



Ministério da
**Ciência, Tecnologia
e Inovação**



sid.inpe.br/mtc-m19/2013/10.08.13.33-TDI

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA COMPACTO
DE COMBUSTÃO SEM CHAMA VISÍVEL UTILIZANDO
UM INJETOR BLURRY PARA QUEIMA DE
BIOCOMBUSTÍVEIS**

Claudia Gonçalves de Azevedo

Tese de Doutorado do Curso de Pós-Graduação em Engenharia e Tecnologia Espaciais/Combustão e Propulsão, orientada pelo Dr. Fernando de Souza Costa, aprovada em 14 de outubro de 2013.

URL do documento original:

<<http://urlib.net/8JMKD3MGP7W/3F24DDL>>

INPE
São José dos Campos
2013

PUBLICADO POR:

Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais - INPE

Gabinete do Diretor (GB)

Serviço de Informação e Documentação (SID)

Caixa Postal 515 - CEP 12.245-970

São José dos Campos - SP - Brasil

Tel.:(012) 3208-6923/6921

Fax: (012) 3208-6919

E-mail: pubtc@sid.inpe.br

CONSELHO DE EDITORAÇÃO E PRESERVAÇÃO DA PRODUÇÃO INTELLECTUAL DO INPE (RE/DIR-204):**Presidente:**

Marciana Leite Ribeiro - Serviço de Informação e Documentação (SID)

Membros:

Dr. Antonio Fernando Bertachini de Almeida Prado - Coordenação Engenharia e Tecnologia Espacial (ETE)

Dr^a Inez Staciarini Batista - Coordenação Ciências Espaciais e Atmosféricas (CEA)

Dr. Gerald Jean Francis Banon - Coordenação Observação da Terra (OBT)

Dr. Germano de Souza Kienbaum - Centro de Tecnologias Especiais (CTE)

Dr. Manoel Alonso Gan - Centro de Previsão de Tempo e Estudos Climáticos (CPT)

Dr^a Maria do Carmo de Andrade Nono - Conselho de Pós-Graduação

Dr. Plínio Carlos Alvalá - Centro de Ciência do Sistema Terrestre (CST)

BIBLIOTECA DIGITAL:

Dr. Gerald Jean Francis Banon - Coordenação de Observação da Terra (OBT)

REVISÃO E NORMALIZAÇÃO DOCUMENTÁRIA:

Marciana Leite Ribeiro - Serviço de Informação e Documentação (SID)

Yolanda Ribeiro da Silva Souza - Serviço de Informação e Documentação (SID)

EDITORAÇÃO ELETRÔNICA:

Maria Tereza Smith de Brito - Serviço de Informação e Documentação (SID)

André Luis Dias Fernandes - Serviço de Informação e Documentação (SID)



Ministério da
**Ciência, Tecnologia
e Inovação**



sid.inpe.br/mtc-m19/2013/10.08.13.33-TDI

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA COMPACTO
DE COMBUSTÃO SEM CHAMA VISÍVEL UTILIZANDO
UM INJETOR BLURRY PARA QUEIMA DE
BIOCOMBUSTÍVEIS**

Claudia Gonçalves de Azevedo

Tese de Doutorado do Curso de Pós-Graduação em Engenharia e Tecnologia Espaciais/Combustão e Propulsão, orientada pelo Dr. Fernando de Souza Costa, aprovada em 14 de outubro de 2013.

URL do documento original:

<<http://urlib.net/8JMKD3MGP7W/3F24DDL>>

INPE
São José dos Campos
2013

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

Azevedo, Claudia Gonçalves.

Az25d Desenvolvimento de um sistema compacto de combustão sem chama visível utilizando um injetor blurry para queima de biocombustíveis / Claudia Gonçalves de Azevedo. – São José dos Campos : INPE, 2013.

xxviii + 185 p. ; (sid.inpe.br/mtc-m19/2013/10.08.13.33-TDI)

Tese (Doutorado em Engenharia e Tecnologia Espaciais/Combustão e Propulsão) – Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, São José dos Campos, 2013.

Orientador : Dr. Fernando de Souza Costa.

1. combustão sem chama visível. 2. injetor blurry. 3. biocombustíveis. I.Título.

CDU 662.61



Esta obra foi licenciada sob uma Licença [Creative Commons Atribuição-NãoComercial 3.0 Não Adaptada](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0/).

