chama através do material, que apresenta elevada transmitância espectral hemisférica.

Na Figura 3.10, o plano de corte A-A também passa pela linha de centro do sistema e, neste caso, contém o tubo injetor de combustível, revelando a forma geométrica e a posição do tubo injetor em relação ao bloco injetor. Observe que o tubo injetor não apresenta cotovelo, devido à dificuldade técnica de manuseio das ferramentas para confeccionar peças mecânicas com pequenas dimensões. Ao invés do cotovelo, o tubo ganhou a forma geométrica da letra alfabética L. A projeção ortogonal do queimador piloto está indicada em linhas tracejadas.

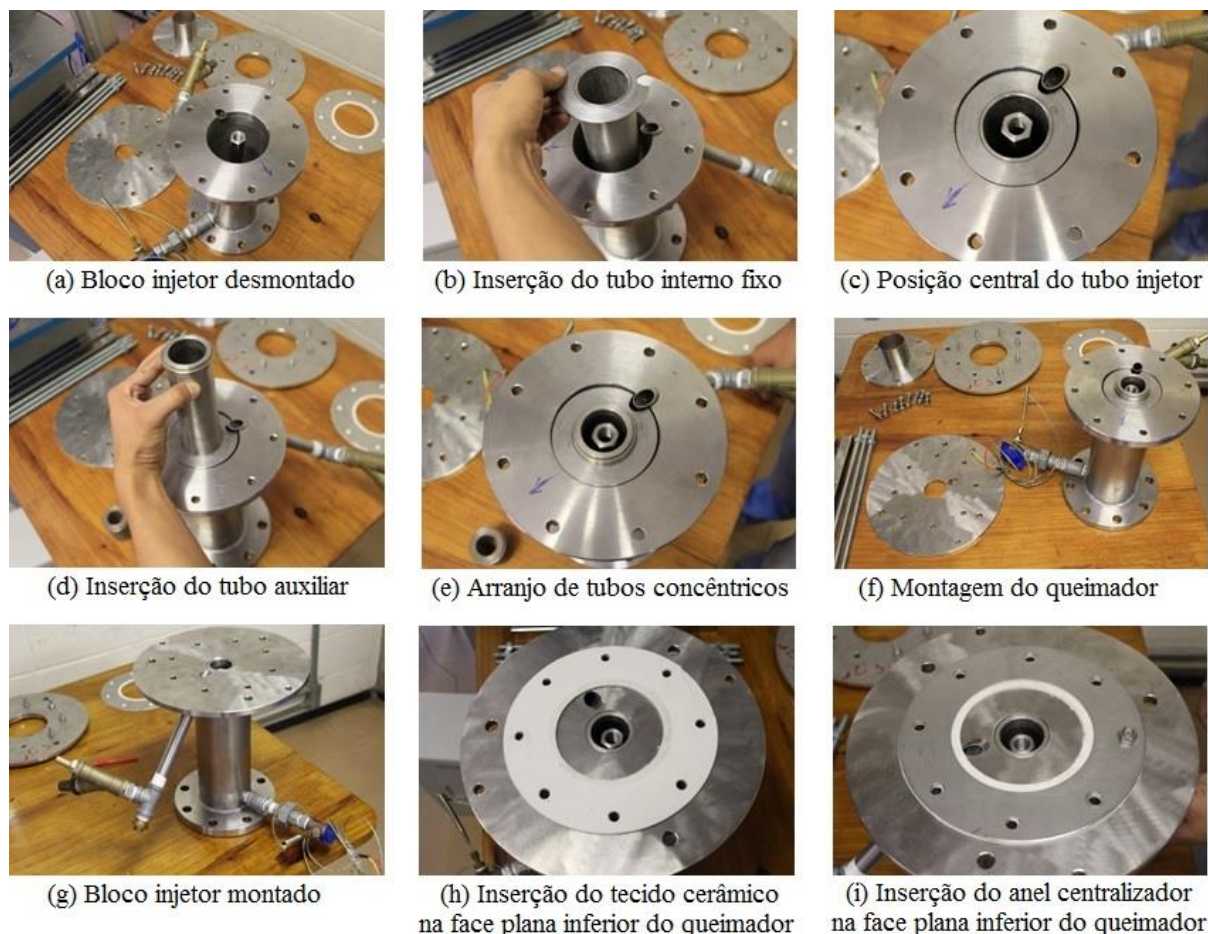
Os dois dispositivos fluidomecânicos, que estão em destaque nas Figuras 3.9 e 3.10, são o distribuidor de ar e o atomizador. A função do distribuidor de ar (em cor verde) é reduzir os efeitos tanto da expansão térmica do fluido, quanto dos contornos das superfícies pelas quais o fluido atravessa, uma vez que esses efeitos causam o movimento de rotação no escoamento. Desse modo, o distribuidor de ar devidamente dimensionado ocasiona linhas de corrente paralelas no escoamento de fluido dentro do bloco injetor. No apêndice A, foram usadas algumas cores para distinguir os componentes do sistema nos desenhos esquemáticos.

O queimador principal consiste em uma placa circular de aço inoxidável refratário de 300 mm de diâmetro e 10 mm de espessura com um furo de 42,70 mm de diâmetro medido a partir do centro. A placa foi fixada ao flange plano do bloco injetor por meio de oito prisioneiros, igualmente espaçados na direção radial e equidistantes a 178 mm do centro. Um arranjo tubular formado por dois tubos concêntricos em contato físico (o tubo interno de maior diâmetro e o tubo auxiliar, que conduz o ar pré-aquecido até a entrada da câmara) foi acoplado ao queimador. Ambos os tubos foram centralizados no plano de simetria do bloco injetor. O tubo injetor de combustível é concêntrico ao arranjo tubular e conduz o combustível líquido sob pressão para o atomizador, conforme indica a Figura 3.10.

O ar atmosférico, previamente aquecido no pré-aquecedor, escoar coaxialmente na região anular entre o tubo injetor de combustível e o tubo auxiliar antes de entrar na câmara de combustão. O tubo auxiliar de 44,70 mm de diâmetro interno foi utilizado nos testes de combustão em laboratório, sendo destacado em ambas as Figuras 3.9 e 3.10. As dimensões do queimador principal e da câmara de combustão foram definidas a partir da determinação do coeficiente de recirculação interna dos gases de combustão, de modo que a taxa resultante de recirculação dos gases no interior da câmara permita operar o sistema em diferentes regimes de combustão, inclusive no regime de combustão sem chama visível.

A Figura 3.11 é uma combinação de imagens referidas pela sequência (a)-(i), que ilustra o procedimento de montagem do bloco injetor.

Figura 3.11 - Procedimento de montagem do bloco injetor



Fonte: Próprio Autor

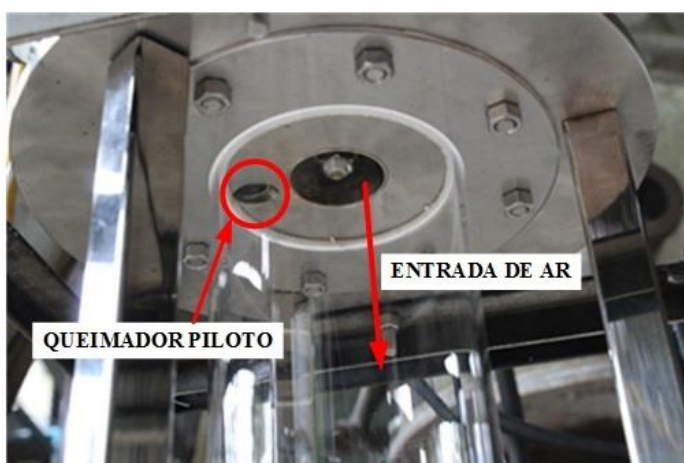
A montagem do bloco injetor começa com a inserção do tubo interno na estrutura inicial do bloco injetor. O tubo interno foi fixado e centralizado com o uso de anéis centralizadores de 2 mm de espessura, que foram soldados nas suas extremidades, conforme a Figura 3.11(b). O anel superior apresenta um pequeno recorte na face para permitir a inserção do tubo interno sem esbarrar na superfície saliente do queimador piloto. A Figura 3.11(c) indica que o tubo injetor de combustível está na posição central. A Figura 3.11(d) indica que o tubo auxiliar é inserido entre o tubo interno e o tubo injetor, enquanto que a Figura 3.11(e) exhibe a configuração do bloco injetor, definida como um arranjo de tubos concêntricos. O queimador principal é montado na Figura 3.11(f), quando o queimador é acoplado ao arranjo tubular, de modo a alinhar os furos do queimador com os furos do flange plano e acomodar o tubo

auxiliar na posição central, considerando também a acomodação da superfície saliente e inclinada do queimador piloto, que deve se encaixar simultaneamente à face do queimador. A montagem do bloco injetor é finalizada na Figura 3.11(g). As Figuras 3.11(h) e 3.11(i) referem-se à colocação do tecido cerâmico na face plana inferior do queimador e a posterior fixação do tecido com um anel centralizador e parafusos.

Duas camadas de tecido cerâmico foram utilizadas para acomodar a câmara de combustão, servindo como um apoio, a fim de evitar o contato direto do quartzo com a face plana inferior do queimador para reduzir e, se possível, eliminar os efeitos de dilatação térmica do aço inoxidável sobre o tubo de quartzo. As deformações térmicas do aço inoxidável causam o surgimento de tensões sobre o quartzo, que podem acarretar danos físicos ao material.

A câmara de quartzo foi fixada com o uso de três suportes metálicos igualmente espaçados e, em seguida, isolada termicamente com lã de vidro. A Figura 3.12 indica o modo de fixação da câmara, a posição do atomizador e a posição inclinada do queimador piloto em relação à face plana inferior do queimador principal. Conforme a classificação elaborada por Arghode e Gupta (2013), a configuração da câmara de combustão é do tipo *forward flow*, uma vez que o ar é injetado na extremidade oposta ao local, onde é feita a exaustão dos gases de combustão.

Figura 3.12 - Queimador e câmara de combustão: (a) modo de fixação da câmara
(b) isolamento térmico da câmara com lã de vidro



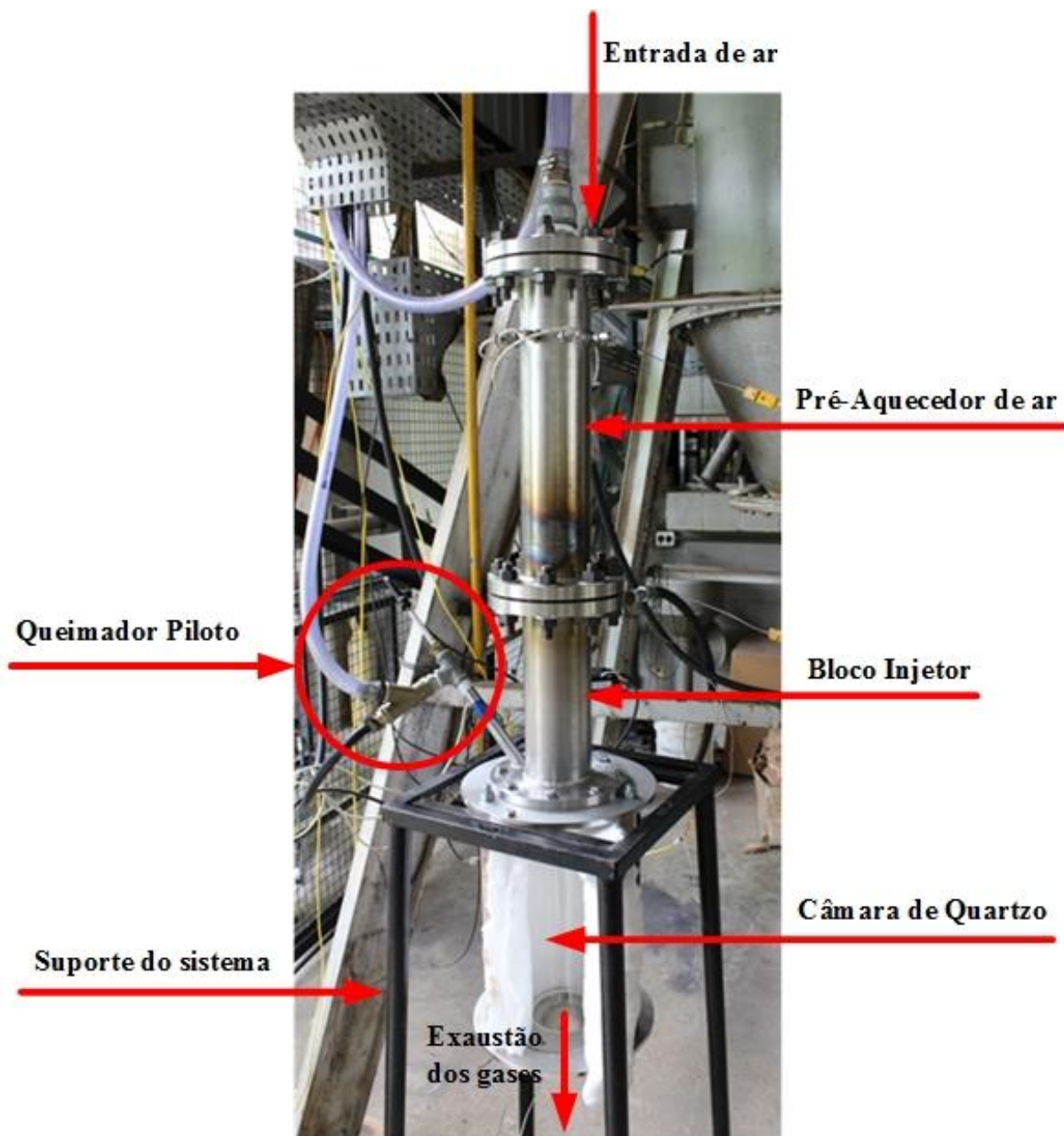
(a) Configuração do queimador principal



(b) Posição de saída dos gases de exaustão

A Figura 3.13 é uma imagem do sistema de combustão com os componentes montados em um suporte na direção vertical e a exaustão (saída de gases) foi decidida ser voltada para baixo.

Figura 3.13 - Sistema de combustão montado em um suporte na vertical



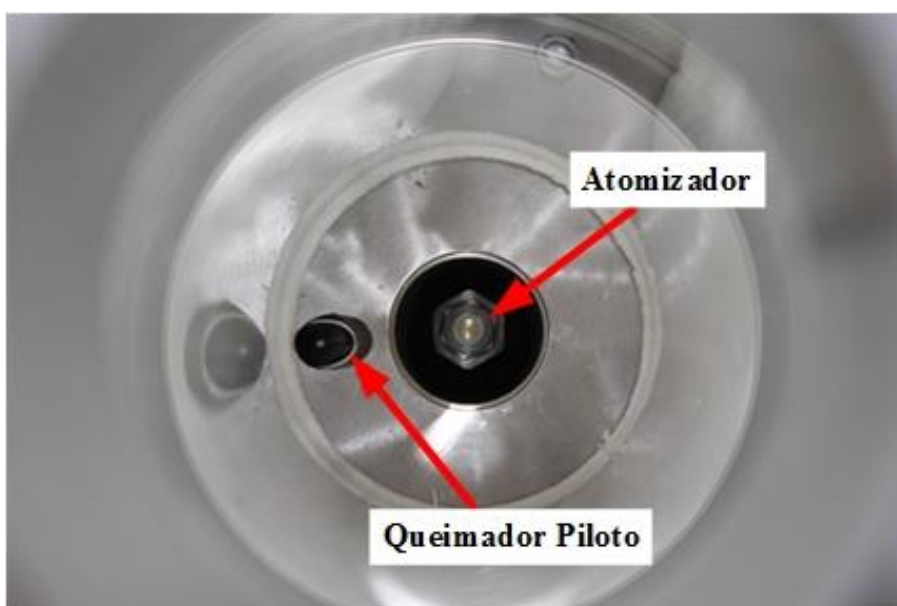
Fonte: Próprio Autor

O escape dos gases de combustão pela exaustão foi assegurado pela alimentação contínua de ar através do sistema, que operou à pressão atmosférica. Se o sistema estivesse com a exaustão voltada para cima, poderia haver o acúmulo indesejado de combustível

líquido na face anterior do queimador (imediatamente após o atomizador) e, eventualmente, poderia ocorrer o gotejamento de combustível nas regiões, onde estão localizados os resistores elétricos dentro do pré-aquecedor de ar à montante do queimador.

A Figura 3.14 indica a posição do atomizador na extremidade do tubo injetor e no centro do bloco injetor, e a posição inclinada do queimador piloto em relação à face plana inferior do queimador principal, quando o sistema é visto de baixo para cima a partir da exaustão da câmara.

Figura 3.14 - Posição do atomizador e a do queimador piloto



Fonte: Próprio Autor

A Figura 3.15 exibe a vista lateral direita do sistema de combustão, destacando a posição perpendicular do tubo injetor de combustível em relação ao plano vertical que passa pela linha de centro do bloco injetor e contém o queimador piloto. Na Figura 3.15, os flanges do tipo sobreposto plano com ressalto foram acoplados, os furos em cada flange foram alinhados e o conjunto foi fixado com oito prisoneiros. O termopar do tipo K indicado foi manuseado para que a fio metálico atinja a extremidade do tubo injetor de combustível, onde foi posicionado o atomizador.

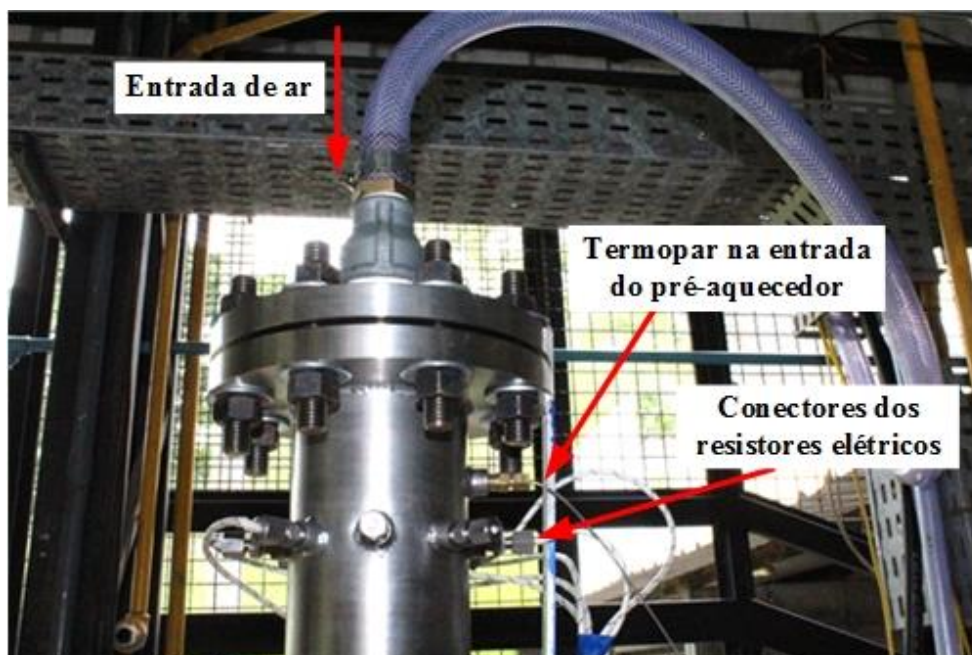
A Figura 3.16 exibe outro conjunto de flanges do tipo sobreposto plano com ressalto na extremidade em que a corrente de ar entra no pré-aquecedor. Na Figura 3.16, estão indicados o termopar na entrada do pré-aquecedor de ar e os conectores dos resistores elétricos.

Figura 3.15 - Posição do tubo injetor de combustível líquido



Fonte: Próprio Autor

Figura 3.16 - Extremidade superior do pré-aquecedor de ar



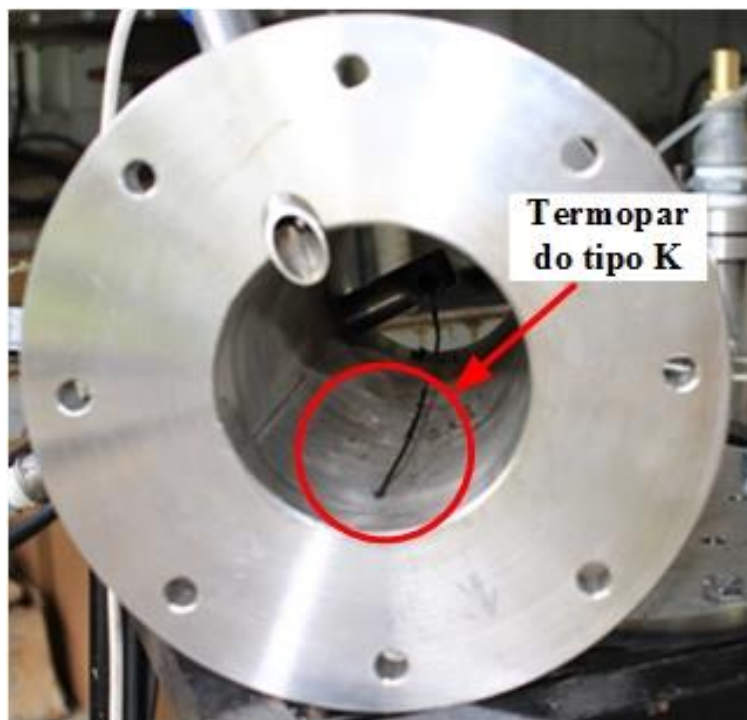
Fonte: Próprio Autor

3.5 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Os primeiros testes de combustão revelaram dois problemas técnicos com o uso do sistema: o frequente entupimento do atomizador mecânico-centrífugo e a ocorrência imprevisível da carbonização do biodiesel no interior do tubo injetor e dentro do atomizador. O primeiro esteve relacionado com o segundo, uma vez que existiram dois filtros para a remoção de impurezas sólidas, provenientes do combustível. A carbonização ocorreu, quando o biodiesel atingiu temperaturas próximas a 230°C, sendo indicadas pelo termopar localizado na extremidade do tubo injetor numa região próxima do atomizador, quando o pré-aquecimento do ar foi severo em 700°C como ponto de referência (*set point*) no controlador dos resistores elétricos.

A Figura 3.17 indica a posição do termopar na extremidade do tubo injetor de combustível numa região próxima ao atomizador. A extremidade do tubo injetor, oposta ao local onde esteve situado o atomizador, pôde ser removida facilmente, devido ao modo de fixação por rosca. Na Figura 3.17, ao fundo do bloco injetor, é possível observar a extremidade oposta (ou extremidade anterior) do tubo injetor.

Figura 3.17 - Posição do termopar na extremidade do tubo injetor de combustível



Fonte: Próprio Autor

A Figura 3.18 exibe o estado físico do atomizador imediatamente após a retirada deste da extremidade do tubo injetor, quando a ocorrência da carbonização do biodiesel na extremidade foi verificada experimentalmente.

Figura 3.18 - Ocorrência da carbonização do biodiesel dentro do atomizador



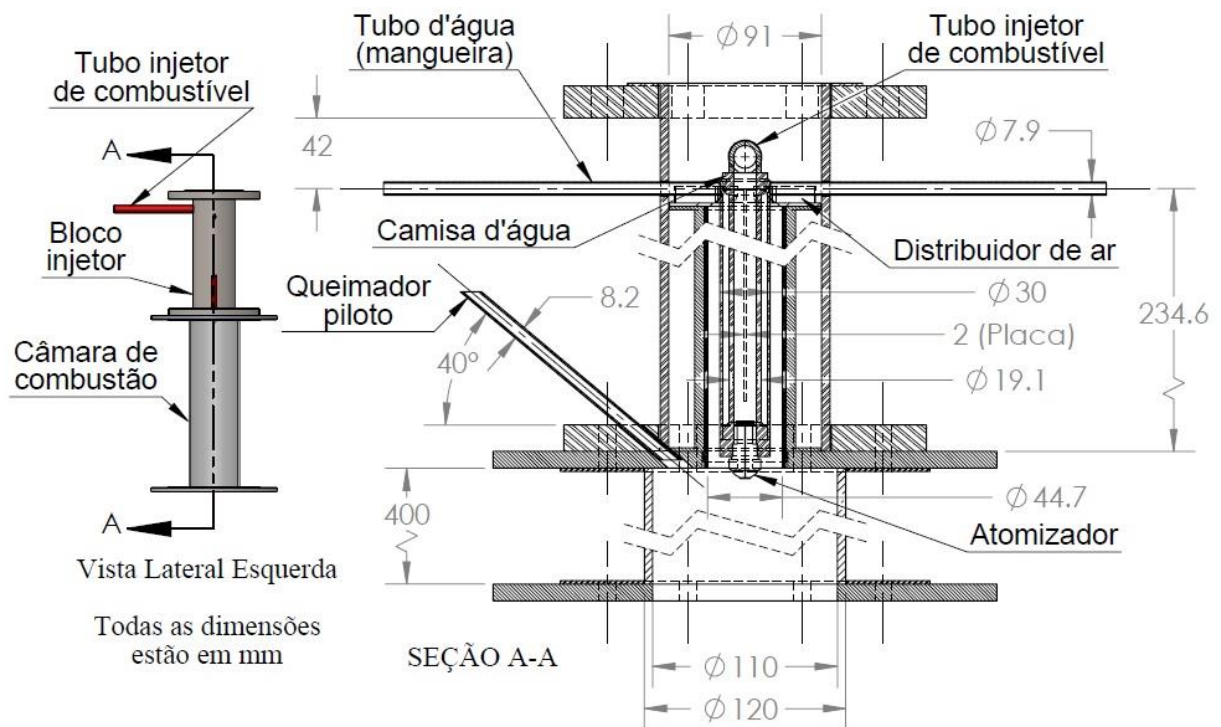
Fonte: Próprio Autor

A solução técnica encontrada para evitar a ocorrência da carbonização do combustível sem deixar de fazer o pré-aquecimento do ar foi resfriar o tubo injetor com a circulação externa de água ao longo do comprimento de uma extremidade a outra. Esse dispositivo é de uso comum em sistemas térmicos e denominado camisa d'água. A camisa d'água foi verificada ser efetiva na remoção do calor, tanto que as medidas de temperatura com um termopar do tipo K na extremidade próxima ao atomizador indicaram 40°C, porém com pequenas flutuações.

A Figura 3.19 é uma seção de corte A-A da vista lateral esquerda do sistema após a colocação da camisa d'água. Os três suportes metálicos usados na fixação da câmara de quartzo foram suprimidos para melhor visualização do desenho esquemático. A camisa d'água possui uma placa de 2 mm de espessura (indicada entre parênteses na Figura 3.19), que a divide em duas seções, uma de entrada e outra de saída. Assim, a corrente de água faz duas passagens em contato com a parede do tubo injetor de combustível.

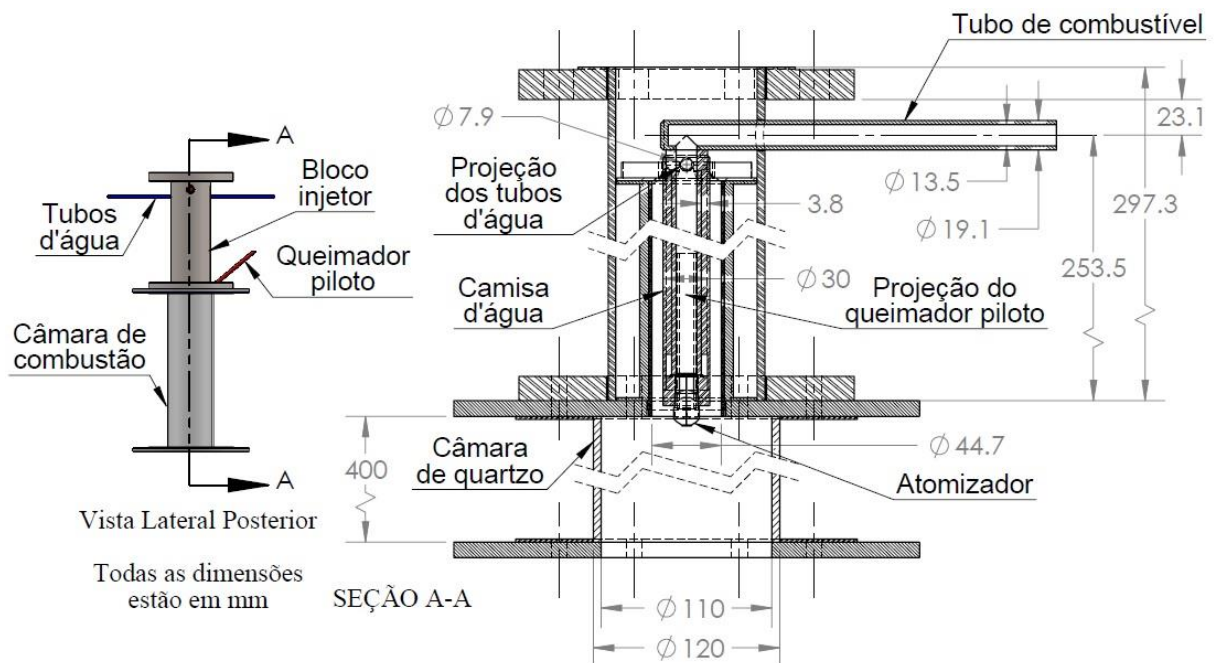
A Figura 3.20 é uma seção de corte A-A da vista lateral posterior do sistema após a inclusão da camisa d'água. Note que a placa de separação se estende ao longo do comprimento do tubo injetor. No entanto, foi deixada uma abertura para o retorno da corrente de água. Os desenhos esquemáticos com o tubo injetor encamisado são representativos, apesar da não realização do procedimento de medição das dimensões da camisa.

Figura 3.19 - Seção de corte A-A da vista lateral esquerda do sistema após a colocação da camisa d'água



Fonte: Próprio Autor

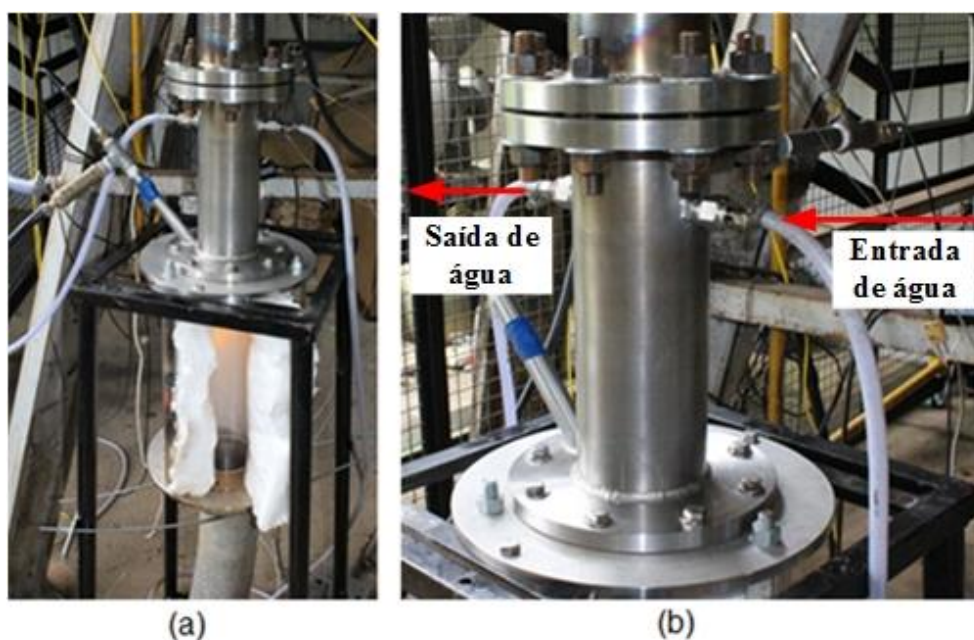
Figura 3.20 - Seção de corte A-A da vista lateral posterior do sistema após a colocação da camisa d'água



Fonte: Próprio Autor

A Figura 3.21 compreende duas imagens da vista frontal do sistema após a colocação da camisa d'água. As conexões e as mangueiras estão indicadas na Figura 3.21 em ambas as laterais direita (entrada de água) e esquerda (saída de água).

Figura 3.21 - Sistema com tubo injetor encamisado:(a) bloco injetor e câmara;
(b) bloco injetor

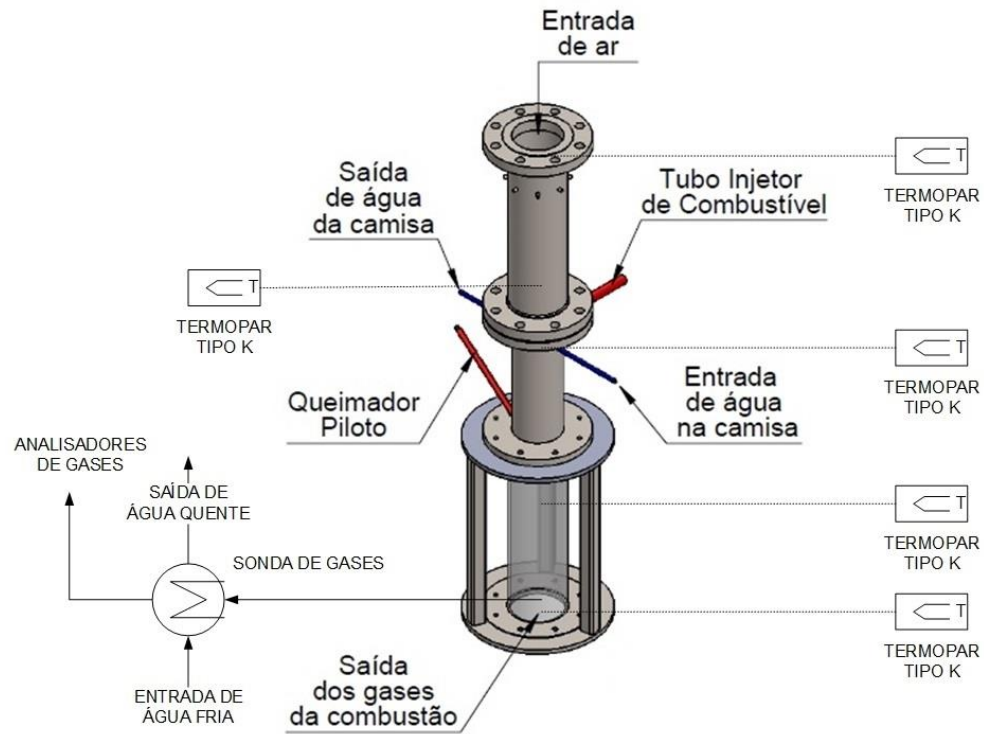


Fonte: Próprio Autor

A Figura 3.22 indica as posições dos termopares do tipo K e a da sonda de amostragem dos gases de combustão, que é resfriada com circulação de água. Os termopares foram posicionados, visando medir a temperatura do ar na entrada do pré-aquecedor, a temperatura do ar na saída do pré-aquecedor, a temperatura do combustível retido dentro do tubo injetor, a temperatura da parede da câmara e a temperatura dos gases quentes de combustão na exaustão. No apêndice A, são encontradas algumas imagens tanto das posições dos termopares no sistema, quanto da sonda de amostragem, e os dados medidos de temperatura, que foram coletados durante a realização dos experimentos de combustão.

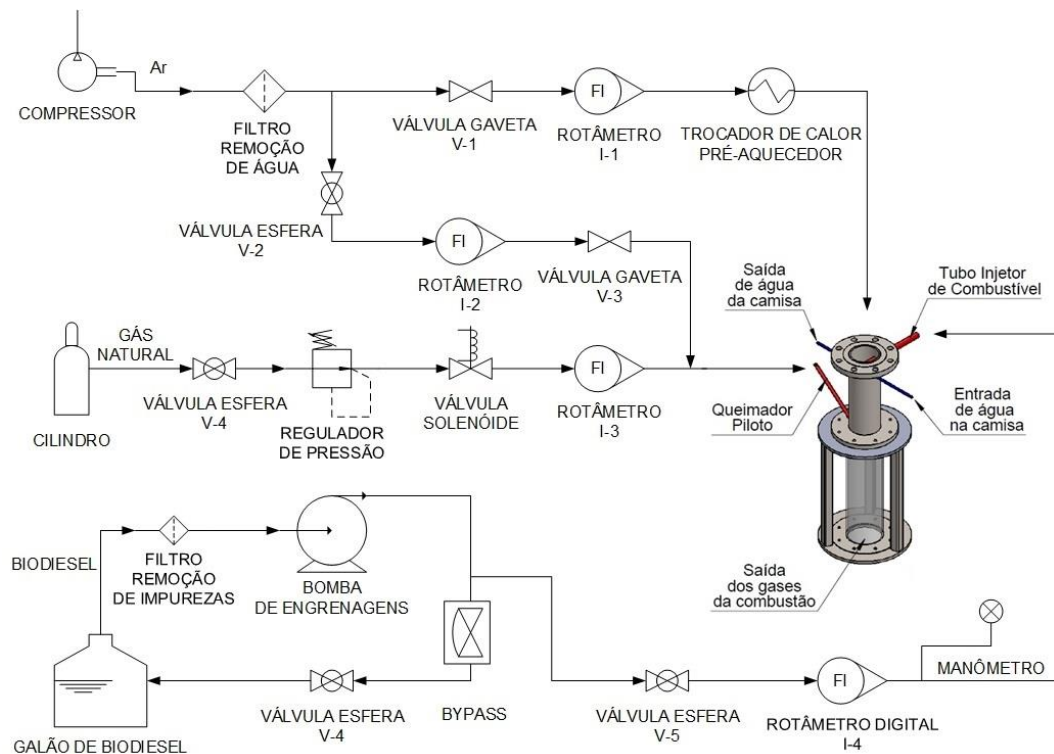
A Figura 3.23 é um diagrama completo da instalação física, incluindo o sistema de combustão e todos os dispositivos periféricos. Os símbolos dos instrumentos de medida e dos equipamentos estão de acordo com a padronização ISA (*The Instrumentation, Systems and Automation Society*). No entanto, apenas uma linha de sinal foi utilizada para representar as interconexões entre os instrumentos no diagrama.

Figura 3.22 - Posições dos termopares e da sonda de amostragem dos gases de combustão



Fonte: Próprio Autor

Figura 3.23 - Diagrama da instalação utilizada na realização dos experimentos

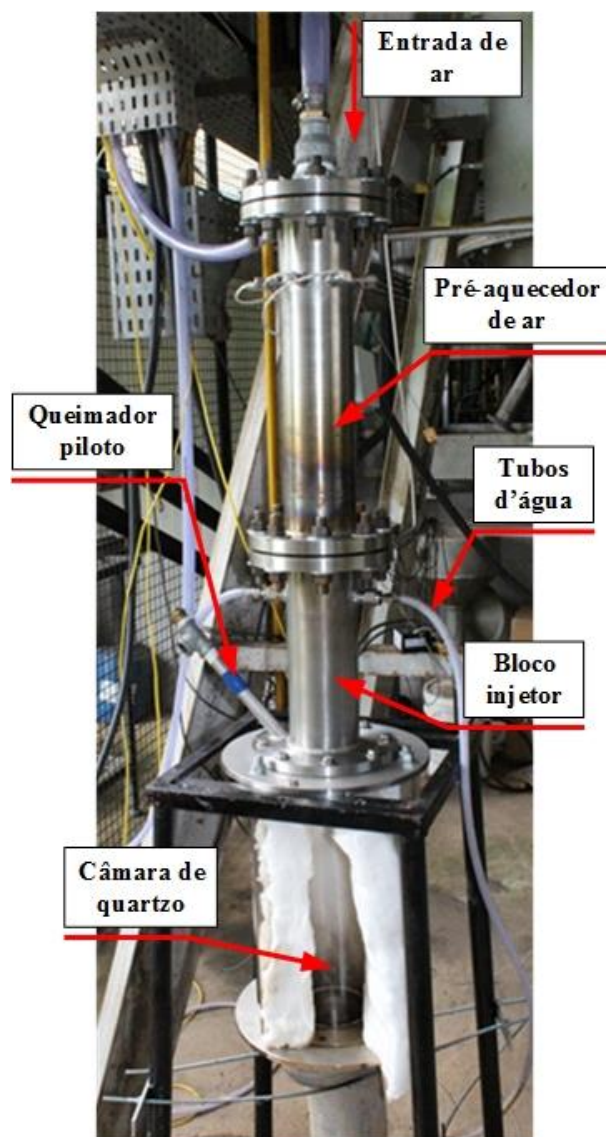


Fonte: Próprio Autor

Os periféricos são todos os dispositivos presentes na instalação com a exceção dos componentes do sistema, tais como: bomba de engrenagens e acessórios de tubulação, painel de controle, instrumentos de medida, instalação elétrica (disjuntor e tomada trifásica), caixa de comando das resistências elétricas, dentre outros. No apêndice A, as imagens dos periféricos estão disponíveis para consulta.

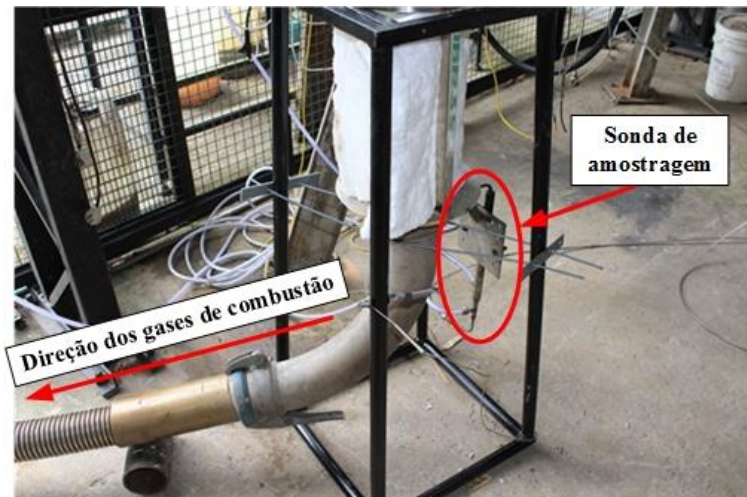
A Figura 3.24 exibe a imagem do sistema completo após a colocação da camisa d'água e com a indicação de todos os componentes do sistema, destacando os tubos d'água (ou mangueiras).

Figura 3.24 - Sistema de combustão com a indicação dos componentes



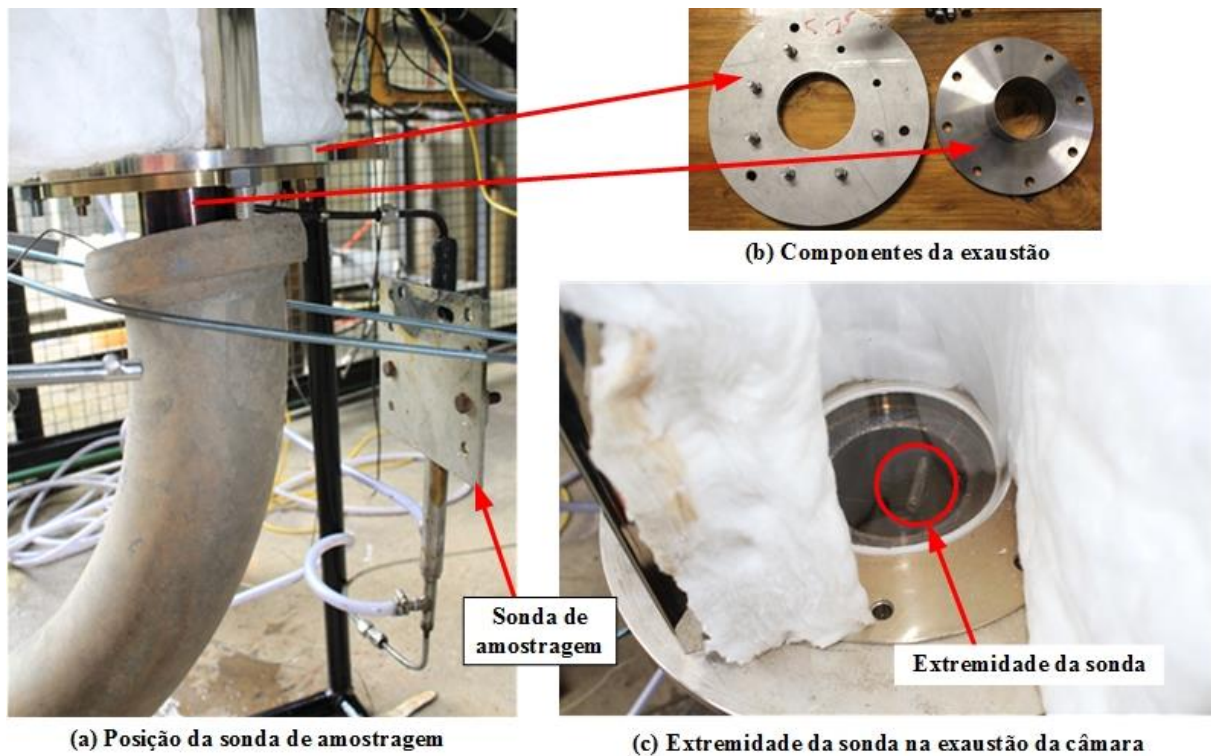
A Figura 3.25 é uma imagem da exaustão da câmara, indicando a posição da sonda de amostragem de gases, enquanto que a Figura 3.26 exibe os componentes da exaustão e a indicação da extremidade da sonda de amostragem dos gases na exaustão da câmara.

Figura 3.25 - Exaustão da câmara de combustão e posição da sonda de amostragem de gases



Fonte: Próprio Autor

Figura 3.26 - Exaustão: (a) Posição da sonda; (b) Componentes; (c) Extremidade da sonda



Fonte: Próprio Autor

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os experimentos foram conduzidos de modo que, para cada temperatura de pré-aquecimento fixada no painel de controle dos resistores elétricos, o excesso de ar variou-se com a manipulação da vazão mássica de ar no rotâmetro do tipo convencional, mantendo praticamente fixa a pressão de injeção do combustível lida no manômetro e constante a vazão mássica do combustível, no rotâmetro digital com a manipulação do grau de abertura da válvula globo no dispositivo do tipo *by-pass*.

4.1 APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Os dados das emissões gasosas em base seca foram coletados e corrigidos para a referência de 15% de O_2 nos gases de combustão. A Tabela 1 contém os valores das frações volumétricas de CO_2 (%), CO (ppm), O_2 (%) e NO_x (ppm) em base seca, que foram obtidos diretamente dos analisadores nos experimentos com o tubo auxiliar, cujo diâmetro interno é de 44,70 mm.

Os experimentos foram conduzidos em três temperaturas de pré-aquecimento do ar e em diferentes excessos de ar, conforme numerados de 1 a 13 na Tabela 1. Para cada experimento, o coeficiente de excesso de ar normalizado (λ) foi calculado com o uso da equação B.26 (apêndice B), que relaciona a fração molar (ou volumétrica) de CO_2 com a de O_2 , ambas em base seca, presentes na mistura gasosa.

A correção dos valores medidos das emissões é um procedimento necessário para normalizar o conjunto de dados, possibilitando fazer as comparações pertinentes com base na mesma fração volumétrica de O_2 (15% de referência) na mistura gasosa seca. A Tabela 1 contém os valores das frações volumétricas, em base seca, de CO_2 (%), CO (ppm) e NO_x (ppm) corrigidos a 15% de O_2 nos produtos de combustão. A notação usada para expressar frações volumétricas em base seca é indicada pela abreviação B.S. Esse procedimento requer o uso da equação (21) (CARVALHO JR.; MCQUAY, 2007).

$$(y_i^*)_{B.S.} = \left[\frac{0,21 - (y_{O_2}^*)_{B.S.}}{0,21 - (y_{O_2})_{B.S.}} \right] \cdot (y_i)_{B.S.} \quad (21)$$

sendo i um componente genérico da mistura de gases, que compõem os produtos de combustão, y_i a fração volumétrica medida (ou real) do componente i em base seca, y_i^* a

fração volumétrica corrigida do componente i em base seca e y_{O_2} a fração volumétrica medida (ou real) do oxigênio molecular em base seca na mistura de gases. Para a referência de 15% de O_2 em base seca na mistura gasosa, $(y_{O_2}^*)_{B.S.} = 0,15$.

Tabela 1 - Dados experimentais das emissões gasosas obtidos em laboratório

Exp.	λ	T_{ar} (°C)	$(y_i)_{B.S.}$				$(y_i^*)_{B.S.}$		
			CO_2 (%)	CO (ppm)	O_2 (%)	NO_x (ppm)	CO_2 (%)	CO (ppm)	NO_x (ppm)
1	2,2	300	6,43	2500	11,78	24	4,18	1627	16
2	2,4	300	6,14	654	12,49	30	4,33	461	21
3	2,6	300	5,75	148	13,24	32	4,45	114	25
4	2,7	300	5,52	88	13,58	36	4,46	71	29
5	1,8	400	7,93	2000	9,97	51	4,31	1088	28
6	2,3	400	6,42	65	12,23	46	4,39	44	31
7	2,6	400	5,66	31	13,34	42	4,43	24	33
8	3,0	400	4,98	45	14,36	38	4,50	41	34
9	1,8	600	7,11	9500	10,22	62	3,96	5288	35
10	2,3	600	6,47	175	12,03	55	4,33	117	37
11	2,5	600	5,95	29	12,84	58	4,38	21	42
12	2,8	600	5,28	12	13,77	55	4,38	10	46
13	3,2	600	4,55	8	14,76	43	4,38	8	41

Na Tabela 1, foi observado que os valores medidos da fração volumétrica de CO_2 (%) diminuem e os da fração volumétrica de O_2 (%) aumentam, à medida que o coeficiente de excesso de ar (λ) aumenta. No entanto, os valores corrigidos de CO_2 (%) são praticamente constantes, decrescendo apenas em condições nas quais a formação de CO é muito acentuada. A explicação disso está associada com a composição do combustível durante o processo de combustão. Como a composição do combustível (no caso, biodiesel) mantém-se a mesma (ou seja, a massa do elemento carbono no combustível é constante), a fração de CO_2 não deve variar, especialmente se o sistema é eficiente e opera regularmente.

Os experimentos numerados de 9 a 13 na Tabela 1, relativos ao pré-aquecimento a 600°C, melhor exemplificam a validade do princípio de conservação da massa, referindo-se à

quantidade de carbono existente no combustível, que foi convertida em monóxido e dióxido de carbono. Para coeficientes de excessos de ar elevados, a formação de CO_2 é favorecida e a fração volumétrica corrigida de CO_2 (%) mantém-se praticamente constante (4,38% molar). Nota-se, porém, que a formação de CO aumenta rapidamente com a redução do coeficiente de excesso de ar, atingindo a fração volumétrica medida de 0,95% molar de CO na exaustão, que é equivalente à fração volumétrica corrigida de CO próximo a 0,53% molar. Como consequência, a fração volumétrica corrigida de CO_2 (%), referente ao experimento 9, decresce de 4,38% para 3,96%.

4.2 DETERMINAÇÃO DA COMPOSIÇÃO MÉDIA DO COMBUSTÍVEL

A composição elementar de um combustível pode ser determinada com os dados experimentais das emissões gasosas. Em outras palavras, o princípio de conservação da massa permite investigar a relação entre carbono e hidrogênio contidos no combustível, utilizando as frações volumétricas, em base seca, das espécies CO_2 , CO e O_2 , que estão presentes nos produtos gasosos em função do excesso de ar. A análise das emissões destas espécies possibilita caracterizar o combustível usado no processo de combustão.

O diagrama de Ostwald é um mapeamento teórico das emissões gasosas, que requer o conhecimento da razão mássica ou molar entre carbono e hidrogênio contidos no combustível, sendo, portanto característico do tipo e da composição elementar do combustível. O diagrama estabelece uma relação linear entre a fração volumétrica medida do CO_2 (ordenada, em %) e a fração volumétrica medida do O_2 (abscissa, em %), ambas em base seca.

Segundo Gerrish e Tessmann (1934), o diagrama pode ser usado na obtenção da razão ar-combustível a partir das emissões gasosas, especialmente para misturas levemente pobres ou muito pobres. O referido diagrama é um triângulo obtido com o uso das equações desenvolvidas no apêndice B, assumindo frações volumétricas crescentes de CO nos produtos de combustão. A linha de Grebel (a hipotenusa do triângulo) é a equação de uma reta decrescente com a fração volumétrica de O_2 (%), na qual a fração volumétrica de CO é teoricamente igual a zero.

Na prática, segundo Mullinger e Jenkins (2008), a oxidação do carbono contido no combustível resulta na formação de CO , devido à dificuldade de obter misturas homogêneas entre o ar e o combustível. A presença de CO nos produtos deve-se ao fato de a reação de oxidação do CO a CO_2 ser reversível, conforme a equação (22).



A composição elementar do biodiesel foi determinada pelo traçado da linha de Grebel, utilizando as frações volumétricas de CO_2 e O_2 , em base seca, como se não houvesse a formação de CO durante a reação de combustão. Os valores medidos de CO foram convertidos em CO_2 e O_2 na proporção de 1:1 e 1:1/2, respectivamente (os resultados são denominados frações volumétricas totais de CO_2 e O_2), de tal modo que a quantidade de átomos de carbono e oxigênio mantém-se a mesma, quando comparada com cada molécula de CO .

A Tabela 2 exibe as frações volumétricas totais de CO_2 e O_2 , em base seca, utilizadas na obtenção da linha de Grebel para o biodiesel. Os dados das emissões gasosas foram plotados e ajustados pelo método dos mínimos quadrados. O coeficiente de correlação (R^2) encontrado foi de 0,98.

Tabela 2 - Frações volumétricas totais de CO_2 e O_2 , ambos em base seca

Exp.	λ	T_{ar} (°C)	Linha de Grebel	
			CO_2 (%)	O_2 (%)
5	1,8	400	8,13	10,07
6	2,3	400	6,43	12,23
7	2,6	400	5,66	13,34
8	3,0	400	4,98	14,36
12	1,8	600	8,06	10,70
13	2,3	600	6,49	12,04
14	2,5	600	5,95	12,84
15	2,8	600	5,28	13,77
16	3,2	600	4,55	14,76

O biodiesel utilizado neste trabalho é uma mistura complexa de ésteres metílicos de ácidos graxos derivados de biolipídeos (triglicerídeos), obtidos de fontes renováveis (óleo vegetal e/ou gordura animal). Esses ésteres metílicos derivados de ácidos graxos possuem diferentes tamanhos de cadeia ($C_8 - C_{24}$) e diferentes níveis de insaturação (número de dupla ligação). Segundo Demirbas (2008), as moléculas com 18 carbonos são geralmente majoritárias e as responsáveis pela insaturação dos óleos vegetais, sendo que apenas o ácido

esteárico é saturado, enquanto os ácidos oleico, linoleico e linolênico são, respectivamente, mono, di e tri-insaturados.

Determinar a composição elementar do biodiesel, cuja fórmula química é $C_{x_1}H_{y_1}O_{z_1}$, significa calcular os valores de x_1 , y_1 e z_1 , que melhor representam a mistura de ésteres metílicos, quando esta mistura é oxidada numa reação de combustão para formar óxidos de carbono (CO e CO_2) e água em quantidades as mais próximas possíveis das frações volumétricas dessas espécies medidas nas emissões gasosas (dados coletados dos analisadores). A presença de dois átomos de oxigênio em cada éster metílico permite considerar o valor de z próximo de 2, apesar das impurezas contidas no biodiesel. Assim, a fórmula química torna-se $C_{x_1}H_{y_1}O_2$ com duas variáveis apenas.

A determinação de x_1 e y_1 requer a elaboração do balanço estequiométrico da reação de combustão completa de x_1 mols do fragmento molecular equivalente $C_1H_{y_1/x_1}O_{2/x_1}$. Nestas circunstâncias, apenas a variável y_1 é desconhecida, enquanto x_1 deve ser maior do que 17 e menor do que 20, uma vez que o biodiesel usado na pesquisa foi obtido pela reação de transesterificação entre o metanol (ou álcool metílico) e um óleo vegetal, cujos constituintes são triglicerídeos, que são moléculas com três ésteres de ácidos graxos.

A maioria dos ésteres de ácidos graxos possui 18 carbonos, apesar das variações de composição do óleo, dependendo da fonte de extração ou matéria-prima. Por esse motivo, o óleo vegetal é caracterizado pela composição (ou percentual) em massa dos ácidos graxos existentes em cada matéria-prima. Nota-se que o conhecimento prévio do tipo de combustível usado é fundamental para determinar a fórmula química (ou composição elementar média), que melhor representa o comportamento das emissões de CO_2 e O_2 no processo de combustão.

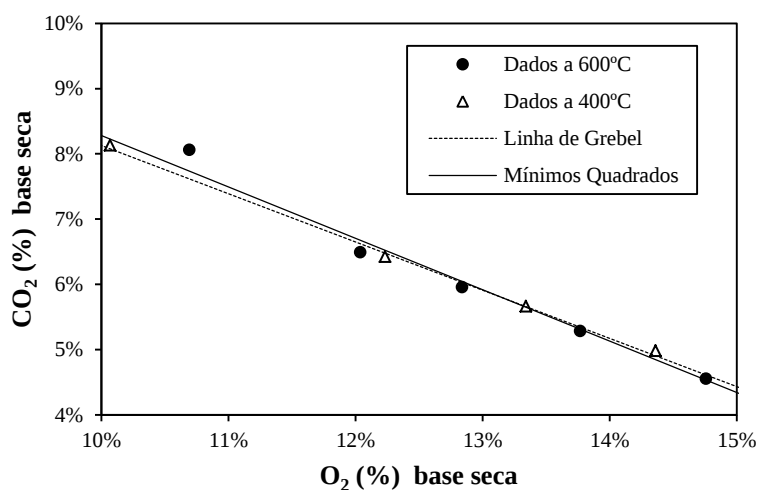
No apêndice C, encontra-se uma descrição do procedimento adotado para a determinação da composição elementar média do biodiesel. Com base na discussão anterior sobre os constituintes majoritários na mistura de ésteres metílicos, os valores adotados de x_1 e z_1 foram estabelecidos em 19 e 2, respectivamente. O valor de y_1 foi determinado igual a 38.