This work is licensed under a [Creative Commons Attribution-NonCommercial 3.0 Unported License](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0/).

Aprovado (a) pela Banca Examinadora
em cumprimento ao requisito exigido para
obtenção do Título de **Doutor(a)** em

**Engenharia e Tecnologia
Espaciais/Combustão e Propulsão**

Dr. Fernando de Souza Costa



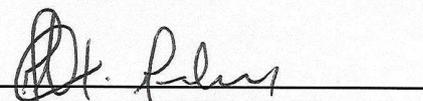
Presidente / Orientador(a) / INPE / Cachoeira Paulista - SP

Dr. Wladimir Mattos da Costa Dourado



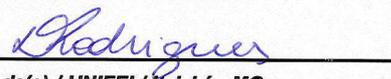
Membro da Banca / IAE/DCTA / São José dos Campos - SP

Dr. Marcio Teixeira de Mendonça



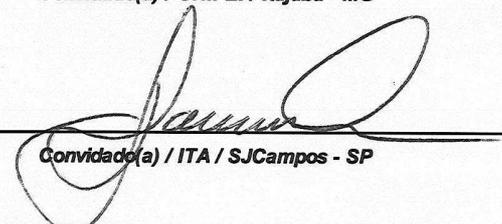
Membro da Banca / ITA / SJC Campos - SP

Dra. Lucilene de Oliveira Rodrigues



Convidado(a) / UNIFEI / Itajubá - MG

Dr. Pedro Teixeira Lacava



Convidado(a) / ITA / SJC Campos - SP

Este trabalho foi aprovado por:

maioria simples

unanimidade

Aluno (a): **Cláudia Gonçalves de Azevedo**

São José dos Campos, 14 de Outubro de 2013

“Quem não sobe nas montanhas, não conhece a planície.”

Provérbio chinês

A meus pais Leonis e Jurema e a meus irmãos Cleverson, Marcelo e Aline.

AGRADECIMENTOS

“Devemos encontrar tempo para parar e agradecer as pessoas que fizeram diferença em nossas vidas.”

John F. Kennedy

Em primeiro lugar a Deus, que me guia e fortalece, agradeço a coragem recebida e por iluminar meu caminho, proporcionando-me a realização de mais um sonho.

Ao meu orientador Prof. Dr. Fernando de Souza Costa, pela orientação, apoio e dedicação, pelo constante incentivo à procura do conhecimento científico, por meio do qual, compreende-se o valor de nossa luta.

Ao José Carlos de Andrade, pelo auxílio técnico-científico prestado ao longo do doutorado e pela amizade, compreensão e paciência.

Ao Dr. Ely Cortez, por todo o apoio técnico prestado durante a realização dos ensaios e, sobretudo pela sua amizade.

Aos Professores do LCP/INPE, pelo conhecimento adquirido, com quem tive a oportunidade de aprender como fazer história das ciências.

Ao Dr. Heraldo da Silva Couto pela valiosa contribuição durante o desenvolvimento deste trabalho.

Ao pessoal da oficina, pelo valioso aporte na parte experimental do trabalho.

Aos meus colegas de laboratório que, de alguma forma, contribuíram para a realização deste estudo, criando um bom ambiente de trabalho.

Aos funcionários do LCP/INPE que de alguma forma contribuíram para o meu crescimento, pela disposição em sempre ajudar.

Aos meus pais e irmãos, que me acompanham em todos os momentos da minha vida, sempre me incentivando a lutar pelos meus objetivos e superar as dificuldades. Sou eternamente grata a tudo que fizeram e fazem por mim, pelos esforços, pelo amor incondicional, por acreditar que iria vencer mais esta etapa de minha vida; por cada olhar de ternura, de aprovação e orgulho pelas coisas que conquistei nesta jornada.

Ao Fábio, pelo companheirismo e incentivo ao longo desta jornada. Por me mostrar que quando você quer alguma coisa, todo o Universo conspira para que você realize seu desejo, e que só uma coisa torna um sonho impossível: o medo de fracassar.

Ao Prof. Dr. José Márcio do Amaral Vasconcellos (COPPE/UFRJ) e à PETROBRÁS, pela concessão da bolsa.

A todos que direta e indiretamente colaboraram para a realização deste trabalho.

Muito obrigada a todos!