A Figura 4.1 é o gráfico da linha de Grebel ajustada a dois conjuntos de dados experimentais das emissões de CO_2 e O_2 (frações volumétricas totais), referentes às temperaturas de pré-aquecimento do ar de 400°C e 600°C, e apresenta também a indicação da reta dos mínimos quadrados. O coeficiente de correlação (R^2) da linha de Grebel foi de 0,87. Apesar de o valor do coeficiente indicar uma correlação um tanto fraca da linha de Grebel aos dados experimentais, foi demonstrado no apêndice C que a linha de Grebel para a fórmula

química $C_{19}H_{38}O_2$ representa razoavelmente bem o comportamento das emissões de CO_2 e O_2 medidas na exaustão do sistema.

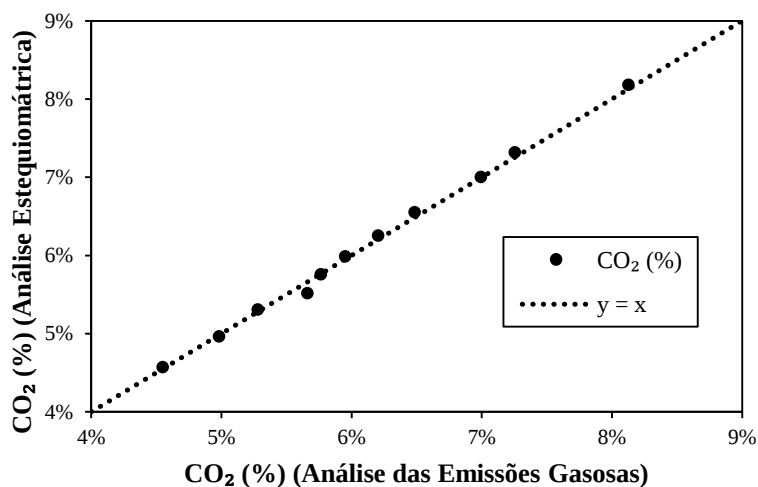
Por outro lado, a Figura 4.2 compara as frações volumétricas totais de CO_2 ($CO_2 + CO$ medidos) provenientes das emissões medidas em laboratório com as frações obtidas pela análise estequiométrica para a reação de combustão completa do biodiesel com diferentes excessos de ar. Portanto, a fórmula química do biodiesel foi determinada como $C_{19}H_{38}O_2$.

Figura 4.1 - Linha de Grebel teórica para o biodiesel



Fonte: Próprio Autor

Figura 4.2 - Comparação das frações volumétricas totais de CO_2 obtidas nos experimentos com as calculadas na análise estequiométrica



Fonte: Próprio Autor

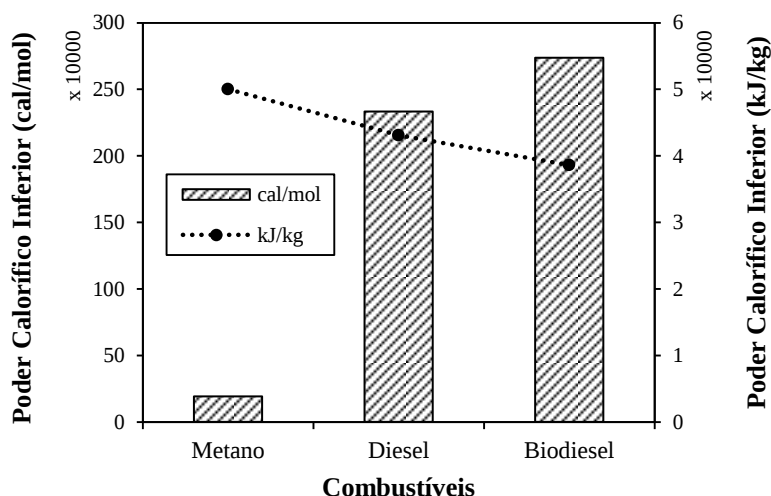
4.3 BALANÇOS DE MASSA E ENERGIA

Foram realizados os balanços de massa e energia para a reação de combustão do biodiesel. A análise estequiométrica envolveu, de maneira simplificada, misturas pobres e ricas. A análise é simplificada porque esta não considera o equilíbrio químico entre todas as espécies moleculares e atômicas presentes nos gases de combustão. A combustão incompleta foi entendida pela formação de monóxido de carbono como o único produto adicional, em virtude da deficiência de ar no processo de combustão, conforme o procedimento descrito por Carvalho e McQuay (2007). No apêndice D, a análise foi descrita para um combustível com formulação genérica.

Deve-se notar que a fórmula do biodiesel $C_{19}H_{38}O_2$ não é de uma única substância (portanto, não poderia ser representada por apenas uma molécula), mas a fórmula média de uma mistura de diferentes ésteres metílicos. Além disso, o biodiesel utilizado neste trabalho é derivado de uma mistura de óleos vegetais degradados termicamente durante o cozimento. Os três mecanismos de degradação do óleo vegetal são: termolítico, oxidativo e hidrolítico, que resultam em uma mudança de composição (KULKARNI; DALAI, 2006). Sendo assim, a análise química seria necessária para quantificar a fração mássica de cada éster metílico, bem como o percentual de água, em massa, contida no combustível.

A Figura 4.3 compara o poder calorífico de três combustíveis (metano puro, diesel e biodiesel) em duas unidades: cal/mol e kJ/kg.

Figura 4.3 - Poder calorífico inferior dos combustíveis

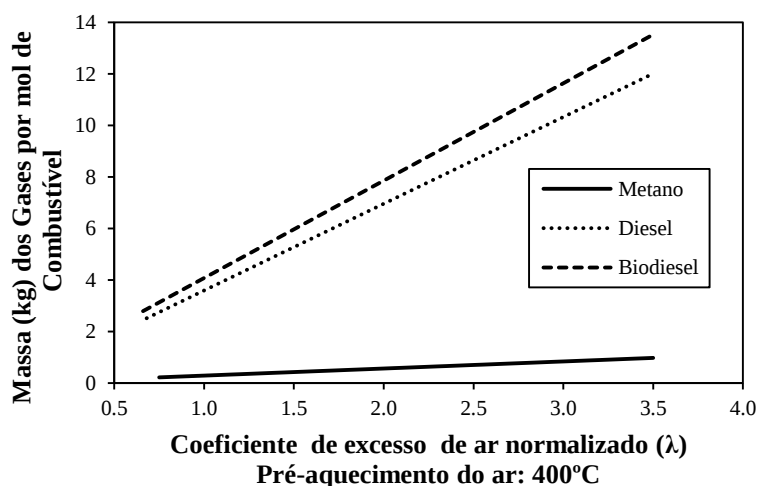


Segundo Mehta e Anand (2009), o poder calorífico inferior do biodiesel varia numa estreita faixa entre 37 e 39,5 MJ/kg, independentemente da matéria-prima usada na obtenção do óleo vegetal. O poder calorífico inferior do biodiesel usado nos experimentos foi estimado em 38,98 MJ/kg. O metano puro foi considerado um combustível de referência na análise relativa ao balanço de energia. Nesta análise, a fórmula química do diesel foi adotada $C_{16}H_{34}$.

A Figura 4.3 indica que o metano libera mais energia por unidade de massa, enquanto que o poder calorífico do biodiesel (em kJ/kg) é, em média, dez por cento menor do que o do diesel, sendo a estimativa concordante com as informações apresentadas pelos autores Hashimoto et al. (2008).

A Figura 4.4 relaciona a massa dos gases de combustão (em kg) por mol de combustível com o coeficiente de excesso de ar normalizado. Para o mesmo excesso de ar, a combustão de um mol de metano resulta em uma massa menor dos produtos de combustão, quando comparada com um mol de diesel, enquanto que o biodiesel apresenta o maior valor da relação de massa dos gases por unidade de matéria. Este fato deve-se às quantidades de carbono e hidrogênio presentes nos combustíveis. O calor liberado na combustão é usado para aquecer os produtos gasosos.

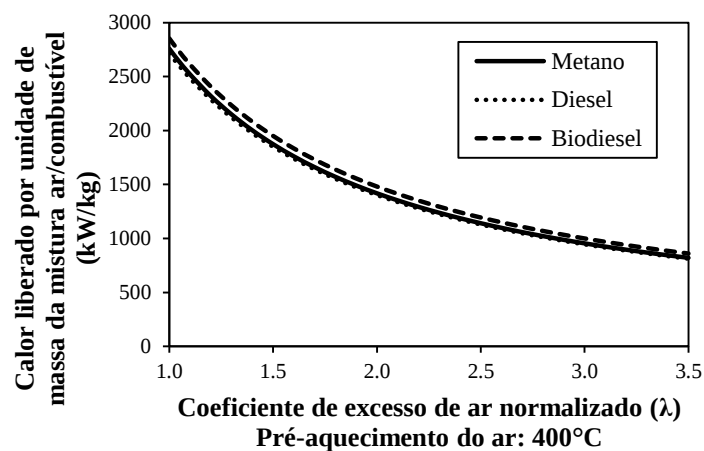
Figura 4.4 - Massa (kg) dos gases de combustão por mol de combustível



Fonte: Próprio Autor

A Figura 4.5 descreve a relação entre a energia térmica liberada por unidade de massa da mistura ar/combustível em função do coeficiente de excesso de ar normalizado (λ).

Figura 4.5 - Calor liberado por unidade de massa da mistura ar/combustível em função do coeficiente de excesso de ar normalizado

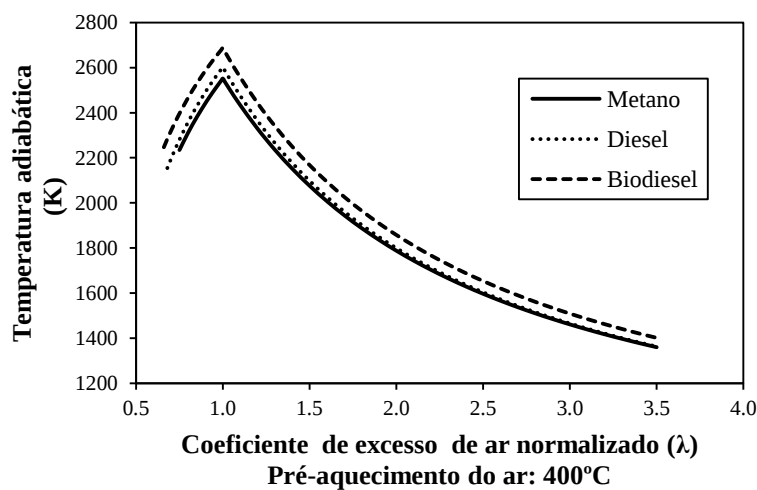


Fonte: Próprio Autor

Na Figura 4.5, à medida que o excesso de ar aumenta, a relação entre o calor liberado por unidade de massa da mistura ar/combustível é reduzida, sendo que a tendência das curvas é a mesma para os três combustíveis.

A Figura 4.6 exibe a temperatura de chama adiabática dos combustíveis em função do coeficiente de excesso de ar normalizado, como resultado do balanço de energia, considerando que o ar encontra-se pré-aquecido a 400°C.

Figura 4.6 - Temperatura de chama adiabática em função do excesso de ar



Fonte: Próprio Autor

Os resultados da Figura 4.5 concordam com a redução acentuada da temperatura de chama adiabática dos combustíveis na Figura 4.6, à medida que o sistema opera com excessos de ar cada vez maiores. A curva da temperatura de chama adiabática para o biodiesel com o ar pré-aquecido a 400°C deveria apresentar um pico suavizado próximo da proporção estequiométrica e praticamente coincidir com a do diesel nas mesmas condições, conforme a análise termodinâmica do sistema em condições de equilíbrio químico, elaborada pelos autores Hashimoto et al. (2008).

Apesar de a análise simplificada não prever a formação de outras espécies químicas nos produtos de combustão, o desvio percentual relativo é aceitável para fins práticos, em relação à temperatura de chama adiabática pelo método de equilíbrio químico nas mesmas condições. A maior diferença de temperatura calculada $\Delta T = 210$ K (desvio percentual relativo de 8%) refere-se à temperatura de chama adiabática do biodiesel na proporção estequiométrica.

Na prática, a combustão de combustíveis líquidos (diesel e biodiesel) requer o uso de maiores excessos de ar, quando comparada com a combustão de combustíveis gasosos. Isso significa afirmar que a combustão do biodiesel libera mais calor por unidade de matéria (Figura 4.3) e por unidade de massa da mistura ar/combustível (Figura 4.5). No entanto, para o biodiesel, a massa dos produtos de combustão (Figura 4.4) é comparativamente maior em excessos de ar mais elevados em relação ao gás metano. Como resultado, a temperatura de chama adiabática para o biodiesel em elevados excessos de ar torna-se menor em relação à temperatura de chama adiabática para o metano (em excessos de ar menores).

4.4 DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DE RECIRCULAÇÃO

No interior de uma câmara fechada, ocorre um gradiente de pressão adverso causado pela existência das paredes da câmara, alterando o arrasto dos gases pelo jato e o processo de mistura entre os gases (KANDAKURE; PATKAR; PATWARDHAN, 2008). As zonas de alta e baixa pressão promovem a recirculação dos gases, em adição à força (variação da quantidade de movimento) imposta pelo jato durante a expansão. O tamanho e a intensidade da zona de recirculação são determinados pela relação entre o diâmetro da câmara (D) e o diâmetro do duto (ou ejetor) na entrada da câmara (d_0), sendo d_0 o diâmetro hidráulico associado com a configuração do queimador (dois tubos coaxiais e concêntricos).

O coeficiente de recirculação (K_V) é uma medida dessa intensidade e depende de um conjunto de fatores, como: a razão entre D/d_0 , a velocidade e a quantidade de movimento da

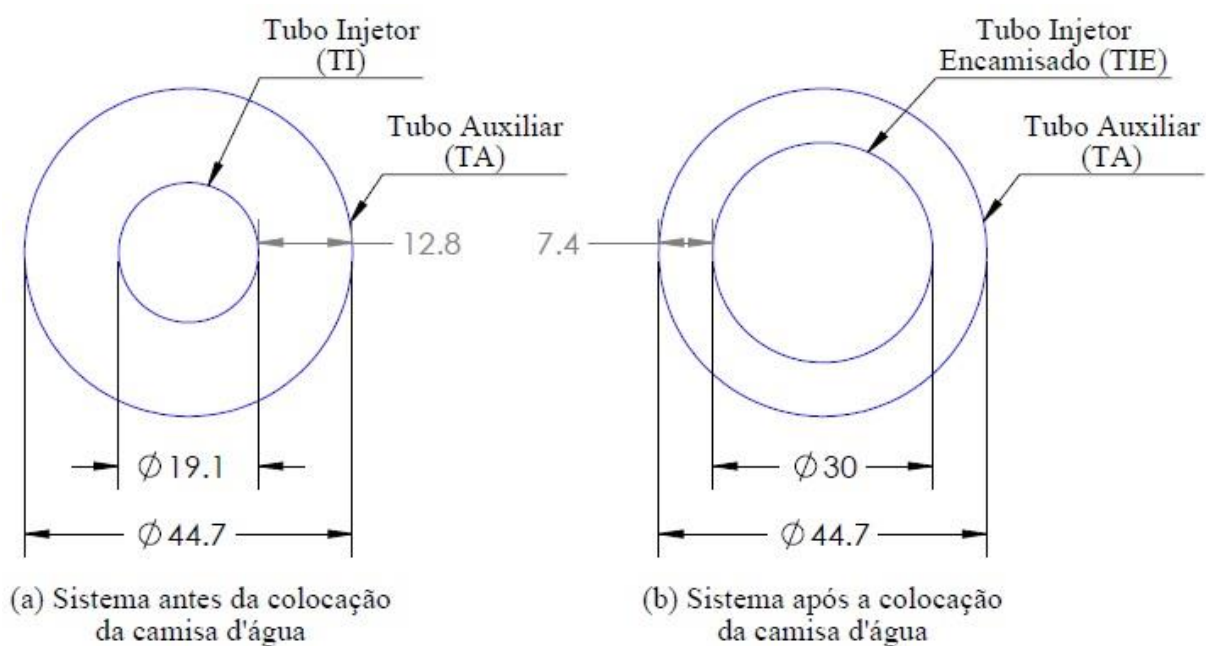
corrente de ar, a massa específica e a temperatura do meio quiescente no qual o jato de ar (ou combustível) se expande e o nível de turbulência do jato.

O diâmetro da câmara determina a escala do projeto, sendo que uma câmara maior requer mais investimento e perde mais calor pelas paredes. A escolha do diâmetro da câmara (D) baseou-se na facilidade de construção, por se tratar de um projeto em escala de laboratório, no custo de aquisição do material (o quartzo), nas perdas térmicas e no valor de K_V , para o qual se espera que a combustão sem chama visível seja estabelecida.

Foi realizada uma análise para avaliar o coeficiente de recirculação (K_V) e alguns parâmetros operacionais, como: a velocidade do ar na entrada da câmara, a quantidade de movimento linear da corrente de ar e o tempo médio de residência dos gases no interior da câmara, à medida que o coeficiente de excesso de ar normalizado (λ) aumenta em função do aumento da vazão mássica de ar injetada no sistema.

Para o presente sistema, o diâmetro hidráulico (d_0) é utilizado para representar a configuração do queimador, sendo definido como a diferença entre o diâmetro interno do tubo auxiliar de 44,70 mm e o diâmetro externo do tubo injetor. O ar pré-aquecido escoava na região anular entre os dois tubos. A Figura 4.7 é um desenho esquemático que esclarece a alteração do diâmetro externo do tubo injetor, em virtude da colocação da camisa d'água.

Figura 4.7 - Desenho esquemático relativo à alteração do diâmetro externo do tubo injetor
(a) sistema sem camisa d'água e (b) sistema com tubo injetor encamisado

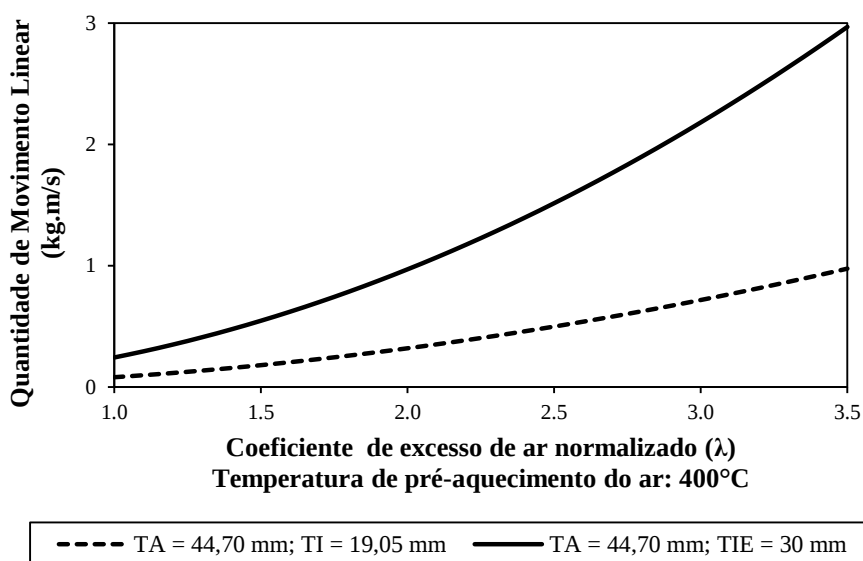


Na Figura 4.7, a abreviação TA refere-se ao diâmetro interno do tubo auxiliar (que se manteve o mesmo), enquanto que as abreviações TI e TIE representam o diâmetro externo do tubo injetor antes da colocação da camisa d'água e o diâmetro externo do tubo injetor encamisado (após a colocação da camisa d'água), respectivamente. O objetivo da análise é comparar a magnitude do coeficiente de recirculação dos gases no interior da câmara entre o sistema final com o tubo injetor encamisado de 30 mm de diâmetro externo e o sistema inicial antes da colocação da camisa d'água com o tubo injetor de 19,05 mm de diâmetro externo, a fim de entender como essa alteração influenciou os parâmetros de escoamento de gases no interior da câmara de quartzo.

A análise considera a injeção de ar pré-aquecido a 400°C. O ângulo de abertura do jato foi definido igual a 19 graus, enquanto que o coeficiente de arraste aerodinâmico do jato foi assumido ser constante, $C_e = 0,32$. Todos os valores calculados dos parâmetros foram baseados na mesma carga térmica de cerca de 14 kW, referente ao uso de um atomizador mecânico-centrífugo, cuja vazão nominal é de 0,40 galões por hora (no SI, $4,2 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s}$).

A Figura 4.8 relaciona a quantidade de movimento linear da corrente de ar, em função do coeficiente excesso de ar normalizado (λ) para o tubo injetor de combustível encamisado e sem a camisa d'água. Os experimentos em laboratório foram realizados com o sistema após a colocação da camisa d'água, cujas dimensões são representadas pela legenda TA = 44,70 mm e TIE = 30 mm (linha contínua na Figura 4.8).

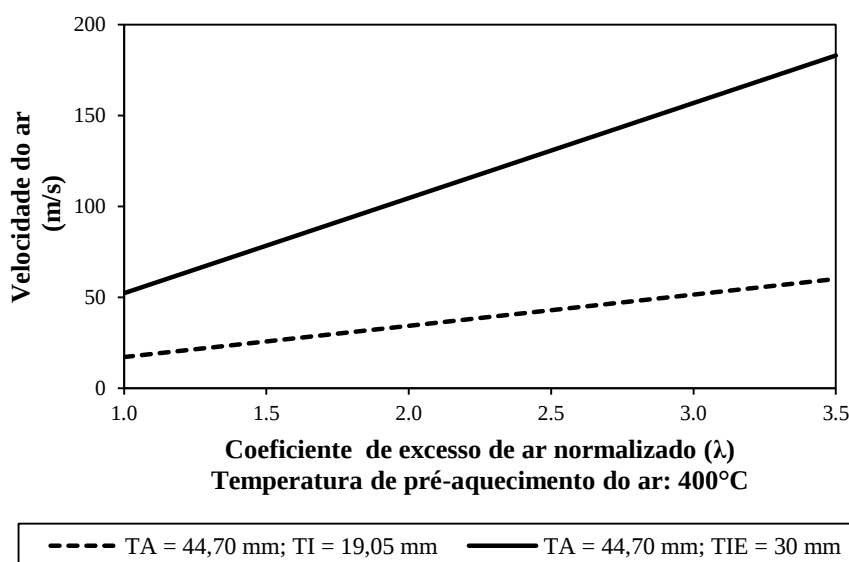
Figura 4.8 - Quantidade de movimento linear em função do coeficiente de excesso de ar



A Figura 4.8 indica que o aumento da quantidade de movimento da corrente de ar em função do coeficiente de excesso de ar normalizado (λ) é consideravelmente maior para o sistema final com o tubo injetor encamisado, quando comparado com o sistema inicial sem a camisa d'água. Isso é evidente, devido à redução da área da seção transversal entre os tubos (região anular), que resulta no aumento acentuado da velocidade do ar na entrada da câmara.

A velocidade de injeção de ar determina a intensidade da recirculação interna dos gases na câmara. A Figura 4.9 relaciona a velocidade média do ar na entrada da câmara com o coeficiente de excesso de ar normalizado, considerando o ar pré-aquecido a 400°C.

Figura 4.9 - Velocidade de injeção do ar em função do coeficiente de excesso de ar (λ)



Fonte: Próprio Autor

A velocidade do som no escoamento de ar a 400°C referente ao número de Mach $Ma = 0,30$ é de 155 m/s para as dimensões físicas relativas às dimensões do sistema após a colocação da d'água. Como resultado, os efeitos de compressibilidade do ar podem ser desprezados na determinação dos parâmetros do escoamento de ar. Na prática, os escoamentos subsônicos com $Ma < 0,30$ são tratados como incompressíveis.

Para caracterizar o escoamento dos gases no interior da câmara é necessário determinar o número de Reynolds, que requer o conhecimento da viscosidade média dos gases. Para efeito de cálculo, o valor aproximado da viscosidade média dos gases de combustão foi assumido constante 0,045 centipoise (1 centipoise = 0,001 kg.m⁻¹. s⁻¹) à temperatura de 1050°C. Neste caso, a viscosidade dos gases de combustão foi calculada com base na

composição molar do ar a 1050°C, uma vez que os gases de combustão contêm uma grande quantidade de nitrogênio molecular. A equação (23) é a equação utilizada para determinar a viscosidade dinâmica média do ar em função da temperatura.

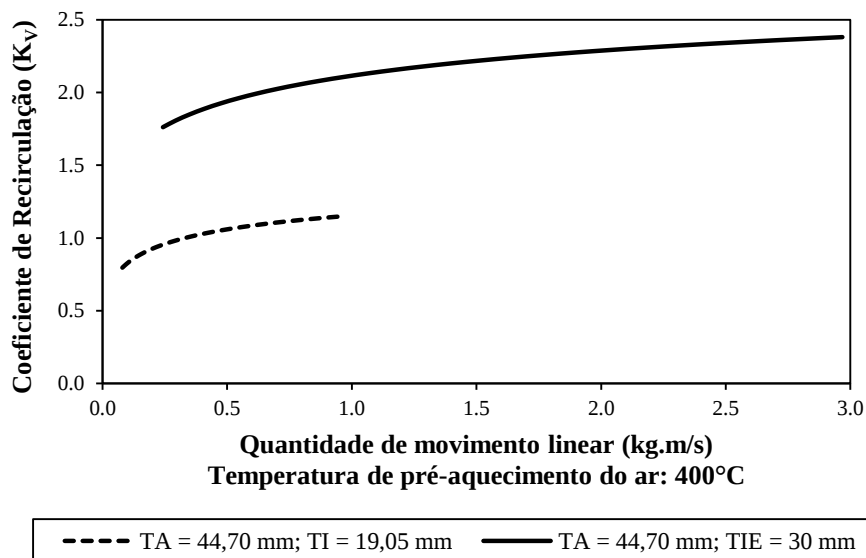
$$\mu_{gases} = \frac{0,21 \cdot \mu_{O_2} \cdot (MM_{O_2})^{1/2} + 0,79 \cdot \mu_{N_2} \cdot (MM_{N_2})^{1/2}}{0,21 \cdot (MM_{O_2})^{1/2} + 0,79 \cdot (MM_{N_2})^{1/2}} \quad (23)$$

sendo μ_i a viscosidade do componente i a 1050°C e MM_i a massa molar do componente i .

Segundo Carvalho e McQuay (2007), o número de Reynolds deve ser maior do que 5000 para que o escoamento na câmara seja turbulento. A análise com o ar pré-aquecido a 400°C indicou que o número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico varia na faixa entre 9700 e 32500, correspondente às condições de testes com coeficiente de excesso de ar normalizado entre $\lambda = 1,0$ e $\lambda = 3,5$, respectivamente.

A Figura 4.10 relaciona o coeficiente de recirculação (K_V) com a quantidade de movimento linear da corrente de ar, na mesma faixa de excesso de ar (λ) entre 1,0 e 3,5 e em condições nas quais o ar encontra-se pré-aquecido a 400°C. Nesta Figura, o parâmetro λ está relacionado de maneira implícita com o aumento da quantidade de movimento do ar e a intensidade da recirculação dos gases na câmara.

Figura 4.10 - Coeficiente de recirculação em função da quantidade de movimento linear

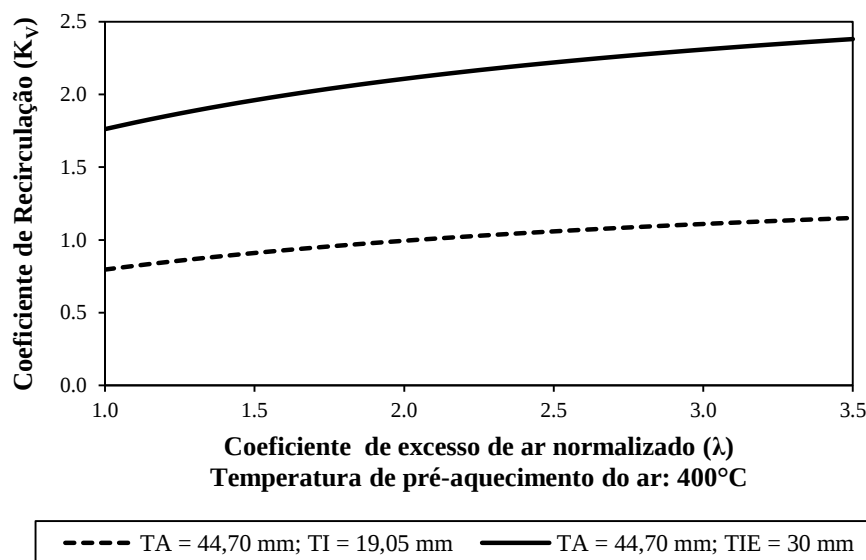


À medida que λ aumenta, a quantidade de movimento da corrente de ar aumenta. Como resultado, a intensidade da recirculação dos gases torna-se maior. A Figura 4.10 apresenta uma faixa de valores de K_V , em virtude da variação da quantidade de movimento da corrente de ar, quando λ aumenta de 1,0 a 3,5. Desse modo, o ponto de início da curva de K_V refere-se a $\lambda = 1,0$, enquanto que o de término da curva, ao valor de $\lambda = 3,5$. É importante notar que o mesmo valor da quantidade de movimento linear do ar está relacionado com valores diferentes de λ .

Na Figura 4.10, as curvas de K_V apresentam praticamente a mesma tendência de aumento em função da quantidade de movimento linear do ar, porém a faixa de valores está associada com o diâmetro externo do tubo injetor de combustível, uma vez que o diâmetro interno do tubo auxiliar permanece o mesmo (44,70 mm). O aumento da quantidade de movimento linear da corrente de ar acarreta uma ampliação da faixa de valores de K_V , sendo esta mais pronunciada para o tubo injetor encamisado. Além disso, a inclusão da camisa d'água resultou no aumento significativo de K_V para valores maiores do que 2,0.

A Figura 4.11 é um diagrama que relaciona de maneira explícita a variação dos valores de K_V com o aumento de λ .

Figura 4.11 - Coeficiente de recirculação em função do coeficiente de excesso de ar (λ)



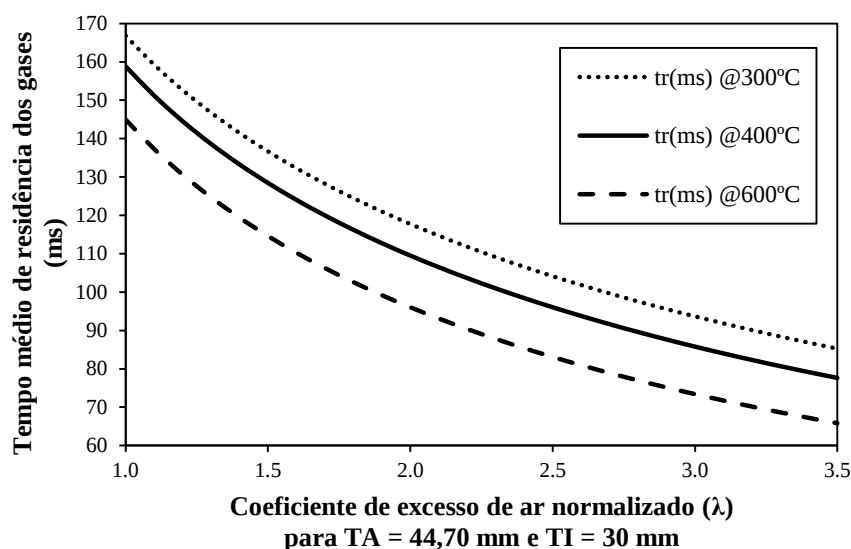
Fonte: Próprio Autor

Na Figura 4.11, note que as curvas de K_V apresentam praticamente a mesma tendência de aumento, bem como os mesmos pontos de início e de término, à medida que λ aumenta,

quando comparado com as curvas de K_V na Figura 4.10. Os valores de K_V referentes às dimensões do sistema final após a colocação da camisa d'água são maiores do que os valores de K_V referentes ao sistema inicial com o tubo injetor sem a camisa d'água.

A Figura 4.12 relaciona o tempo médio de residência dos gases de combustão (t_R) no interior da câmara de quartzo com o coeficiente de excesso de ar normalizado (λ) em três temperaturas de pré-aquecimento do ar (300°C, 400°C e 600°C), considerando as dimensões do sistema final após a inclusão da camisa d'água.

Figura 4.12 - Tempo médio de residência dos gases em função de λ para diferentes temperaturas de pré-aquecimento do ar



Fonte: Próprio Autor

O tempo médio de residência dos gases (t_R) na câmara é determinado pela relação entre o volume da câmara (V), a massa específica média ($\bar{\rho}$) e a vazão mássica ($\dot{m}_{gases}$) dos gases de combustão. A equação (24) é usada para calcular o tempo médio de residência dos gases.

$$t_R = \frac{V \cdot \bar{\rho}}{\dot{m}_{gases}} \quad (24)$$

Na Figura 4.12, o tempo médio de residência dos gases depende da temperatura do ar, uma vez que o aumento do pré-aquecimento do ar representa um acréscimo de energia térmica, que resulta no aumento da temperatura média dos gases de combustão. Assim, a

massa específica média dos gases é reduzida, resultando na redução do tempo de residência dos gases no interior da câmara.

No entanto, conforme discutido por Arghode, Khalil e Gupta (2012), o valor real do tempo de residência dos gases de combustão depende da posição da zona de reação no interior da câmara e influenciam as emissões de CO e NO_x . Arghode e Gupta (2013) entenderam que as espécies químicas possuem diferentes propriedades de transporte na fase gasosa, como a difusividade molecular ou atômica, sendo que a magnitude dessas propriedades determina o tempo de residência de cada espécie química na zona de reação. Além disso, os autores Huang et al. (2014) afirmaram que o cálculo do valor real do tempo de residência dos gases deve considerar o escoamento de gases em fluxo reverso e a recirculação dos gases de combustão no interior da câmara.

4.5 ANÁLISE E DISCUSSÃO DAS EMISSÕES GASOSAS

Para cada experimento, foram determinados os seguintes parâmetros usados para definir e caracterizar as condições de operação do sistema: a vazão mássica do ar, a velocidade de escoamento do ar, a quantidade de movimento linear do ar, o coeficiente de recirculação interna dos gases, o tempo médio de residência dos gases de combustão no interior da câmara e a temperatura média do meio quiescente na câmara. O último parâmetro foi estimado com simplicidade, conforme descrito em Turns (2000), pela média aritmética entre a temperatura de chama adiabática e a temperatura de pré-aquecimento do ar. A Tabela 3 apresenta os valores calculados dos parâmetros, que serão empregados para discutir os resultados experimentais das emissões de NO_x e CO .

É importante notar, na Figura 3, que os valores de K_V são maiores do que 2 e variam numa estreita faixa entre 2,05 e 2,49, dependendo da condição experimental, que é definida pela vazão mássica de ar e pela temperatura de pré-aquecimento do ar. Conforme mencionado, o coeficiente de excesso de ar normalizado (λ) foi determinado pelas emissões de CO_2 e O_2 .

Segundo os autores Derudi e Rota (2011) e Cerea, Derudi e Rota (2012), considera-se que a intensidade da recirculação interna dos gases (os valores de K_V) seja suficientemente elevada nos experimentos da Tabela 3, a fim de promover a diluição do O_2 e os efeitos de turbulência no escoamento, ambos necessários para estabilizar o regime de combustão sem chama visível.

Tabela 3 - Parâmetros calculados para as condições experimentais

Exp.	λ	T_{ar} (°C)	$\dot{m}_{ar}$ (kg/h)	v_{ar} (m/s)	M_{ar} $(kg \cdot \frac{m}{s^2})$	K_V	t_R (ms)	$\dot{V}_{Biodiesel}$ (gal/h)	$\langle T_g \rangle$ (°C)
1	2,2	300	20	53,4	0,30	2,05	206	0,21	856
2	2,4	300	25	66,7	0,46	2,09	170	0,25	820
3	2,6	300	30	80,0	0,67	2,13	147	0,27	785
4	2,7	300	40	106,7	1,19	2,15	112	0,35	768
5	1,8	400	25	78,3	0,54	2,07	141	0,32	1035
6	2,3	400	30	94,0	0,78	2,18	130	0,31	924
7	2,6	400	35	109,7	1,07	2,25	117	0,32	870
8	3,0	400	40	125,3	1,39	2,31	107	0,32	819
9	1,8	600	20	81,3	0,45	2,24	155	0,26	1212
10	2,3	600	25	101,6	0,71	2,34	134	0,26	1110
11	2,5	600	30	121,9	1,02	2,38	115	0,29	1073
12	2,8	600	35	142,3	1,38	2,43	103	0,30	1027
13	3,2	600	40	162,6	1,81	2,49	94	0,29	976

Para a mesma temperatura de pré-aquecimento do ar (Tabela 3), à medida que a vazão mássica de ar aumenta, a velocidade e a quantidade de movimento linear do ar aumentam proporcionalmente. Por outro lado, o tempo médio de residência dos gases de combustão diminui. A temperatura média do meio quiescente é reduzida com o aumento do coeficiente de excesso de ar normalizado (λ), independentemente da temperatura de pré-aquecimento do ar, uma vez que a temperatura de chama adiabática diminui, quando a massa dos produtos gasosos por mol de combustível aumenta.

Por último, deve-se mencionar que a vazão de biodiesel, em galões por hora, é inferior à vazão nominal do atomizador (0,40 galões por hora), pois o atomizador utilizado comercialmente é projetado para operar com óleo diesel. Os valores tabelados da vazão mássica do atomizador foram calculados a partir dos dados das emissões gasosas e não merecem a devida atenção, uma vez que a leitura da vazão no rotâmetro digital (após a calibração) posicionado na linha de alimentação do sistema de combustão deve ser

considerada. É necessário enfatizar que os valores teóricos calculados estão coerentes com os resultados experimentais.

4.5.1 Atomização do biodiesel

A atomização exerce um papel decisivo na estabilização do regime de combustão sem chama visível. A explicação para essa afirmação está relacionada com o conceito de autoignição. A autoignição ocorre quando a temperatura na câmara é suficientemente elevada e a taxa de evaporação das gotas mantém uma mistura inflamável na mesma região durante o período de tempo necessário para que a sequência de reações de oxidação possa levar a mistura entre os reagentes à ignição sucessiva na própria mistura. O tempo que antecede à ocorrência da autoignição é denominado atraso de ignição, que depende de dois fatores: a temperatura dos gases no interior da câmara e o diâmetro médio das gotas no spray.

Segundo Warnatz, Maas e Dibble (2006), para uma determinada temperatura média dos gases, o atraso de ignição geralmente aumenta com o aumento do diâmetro médio das gotas no spray. No entanto, as gotas de menor diâmetro podem evaporar completamente antes de a ignição espontânea ocorrer. Deve-se enfatizar que a evaporação de uma gota é um processo endotérmico e, portanto, o líquido sequestra o calor dos gases quentes na periferia, reduzindo a temperatura no local.

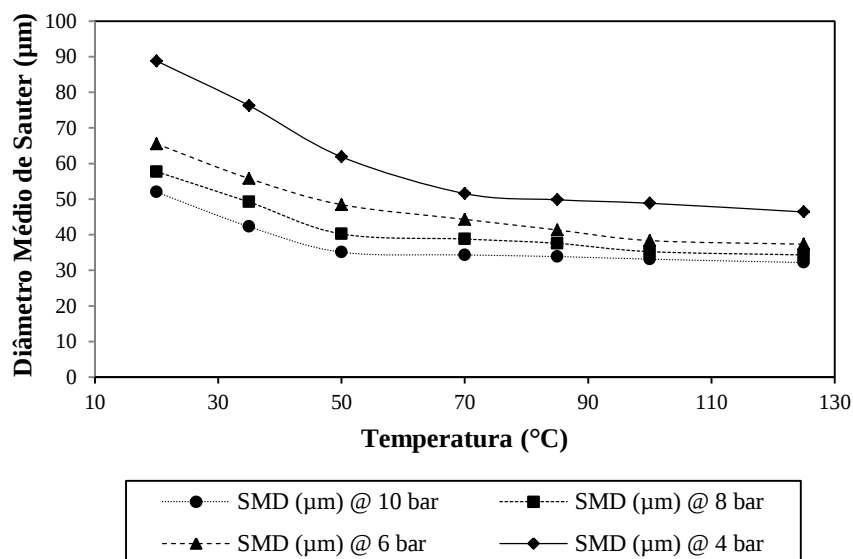
As gotas estão em movimento e possuem uma velocidade relativa ao escoamento de gases no interior da câmara. Por este motivo, é necessário entender a influência do campo de escoamento dos gases na ocorrência da ignição e durante a combustão das gotas, uma vez que pode ser formada tanto uma frente de chama de difusão ao redor de cada gota individual ou de cada grupo de gotas, quanto uma frente de chama, sustentada pela mistura parcial (pré-mistura) entre os vapores de combustível e o oxigênio molecular difundido nos gases de combustão, conforme a descrição elaborada por Jenny, Roekaerts e Beishuizen (2012).

Para a obtenção de uma chama a partir de um spray, o combustível líquido deve ser desintegrado em um conjunto de gotas com uma distribuição desejável de diâmetros e velocidades, de modo que a taxa de evaporação seja suficientemente elevada para liberar o calor na zona de combustão (volumetricamente distribuída), possibilitando atingir a taxa requerida de oxidação do combustível e minimizar as emissões de poluentes.

A Figura 4.13 relaciona os valores medidos do diâmetro médio de Sauter (*SMD*) com a temperatura de pré-aquecimento do biodiesel submetido a diferentes pressões de injeção

durante os testes de atomização. Nos experimentos de combustão, a pressão de injeção utilizada foi de 10 bar.

Figura 4.13 - Diâmetro médio de Sauter em função da temperatura do biodiesel para diferentes pressões de injeção



Fonte: Próprio Autor

Conforme discutido por Rodrigues et al. (2015b), a redução da pressão de injeção resulta na perda de simetria da chama obtida a partir do spray. Como resultado, os pesquisadores decidiram utilizar elevadas pressões de injeção do etanol. A mesma iniciativa foi adotada nesta pesquisa em relação ao emprego de uma pressão de injeção de 10 bar.

A Figura 4.13 indica que, nos testes de atomização, o *SMD* do spray de biodiesel para a pressão de injeção de 10 bar encontra-se entre 36-40 μm, quando o combustível é pré-aquecido a cerca de 40°C. Conforme reportado, após a colocação da camisa d'água, a temperatura do biodiesel manteve-se próxima deste valor durante a operação normal do sistema, apesar do pré-aquecimento do ar a diferentes temperaturas, em virtude da manipulação da vazão de água na camisa.

Nota-se na Figura 4.13 que, à medida que a temperatura do biodiesel aumenta, o *SMD* do spray tende a diminuir, em virtude da redução de viscosidade e da tensão superficial do combustível. No entanto, a partir de 50°C, os efeitos do pré-aquecimento do biodiesel são menores e a redução do *SMD* é modesta. Por outro lado, o *SMD* do spray de biodiesel sofre uma redução mais acentuada com o aumento da pressão de injeção, devido ao maior

fornecimento de energia mecânica para fazer a ruptura do filme líquido em gotas no spray. Como resultado, as forças aerodinâmicas são intensificadas pelo aumento da velocidade média das gotas no spray (maior We_g).

Wang e Lefebvre (1987) propuseram uma equação para estimar o SMD com o uso de atomizadores *Delavan* e os coeficientes determinados foram $C_1 = 4,52$ e $C_2 = 0,39$. Foi feita uma análise para ajustar a equação (25) aos dados experimentais de SMD do spray de biodiesel com o uso de atomizadores comerciais *Steinen*, usados neste trabalho, em diferentes pressões de injeção. Os novos valores obtidos são $C_1 = 41,35$ e $C_2 = 3,75$. A equação resultante representa bem o conjunto de dados experimentais em qualquer pressão de injeção, uma vez que o desvio percentual relativo entre os valores medidos e os valores estimados é inferior a 20%, sendo que os últimos são geralmente maiores do que os primeiros.

$$SMD = C_1 \cdot \left(\frac{\sigma \cdot \mu_L^2}{\rho_A \cdot \Delta P_L^2} \right)^{0,25} \cdot (t_s \cdot \cos \theta)^{0,25} + C_2 \cdot \left(\frac{\sigma \cdot \rho_L}{\rho_A \cdot \Delta P_L} \right)^{0,25} \cdot (t_s \cdot \cos \theta)^{0,75} \quad (25)$$

Segundo Reddy et al. (2014), o tempo de evaporação de uma gota, cujo diâmetro médio encontra-se entre 36-39 μm , sujeita à temperatura de 1000 K é estimado ser de 18,9 ms (milissegundos). Conforme Warnatz, Maas e Dibble (2006) afirmaram, a determinação do tempo de evaporação de uma gota (spray diluído) ou de um grupo de gotas (spray denso) requer o uso de simulações, uma vez que os modelos analíticos não permitem fazer uma análise detalhada, que seja capaz de considerar a influência do campo de escoamento de gases nas vizinhanças e o movimento da interface gás/líquido na presença de uma frente de chama.

As medidas internas do atomizador *pressure swirl* usado nos experimentos (vazão nominal de 0,40 gal/h) foram realizadas com o uso do instrumento denominado projetor de perfil, fabricado pela Mitutoyo modelo PJ – A3000. O diâmetro do atomizador mecânico-centrífugo do tipo cone oco é de 0,18 mm e o diâmetro do canal é de 0,20 mm. O valor de A_0 (área do orifício de saída) foi usado para determinar o coeficiente de descarga do atomizador (C_d) e a velocidade do líquido na extremidade do atomizador (U_0), de acordo com as equações disponíveis em Couto et al. (2009). Os valores calculados para o spray de biodiesel (massa específica de 880,8 kg/m^3) são: $C_d \cong 0,27$ e $U_0 = 23,4 \text{ m/s}$.

Os autores Rodrigues et al. (2015b) analisaram o comportamento do spray de etanol em um queimador do tipo JHC e descobriram que os gases a 1300 K e com 9,2% molar de O_2 em escoamento coaxial penetram no spray ($We_g = 0,46$), promovendo o aumento da taxa de evaporação das gotas. Acredita-se que a maior taxa de evaporação seja responsável pela

redução da espessura e a consequente ruptura imediata do filme líquido (ou seja, a ruptura ocorre em menores distâncias a partir do injetor), quando comparada com a configuração na qual utiliza-se uma corrente de ar a 293K e 21% molar de O_2 em escoamento coaxial, apesar de o spray, neste caso, caracterizar-se por $We_g = 3,26$ (sete vezes maior).

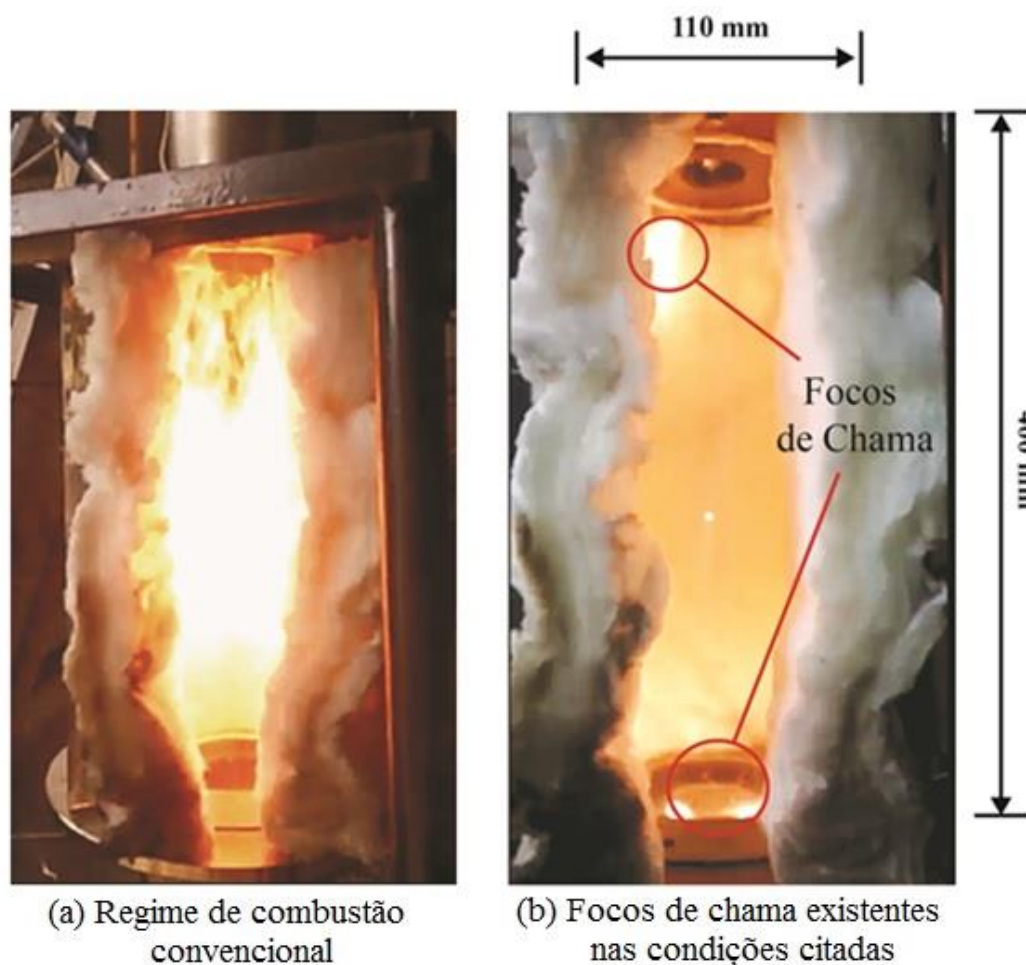
A Figura 4.14 faz uma comparação entre a aparência da chama no regime de combustão convencional e a aparência da chama dentro da câmara de quartzo durante os experimentos iniciais nos quais o sistema operava com elevados excessos de ar ($\lambda = 2,6$) e com o ar pré-aquecido a 500°C. Nota-se na Figura 4.14(b) que a chama encontra-se suavizada no interior da câmara de quartzo.

Durante os experimentos, foram realizadas observações qualitativas (visual e auditiva) e quantitativas, como as emissões de NO_x e CO . Apesar de não terem sido visualizados os contornos da chama à vista desarmada, a zona de combustão permaneceu levemente amarelada, conforme a Figura 4.14(b), com redução acentuada de luminosidade, quando comparada com a frente de chama, Figura 4.14(a) no regime de combustão convencional. Durante os experimentos nas condições citadas, o sistema operou sem a percepção visual de uma chama no interior da câmara de combustão, as emissões de NO_x e CO foram reduzidas, houve a redução dos ruídos sonoros e o aumento da intensidade de radiação térmica. Assim, as observações feitas atendem as características típicas do regime de combustão sem chama visível. No entanto, dois focos de chama estiveram presentes nestas condições de operação.

Na Figura 4.14, foram indicados dois locais com focos de chama; os primeiros focos estão localizados na região próxima do atomizador, porém deslocados em relação à extremidade deste e numa posição afastada da linha de centro, enquanto que os segundos focos foram situados mais próximos da saída (exaustão) da câmara de quartzo, onde a temperatura dos gases é maior e a concentração de O_2 é menor. Durante os experimentos, ambos os focos de chama oscilavam com o escoamento de gases no interior da câmara.

A ocorrência dos primeiros focos de chama pode estar relacionada com a ausência de isolamento térmico na parede da câmara, uma vez que o fluxo de calor nesta região do quartzo torna-se maior, devido ao maior gradiente de temperatura. Esta explicação pode ser aceitável, mas não é persuasiva, uma vez que a operação contínua e em condições de elevada recirculação interna dos gases quentes deveria reduzir o gradiente de temperatura entre os gases e a parede da câmara.

Figura 4.14 - Aparência da zona de combustão ao longo da extensão da câmara de quartzo e comparação entre (a) uma chama típica do regime de combustão convencional e (b) dois focos de chama existentes durante a operação nas condições citadas



Fonte: Próprio Autor

Na região próxima do atomizador, a ocorrência dos primeiros focos de chama pode também estar relacionada com as características do spray, como a distribuição de diâmetros das gotas, quando exposto à corrente de ar e ao escoamento dos produtos de combustão em movimento de recirculação no interior da câmara. Em outras palavras, esses focos visíveis de chama nas proximidades do atomizador podem ser explicados pelo fato de as gotas maiores, situadas na região mais externa do spray, apresentarem maior atraso de ignição. A explicação oferecida, a seguir, é uma hipótese fundamentada pelas pesquisas recentes com o uso de chamas de etanol em um queimador JHC (RODRIGUES et al., 2015a; RODRIGUES et al., 2015b).

Ao emergir do atomizador, o filme líquido sofre ruptura e as gotas são formadas ao longo de uma superfície cônica oca. O movimento convectivo dos gases promove o arraste

das gotas menores em direção ao centro do spray, enquanto que as gotas de maior diâmetro são pouco desviadas da trajetória inicial (maior número de Stokes) e se deslocam em direção às regiões mais afastadas da linha de centro de spray. A intensa taxa de recirculação dos gases quentes resulta na maior exposição das gotas ao calor e a taxa de evaporação torna-se maior em uma atmosfera com concentração reduzida de O_2 (em relação aos quase 21% molar de oxigênio presente no ar atmosférico). Como resultado, os vapores de biodiesel se difundem para o centro do spray, resultando na formação de uma pré-mistura rica. Por outro lado, a elevada taxa de diluição do O_2 nas regiões mais externas do spray causa a formação de uma mistura pobre com os vapores de biodiesel, que são provavelmente os responsáveis pelos focos de chama visíveis nas proximidades do atomizador.

A Figura 4.15 demonstra a existência de uma chama invisível à vista humana desarmada, quando o sistema operou com o ar pré-aquecido a 600°C e com elevados coeficientes de excesso de ar normalizado ($\lambda \geq 2,5$).

Figura 4.15 - Ausência de uma chama visível no interior da câmara em condições típicas do regime de combustão sem chama visível



Durante os experimentos com o ar pré-aquecido a 600°C , o sistema permaneceu operando continuamente com as injeções de combustível e ar, a intensidade da radiação térmica proveniente do interior da câmara tornou-se notadamente maior e os analisadores indicaram a queima do combustível a partir da detecção das espécies químicas na exaustão da câmara. Além disso, ambos os focos de chama não ocorreram, indicando que a taxa de evaporação das gotas no spray possa ser o parâmetro responsável pela ocorrência dos focos de chama, pois esta limita o processo de mistura entre os vapores de combustível e o oxigênio molecular. A taxa de evaporação das gotas é intensificada com o aumento da temperatura de pré-aquecimento do ar e pela existência de um campo de temperatura uniforme e favorável à evaporação, devido ao movimento de recirculação dos gases dentro da câmara.

Os aspectos visuais da chama são necessários para caracterizar o regime de combustão sem chama visível. Foi realizada a busca por imagens que revelam basicamente a aparência de uma chama obtida a partir de um spray durante a operação de sistemas de combustão em condições de elevada taxa de recirculação dos produtos de combustão e referidas ao regime de combustão sem chama visível. A Figura 4.16 compara a queima de diesel no regime de combustão convencional com a queima no regime de combustão sem chama visível.

Figura 4.16 - Queima de diesel (a) no regime de combustão convencional e (b) no regime de combustão sem chama visível



(a) Operação no regime de combustão convencional

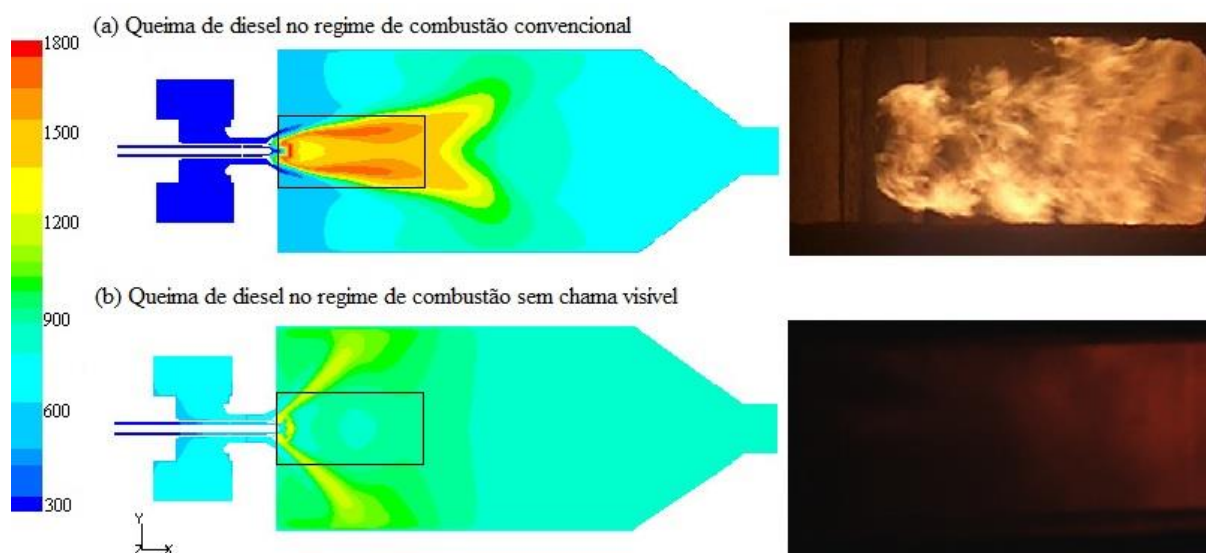


(b) Operação no regime de combustão sem chama visível

A Figura 4.16 refere-se a uma câmara de microturbina de forma cúbica, cuja configuração foi definida pela divisão da corrente de ar em quatro locais de entrada, a fim de promover a recirculação dos gases no interior da câmara. Os autores Cui e Lin (2012) não visualizaram uma chama na Figura 4.16(b) e, assim, afirmaram que o regime de combustão sem chama visível com a queima de diesel foi alcançado na operação sem fazer o pré-aquecimento do ar. A temperatura dos gases foi medida com o uso de termopares do tipo K em diferentes posições na câmara, resultando em uma distribuição de temperatura mais uniforme em condições nas quais a taxa de recirculação esteve elevada ($K_V = 5,28$).

A Figura 4.17 é o resultado de simulações e experimentos, envolvendo um sistema de 100 kW com um queimador, cuja configuração é caracterizada pela injeção duas correntes de ar (primária e secundária) em escoamento rotacional do tipo swirl e pela posição da lança de combustível (diesel) em relação ao tubo de ar primário. O atomizador utilizado para o diesel foi da marca comercial *Delavan*. Para atingir o regime de combustão sem chama visível, um sistema auxiliar foi utilizado para diluir as correntes de ar com os gases da exaustão antes da entrada no sistema principal, que compreende uma câmara cilíndrica de 0,6 m de diâmetro e 1,2 m de comprimento. A corrente de ar diluída a 673 K obteve 12,59% molar de O_2 .