RESUMO

As incertezas no fornecimento do petróleo e as preocupações ambientais motivam o desenvolvimento de novas tecnologias de combustão empregando biocombustíveis, capazes de operar com elevada eficiência térmica, baixo custo operacional e com reduzido impacto ambiental. A combustão sem chama visível é uma tecnologia bastante promissora que possibilita a redução das emissões de poluentes com uma alta eficiência de combustão. O presente trabalho tem como objetivo desenvolver um sistema compacto de combustão sem chama visível para a queima de biocombustíveis líquidos, utilizando-se um injetor do tipo *blurry*. Esse tipo de injetor permite obter um spray relativamente uniforme de gotas de tamanho reduzido, e forma um ângulo de cone estreito, favorecendo a operação do combustor sem chama visível. Inicialmente, foram caracterizados injetores *blurry* com diferentes geometrias de bocal usando-se água destilada, etanol hidratado e biodiesel de soja B100. Foram determinados diversos parâmetros dos injetores, incluindo coeficientes de descarga, diâmetros representativos das gotas, distribuições de diâmetros de gotas e ângulos de cone do *spray*. Foram obtidas também expressões para a predição do tamanho médio das gotas com os diferentes injetores testados. Em seguida foi projetado, construído e caracterizado um sistema compacto de combustão sem chama visível para a queima de etanol hidratado, 96% em volume. A caracterização experimental do combustor foi realizada através da determinação dos perfis de temperatura na câmara de combustão, por meio de termopares e câmara termográfica, e da análise da composição dos gases de combustão (UHC, CO₂, O₂, NO_x e CO), para diversos coeficientes de excesso de ar. Verificou-se que o sistema de combustão foi capaz de operar no regime de combustão sem chama visível para coeficientes de ar entre 1,65 e 2,45, a uma potência térmica de 2 kW, e para coeficientes de excesso de ar de 1,21 a 1,80, a uma potência térmica de 4 kW. A temperatura de entrada do ar de combustão ficou em torno de 412 °C para a potência de 2 kW e 530 °C para a potência de 4 kW. Os perfis de temperatura obtidos foram relativamente homogêneos no interior da câmara e as emissões produzidas foram extremamente baixas para todas as condições de operação estudadas. Para a potência de 2 kW, foram obtidas temperaturas médias da ordem de 835 °C, com emissões de NO_x entre 2,5 e 3 ppm e emissões de UHC entre 0,78 e 0,91 ppm. Para a potência de 4 kW, foram obtidas temperaturas médias da ordem de 920 °C, com emissões de NO_x entre 1,98 e 2,16 ppm e emissões de UHC entre 1,53 e 2,25 ppm.

DEVELOPMENT OF A COMPACT FLAMELESS COMBUSTION SYSTEM USING A BLURRY INJECTOR FOR BURNING BIOFUELS

ABSTRACT

The uncertainties in oil supply and environmental concerns motivate the development of new combustion technologies using biofuels, capable of operating with high thermal efficiency, low operational cost and reduced environmental impact. Flameless combustion is a promising technology that allows the reduction of pollutant emissions with high combustion efficiency. The present work aims to develop a compact system of flameless combustion for burning liquid biofuel, using a blurry injector. The blurry injector can generate a relatively uniform spray with small droplets and forms a narrow cone angle, favoring the operation of the flameless combustor. Initially, were characterized blurry injectors with different nozzle geometries using distilled water, hydrous ethanol and soybean biodiesel B100. Were determined several parameters of the injectors, including discharge coefficients, representative droplet diameters, distributions of droplet diameters and spray cone angles. Also were obtained expressions for the prediction of the average droplet diameters with different injectors tested. Subsequently was projected, built and characterized a compact flameless combustion system for burning hydrous ethanol, 96% by volume. The experimental characterization of the combustor was performed by determination of temperature profile in the combustion chamber, by thermocouples and thermographic camera, and analyzing flue-gas composition (UHC, CO₂, O₂, NO_x and CO) for several air excess coefficients. It was verified that the combustion system was capable of operating in the flameless combustion regime for excess air coefficients between 1.65 and 2.45 at a thermal power of 2 kW, and for excess air coefficient of 1.21 to 1.80 at a thermal power of 4 kW. The inlet air combustion temperature was about 412 °C for the power of 2 kW and 530 °C for the power of 4 kW. The temperature profiles obtained were relatively homogeneous inside the chamber and the produced emissions were extremely low for all studied operational conditions. For the power of 2 kW, were obtained average temperatures of the order of 830 °C, with NO_x emissions between 2.5 and 3 ppm and UHC emissions between 0.78 and 0.91 ppm. For the power of 4 kW, were obtained average temperatures of the order of 920 °C, with NO_x emissions between 1.98 and 2.16 ppm and UHC emissions between 1.53 and 2.25 ppm.