Figura 4.17 - Resultados da simulação e de experimentos com a queima de diesel



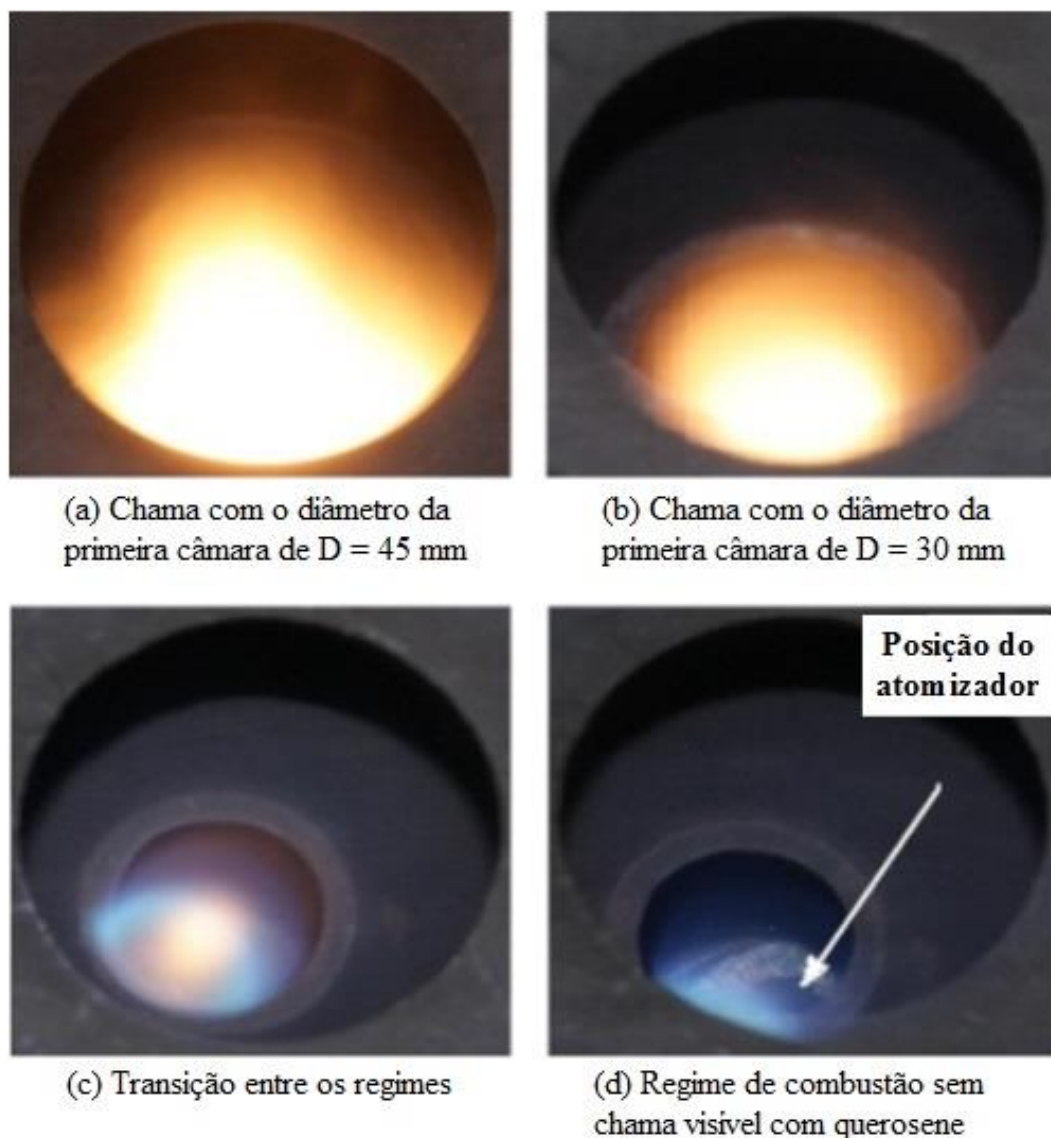
Fonte: (TORRESI et al, 2010)

Torresi et al. (2010) afirmaram que o regime de combustão sem chama visível foi atingido com a queima de diesel ($C_{16}H_{29}$) e os resultados da simulação indicaram um campo de temperaturas abaixo de 1800 K, o que sugere a inibição da formação de NO_x térmico.

Além disso, a simulação revelou uma maior taxa de oxidação do CO . Na Figura 4.17(a), uma frente de chama com picos elevados de temperatura é evidente. Por outro lado, na Figura 4.17(b), a simulação demonstra uma distribuição de temperatura mais branda e uniforme, enquanto que uma frente de chama visível não pode ser observada nos experimentos em condições de operação referidas ao regime de combustão sem chama visível.

A Figura 4.18 revela a aparência de uma chama de querosene no interior de um sistema com dois estágios, sendo as câmaras primária e secundária. A taxa de recirculação foi estabelecida pelo diâmetro de saída da câmara primária, sendo de 60 mm, 45 mm e 30 mm.

Figura 4.18 - Aparência de chamas de querosene para diferentes configurações do sistema



O querosene ($C_{12}H_{23}$) foi pulverizado com um atomizador mecânico-centrífugo do tipo cone sólido com um ângulo de 45° , resultando em um spray cujo SMD foi de $17\ \mu\text{m}$. Ambos os reagentes foram injetados em condições ambiente. A câmara de forma cônica permite a injeção tangencial de ar para resultar em um escoamento rotacional com a finalidade de obter taxas elevadas de recirculação dos gases.

A Figura 4.18(a) refere-se ao regime de combustão convencional na câmara primária de 45 mm de diâmetro, enquanto que a Figura 4.18(b), também ao regime convencional, porém associado com o diâmetro de 30 mm. Segundo Reddy et al. (2013), o regime de combustão sem chama visível somente foi atingido com o diâmetro de saída de 30 mm, conforme a Figura 4.18(d), na qual os autores puderam visualizar o atomizador no fundo da câmara primária. A Figura 4.18(c) descreve o comportamento da chama na transição entre os dois regimes.

4.5.2 Efeitos do excesso de ar

As reações de oxidação dependem de três parâmetros: a temperatura dos gases quentes na câmara, o tempo de residência de cada espécie química nas regiões de altas temperaturas e a disponibilidade de O_2 na zona de reação. Os três parâmetros estão relacionados entre si, por exemplo, uma menor disponibilidade de O_2 resulta na redução do perfil de temperatura dos gases na chama. Além disso, a redução de qualquer um deles causa o decréscimo tanto da taxa de oxidação do combustível, quanto da taxa de conversão do CO em CO_2 em condições de combustão convencional.

Segundo Warnatz, Maas e Dibble (2006), a principal reação de oxidação do CO depende diretamente da fração volumétrica do radical hidroxila (OH), que aumenta com a temperatura, conforme a equação (26). Dessa forma, a taxa de conversão de CO em CO_2 tem apenas uma dependência indireta com a temperatura local da chama.



Nas chamas convencionais de pré-misturas, à medida que o coeficiente global de excesso de ar normalizado aumenta (em condições mais pobres), a temperatura final dos gases na zona de combustão torna-se menor e, como resultado, a fração volumétrica de OH diminui, levando ao aumento acentuado da formação de CO . Por outro lado, as chamas difusivas convencionais não atingem as mesmas condições pobres, uma vez que as reações de oxidação

do combustível e do CO ocorrem em condições próximas da composição estequiométrica, apesar de o coeficiente global de excesso de ar normalizado ser correspondente à existência de misturas pobres. Segundo Mullinger e Jenkins (2008), isso se deve à elevada velocidade de propagação da chama nestas condições.

Durante os experimentos, o presente sistema operou com chamas difusivas de biodiesel, mas em condições de elevadas taxas de recirculação dos produtos de combustão. Assim, o combustível no estado de vapor e o CO são oxidados mais lentamente, devido à redução da concentração de O_2 no meio gasoso. No entanto, a redução da concentração de O_2 na câmara promove o aumento da distribuição volumétrica de OH . Ambas as alterações de concentração das espécies O_2 e OH , segundo Medwell, Kalt e Dally et al. (2007), são uma evidência dos efeitos da diluição gasosa causada pela intensa taxa de recirculação dos gases, que é requerida para sustentar o regime de combustão sem chama visível.

No regime de combustão sem chama visível, a concentração de OH na zona de combustão é menor, quando comparada com chamas convencionais de pré-misturas (PLESSING; PETERS; WÜNNING, 1998). A formação de OH está relacionada com a existência de vórtices em grande escala, que são promovidos pelos efeitos dinâmicos de jatos com elevadas velocidades, requeridos para atingir as condições nas quais o O_2 encontra-se altamente diluído (MEDWELL; KALT; DALLY, 2009).

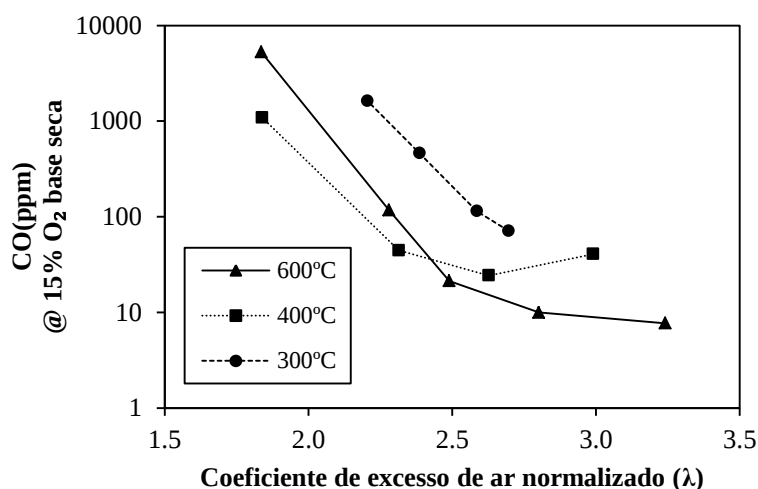
A Figura 4.19 apresenta as frações volumétricas de CO , em base seca, corrigidas a 15% de O_2 nos gases de combustão em função do coeficiente de excesso de ar (λ) para três temperaturas de pré-aquecimento do ar. Os dados das emissões de CO estão numerados de 1 a 13 na Tabela 1.

Na Figura 4.19, as emissões de CO , em escala logarítmica, foram elevadas nas operações com baixos excessos de ar, mas foram reduzidas com o aumento do coeficiente de excesso de ar (λ), independentemente da temperatura de pré-aquecimento do ar, atingindo valores inferiores a 10 ppm na operação com $\lambda = 3,2$ e o ar pré-aquecido a 600°C. Na faixa de λ entre 2 e 3, a redução do CO em função do excesso de ar foi menos expressiva para o ar pré-aquecido a 300°C, na qual o menor valor da fração volumétrica foi 71 ppm para $\lambda = 2,7$.

O aumento do pré-aquecimento do ar reduziu as emissões de CO para valores de $\lambda \geq 2,5$, quando a disponibilidade de O_2 tornou-se maior, favorecendo a reação de oxidação do CO a CO_2 . Na operação com $\lambda = 2,6$ e o ar pré-aquecido a 400°C, a fração volumétrica de CO tornou-se 24 ppm, enquanto que a emissão de CO com o ar pré-aquecido a 600°C foi ainda

menor, 10 ppm para $\lambda = 2,8$. Aliás, a redução das emissões de CO foi mais pronunciada com o ar pré-aquecido a 600°C , atingindo valores inferiores a 25 ppm @ 15% O_2 para $\lambda \geq 2,5$.

Figura 4.19 - Emissões de CO em função de λ para três temperaturas do ar



Fonte: Próprio Autor

Na Tabela 3, para cada temperatura de pré-aquecimento do ar, as emissões de CO são reduzidas com o aumento da velocidade de injeção do ar na entrada da câmara, à medida que o excesso de ar na câmara também aumenta. Note que o aumento da taxa de oxidação de CO com a velocidade do ar torna-se mais evidente para o ar pré-aquecido a 600°C , uma vez que a velocidade do ar é duplicada com o aumento do excesso de ar e a temperatura média dos gases na zona de combustão é maior, quando comparada com a temperatura média da zona de combustão em temperaturas menores de pré-aquecimento do ar.

Segundo Sadanandan et al. (2011), a redução das emissões de CO é explicada pela intensificação da taxa de mistura dos gases quentes dentro da câmara com o aumento da velocidade de injeção de ar, em virtude da maior movimentação dos gases de combustão, especialmente da espécie química OH em regiões de altas temperaturas na zona de combustão, de tal modo que o CO tem maior probabilidade de reagir com a espécie OH nestas regiões.

Conforme indicado na Tabela 3, a temperatura média dos gases diminui com o aumento do coeficiente de excesso de ar (λ). Apesar disso, as emissões de CO revelaram que, quando a temperatura de pré-aquecimento do ar esteve acima de 400°C , a taxa de formação de OH foi suficientemente elevada nas regiões de maior temperatura da chama para promover a

oxidação efetiva do CO , resultando em frações volumétricas inferiores a 50 ppm @15% O_2 , mesmo em condições muito pobres ($\lambda \geq 2,3$).

Os resultados obtidos por Reddy et al. (2014) indicaram que as emissões de CO foram reduzidas com o aumento do pré-aquecimento do ar, em condições de elevada taxa de recirculação dos produtos de combustão e referidas ao regime de combustão sem chama visível. Portanto, o comportamento das emissões de CO em função da temperatura de pré-aquecimento do ar foi basicamente o mesmo. Apesar disso, para o ar pré-aquecido a 400°C, Reddy et al. (2014) obtiveram elevadas emissões de CO acima de 1500 ppm em uma ampla faixa de valores de λ menores do que 2,2, enquanto que, na Figura 4.19, as emissões de CO nos experimentos com o presente sistema foram comparativamente muito pequenas em condições mais pobres ($\lambda > 2,2$), atingindo a fração volumétrica de 24 ppm para $\lambda = 2,6$.

Reddy et al. (2014) relataram que a emissão de CO foi 1547 ppm @15% O_2 , para a razão de equivalência global $\phi = 0,61$ e aumentaram para valores acima de 1900 ppm com a redução de ϕ (ou aumento de λ) durante a operação de um combustor de dois estágios com ar pré-aquecido a 400°C. Na Figura 4.19, a emissão de CO foi 1088 ppm @15% O_2 (conforme o experimento nº 5 na Tabela 1) na operação com $\lambda = 1,8$ ou razão de equivalência $\phi = 0,56$ e o ar pré-aquecido à mesma temperatura.

Diferente dos resultados obtidos por Reddy et al. (2014), conforme a Figura 4.19 indica, as emissões de CO foram reduzidas com o aumento do excesso de ar em condições mais pobres ($\lambda > 1,8$), referente ao pré-aquecimento do ar a 400°C, atingindo 24 ppm para $\lambda = 2,6$. Nestas condições (para razões de equivalência $\phi < 0,45$), Reddy et al. (2014) verificaram que a chama de biodiesel não se manteve estável, sendo extinta (ocorrência de *blowoff*) no combustor de dois estágios em condições de elevada taxa de recirculação e referidas ao regime de combustão sem chama visível.

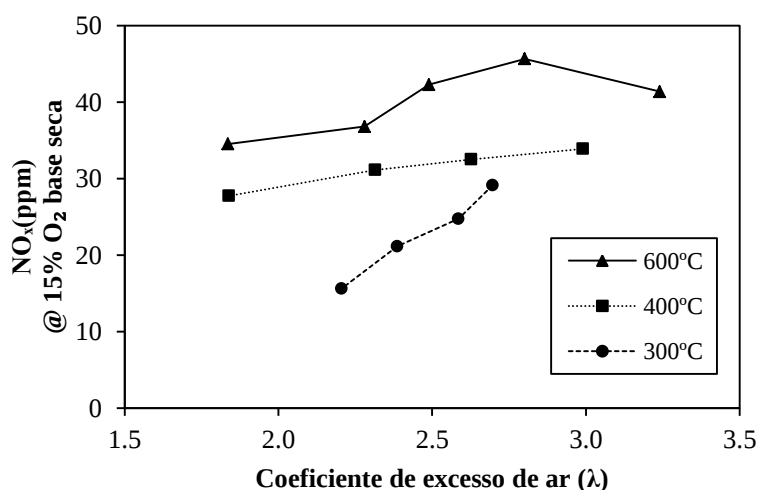
Nos experimentos 1, 5 e 9 na Tabela 1 com baixos valores do coeficiente de excesso de ar e em diferentes temperaturas de pré-aquecimento, o aumento acentuado das emissões de CO pode estar relacionado com o resfriamento rápido (*quenching*). Segundo Mullinger e Jenkins (2008), o resfriamento rápido é geralmente a causa da formação de CO em processos com chamas bem misturadas. A intensa taxa de recirculação dos gases resulta na diluição do O_2 na câmara, de modo que o biodiesel vaporizado é oxidado mais lentamente. Além disso, a redução do coeficiente de excesso de ar implica o decréscimo da disponibilidade de O_2 nos gases recirculados. Como resultado, o comprimento da chama aumenta, resultando no escape da chama pela exaustão, conforme observado durante os experimentos com baixos excessos

de ar. Portanto, os resultados (Figura 4.19) indicaram que a oxidação do CO a CO_2 não se completou no interior da câmara de quartzo, quando as condições de operação foram em baixos excessos de ar ($\lambda < 1,8$) para qualquer temperatura de pré-aquecimento do ar.

A formação de NO_x apresenta uma maior dependência (maior sensibilidade à variação) dos três parâmetros citados: a temperatura dos gases quentes na câmara, o tempo de residência de cada espécie química nas regiões de elevada temperatura na chama e a disponibilidade de oxigênio na zona de combustão, em comparação com a oxidação do CO . Segundo Wüning e Wüning (1997), são necessários apenas alguns segundos a 1600°C ou milissegundos a 2000°C para ocorrer a formação de NO via mecanismo térmico. O regime de combustão sem chama visível, em particular, é utilizado para atenuar os picos de temperatura e reduzir o gradiente térmico dos gases na chama.

A Figura 4.20 apresenta as frações volumétricas de NO_x , em base seca, corrigidas a 15% de O_2 nos gases de combustão em função do coeficiente de excesso de ar normalizado (λ) para três temperaturas de pré-aquecimento do ar. Os dados das emissões de NO_x estão numerados de 1 a 13 na Tabela 1.

Figura 4.20 - Emissões de NO_x em função de λ para três temperaturas do ar



Fonte: Próprio Autor

Na Figura 4.20, as emissões de NO_x aumentaram, à medida que o coeficiente de excesso de ar (λ) aumentou para cada temperatura de pré-aquecimento do ar. Além disso, a formação de NO_x tornou-se maior com o aumento da temperatura de pré-aquecimento do ar, sendo que as maiores frações volumétricas de NO_x foram emitidas, quando o ar esteve pré-aquecido a

600°C em condições muito pobres ($\lambda \geq 2,5$). No entanto, as emissões de NO_x nestas condições se mantiveram inferiores a 50 ppm @ 15% de O_2 . Isso significa que o mecanismo térmico de formação de NO permaneceu ativo, apesar da intensa taxa de recirculação interna dos gases ($K_V > 2$) na câmara de quartzo.

Na mesma faixa de λ , a Figura 4.20 indica que as menores emissões de NO_x ocorreram com o ar pré-aquecido a 300°C. No entanto, as frações volumétricas de NO_x praticamente dobraram com o aumento de λ de 2,2 para 2,7. A mesma tendência de aumento das emissões de NO_x não foi observada nas operações com o ar pré-aquecido a 400°C e a 600°C. Como a taxa de recirculação manteve-se praticamente a mesma nestes experimentos (K_V entre 2,05 e 2,49), esse aumento das emissões de NO_x deve estar relacionado com as características do spray e o campo de temperatura dos gases na câmara.

Nos experimentos com o ar pré-aquecido a 600°C nos quais o comportamento do sistema foi similar às características do regime de combustão sem chama visível, a intensa taxa de recirculação dos gases permitiu atenuar os picos de temperatura na zona de combustão, devido à maior dispersão do calor por advecção (em escala macroscópica), dificultando a formação de NO via mecanismo térmico. Além disso, os efeitos de diluição gasosa resultam na redução da concentração de O_2 na zona de combustão. Como resultado, os mecanismos dependentes da concentração de oxigênio atômico devem se tornar menos relevantes nas emissões de NO_x , como o mecanismo térmico e o mecanismo N_2O (óxido nitroso).

É importante notar que a formação de NO_x via N_2O deve ser apenas predominante em sistemas que operam em elevadas pressões, como em câmaras de combustão de turbinas a gás. Adicionalmente, a formação de NO_x via nitrogênio do combustível não deve ocorrer, uma vez que o biodiesel não contém substâncias químicas em cuja estrutura molecular os átomos de nitrogênio estão quimicamente ligados.

Os resultados dos experimentos na Figura 4.20 revelaram que as emissões de NO_x aumentaram, quando a temperatura média dos gases aumentou, em virtude do aumento da temperatura de pré-aquecimento do ar. Desse modo, há algumas evidências para considerar a existência de picos de temperatura responsáveis pela formação de NO_x , de modo que o número de picos aumentou com o aumento da temperatura de pré-aquecimento do ar. Isso significa que a elevada taxa de recirculação dificulta a ocorrência de picos mais elevados de temperatura, porém o pré-aquecimento do ar pode contribuir para a formação de um número maior de picos atenuados (menos intensos) de temperatura, resultando na tendência de

aumento gradual das emissões de NO_x nestas condições de operação com elevadas taxas de recirculação dos produtos de combustão.

As emissões de NO_x podem também ser justificadas pela formação via mecanismo de Fenimore, considerando a formação de uma pré-mistura rica em vapores de combustível no centro do spray de biodiesel, em virtude do escoamento de gases no interior da câmara. Apesar de o sistema operar com elevados coeficientes globais de excessos de ar (λ), a formação de uma mistura rica entre os vapores de biodiesel e o O_2 diluído pode ocorrer no centro do spray à distância do orifício do atomizador, em virtude do aumento da taxa de evaporação das gotas menores e do movimento de recirculação dos gases em direção à linha de centro do spray. Por este motivo, ocorre a formação de radicais do tipo CH no centro do spray, que apesar de pequena, pode ser suficiente para resultar no aumento das emissões de NO_x , conforme indicam as medidas dos analisadores. O aumento do coeficiente de excesso de ar normalizado promove o aumento da velocidade de injeção de ar e a consequente intensificação da taxa de recirculação dos gases, mas aumenta a disponibilidade de O_2 nos gases de combustão. Como resultado, a concentração de O_2 deve aumentar no centro do spray, mesmo que seja ligeiramente, onde se encontra uma mistura rica, ocasionando o aumento das emissões de NO_x (o mecanismo de Fenimore permanece ativo em $T > 1000$ K).

Na operação de um combustor de dois estágios, os autores Reddy et al. (2012) relataram que as emissões de NO_x tornaram-se menores com o aumento do pré-aquecimento do ar, resultando no aumento da taxa de evaporação das gotas e na intensificação da taxa de mistura entre as espécies químicas. Como resultado, são obtidos um gradiente térmico mais uniforme associado com menores flutuações de temperatura e uma menor formação de NO_x via mecanismo térmico. As emissões de NO_x foram também reduzidas abaixo de 100 ppm com o aumento do excesso de ar (λ), sendo que a operação com $\phi = 0,61$ e o ar pré-aquecido a 400°C resultou em emissões de NO_x de 64 ppm em condições de elevada taxa de diluição com K_V próximo de 2,5. No entanto, na operação do presente sistema com $\lambda = 1,8$ e o ar pré-aquecido a 400°C , a emissão de NO_x foi de 28 ppm (Tabela 1), em condições nas quais a taxa de recirculação foi comparativamente elevada ($K_V = 2,07$), conforme indicada na Tabela 3.

Segundo Cerea, Derudi e Rota (2012), o regime de combustão sem chama visível pode ser caracterizado pelas emissões de poluentes, sendo $NO_x < 30$ ppm e $CO < 50$ ppm @ 15 % O_2 nos gases de exaustão. Foram realizados experimentos com a queima de diesel e biodiesel com SMD de $41\mu\text{m}$ e $35\mu\text{m}$, respectivamente, em condições de elevadas taxas de recirculação dos gases, $K_V > 7$. Para o biodiesel, as emissões de NO_x foram ligeiramente menores, mas as

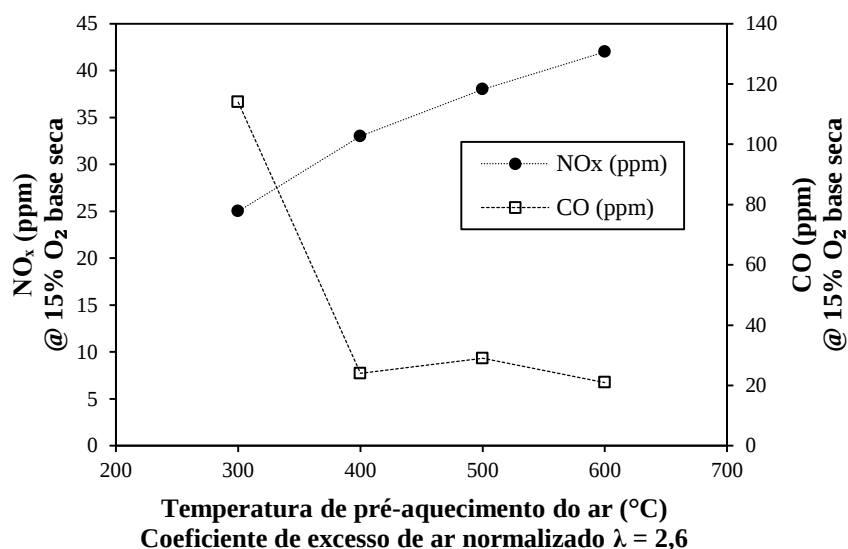
emissões de NO_x para ambos os combustíveis estiveram abaixo de 30 ppm, utilizando o ar pré-aquecido a 1050°C. Segundo os autores, isso comprova que a estabilização do regime de combustão sem chama visível não depende da composição do combustível. Com base nesses limites de emissões, entendeu-se que a operação dos sistema com elevados coeficientes de excessos de ar ($\lambda \geq 2,5$) e o ar pré-aquecido a 600°C foi conduzida em condições típicas do regime de combustão sem chama visível com a queima de biodiesel.

Cui e Lin (2012) realizaram testes em uma câmara de microturbina, operando com a queima de diesel em elevada taxa de recirculação dos gases ($K_V = 5,28$) e o ar à temperatura ambiente. Nestas condições, as emissões de NO_x e CO foram de 64,8 ppm e 38,7 ppm @ 15% de O_2 , respectivamente, e os autores afirmaram que o regime de combustão sem chama visível foi atingido com emissões de NO_x maiores, quando comparadas com as emissões de NO_x , utilizando combustíveis gasosos.

4.5.3 Efeito da temperatura de pré-aquecimento do ar

A Figura 4.21 descreve a relação entre a temperatura de pré-aquecimento do ar e as emissões de NO_x e CO corrigidas a 15% de O_2 nos produtos de combustão para o mesmo coeficiente de excesso de ar normalizado $\lambda = 2,6$. Os dados das emissões estão numerados em 3, 7 e 11 na Tabela 1.

Figura 4.21 - Influência da temperatura de pré-aquecimento do ar nas emissões de NO_x e CO



O pré-aquecimento do ar causa o aumento da temperatura média dos gases na zona de combustão e influencia o campo de escoamento de gases, alterando o tempo de residência das espécies químicas em regiões de elevada temperatura. Portanto, a temperatura do ar de combustão tem um impacto direto nas emissões de NO_x e CO , além de exercer um papel fundamental no aumento da reatividade química da mistura entre o combustível e o oxidante.

Como o coeficiente de excesso de ar normalizado (λ) é praticamente o mesmo valor para as três temperaturas de pré-aquecimento do ar, a quantidade de O_2 na câmara é também muito provavelmente a mesma, enquanto que a concentração de O_2 deve se alterar em função do aumento da taxa de recirculação dos gases. No entanto, conforme a Tabela 3 indica, os valores de K_V não são muito afetados pelo aumento da temperatura de pré-aquecimento do ar.

Quando o ar é pré-aquecido a 300°C (experimento nº 3), o valor de K_V é de 2,13 e, quando o ar é pré-aquecido a 600°C (experimento nº 11), o valor de K_V torna-se 2,38. Ambos os valores são referentes à mesma vazão mássica de ar (30 kg/h). O aumento percentual relativo entre eles corresponde a cerca de 12%. Apesar disso, a maior contribuição associada com o aumento da temperatura de pré-aquecimento do ar está relacionada com o aumento da formação de espécies químicas intermediárias, como o radical hidroxila (OH). Conforme mencionado (equação 26), a espécie OH é responsável pela oxidação do CO a CO_2 , especialmente em regiões da zona de combustão com elevadas temperaturas, em virtude da liberação de calor pela oxidação do combustível.

Na Figura 4.21, as emissões de CO foram reduzidas de 114 ppm @15% O_2 com o ar pré-aquecido a 300°C para 24 ppm @15% O_2 na operação com o ar pré-aquecido a 400°C. Isso demonstra que o aumento da temperatura de pré-aquecimento do ar causou a redução das emissões de CO , que se mantiveram abaixo de 30 ppm @15% O_2 e foram influenciadas pelo nível de turbulência do escoamento no interior da câmara de quartzo. Por outro lado, as emissões de NO_x tendem a aumentar, permanecendo, porém, em níveis inferiores a 50 ppm @15% O_2 , em virtude da intensa taxa de recirculação dos gases de combustão.

A tendência de aumento das emissões de NO_x com o aumento da temperatura de pré-aquecimento do ar reforça a condição hipotética de ainda haver picos de temperatura na chama que, embora sejam atenuados pela intensa taxa de recirculação dos gases, são os responsáveis pela formação de NO_x via mecanismo térmico. Na Figura 4.21, as emissões de NO_x apresentam uma tendência de aumento mais regular em função da temperatura de pré-aquecimento do ar, quando comparadas com o comportamento das emissões de NO_x na Figura 4.20 com o aumento do coeficiente de excesso de ar (λ) à temperatura constante do ar.

4.5.4 Operação no regime de combustão convencional

Houve a formação de fuligem durante a operação do sistema em condições nas quais os coeficientes de excesso de ar (λ) estiveram relativamente baixos. A Figura 4.22 ilustra a ocorrência de fuligem (o escape dos particulados) pela saída da câmara.

As observações experimentais indicaram que, à medida que o excesso de ar foi reduzido, a luminosidade e o comprimento da chama aumentaram. Na operação com baixos excessos de ar ($\lambda < 2,3$), ocorreu o escape da chama pela exaustão e as emissões de CO aumentaram rapidamente, conforme indicadas na Figura 4.19. As características mencionadas são típicas do regime de combustão convencional. Sendo assim, os experimentos realizados com baixos excessos de ar foram usados para estabelecer uma referência ao regime de combustão convencional, de modo a distinguir comparativamente as características típicas do regime de combustão sem chama visível e a justificar o alcance e a estabilização deste novo regime de combustão.

Figura 4.22 - Ocorrência de fuligem durante a operação com baixos excessos de ar



Fonte: Próprio Autor

É necessário relatar que a câmara de quartzo foi danificada durante a realização dos experimentos com o pré-aquecimento do ar em diferentes temperaturas, utilizando o tubo auxiliar de 44,70 mm de diâmetro interno. A causa mais provável do dano físico é a dilatação térmica do quartzo. No entanto, o atrito pelo particulado pode também ter causado o dano.

5 CONCLUSÕES

O presente trabalho teve por objetivo desenvolver uma bancada experimental em escala de laboratório para a queima de combustíveis líquidos, que seja capaz de operar em vários regimes, inclusive no regime de combustão sem chama visível, e visou também coletar e analisar os resultados das emissões de poluentes, como NO_x e CO , em condições típicas do regime de combustão sem chama visível com a queima de biodiesel.

O sistema desenvolvido permitiu estabelecer uma faixa de valores do coeficiente de recirculação interna dos gases com o aumento da vazão mássica de ar na entrada da câmara, podendo operar em vários regimes de combustão. As dimensões do queimador e da câmara foram avaliadas adequadas para atingir elevadas taxas de recirculação dos produtos de combustão e o sistema atendeu os requisitos necessários para operar em condições típicas do regime de combustão sem chama visível com a queima de biodiesel. Portanto, foi comprovada experimentalmente a possibilidade de estabilizar o regime de combustão sem chama visível com combustíveis líquidos, utilizando um atomizador de uso comercial, no interior de uma câmara de combustão fechada de paredes rígidas (um tubo de quartzo), em função dos efeitos aerodinâmicos do escoamento de ar na intensidade da recirculação dos gases de combustão.

Os experimentos com elevados excessos de ar ($\lambda \geq 2,5$) e o pré-aquecimento do ar a 600°C revelaram que o comportamento do sistema é similar às características típicas do regime de combustão sem chama visível. As observações visuais indicaram que os contornos da chama não puderam ser distinguidos à vista desarmada e as paredes da câmara adquiriram a cor levemente amarelada. Os níveis de ruídos sonoros foram atenuados, as emissões de fuligem foram eliminadas e as emissões de NO_x e CO foram intensamente reduzidas.

Na operação com elevados excessos de ar e o ar pré-aquecido a 500°C , porém, foram observados focos de chama em duas posições no interior da câmara: nas proximidades do atomizador e na exaustão. Na região próxima do atomizador, a ocorrência dos focos de chama pode ser justificada pelas características do spray. As gotas de maior diâmetro no spray são pouco desviadas da trajetória inicial e se deslocam para regiões mais externas do spray, onde prevalece uma mistura pobre, devido ao movimento de recirculação dos gases de combustão em direção ao centro do spray. Na exaustão, os focos de chama ocorrem, em virtude da maior temperatura e da menor concentração de O_2 no local, em relação à região de entrada de ar na câmara.

A taxa de oxidação do CO a CO_2 foi favorecida pelo aumento da temperatura de pré-aquecimento do ar e intensificada pelo aumento da taxa de recirculação dos gases, em virtude

do aumento do excesso de ar (λ). As emissões de NO_x tiveram uma tendência de aumento, à medida que o excesso de ar e a temperatura de pré-aquecimento de ar aumentaram.

A formação de NO_x pode ser explicada pelas características do spray e pelo movimento dos gases recirculados, que arrastam as gotas de menor diâmetro em direção ao centro do spray. Desse modo, o mecanismo de Fenimore pode ser ativado pela formação de uma pré-mistura entre os vapores de biodiesel e o O_2 diluído no centro do spray, apesar de o sistema operar com elevados excessos de ar, conforme comprovada experimentalmente com chamas de etanol por Rodrigues et al (2015b). No entanto, o aumento das emissões de NO_x com o aumento da temperatura de pré-aquecimento do ar permitiu entender a ocorrência de picos de temperatura que, embora tenham sido atenuados pela elevada taxa de recirculação interna dos gases quentes na câmara, foram responsáveis pela formação de NO via mecanismo térmico.

Na operação com baixos excessos de ar, houve o aumento da luminosidade e do comprimento da chama, o escape da chama pela exaustão da câmara e a formação de fuligem. Essas observações são características típicas do regime de combustão convencional e foram utilizadas para estabelecer uma referência, a fim de distinguir comparativamente as características e as condições típicas do regime de combustão sem chama visível.

Com base no aprendizado adquirido e na interpretação dos resultados obtidos nos experimentos, algumas sugestões para trabalhos futuros foram elaboradas, a fim de colaborar com as investigações científicas sobre o regime de combustão sem chama visível e elucidar o comportamento do spray em condições típicas do regime de combustão sem chama visível.

- 1) Neste presente projeto, foi utilizado um tubo de quartzo de 5 mm de espessura de parede. Para evitar o dano físico causado ao quartzo, é recomendado o uso de um tubo de quartzo com 10 mm de espessura de parede;
- 2) Realização de experimentos, utilizando tubos auxiliares de diferentes diâmetros internos, a fim de alterar a velocidade de entrada de ar na câmara sem que haja a variação do coeficiente de excesso de ar normalizado;
- 3) Uso da técnica LDA (no inglês, *Laser Doppler Anemometry*) para medir o campo de velocidades do ar de combustão na entrada da câmara e o campo de velocidades dos gases de combustão em movimento de recirculação no interior da câmara, considerando a ausência e a presença do spray;
- 4) Uso da técnica PDA (no inglês, *Phase Doppler Anemometry*) para medir a distribuição de tamanhos (diâmetros) e o campo de velocidades das gotas no spray, considerando o spray frio (sem reações químicas de oxidação), o spray submetido ao regime de combustão convencional e o spray em condições típicas do regime de combustão sem

chama visível, utilizando o atomizador mecânico-centrífugo do tipo cone oco. Na literatura, foi publicado um artigo no qual os pesquisadores analisaram o comportamento do spray de biodiesel, em condições frias e em regime de combustão convencional, mas com o uso de um ancorador de chama do tipo swirl axial (CHONG e HOCHGREB, 2012; CHONG e HOCHGREB, 2015);

- 5) Uso da técnica de mapeamento do radical quimiluminescente hidroxila (OH^* *chemiluminescence*) com fluorescência induzida a laser ($OH - PLIF$, *Planar Laser-Induced Fluorescence*) para determinar o tamanho, a forma geométrica e a posição da zona de reação e identificar as zonas de altas temperaturas no interior da câmara de quartzo, respectivamente. O radical OH^* tem um período de vida muito curto em regiões, onde ocorre a liberação de calor pela oxidação;
- 6) Comparar o comportamento do spray de biodiesel com o comportamento do spray de diesel nas mesmas condições de operação, seja no regime convencional, seja no regime de combustão sem chama visível;
- 7) Fazer a modelagem com simulação numérica do sistema, utilizando dos métodos voltados para estudar o comportamento do spray no regime de combustão convencional e em condições típicas do regime de combustão sem chama visível.

REFERÊNCIAS

ARGHODE, V. K.; GUPTA, A. K. Development of high intensity CDC combustor for gas turbine engines. **Applied Energy**, London, v. 88, p. 963-973, jul. 2010.

ARGHODE, V. K.; GUPTA, A. K. Effect of flow field for colorless distributed combustion (CDC) for gas turbine combustion. **Applied Energy**, London, v. 87, p. 1631-1640, 2010.

ARGHODE, V. K.; GUPTA, A. K. Role of thermal intensity on operational characteristics of ultra-low emission colorless distributed combustion. **Applied Energy**, London, v. 111, p. 930-956, 2013.

ARGHODE, V. K.; GUPTA, A. K.; YU, K. H. Colorless Distributed Combustion (CDC): Effect of Flowfield Configuration. In: AEROSPACE SCIENCES MEETING INCLUDING THE NEW HORIZONS FORUM AND AEROSPACE EXPOSITION, **47th AIAA**. Orlando: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2009. p. 01-16.

ARGHODE, V. K.; KHALIL, A. E. E.; GUPTA, A. K. Fuel dilution and liquid fuel operational effects on ultra-high thermal intensity distributed combustor. **Applied Energy**, London, v. 95, p. 132-138, 2012.

AYOUB, M.; ROTTIER, C.; CARPENTIER, S.; VILLERMAUX, C.; BOUKHALFA, A. M.; HONORÉ, D. An experimental study of mild flameless combustion of methane/hydrogen mixtures. **International Journal of Hydrogen Energy**, Oxford, v. 37, p. 6912-6921, 2012.

BASIC OZONE LAYER SCIENCE. **EPA United States Environmental Protection Agency**, 2016. Disponível em: <<https://www.epa.gov/ozone-layer-protection/basic-ozone-layer-science>>. Acesso em: 10 Fevereiro 2016.

BEÉR, J. M.; CHIGIER, N. A. **Combustion Aerodynamics**. [S.l.]: Halsted Press Division John Wiley & Sons, Inc., 1972. Chapter 2, 08-48 p.

BODEN, T. A.; G., MARLAND; R.J., ANDRES. Global, Regional and National Fossil-Fuel CO₂ Emissions. **CDIAC - Carbon Dioxide Information Analysis Center**, 2013. ISSN 10.3334/CDIAC/00001_V2013. Disponível em:

<http://cdiac.ornl.gov/CO2_Emission/timeseries/national>. Acesso em: 10 Fevereiro 2016.

CARVALHO JR., J. A.; MCQUAY, M. Q. **Princípios de Combustão Aplicada**. Florianópolis: Editora da UFSC, 2007.

CAVALIERE, A.; JOANNON, M. D. Mild Combustion. **Progress in Energy and Combustion Science**, Oxford, v. 30, p. 329-366, 2004.

CEREA, M.; DERUDI, M.; ROTA, R. **Preliminary Study on MILD Combustion Characteristics of a Liquid Biofuel**. XXXV Meeting of the Italian Section of the Combustion Institute. CIIRCO, Milano: [s.n.]. 2012. p. 1-6.

CHONG, C. T.; HOCHGREB, S. Spray Combustion Characteristics of Palm Biodiesel. **Combustion Science and Technology**, New York, v. 184, p. 1093-1107, 2012.

CHONG, C. T.; HOCHGREB, S. Spray and combustion characteristics of biodiesel: Non-reacting and reacting. **International Biodeterioration & Biodegradation**, Barking, v. 102, p. 353-360, aug. 2015.

CLIMATE CHANGE 2014: SYNTHESIS REPORT. **Contribution of Working Groups I, II and III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change**, IPCC, Geneva, Switzerland, 151 p., 2014. Disponível em: <<http://www.ipcc.ch/report/ar5/>>. Acesso em: 10 Fevereiro 2016.

CLIMATE CHANGE: BASIC INFORMATION. **EPA United States Environmental Protection Agency**, 04 November 2015. Disponível em: <<http://www3.epa.gov/climatechange/basics>>. Acesso em: 10 Fevereiro 2016.

CORREA, S. M. A Review of NO_x Formation Under Gas-Turbine Combustion Conditions. **Combustion Science and Technology**, New York, v. 87, p. 329-362, 1992.

CORREIA RODRIGUES, H. R. **Spray Combustion in Moderate and Intense Low-Oxygen Conditions - An Experimental Study**. 2015. 182 p. Thesis - Technische Universiteit Delft, Delft, 2015.

COUTO, H. S.; LACAVA, P. T.; BASTOS, D. N.; PIMENTA, A. P. Experimental Evaluation of Low Pressure-Swirl Atomizer Applied Engineering Design Procedure. **Journal of Propulsion and Power**, New York, v. 25, p. 358-364, apr. 2009.

CRESCI, E.; MILANI, A.; WUENNING, J. G. Recent developments and applications of flameless oxidation. **International Flame Research Foundation**, Livorno, p. 01-07, 2012.

CUI, Y. J.; LIN, Q. Z. Realization of Flameless Combustion of Liquid Fuel. **Advanced Materials Research**, Switzerland, v. 512-515, p. 2088-2092, 2012.

DALLY, B. B.; KARPETIS, A. N.; BARLOW, R. S. Structure of Turbulent Non-Premixed Jet Flames in a Diluted Hot Coflow. **Proceedings of the Combustion Institute**, New York, v. 29, p. 1147-1154, 2002.

DEMIRBAS, A. **Biodiesel. A Realistic Fuel Alternative for Diesel Engines**. Trabzon, Turkey: Springer-Verlag, 2008. 208 p.

DERUDI, M.; ROTA, R. Experimental study of the mild combustion of liquid hydrocarbons. **Proceedings of the Combustion Institute**, New York, v. 33, 2011. pp. 3325-3332.

EL_HOSSAINI, M. K. Review of the New Combustion Technologies in Modern Gas Turbines. **Progress in Gas Turbine Performance**. [S.l.]: InTech, Cap. 6, p. 145-164, 2014.

FU, J.; TURN, S. Q.; TAKUSHI, B. M.; KAWAMATA, C. L. Storage and oxidation stabilities of biodiesel derived from waste cooking oil. **Fuel**, London, v. 267, p. 89-97, nov. 2015.

GÄRTNER, S. O.; REINHARDT, G. A. Environmental Implications of Biodiesel (Life-Cycle Assessment). In: KNOTHE, G.; GERPEN, J. V.; KRAHL, J. **The Biodiesel Handbook**. [S.l.]: AOCS Press, 2005. Cap. 08, p. 303.

GERRISH, H. C.; TESSMANN, A. M. **Relation of hydrogen and methane to carbon monoxide in exhaust gases from internal-combustion engines**. Report N° 476. Navy Building, Washington, D.C.: U.S. Government Printing Office. p. 01-16, 1934.

GLASSMAN, I.; YETTER, R. A. Environmental Combustion Considerations. In: GLASSMAN, I.; YETTER, R. A. **Combustion**. Fourth Edition. ed. [S.l.]: Elsevier Inc., 2008. Cap. 08, p. 409-494.

GUETHE, F.; GARCÍA, M. D. L. C.; BURDET, A. Flue Gas Recirculation in Gas Turbine: Investigation of Combustion Reactivity and NO_x Emission. **Proceedings of ASME Turbo Expo; Power for Land, Sea and Air**, Orlando, Florida, USA, p. 1-14, jun. 2009.

GUPTA, A. K.; BOLZ, S.; HASEGAWA, T. Effect of Air Preheat Temperature and Oxygen Concentration on Flame Structure and Emission. **Journal of Energy Resources Technology - Transactions of the ASME**, New York, v. 121, p. 209-216, sep. 1999.

HAN, D.; MUNGAL, M. G. Direct Measurement of Entrainment in Reacting/Nonreacting Turbulent Jets. **Combustion and Flame**, New York, v. 124, p. 370-386, 2001.

HASHIMOTO, N.; OZAWA, Y.; MORI, N.; YURI, I.; HISAMATSU, T. Fundamental combustion characteristics of palm methyl ester (PME) as alternative fuel for gas turbines. **Fuel**, London, v. 87, p. 3373-3378, jun. 2008.

HUANG, M.; ZHANG, Z.; SHAO, W.; XIONG, Y.; LIU, Y.; LEI, F.; XIAO, Y. Effect of air preheat temperature on the MILD combustion of syngas. **Energy Conversion and Management**, Oxford, v. 86, p. 356-364, 2014.

JENNY, P.; ROEKAERTS, D.; BEISHUIZEN, N. Modeling of turbulent dilute spray combustion - Review. **Progress in Energy and Combustion Science**, Oxford, v. 38, p. 846-887, jun. 2012.

KANDAKURE, M. T.; PATKAR, V. C.; PATWARDHAN, A. W. Characteristics of turbulent confined jets. **Chemical Engineering and Processing**, Lausanne, Suica, v. 47, p.1234-1245, 2008.

KHAVKIN, Y. I. **Theory and Practice of Swirl Atomizers**. [S.l.]: Taylor & Francis Books, 2004. 462 p.

KRUSE, S.; KERSCHGENS, B.; BERGER, L.; VAREA, E.; PITSCH, H. Experimental and numerical study of MILD combustion for gas turbine applications. **Applied Energy**, London, v. 148, p. 456-465, mar. 2015.

KULKARNI, M. G.; DALAI, A. K. Waste Cooking Oil - An Economical Source for Biodiesel: A Review. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, Washington, v. 45, p. 2901-2913, 2006.

LACAVA, P. T.; ARGACHOY, C. Difração de luz para determinação da distribuição de tamanho de gotas. In: LACAVA, P. T.; MARTINS, C. A. **Métodos Experimentais de Análise Aplicados à Combustão**. Primeira Edição. ed. [S.l.]: Papel Brasil, 2010. Cap. V, 314 p.

LEFEBVRE, A. H. **Atomization and Sprays**. International Series. ed. [S.l.]: Hemisphere Publishing Corporation, 1989. 421 p.

LEFEBVRE, A. H.; BALLAL, D. R. **Gas Turbine Combustion. Alternative Fuels and Emissions**. Third Edition. ed. [S.l.]: CRC Press; Taylor & Francis Group, 2010. Chapter 6, 221-285 p.

LI, P.; MI, J.; DALLY, B. B.; WANG, F.; WANG, L.; LIU, Z.; CHEN, S.; ZHENG, C. Progress and recent trend in MILD combustion. **Science China Technological Sciences**, v. 54, p. 255-269, feb. 2011.

MALVERN INSTRUMENTS LIMITED. Malvern - Material relationships. **Spraytech - Accurate particle sizing for aerosols and sprays**, 2016. ISSN MRK0690-03. Disponivel em: <www.malvern.com/patents>. Acesso em: 10 Fevereiro 2016.

MEDWELL, P. R.; KALT, P. A. M.; DALLY, B. B. Simultaneous imaging of OH, formaldehyde, and temperature of turbulent nonpremixed jet flames in a heated and diluted coflow. **Combustion and Flame**, New York, v. 148, p. 48-61, 2007.

MEDWELL, P. R.; KALT, P. A. M.; DALLY, B. B. Reaction Zone Weakening Effects under Hot and Diluted Oxidant Stream Conditions. **Combustion Science and Technology**, New York, v. 181, n. 7, p. 937-953, 2009.

MEHTA, P. S.; ANAND, K. Estimation of a Lower Heating Value of Vegetable Oil and Biodiesel Fuel. **Energy and Fuels**, Washington, v. 23, p. 3893-3898, 2009.

MILANI, A.; SAPONARO, A. Diluted Combustion Technologies. **IFRF Combustion Journal**, n. 200101, p. 2-32, feb. 2001.

MULLINGER, P.; JENKINS, B. **Industrial and Process Furnaces - Principles, Design and Operation**. First Edition. ed. [S.l.]: Institute of Chemical Engineers - Elsevier Ltd, 2008.

NIESSEN, W. R. **Combustion and Incineration Processes. Applications in Environmental Engineering**. Fourth Edition. ed. Andover: CRC Press Taylor & Francis Group, 2010. Chapter 6, 199-246 p.

OMER, K.; ASHGRIZ, N. Part III Atomizers and Spray Generators. In: ASHGRIZ, N. **Handbook of Atomization and Sprays; Theory and Applications**. [S.l.]: Springer, 2011. Cap. 24, p. 547-556.

ÖZDEMİR, İ. B.; PETERS, N. Characteristics of the reaction zone in a combustor operating at mild combustion. **Experiments in Fluids**, Berlin, v. 30, oct. 2001. pp. 683-695.

PAZ, P. E. **Substituição do diesel usado nos queimadores industriais por álcool combustível**. 2007. 234 f. Tese - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2007.

PLESSING, T.; PETERS, N.; WÜNNING, J. G. Laseroptical Investigation of Highly Preheated Combustion with Strong Exhaust Gas Recirculation. **Twenty-Seventh Symposium (International) on Combustion**, p. 3197-3204, 1998.

RAO, A. G.; LEVY, Y. A New Combustion Methodology for Low Emission Gas Turbine Engines. **HiTACG Conference, 8th**, Poznan, 5-8 jul. 2010.

REDDY, V. M.; KUMAR, S. Development of high intensity low emission combustor for achieving flameless combustion of liquid fuels. **Propulsion and Power Research**, New York, v. 2, n. 2, p. 139-147, 2013.

REDDY, V. M.; BISWAS, P.; GARG, P.; KUMAR, S. Combustion characteristics of biodiesel in high recirculation conditions. **Fuel Processing Technology**, Amsterdam, v. 118, p. 310-317, 2014.

REDDY, V. M.; SAWANT, D.; TRIVEDI, D.; KUMAR, S. Studies on a liquid fuel based two stage flameless combustor. **Proceedings of the Combustion Institute**, New York, v. 34, p. 3319-3326, 2013.

RESOLUÇÃO CONAMA Nº 382/2006. **CONAMA Conselho Nacional do Meio Ambiente**, p. 131-137, Seção 1, 26 Dezembro 2006. ISSN 02000.000921/2002-78. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/port/conama>>. Acesso em: 10 Fevereiro 2016. Complementada pela Resolução nº 436 de 2011.

RODRIGUES, H. C.; TUMMERS, M. J.; VAN VEEN, E. H.; ROEKAERTS, D. J.E.M. Effects of coflow temperature and composition on ethanol spray flames in hot-diluted coflow. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, Guildford, v. 51, p. 309-323, 2015a.

RODRIGUES, H. C.; TUMMERS, M. J.; VAN VEEN, E. H.; ROEKAERTS, D. J.E.M. Spray flame struture in conventional and hot-diluted combustion regime. **Combustion and Flame**, New York, v. 162, p. 759-773, 2015b.

ROTTIER, C.; LACOUR, C.; GODARD, G.; TAUPIN, B.; PORCHERON, L.; HAUGUEL, R.; CARPENTIER, S.; BOUKHALFA, A. M.; HONORÉ, D. On the Effect of Air Temperature on Mild Flameless Combustion Regime of High Temperature Furnace. **Proceedings of the European Combustion Meeting**, p. 01-06, 2009.

SADANANDAN, R.; LÜCKERATH, R.; MEIER, W.; WAHL, C. Flame Characteristics and Emissions in Flameless Combustion Under Gas Turbine Relevant Conditions. **Journal of Propulsion and Power**, New York, v. 27, n. 5, p. 970-980, oct. 2011.

SUNAVALA, P. D.; HULSE, C.; THRING, M. W. Mixing and Combustion in Free and Enclosed Turbulent Jet Diffusion Flames. **Combustion and Flame**, New York, v.1, n. 2, p. 179-193, jun. 1957.

LACAVA, P. T. **Investigação experimental do enriquecimento do ar na incineração de resíduos aquosos**. 2000. 325 f. Tese - Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2000.

THRING, M. W.; NEWBY, M. P. Combustion length of enclosed turbulent jet flames. **Fourth Symposium (International) on Combustion**, v. 4, n. 1, p. 789-796, 1953.

TORRESI, M.; CAMPOREALE, S. M.; FORTUNATO, B.; RANALDO, S.; MINCUZZI, M.; SAPONARO, A. Diluted combustion in a aerodynamically staged swirled burner fueled by diesel oil. **Processes and Technologies for a Sustainable Energy**, Ischia, p. 01-08, jun. 2010.

TSUJI, H.; GUPTA, A. K.; HASEGAWA, T.; KATSUKI, M.; KISHIMOTO, K.; MORITA, M. **High Temperature Air Combustion; From Energy Conservation to Pollution Reduction**. [S.l.]: CRC Press LLC, 2003.

URNS, S. R. **An Introduction to Combustion: Concepts and Applications**. Second Edition. ed. [S.l.]: McGraw-Hill Higher Education, 2000. 676 p.

UNDERSTANDING GLOBAL WARMING POTENTIALS. **EPA United States Environmental Protection Agency**, 11 December 2015. Disponível em: <<http://www3.epa.gov/climatechange/ghgemissions/sources.html>>. Acesso em: 10 Fevereiro 2016.

VERÍSSIMO, A. S.; ROCHA, A. M. A.; COSTA, M. Operational, Combustion, and Emission Characteristics of a Small-Scale Combustor. **Energy and Fuels**, Washington, v. 25, p. 2469-2480, may 2011.

VERÍSSIMO, A. S.; ROCHA, A. M. A.; COSTA, M. Importance of the inlet air velocity on the establishment of flameless combustion in a laboratory combustor. **Experimental Thermal and Fluid Science**, New York, v. 44, p. 75-81, 2013.

WANG, X. F.; LEFEBVRE, A. H. Mean Drop Sizes from Pressure-Swirl Nozzles. **Journal of Propulsion and Power**, New York, v. 3, n. 1, p. 11-18, feb. 1987.

WARNATZ, J.; MAAS, U.; DIBBLE, R. W. **Combustion. Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation**. Fourth Edition. ed. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2006. 378 p.

WEBER, R.; SMART, J. P.; KAMP, W. V. On the (MILD) combustion of gaseous, liquid, and solid fuels in high temperature preheated air. **Proceedings of the Combustion Institute**, New York, v. 30, p. 2623-2629, 2005.

WU, S.-R.; CHANG, W.-C.; CHIAO, J. Low NO_x heavy fuel oil combustion with high temperature air. **Fuel**, London, v. 86, p. 820-828, 2007.

WÜNNING, J. A.; WÜNNING, J. G. Flameless oxidation to reduce thermal NO-formation. **Progress in Energy and Combustion Science**, Oxford, v. 23, p. 81-94, 1997.

WÜNNING, J. G.; MILANI, A. (Eds.). **Handbook of Burner Technology for Industrial Furnaces; Fundamentals, Burner and Applications**. Heat Processing. ed. Huyssenallee: Vulkan-Verlag GmbH, 2009.

YAAKOB, Z.; MOHAMMAD, M.; ALHERBAWI, M.; ALAM, Z.; SOPIAN, K. Overview of the production of biodiesel from Waste cooking oil. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Oxford, v. 18, p. 184-193, 2013.

YE, J.; MEDWELL, P. R.; VAREA, E.; KRUSE, S.; DALLY, B. B.; PITSCH, H. G. An experimental study on MILD combustion of prevaporised liquid fuels. **Applied Energy**, London, v. 151, p. 93-101, 2015.

ANEXO – CERTIFICAÇÃO DE QUALIDADE BIO BRÁS DIESEL LTDA

Descrição do Biodiesel: **Rota:** metílica **oleaginosa:** óleo reciclado de fritura

Informações sobre a amostra: Lote 946- PROCESSO BIOSSÔNICO **Amostra:** 5 litros.