LISTA DE FIGURAS

	<u>Pág.</u>
Figura 2.1 - Atomizadores (a) por pressão. (b) rotativos (c) dois fluidos.....	7
Figura 2.2 - Esquema da geometria de um injetor tipo <i>blurry</i>	15
Figura 2.3 - (a) Configuração <i>flow blurring</i> ($H/d=0,2$), (b) Configuração <i>flow focusing</i> ($H/d=1$)	17
Figura 2.4 - Esquema dos injetores: (a) injetor <i>flow blurring</i> e (b) injetor <i>airblast</i>	18
Figura 2.5 – Diagrama do dispositivo experimental	19
Figura 2.6 - Diagrama esquemático: (a) sistema combustor e (b) injetor <i>flow blurring</i>	20
Figura 2.7 - Esquema do dispositivo experimental.....	21
Figura 2.8 - Esquema da seção transversal do combustor de mesoescala.	22
Figura 2.9 - Tipos de combustão de líquidos	25
Figura 2.10 - Efeito do número de grupo no tipo de combustão do <i>spray</i>	27
Figura 2.11 - Jato livre em um ambiente estagnado	36
Figura 2.12 - Esquemática do fenômeno <i>entrainment</i> (arraste).	37
Figura 2.13 - Representação esquemática das linhas de corrente de um jato confinado	39
Figura 2.14 - Esquema do processo idealizado para uma câmara de combustão operar no regime de combustão sem chama visível.....	42
Figura 2.15 - Efeito da recirculação dos gases de combustão.....	43
Figura 2.16 - Diagrama de estabilidade do regime de combustão em função da temperatura da câmara e da taxa de recirculação dos produtos de combustão: (A) chamas estáveis; (B) chamas instáveis; (C) regime estável de combustão sem chama visível.....	46
Figura 2.17 - Aparência de chamas de metano com ar diluído com nitrogênio pré-aquecido a 1000 °C. a) 21% O ₂ ; b) 8% O ₂ ; c) 2% O ₂	48
Figura 2.18 - Representação dos regimes de combustão em função do teor de oxigênio no oxidante	48
Figura 2.19 - Aparência de chamas de propano com ar diluído com nitrogênio pré-aquecido. a) 20,9% O ₂ ; b) 16,8% O ₂ ; c) 12,8% O ₂ ; d) 10,0% O ₂	50
Figura 2.20 - Comparação entre combustão convencional e combustão sem chama visível. A) Combustão convencional com baixa taxa de recirculação. B), C) e D) Combustão sem chama visível	51
Figura 2.21 - Sequência de imagens instantâneas da combustão de gás natural, diluído com N ₂ e CO ₂ , em regime de combustão sem chama visível. Os círculos tracejados representam regiões de chama visível	51
Figura 2.22 - Aspecto da chama para duas condições de operação, $\lambda = 1,3$ e $\lambda = 2,6$, respectivamente. $T_{aq} = 600$ K e potência térmica = 8 kW em ambos os casos	52
Figura 2.23 - Aparência do modo de combustão ao longo da câmara de combustão para diferentes λ . a) $\lambda = 1,1$; b) $\lambda = 1,3$; c) $\lambda = 1,5$; d) $\lambda = 1,7$; e) $\lambda = 1,9$ e f) $\lambda = 2,1$	53
Figura 2.24 - Vista interna do combustor	54
Figura 2.25 – Sistema de combustão baseado nos conceitos FLOX [®] (<i>Flameless oxidation</i>) e COSTAIR [®] (<i>Continued staged air combustion</i>).....	55