Tabela A. 1 - Características físicas e químicas do biodiesel

CARACTERÍSTICA	UNIDADE	LIMITE	MÉTODO	RESULTADO
Aspecto	-	LII (1)	Visual	LII
Massa específica a 20°C	Kg/m ³	Anotar (2)	NBR 7148	880,8
Viscosidade cinemática a 40°C	mm ² /s	Anotar (3)	ASTM D 45	4,62
Águas e sedimentos, Max. (4)	% volume	0,050	ASTM D 2709	0,01
Ponto de fulgor, min.	°C	100,0	ASTM D 93	156
Destilação a 90% vol. recuperados, Max.	°C	360(5)	ASTM D 1160	359,56
Resíduo de carbono dos 100% destilados, Max.	% massa	0,10	ASTM D 189	0,01
Cinzas sulfatadas, Max.	% massa	0,020	ASTM D 874	0,006
Sódio + Potássio, Max.	mg/kg	10	EN 14108	8,32
Corrosividade ao cobre, 3h a 50°C, Max.	-	1	ASTM D 130	1
Índice de acidez, Max.	mg KOH/g	0,80	ASTM D 664-06	0,31
Glicerina livre, Max.	% massa	0,02	ASTM D 6584	0,02
Glicerina total, Max.	% massa	0,38	ASTM D 6584	0,35
Ponto de entupimento de filtro a frio;	°C	-	ASTM D 6371	- 5
Metanol ou etanol, max.	% massa	0,5	EN 14110	0,05
Estabilidade a oxidação a 110°C;	h	6(*)	EN 14112	6,0

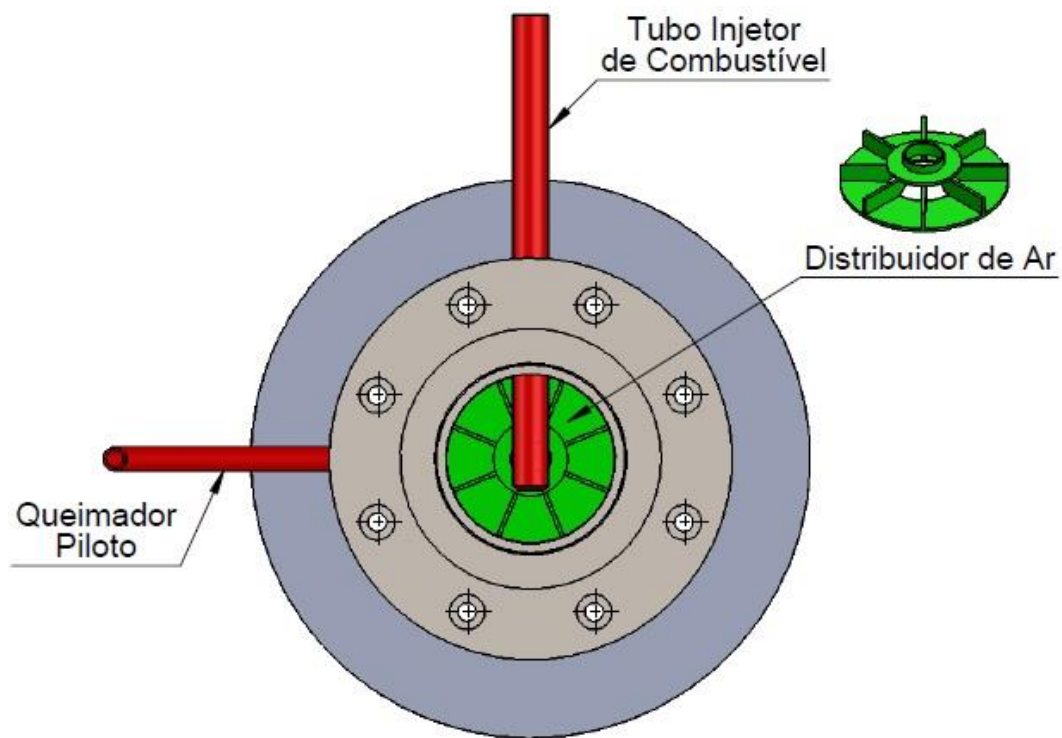
* Valor mínimo

Nota:

- (1) LII – Límpido e isento de impurezas.
- (2) A mistura óleo diesel/biodiesel utilizada deverá obedecer aos limites estabelecidos para massa específica a 20° constantes da especificação vigente da ANP de óleo diesel automotivo.
- (3) A mistura óleo diesel/biodiesel utilizada deverá obedecer aos limites estabelecidos para viscosidade a 40° constantes da especificação vigente da ANP de óleo diesel automotivo.
- (4) Temperatura equivalente na pressão atmosférica.
- (5) A mistura óleo diesel/biodiesel utilizada deverá obedecer aos limites estabelecidos para ponto de entupimento de filtro a frio constantes da especificação vigente da ANP de óleo diesel automotivo.
- (6) Os resultados acima se referem somente a este lote.

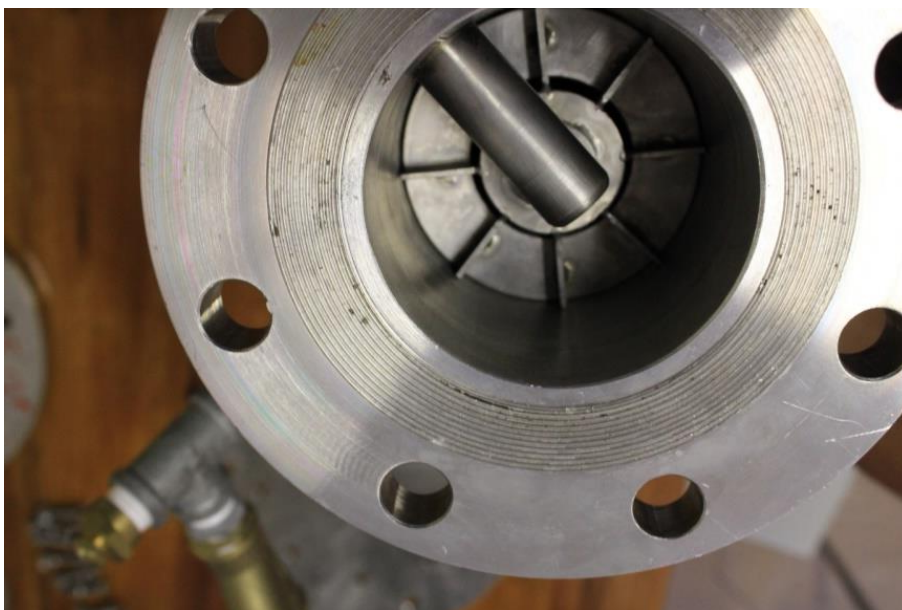
APÊNDICE A – IMAGENS ADICIONAIS DO SISTEMA E DOS PERIFÉRICOS

Figura A. 1 - Desenho da vista superior



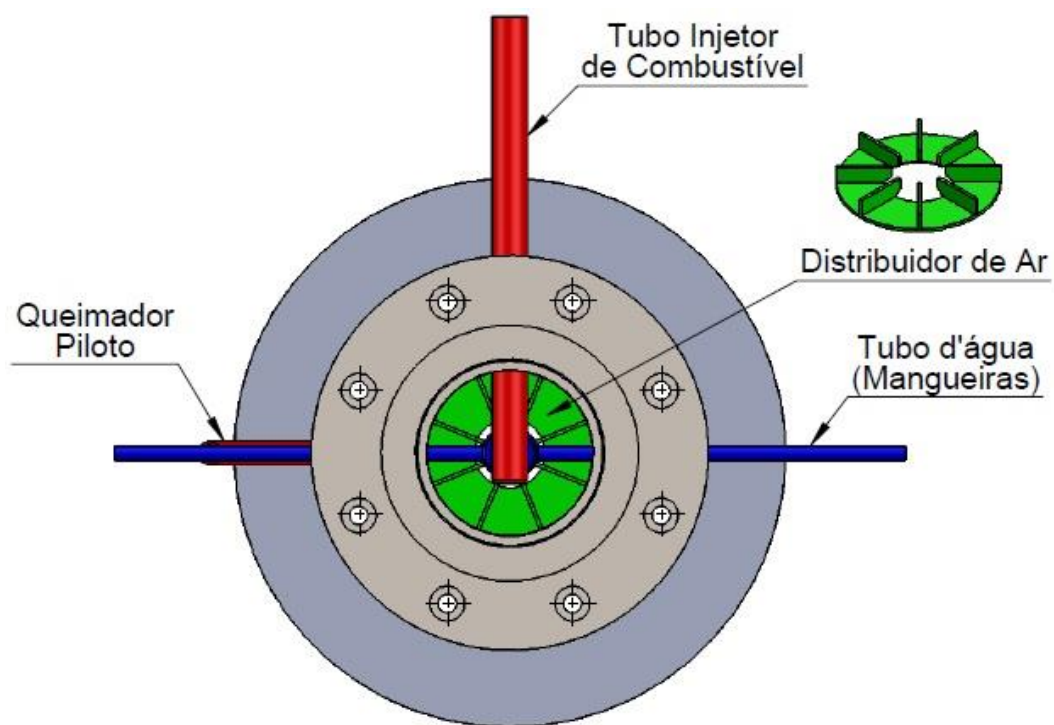
Fonte: Próprio Autor

Figura A. 2 - Vista superior



Fonte: Próprio Autor

Figura A. 3 - Desenho da vista superior após a inclusão da camisa d'água



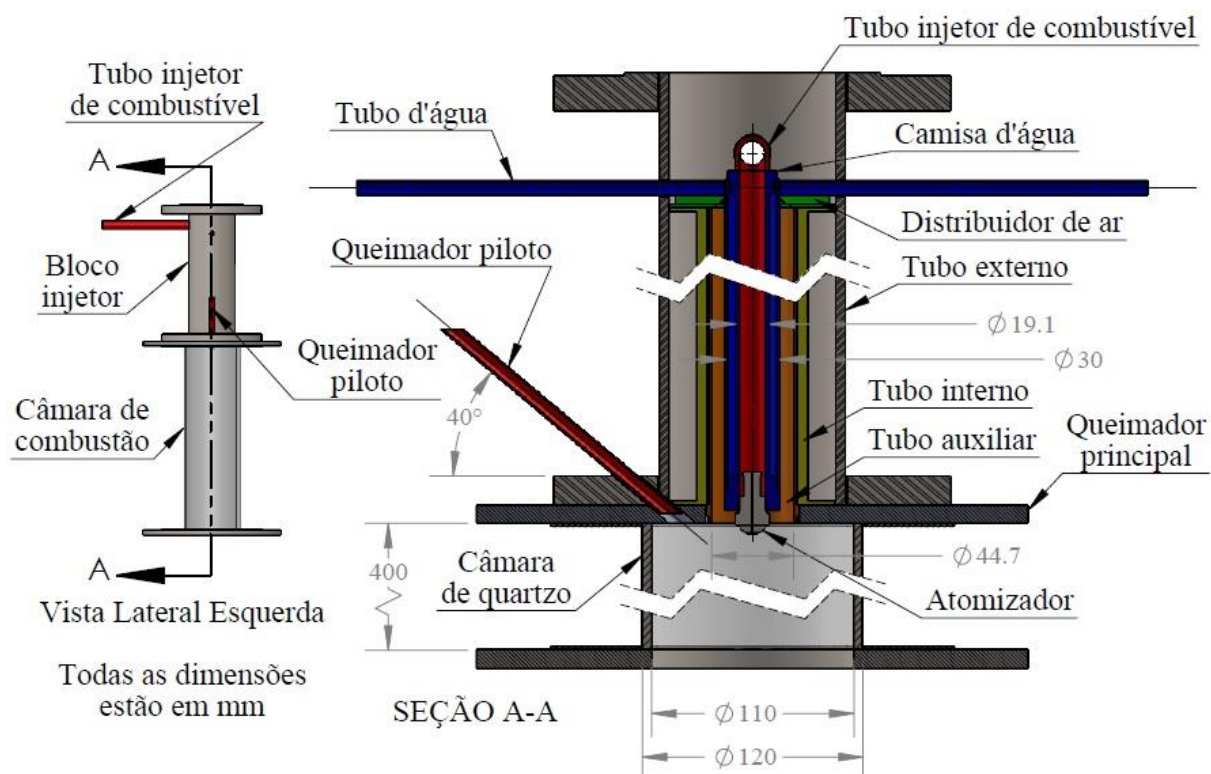
Fonte: Próprio Autor

Figura A. 4 - Vista superior após a inclusão da camisa d'água



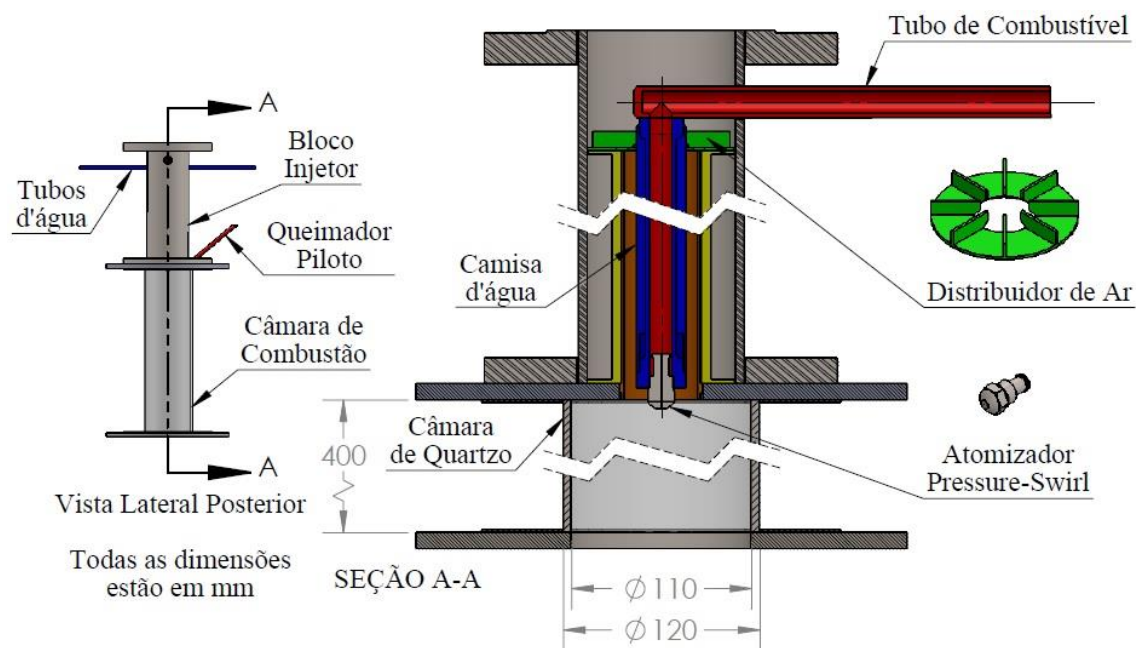
Fonte: Próprio Autor

Figura A. 5 - Seção de corte A-A da vista lateral esquerda do sistema após a inclusão da camisa d'água



Fonte: Próprio Autor

Figura A. 6 - Seção de corte A-A da vista lateral posterior do sistema após a inclusão da camisa d'água



Fonte: Próprio Autor

Figura A. 7 - Detalhes do queimador principal e do queimador piloto



Fonte: Próprio Autor

Figura A. 8 - Visualização dos componentes do sistema



Fonte: Próprio Autor

Figura A. 9 - Medidores de vazão mássica (ou rotâmetros convencionais)



Fonte: Próprio Autor

Figura A. 10 - Bomba de engrenagens



Fonte: Próprio Autor

Figura A. 11 - Painel de controle dos periféricos



Fonte: Próprio Autor

Figura A. 12 - Rotâmetro digital para medir a vazão de biodiesel no atomizador



Fonte: Próprio Autor

Figura A. 13 - Posição do termopar do tipo K na parede da câmara



Fonte: Próprio Autor

Figura A. 14 - Linha de exaustão da câmara



Fonte: Próprio Autor

Figura A. 15 - Posição da sonda de amostragem de gases



Fonte: Próprio Autor

A Tabela A.2 indica as medidas de temperatura do biodiesel, da parede da câmara de quartzo, de entrada e saída do pré-aquecedor de ar com as respectivas condições nas quais os experimentos foram realizados. É importante informar que o termopar usado para medir a temperatura do biodiesel esteve em contato com a parede do tubo (extremidade de entrada), cuja face posterior esteve sujeita ao escoamento do ar pré-aquecido.

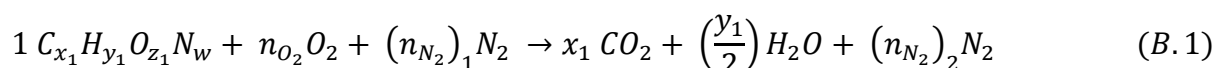
Tabela A. 2 - Dados experimentais das medidas de temperatura obtidos em laboratório

Exp.	λ	T_{ar} (°C)	Temperatura (°C)			
			Biodiesel	Parede	Pré-Aquecedor	
					Saída	Entrada
1	2,2	300	116	897	268	37
2	2,4	300	119	891	268	37
3	2,6	300	123	892	265	38
4	2,7	300	132	910	264	38
5	1,8	400	149	1029	367	42
6	2,3	400	147	1024	362	40
7	2,6	400	149	997	362	39
8	3,0	400	151	965	360	39
9	2,0	500	168	1040	458	41
10	2,1	500	174	990	454	41
11	2,6	500	177	974	449	40
12	1,8	600	174	1010	506	44
13	2,3	600	184	1024	506	42
14	2,5	600	185	996	503	41
15	2,8	600	183	973	501	40
16	3,2	600	179	960	500	38

APÊNDICE B – EQUAÇÕES PARA A ANÁLISE DE GASES DE COMBUSTÃO

Neste apêndice, serão desenvolvidas as equações de balanço de massa para reações de combustão de um mol de combustível de composição elementar $C_{x_1}H_{y_1}O_{z_1}N_w$, a fim de determinar o coeficiente de excesso de ar (λ) correspondente às medidas experimentais coletadas dos analisadores de gases.

Reação de Combustão Completa na Proporção Estequiométrica



Fazendo o balanço por elementos,

$$O: \quad 1 * z_1 + 2 * n_{O_2} = 2 * x_1 + 1 * \frac{y_1}{2} \quad \rightarrow \quad n_{O_2} = \frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \quad (B.2)$$

$$N: \quad 1 * w + 2 * (n_{N_2})_1 = 2 * (n_{N_2})_2 \quad (B.3)$$

No ar atmosférico ao nível do mar, a quantidade de oxigênio é $0,21 * n_{ar}$, enquanto que a de nitrogênio gasoso, $0,79 * n_{ar}$. Desse modo, a quantidade relativa de O_2 e N_2 presente no ar atmosférico é de:

$$\frac{(n_{N_2})_1}{n_{O_2}} = \frac{0,79 * n_{ar}}{0,21 * n_{ar}} \quad \rightarrow \quad \frac{(n_{N_2})_1}{n_{O_2}} = \frac{79}{21} \quad \rightarrow \quad (n_{N_2})_1 = \frac{79}{21} * n_{O_2} \quad (B.4)$$

Isso significa que para cada 1 mol de O_2 , existem 79/21 mols de N_2 .

Substituindo a equação B.2 na B.4,

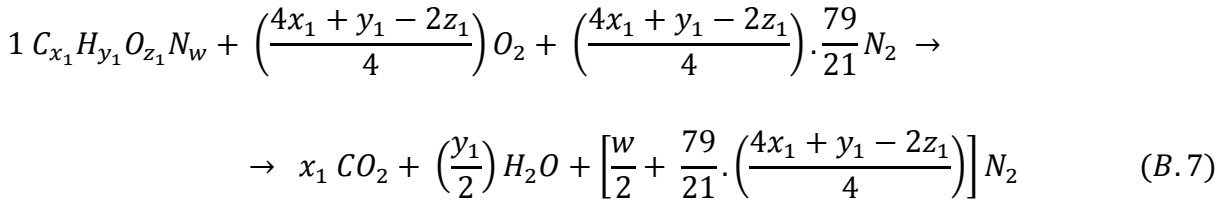
$$(n_{N_2})_1 = \frac{79}{21} * \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \quad (B.5)$$

Substituindo a equação B.5 na B.3,

$$(n_{N_2})_2 = \frac{w}{2} + \frac{79}{21} * \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \quad (B.6)$$

Reescrevendo a equação química B.1,

Reação de Combustão Completa na Proporção Estequiométrica



Sabemos, agora, a quantidade estequiométrica de ar necessária para a combustão completa de um mol de combustível,

$$\begin{aligned}
 (n_{ar})_{esteq.} = n_{O_2} + n_{N_2} &\rightarrow (n_{ar})_{esteq.} = \frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} + \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot \frac{79}{21} \\
 (n_{ar})_{esteq.} = \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot \left(1 + \frac{79}{21} \right) &\rightarrow (n_{ar})_{esteq.} = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \quad (B.8)
 \end{aligned}$$

A quantidade adicional de ar em relação à quantidade estequiométrica é vista como um percentual de ar em excesso, dado pela expressão em número de mols de ar:

$$\% \text{ Excesso} = \frac{(n_{ar})_{real} - (n_{ar})_{esteq.}}{(n_{ar})_{esteq.}} \cdot 100 \quad (B.9)$$

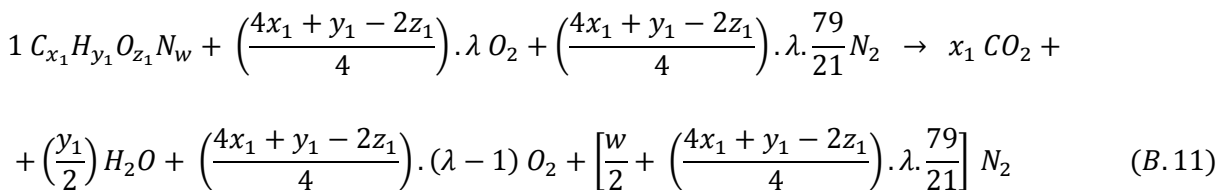
O excesso de ar normalizado, representado pelo parâmetro λ , é definido como:

$$\lambda = 1 + \frac{\% \text{ Excesso}}{100} \rightarrow \lambda \geq 1,0$$

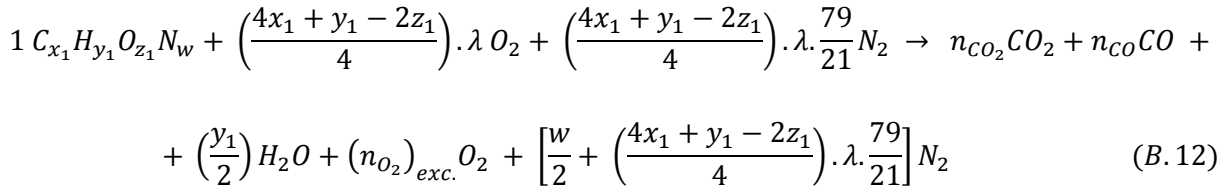
Da equação B.3,

$$\begin{aligned}
 \frac{\% \text{ Excesso}}{100} = \frac{(n_{ar})_{real}}{(n_{ar})_{esteq.}} - 1 &\rightarrow \frac{(n_{ar})_{real}}{(n_{ar})_{esteq.}} = 1 + \frac{\% \text{ Excesso}}{100} \\
 \lambda = \frac{(n_{ar})_{real}}{(n_{ar})_{esteq.}} &\quad (B.10) \rightarrow (n_{ar})_{real} = \lambda \cdot (n_{ar})_{esteq.}
 \end{aligned}$$

Reação de Combustão Completa com Excesso de Ar Normalizado



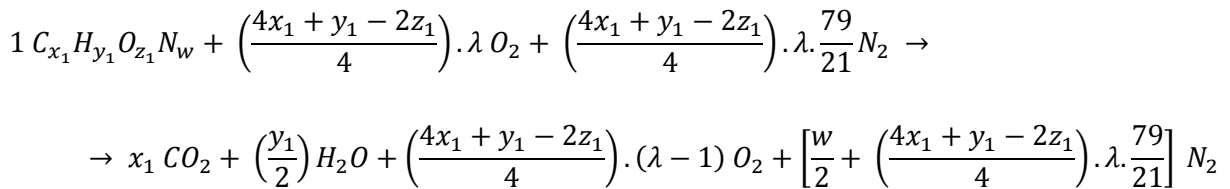
Reação de Combustão Incompleta com Excesso de Ar Normalizado



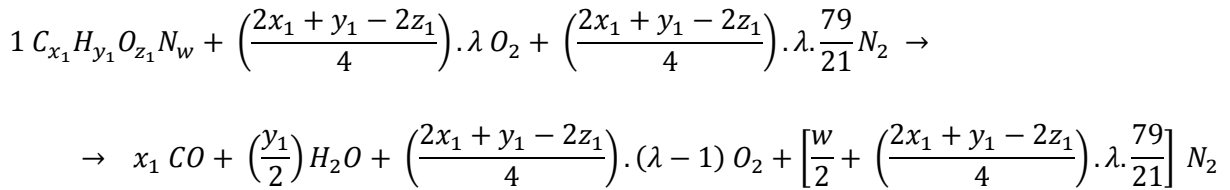
Fazendo o balanço por elementos,

$$C: \quad 1 * x_1 = 1 * n_{CO_2} + 1 * n_{CO} \quad \rightarrow \quad n_{CO_2} + n_{CO} = 1 \quad (B.13)$$

Admite-se a ocorrência de duas reações de combustão:



e



Na prática, a quantidade de CO formada na combustão de 1 mol do combustível com excesso de ar é pequena, quando comparada com a quantidade de CO_2 . Indicando com a letra k a razão entre o número de reações que resultam na formação de CO e o número de reações que resultam na formação de CO_2 , pode-se escrever que:

$$\frac{n_{CO}}{n_{CO_2}} = k \quad \rightarrow \quad n_{CO} = k \cdot n_{CO_2} \quad \leftrightarrow \quad X_{CO} = k \cdot X_{CO_2} \quad (B.14)$$

Substituindo a equação B.14 na B.13,

$$n_{CO_2} + k \cdot n_{CO_2} = x_1 \quad \rightarrow \quad n_{CO_2} = \left(\frac{1}{1+k} \right) \cdot x_1 \quad (B.15)$$

Substituindo a equação B.15 na B.14,

$$n_{CO} = \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot x_1 \quad (B.16)$$

Balço por elemento,

$$O: 1 * z_1 + 2 * \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot \lambda = 2 * \left(\frac{1}{1+k} \right) \cdot x_1 + 1 * \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot x_1 + 1 * \frac{y_1}{2} + 2 * (n_{O_2})_{exc}.$$

$$4 \cdot \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot \lambda + 2z_1 - y_1 - \left(\frac{2x_1}{1+k} \right) \cdot (2+k) = 4 \cdot (n_{O_2})_{exc}.$$

Modificando o lado esquerdo da equação,

$$4 \cdot \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot \lambda + 4x_1 - 4x_1 + 2z_1 - y_1 - \left(\frac{2x_1}{1+k} \right) \cdot (2+k) = 4 \cdot (n_{O_2})_{exc}.$$

$$4 \cdot \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot \lambda - (4x_1 + y_1 - 2z_1) + \frac{4x_1 \cdot (1+k) - 2x_1 \cdot (2+k)}{(1+k)} = 4 \cdot (n_{O_2})_{exc}.$$

Simplificando a equação,

$$(n_{O_2})_{exc} = \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot (\lambda - 1) + \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \frac{x_1}{2} \quad (B.17)$$

Outro procedimento usado para calcular $(n_{O_2})_{exc}$ mais facilmente consiste em entender que $k/(1+k)$ reações de combustão ocorrem, resultando na formação de CO , enquanto que $1/(1+k)$ reações de combustão resultam na formação de CO_2 . Equacionando com base no balanço de O_2 entre os reagentes e os produtos,

$$\overbrace{\frac{z_1}{2} + \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot \lambda}^{\text{Reagentes}} = \overbrace{\left(\frac{1}{1+k} \right) \cdot x_1 + \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \frac{x_1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{y_1}{2} \right) + (n_{O_2})_{exc}}^{\text{Produtos}}.$$

Modificando o lado direito da equação,

$$\frac{z_1}{2} + \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot \lambda = \overbrace{\left(\frac{1}{1+k} \right) \cdot x_1 + \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \frac{x_1}{2} + \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \frac{x_1}{2}}^{x_1} - \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \frac{x_1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{y_1}{2} \right) + (n_{O_2})_{exc}.$$

Desenvolvendo a equação:

$$(n_{O_2})_{exc} = \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot \lambda - x_1 - \frac{y_1}{4} + \frac{z_1}{2} + \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \frac{x_1}{2}$$

$$(n_{O_2})_{exc.} = \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot \lambda - \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) + \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \frac{x_1}{2}$$

$$(n_{O_2})_{exc.} = \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot (\lambda - 1) + \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \frac{x_1}{2}$$

A quantidade de matéria dos gases de combustão em base seca é a soma do número de mols de cada espécie química com exceção da água (que é removida por condensação e secagem das amostras, antes de serem destinadas aos analisadores de gases).

$$n_{GC} = \frac{x_1}{1+k} + \frac{k \cdot x_1}{1+k} + \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot (\lambda - 1) + \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \frac{x_1}{2} + \frac{w}{2} + \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot \lambda \cdot \frac{79}{21}$$

$$n_{GC} = x_1 + \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot (\lambda - 1) + \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \frac{x_1}{2} + \frac{w}{2} + \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot \lambda \cdot \frac{79}{21}$$

Portanto, para a reação de combustão incompleta com excesso de ar normalizado (λ), as frações molares X_i 's (ou volumétricas) dos gases de combustão, em base seca, podem ser escritas como:

$$X_{CO_2} = \frac{\left(\frac{1}{1+k} \right) \cdot x_1}{x_1 + \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot (\lambda - 1) + \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \frac{x_1}{2} + \frac{w}{2} + \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot \lambda \cdot \frac{79}{21}} \quad (B.18)$$

$$X_{CO} = \frac{\left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot x_1}{x_1 + \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot (\lambda - 1) + \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \frac{x_1}{2} + \frac{w}{2} + \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot \lambda \cdot \frac{79}{21}} \quad (B.19)$$

$$X_{O_2} = \frac{\left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot (\lambda - 1) + \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \frac{x_1}{2}}{x_1 + \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot (\lambda - 1) + \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \frac{x_1}{2} + \frac{w}{2} + \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot \lambda \cdot \frac{79}{21}} \quad (B.20)$$

$$X_{N_2} = \frac{\frac{w}{2} + \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot \lambda \cdot \frac{79}{21}}{x_1 + \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot (\lambda - 1) + \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \frac{x_1}{2} + \frac{w}{2} + \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot \lambda \cdot \frac{79}{21}} \quad (B.21)$$