Figura 2.26 - Comparação entre combustão convencional e combustão sem chama visível obtida para a queima de diesel.....	56
Figura 2.27 - Vários modos de combustão e a transição do modo de combustão convencional para o modo sem chama para diferentes combustores (a) diâmetro do combustor igual a 45 mm e (b–d) diâmetro do combustor igual a 30 mm.....	57
Figura 3. 1 - Protótipo 1 e 2 do injetor <i>blurry</i>	60
Figura 3. 2 - Protótipo 3 do injetor <i>blurry</i>	61
Figura 3.3 - Representação esquemática da bancada de testes de atomização.	63
Figura 3.4 - Foto da bancada de testes de atomização.	63
Figura 3.5 - Definição do ângulo de cone.....	67
Figura 3.6 - Montagem do arranjo experimental para realizar a medição do ângulo de cone.	68
Figura 3.7 - Definição da distância de trabalho para um sistema de difração laser. 70	
Figura 3.8 - Sistema de difração laser Malvern <i>Spraytec</i> [®] (2007).....	71
Figura 3.9 - Perspectiva tridimensional da câmara de combustão.....	81
Figura 3.10 – Detalhamento das seções de injeção e exaustão dos gases.....	81
Figura 3.11 - Câmara de combustão.....	83
Figura 3.12 - Representação esquemática da bancada de testes de combustão.	84
Figura 3.13 - Foto da bancada de testes de combustão.	85
Figura 3.14 – Malha para medida de temperatura no interior da câmara de combustão.	87
Figura 3.15 - Conjunto de analisadores contínuos disponível no LCP.....	88
Figura 4.1 - Sistema de coordenadas para a variação da posição espacial do injetor com relação ao feixe laser.	92
Figura 4.2 - Tamanho da gota vs distância desde o detector.....	93
Figura 4.3 Tamanho da gota vs distância desde o orifício de saída do injetor.....	94
Figura 4.4 - Comparação do spray para $H/d = 0.26$, $H/d = 0.25$ e $H/d = 0.20$	95
Figura 4.5 - Razão mássica ar-líquido (ALR) para as três geometrias de bocal utilizando água.....	96
Figura 4.6 - Razão mássica ar-líquido (ALR) para as três geometrias de bocal utilizando etanol.....	96
Figura 4.7 - Razão mássica ar-líquido (ALR) para as três geometrias de bocal utilizando biodiesel de soja.	97
Figura 4.8 - Influência da razão ALR no processo de atomização do injetor <i>blurry</i>	98
Figura 4.9 - Pressão de injeção de ar e líquido para a água.....	99
Figura 4.10 - Pressão de injeção de ar e líquido para o etanol.	100
Figura 4.11 - Pressão de injeção de ar e líquido para o biodiesel de soja.	101
Figura 4.12 - Variação do coeficiente de descarga com ALR para água.	103
Figura 4.13 - Variação do coeficiente de descarga com ALR para etanol.....	103
Figura 4.14 - Variação do coeficiente de descarga com ALR para biodiesel de soja.	104
Figura 4.15 - Influência da ALR sobre o SMD e o MMD para água.	105
Figura 4.16 - Influência da ALR sobre o SMD e o MMD para etanol.	106
Figura 4.17 - Influência da ALR sobre o SMD e o MMD para biodiesel.	107
Figura 4.18 - Influência da velocidade do ar sobre o SMD e o MMD para água.	109
Figura 4.19 - Influência da velocidade do ar sobre o SMD e o MMD para o etanol.	110