Simplificando a equação B.20 para a fração molar do O_2 nos gases de combustão,

$$X_{O_2} = \frac{\left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot (\lambda - 1) + \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \frac{x_1}{2}}{x_1 + \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot (\lambda - 1) + \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \frac{x_1}{2} + \frac{w}{2} + \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot \lambda \cdot \frac{79}{21}}$$

$$X_{O_2} = \frac{\left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4}\right) \cdot (\lambda - 1) + \left(\frac{k}{1+k}\right) \cdot \frac{x_1}{2}}{\left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4}\right) \cdot \left(1 + \frac{79}{21}\right) \cdot \lambda - \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4}\right) + x_1 + \frac{w}{2} + \left(\frac{k}{1+k}\right) \cdot \frac{x_1}{2}}$$

$$X_{O_2} = \frac{\left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4}\right) \cdot (\lambda - 1) + \left(\frac{k}{1+k}\right) \cdot \frac{x_1}{2}}{\left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4}\right) \cdot \left(\frac{\lambda}{0,21} - 1\right) + \frac{4x_1 + 2w}{4} + \left(\frac{k}{1+k}\right) \cdot \frac{x_1}{2}}$$

Trabalhando a expressão anterior com etapas sucessivas de fatoração,

$$X_{O_2} = \frac{\left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4}\right) \cdot (\lambda - 1)}{\left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4}\right) \cdot \left(\frac{\lambda}{0,21} - 1\right) + \frac{4x_1 + 2w}{4} + \left(\frac{k}{1+k}\right) \cdot \frac{x_1}{2}} +$$

$$+ \frac{1}{2} \cdot \frac{\left(\frac{k}{1+k}\right) \cdot x_1}{\left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4}\right) \cdot \left(\frac{\lambda}{0,21} - 1\right) + \frac{4x_1 + 2w}{4} + \left(\frac{k}{1+k}\right) \cdot \frac{x_1}{2}}$$

Dividindo a primeira parcela pelo fator $\left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4}\right)$ no numerador e no denominador,

$$X_{O_2} - \frac{1}{2} \cdot X_{Co} = \frac{\lambda - 1}{\left(\frac{\lambda}{0,21} - 1\right) + \frac{4x_1 + 2w}{4x_1 + y_1 - 2z_1} + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{k}{1+k}\right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1}\right)}$$

$$X_{O_2} - \frac{1}{2} \cdot X_{Co} = \frac{\lambda - 1}{\frac{\lambda}{0,21} + \left(\frac{4x_1 + 2w}{4x_1 + y_1 - 2z_1}\right) - 1 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{k}{1+k}\right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1}\right)}$$

$$X_{O_2} - \frac{1}{2} \cdot X_{Co} = \frac{\lambda - 1}{\frac{\lambda}{0,21} + \frac{4x_1 + 2w - 4x_1 - y_1 + 2z_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1} + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{k}{1+k}\right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1}\right)}$$

Trabalhando a expressão matemática,

$$\left(X_{O_2} - \frac{1}{2} \cdot X_{Co}\right) \cdot \frac{\lambda}{0,21} + \left(\frac{2w - y_1 + 2z_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1}\right) \cdot \left(X_{O_2} - \frac{1}{2} \cdot X_{Co}\right) +$$

$$+ \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{k}{1+k}\right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1}\right) \cdot \left(X_{O_2} - \frac{1}{2} \cdot X_{Co}\right) = \lambda - 1$$

Modificando a equação,

$$1 - \left(\frac{y_1 - 2z_1 - 2w}{4x_1 + y_1 - 2z_1} \right) \cdot \left(X_{O_2} - \frac{1}{2} \cdot X_{CO} \right) + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1} \right) \cdot \left(X_{O_2} - \frac{1}{2} \cdot X_{CO} \right) =$$

$$= \lambda \cdot \left[1 - \frac{\left(X_{O_2} - \frac{1}{2} \cdot X_{CO} \right)}{0,21} \right]$$

Desenvolvendo a equação,

$$\lambda = \frac{0,21 - 0,21 \cdot \left(X_{O_2} - \frac{1}{2} \cdot X_{CO} \right) \cdot \left[\left(\frac{y_1 - 2z_1 - 2w}{4x_1 + y_1 - 2z_1} \right) - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1} \right) \right]}{0,21 - \left(X_{O_2} - \frac{1}{2} \cdot X_{CO} \right)}$$

onde

$$c_1 = 0,21 \cdot \left[\left(\frac{y_1 - 2z_1 - 2w}{4x_1 + y_1 - 2z_1} \right) - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1} \right) \right] \quad (B.22)$$

$$c_1 = 0,21 \cdot \left[\frac{\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{y_1}{2} \right) - \frac{z_1}{2} - \frac{w}{2}}{\left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right)} - \frac{\left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \frac{x_1}{2}}{\left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right)} \right]$$

$$\therefore \lambda = \frac{0,21 - c_1 \cdot \left(X_{O_2} - \frac{1}{2} \cdot X_{CO} \right)}{0,21 - \left(X_{O_2} - \frac{1}{2} \cdot X_{CO} \right)} \quad (B.23)$$

Simplificando a equação B.18 para a fração molar do CO_2 nos gases de combustão,

$$X_{CO_2} = \frac{\left(\frac{1}{1+k} \right) \cdot x_1}{x_1 + \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot (\lambda - 1) + \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \frac{x_1}{2} + \frac{w}{2} + \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot \lambda \cdot \frac{79}{21}}$$

$$X_{CO_2} = \frac{\left(\frac{1}{1+k} \right) \cdot x_1}{\left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot \left(\frac{\lambda}{0,21} - 1 \right) + \frac{4x_1 + 2w}{4} + \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \frac{x_1}{2}}$$

Dividindo ambos o numerador e o denominador no lado direito da equação por $\left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right)$,

$$X_{CO_2} = \frac{\left(\frac{1}{1+k} \right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1} \right)}{\frac{\lambda}{0,21} + \left(\frac{4x_1 + 2w}{4x_1 + y_1 - 2z_1} \right) - 1 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1} \right)}$$

$$X_{CO_2} = \frac{\left(\frac{1}{1+k}\right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1}\right)}{\frac{\lambda}{0,21} + \left(\frac{4x_1 + 2w - 4x_1 - y_1 + 2z_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1}\right) + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{k}{1+k}\right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1}\right)}$$

$$X_{CO_2} = \frac{\left(\frac{1}{1+k}\right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1}\right)}{\frac{\lambda}{0,21} - \left(\frac{y_1 - 2w - 2z_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1}\right) + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{k}{1+k}\right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1}\right)}$$

Desenvolvendo a equação,

$$\begin{aligned} \frac{\lambda}{0,21} \cdot X_{CO_2} - \frac{0,21}{0,21} \cdot X_{CO_2} \cdot \left[\left(\frac{y_1 - 2w - 2z_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1} \right) - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1} \right) \right] = \\ = \left(\frac{1}{1+k} \right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1} \right) \end{aligned}$$

Sabendo que:

$$c_1 = 0,21 \cdot \left[\left(\frac{y_1 - 2z_1 - 2w}{4x_1 + y_1 - 2z_1} \right) - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1} \right) \right]$$

Substituindo o agrupamento de parâmetros por um único parâmetro c_1 ,

$$\frac{\lambda}{0,21} \cdot X_{CO_2} - \frac{c_1}{0,21} \cdot X_{CO_2} = \left(\frac{1}{1+k} \right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1} \right)$$

Isolando o parâmetro λ na equação anterior,

$$\lambda = c_1 + 0,21 \cdot \left(\frac{1}{1+k} \right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1} \right) \cdot \frac{1}{X_{CO_2}}$$

$$c_2 = \frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1} \quad (B.24)$$

$$\therefore \lambda = c_1 + 0,21 \cdot \left(\frac{1}{1+k} \right) \cdot \frac{c_2}{X_{CO_2}} \quad (B.25)$$

Dividindo a equação B.20 pela B.18,

$$\frac{X_{O_2}}{X_{CO_2}} = \frac{\left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot (\lambda - 1) + \left(\frac{k}{1+k} \right) \cdot \frac{x_1}{2}}{\left(\frac{1}{1+k} \right) \cdot x_1}$$

Desenvolvendo a equação,

$$\frac{X_{O_2}}{X_{CO_2}} = \frac{\lambda - 1}{\left(\frac{1}{1+k}\right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1}\right)} + \frac{k}{2}$$

$$\frac{X_{O_2}}{X_{CO_2}} = \frac{\lambda}{\left(\frac{1}{1+k}\right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1}\right)} + \frac{k}{2} - \frac{1}{\left(\frac{1}{1+k}\right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1}\right)}$$

$$\frac{X_{O_2}}{X_{CO_2}} = \frac{\lambda}{\left(\frac{1}{1+k}\right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1}\right)} + \frac{\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{k}{1+k}\right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1}\right) - 1}{\left(\frac{1}{1+k}\right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1}\right)}$$

$$\frac{X_{O_2}}{X_{CO_2}} = \frac{\lambda + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{k}{1+k}\right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1}\right) - 1}{\left(\frac{1}{1+k}\right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1}\right)}$$

$$\lambda = 1 + \left(\frac{1}{1+k}\right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1}\right) \cdot \frac{X_{O_2}}{X_{CO_2}} - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{k}{1+k}\right) \cdot \left(\frac{4x_1}{4x_1 + y_1 - 2z_1}\right)$$

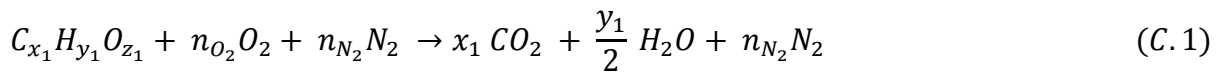
$$\lambda = 1 + \frac{\left(\frac{1}{1+k}\right) \cdot x_1}{\left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4}\right)} \cdot \frac{X_{O_2}}{X_{CO_2}} - \frac{\left(\frac{k}{1+k}\right) \cdot \frac{x_1}{2}}{\left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4}\right)}$$

$$\therefore \quad \lambda = 1 + \left(\frac{1}{1+k}\right) \cdot c_2 \cdot \frac{X_{O_2}}{X_{CO_2}} - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{k}{1+k}\right) \cdot c_2 \quad (B.26)$$

APÊNDICE C – DETERMINAÇÃO DA COMPOSIÇÃO MÉDIA DO BIODIESEL

O apêndice C é uma descrição do procedimento usado para determinar a composição elementar média do biodiesel a partir de um conjunto de dados das emissões gasosas em base seca que foram obtidos dos analisadores. O procedimento pode ser usado para determinar a composição de outros combustíveis, como hidrocarbonetos, álcoois, ésteres, cetonas, entre outros. Sendo assim, optou-se pela fórmula genérica do combustível $C_{x_1}H_{y_1}O_{z_1}$.

Reação de combustão completa na proporção estequiométrica:

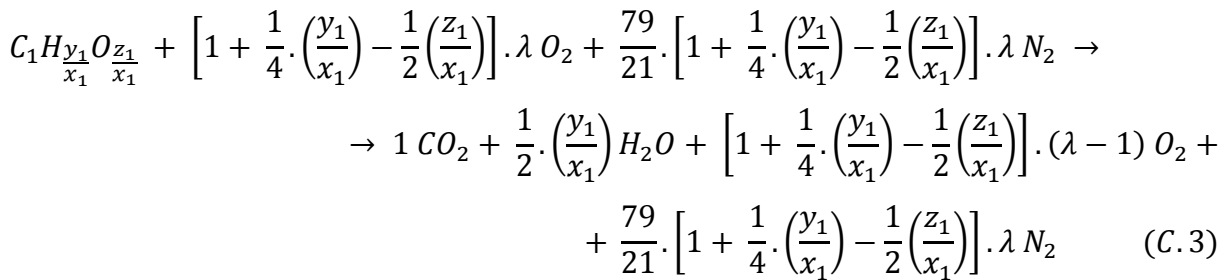


Balço por elemento O:

$$z_1 + 2 * n_{O_2} = 2 * x_1 + 1 * \frac{y_1}{2} \quad \rightarrow \quad n_{O_2} = x_1 + \frac{y_1}{4} - \frac{z_1}{2} \quad (C.2)$$

Observe que a quantidade de matéria de O_2 é diretamente proporcional ao número de carbono (x_1) na equação C.2. Com a finalidade de simplificar o procedimento, reduzindo o número de variáveis, foi decidido fazer a divisão da equação C.1 por x_1 carbonos.

Reação de combustão completa com excesso de ar genérico (λ):



O combustível identificado com a fórmula $C_1H_{y_1/x_1}O_{z_1/x_1}$ é denominado fragmento molecular equivalente, uma vez que ambas as fórmulas químicas representam a composição elementar do combustível. Sendo assim, $C_1H_{y_1/x_1}O_{z_1/x_1}$ é equivalente a $C_{x_1}H_{y_1}O_{z_1}$, mas corresponde quimicamente a um fragmento molecular desta última.

As frações volumétricas (ou molares) das espécies CO_2 e O_2 , em base seca, podem ser escritas.

$$X_{CO_2} = \frac{1}{1 + \left[1 + \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{y_1}{x_1}\right) - \frac{1}{2} \left(\frac{z_1}{x_1}\right)\right] \cdot (\lambda - 1) + \frac{79}{21} \cdot \left[1 + \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{y_1}{x_1}\right) - \frac{1}{2} \left(\frac{z_1}{x_1}\right)\right] \cdot \lambda}$$

$$X_{O_2} = \frac{\left[1 + \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{y_1}{x_1}\right) - \frac{1}{2} \left(\frac{z_1}{x_1}\right)\right] \cdot (\lambda - 1)}{1 + \left[1 + \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{y_1}{x_1}\right) - \frac{1}{2} \left(\frac{z_1}{x_1}\right)\right] \cdot (\lambda - 1) + \frac{79}{21} \cdot \left[1 + \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{y_1}{x_1}\right) - \frac{1}{2} \left(\frac{z_1}{x_1}\right)\right] \cdot \lambda}$$

Denomina-se o parâmetro $K > 1$, de modo a facilitar o cálculo, uma vez que as variáveis $\frac{y_1}{x_1}$ e $\frac{z_1}{x_1}$ são substituídas por uma única variável.

$$K = 1 + \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{y_1}{x_1}\right) - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{z_1}{x_1}\right) \quad (C.4)$$

Simplificando o denominador,

$$X_{CO_2} = \frac{1}{1 + K \cdot \left(\frac{\lambda - 0,21}{0,21}\right)} \quad (C.5)$$

$$X_{O_2} = \frac{K \cdot (\lambda - 1)}{1 + K \cdot \left(\frac{\lambda - 0,21}{0,21}\right)} \quad (C.6)$$

Lembrando que as frações volumétricas do CO_2 e O_2 são valores totais, que devem ser calculadas a partir dos dados das emissões gasosas, se houver a formação acentuada de CO .

$$X_{CO_2} = \text{Valor Medido de } CO_2 + \text{Valor Medido de } CO$$

$$X_{O_2} = \text{Valor Medido de } O_2 + \frac{1}{2} * \text{Valor Medido de } CO$$

O valor de K é determinado pelo ajuste do modelo X_{CO_2} versus X_{O_2} com os dados das emissões gasosas em função do excesso de ar normalizado (λ). Foram utilizados os conjuntos de dados das emissões gasosas relativos ao pré-aquecimento do ar a 400°C e 600°C.

A figura C.1 exibe o ajuste da linha de Grebel aos dados das emissões, nos quais o ar foi pré-aquecido a 400°C, enquanto a figura C.2 refere-se ao ajuste da linha de Grebel aos dados

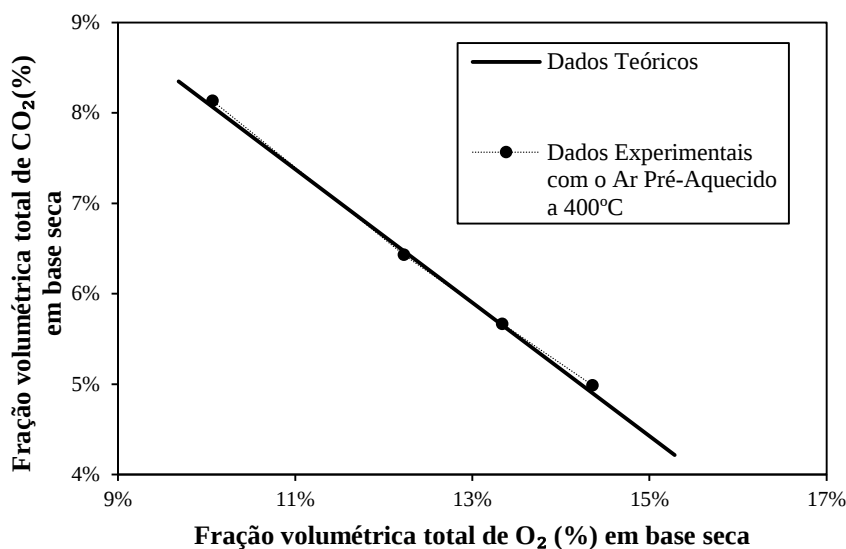
com o ar a 600°C. Os valores de K dos ajustes são os mesmos (1,45) para ambos os conjuntos. Substituindo $K = 1,45$ na equação C.4,

$$1,45 = 1 + \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{y_1}{x_1} \right) - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{z_1}{x_1} \right)$$

Note que conhecer o valor de K é necessário, mas insuficiente para determinar a composição do combustível. Sendo assim, o conhecimento prévio do tipo de combustível usado é fundamental para determinar a fórmula química, que melhor representa o comportamento das emissões de CO_2 e O_2 emitidos no processo de combustão.

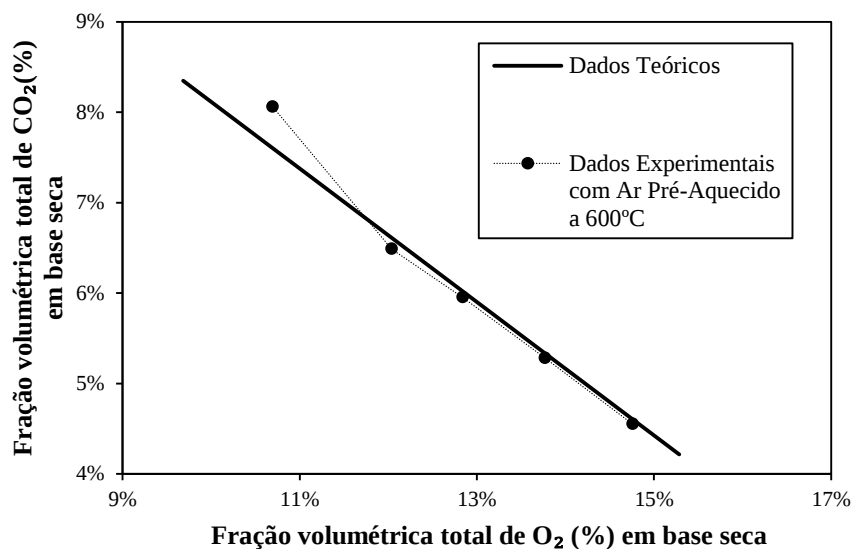
Conforme explicado no decorrer do texto, x_1 deve ser maior do que 17 e menor do que 20. Os valores de x_1 e z_1 adotados na análise foram 19 e 2, respectivamente, uma vez que o biodiesel é uma mistura complexa de ésteres metílicos derivados de ácidos graxos saturados e insaturados. Com os valores assumidos de x_1 e z_1 , o valor de y_1 pode ser determinado. Portanto, $y = 38,2 \approx 38$.

Figura C. 1 - Linha de Grebel ajustada aos dados das emissões com o ar a 400°C



Fonte: Próprio Autor

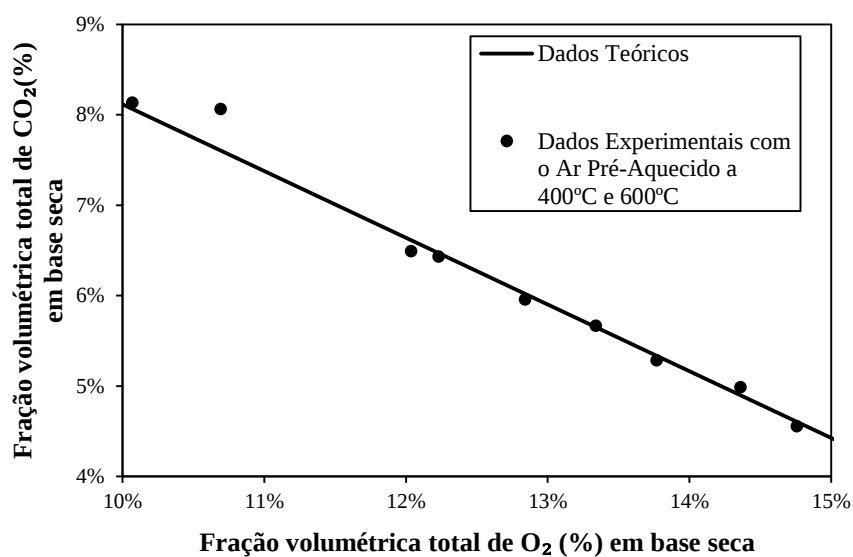
Figura C. 2 - Linha de Grebel ajustada aos dados das emissões com o ar a 600°C



Fonte: Próprio Autor

A figura C.3 exibe a linha de Grebel ajustada aos dois conjuntos de dados anteriores, nos quais o ar foi pré-aquecido a 400°C e 600°C. A linha de Grebel refere-se ao mesmo valor de $K = 1,45$.

Figura C. 3 - Linha de Grebel ajustada aos dados das emissões com o ar a 400°C e 600°C



Fonte: Próprio Autor

Portanto, a composição elementar média (ou fórmula química) do biodiesel é $C_{19}H_{38}O_2$.

É importante informar que essa análise apresenta limitações. Como exemplo, utilizaremos os hidrocarbonetos.

Os hidrocarbonetos ($C_{x_1}H_{y_1}$) são divididos em alcanos, alcenos e alcinos.

Alcanos ($-H_2C - CH_2 -$):

$$C_nH_{2n+2} \equiv n C_1H_{\frac{2n+2}{n}} \rightarrow \frac{y_1}{x_1} = \frac{2n+2}{n} \rightarrow n = \frac{2}{\left(\frac{y_1}{x_1} - 2\right)} \rightarrow \frac{y_1}{x_1} > 2$$

Alcenos ($-HC = CH -$):

$$C_nH_{2n} \equiv n C_1H_{\frac{2n}{n}} \rightarrow \frac{y_1}{x_1} = \frac{2n}{n} \rightarrow \frac{y_1}{x_1} = 2$$

$$C_nH_{2n} \equiv (-CH_2 -)_n$$

Neste caso, quando o combustível é um alceno puro ou uma mistura de alcenos, essa análise não oferece subsídios suficientes para determinar a composição do combustível, podendo este ser C_2H_4 , C_3H_6 , uma mistura entre os dois gases, etc. A análise também não diferencia os compostos orgânicos, que são isômeros de cadeia.

Alcinos ($-C \equiv C -$):

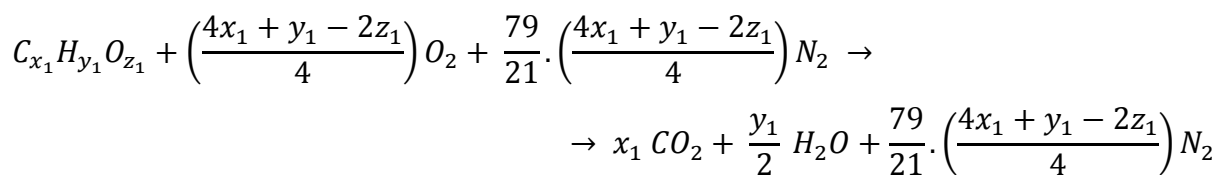
$$C_nH_{2n-2} \equiv n C_1H_{\frac{2n-2}{n}} \rightarrow \frac{y_1}{x_1} = \frac{2n-2}{n} \rightarrow n = \frac{2}{\left(2 - \frac{y_1}{x_1}\right)} \rightarrow \frac{y_1}{x_1} < 2$$

Há outras limitações dessa análise, mas optou-se por encerrar o conteúdo deste apêndice.

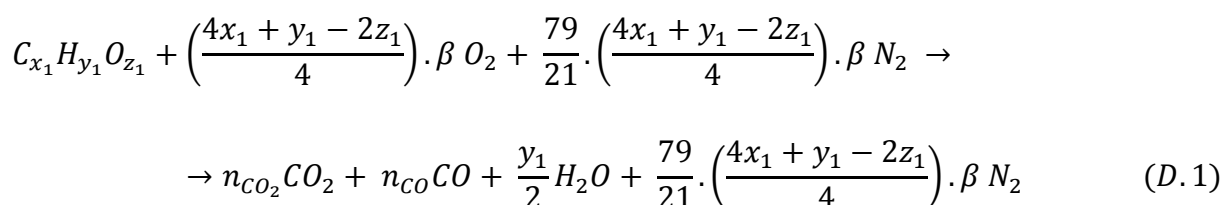
APÊNDICE D – BALANÇOS DE MASSA E ENERGIA DO PROCESSO DE COMBUSTÃO

O apêndice D é uma análise na qual são empregados os balanços de massa e energia, considerando um combustível com formulação genérica ($C_{x_1}H_{y_1}O_{z_1}$) e a combustão de misturas pobres e ricas. A análise é simplificada, uma vez que não foram consideradas todas as espécies moleculares e atômicas presentes nos gases de combustão. A análise considera a presença das seguintes espécies nos produtos gasosos: CO_2 , CO , H_2O , O_2 e N_2 , na qual o monóxido de carbono (CO) é o único produto adicional, devido à combustão incompleta. Nestas circunstâncias, a análise estequiométrica não requer o conceito de equilíbrio químico entre as espécies gasosas.

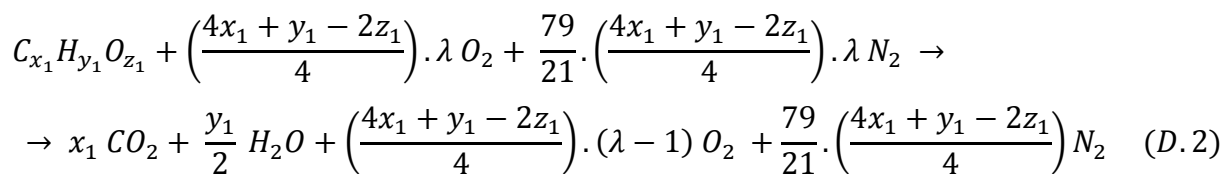
Reação de combustão completa na proporção estequiométrica:



Reação de combustão incompleta com deficiência de ar ($\beta \leq 1$):



Reação de combustão completa com excesso de ar normalizado ($\lambda > 1$):



Os balanços por elementos devem ser feitos para determinar n_{CO_2} e n_{CO} na equação D.1.

Para o elemento C:

$$x_1 = n_{CO_2} + n_{CO} \quad (D.3)$$

Para o elemento O:

$$z_1 + 2 \cdot \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot \beta = 2 \cdot n_{CO_2} + n_{CO} + \frac{y_1}{2} \quad (D.4)$$

Isolando n_{CO_2} na equação D.3 e substituindo o resultado na equação D.4,

$$z_1 + 2 \cdot \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot \beta = 2 \cdot (x_1 - n_{CO}) + n_{CO} + \frac{y_1}{2}$$

$$n_{CO} = \left(2x_1 + \frac{y_1}{2} - z_1 \right) - 2 \cdot \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot \beta$$

$$n_{CO} = 2 \cdot \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot (1 - \beta) \quad (D.5)$$

Substituindo o valor de n_{CO} (equação D.5) na equação D.3,

$$n_{CO_2} = x_1 - 2 \cdot \left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right) \cdot (1 - \beta) \quad (D.6)$$

A análise dos valores numéricos do parâmetro β consiste em fazer $n_{CO_2} > 0$. Após a manipulação algébrica, o resultado torna-se igual a:

$$\beta > 1 - \frac{\left(\frac{x_1}{2} \right)}{\left(\frac{4x_1 + y_1 - 2z_1}{4} \right)} ; \beta \leq 1 \quad (D.7)$$

O balanço de energia foi usado no cálculo da temperatura de chama adiabática para três combustíveis (metano, diesel e biodiesel). O calor líquido da combustão, seja de uma mistura pobre, seja de uma mistura rica, aquece os produtos gasosos que, em condição adiabática, atingem uma temperatura máxima teórica. Conforme descrito por Carvalho e McQuay (2007), o procedimento consiste na determinação da temperatura de chama adiabática com o uso do método de Newton na equação resultante do balanço de energia, usando calores específicos das espécies gasosas em função da temperatura.

$$\Delta H_c(\text{Combustível}, 298K) - n_{CO} \cdot \Delta H_c(CO, 298K) = \int_{298K}^{T_{adiabática}} \sum c_{pi}(T) \cdot dT \quad (D.8)$$