Figura 4.20 - Influência da velocidade do ar sobre o SMD e o MMD para biodiesel de soja.	111
Figura 4.21 - Distribuição cumulativa do tamanho de gotas para água.....	113
Figura 4.22 - Distribuição cumulativa do tamanho de gotas para etanol.....	114
Figura 4.23 - Distribuição cumulativa do tamanho de gotas para biodiesel de soja.	115
Figura 4.24 - Ângulo de cone do <i>spray</i> para a água.	118
Figura 4.25 - Ângulo de cone do <i>spray</i> para o etanol.	118
Figura 4.26 - Ângulo de cone do <i>spray</i> para o biodiesel de soja.....	119
Figura 4.27 - Correlação entre os valores preditos e observados para o bocal n_1	121
Figura 4.28 - Correlação entre os valores preditos e observados para o bocal n_2	123
Figura 4.29 - Correlação entre os valores preditos e observados para o bocal n_3	125
Figura 4.30 - Perfil de aquecimento da câmara de combustão para potência térmica de 4 kW.....	130
Figura 4.31 - Perfil de emissões da câmara de combustão para potência térmica de 4 kW.....	131
Figura 4.32 - Aspecto da chama no início do pré-aquecimento da câmara de combustão.	133
Figura 4.33 - Aparência da chama durante o regime de transição para $\lambda = 1,20$ e condição de combustão sem chama visível para $\lambda = 1,21$. Potência térmica em ambos os casos igual a 4 kW.....	134
Figura 4.34 - Aparência do modo de combustão ao longo da câmara de combustão para diferentes λ . a) $\lambda = 0,9$; b) $\lambda = 1,0$; c) $\lambda = 1,02$; d) $\lambda = 1,10$; e) $\lambda = 1,20$; f) $\lambda = 1,21$; g) $\lambda = 1,61$; h) $\lambda = 1,80$ considerando $P = 4$ kW.	135
Figura 4.35 - Perfil de temperatura para a) $\lambda = 1,65$; b) $\lambda = 2,05$; c) $\lambda = 2,26$; e) $\lambda = 2,45$ para câmara operando com potência de 2 kW.	137
Figura 4.36 - Perfil de temperatura para a) $\lambda = 1,21$; b) $\lambda = 1,41$; c) $\lambda = 1,61$; e) $\lambda = 1,80$ para câmara operando com potência de 4 kW.	138
Figura 4.37 – Perfil de temperatura no início do aquecimento ($\lambda = 0,9$).....	142
Figura 4.38 - Perfil de temperatura durante o aquecimento da câmara ($\lambda = 1,15$).....	143
Figura 4.39 - Perfil de temperatura durante a transição do regime convencional para o regime de combustão sem chama visível ($\lambda = 1,20$).....	144
Figura 4.40 - Perfil de temperatura durante o regime de combustão sem chama visível ($\lambda = 1,80$).....	145
Figura 4.41 - Concentrações de espécies químicas (O_2 , CO_2 , CO , NO_x e UHC) para potência de 2 kW.	147
Figura 4.42 - Concentrações de espécies químicas (O_2 , CO_2 , CO , NO_x e UHC) para potência de 4 kW.	148
Figura A.1 – Picnômetro de 50 ml usado na medida das massas específicas dos líquidos.	172
Figura A.2 - Esquema de operação de um viscosímetro de Ostwald Cannon Fenske.....	175
Figura A.3 – Arranjo experimental para realizar a medição da tensão superficial de um líquido.	179

LISTA DE TABELAS

	<u>Pág.</u>
Tabela 2.2 - Métodos utilizados no processo de combustão.....	34
Tabela 2.3 - Métodos utilizados pós combustão.	35
Tabela 3.1 - Resumo dos diâmetros de gotas mais comuns.....	73
Tabela 3.2 - Características dos analisadores utilizados para a análise da composição química dos gases de exaustão.....	90
Tabela 4.1 - Propriedades dos líquidos em análise.	91
Tabela 4.2 - Faixa de operação para os três bocais utilizando água.	97
Tabela 4.3 - Faixa de operação para os três bocais utilizando etanol.	97
Tabela 4.4 - Faixa de operação para os três bocais utilizando biodiesel de soja.....	97
Tabela 4.5 - Faixa de pressão de injeção de ar e líquido utilizando água.....	102
Tabela 4.6 - Faixa de pressão de injeção de ar e líquido utilizando etanol.	102
Tabela 4.7 - Faixa de pressão de injeção de ar e líquido utilizando biodiesel de soja.....	102
Tabela 4.8 - Faixa de vazão de líquido, ALR e coeficiente de descarga utilizando água.	104
Tabela 4.9 - Faixa de vazão de líquido, ALR e coeficiente de descarga utilizando etanol.....	104
Tabela 4.10 - Faixa de vazão de líquido, ALR e coeficiente de descarga utilizando biodiesel de soja.....	104
Tabela 4.11 - Faixa de ALR e diâmetros médios utilizando água.	108
Tabela 4.12 - Faixa de ALR e diâmetros médios utilizando etanol.	108
Tabela 4.13 - Faixa de ALR e diâmetros médios utilizando biodiesel	108
Tabela 4.14 – Faixas de velocidade do ar e diâmetro médio para água.	112
Tabela 4.15 - Faixas de velocidade do ar e diâmetro médio para etanol.....	112
Tabela 4.16 - Faixas de velocidade do ar e diâmetro médio para biodiesel de soja.....	112
Tabela 4.17 - Parâmetros para análise de distribuição cumulativa utilizando água.	116
Tabela 4.18 - Parâmetros para análise de distribuição cumulativa utilizando etanol.....	116
Tabela 4.19 - Parâmetros para análise de distribuição cumulativa utilizando biodiesel de soja.....	117
Tabela 4.20 - Análise de variância do modelo de regressão para o bocal n_1	121
Tabela 4.21 - Validação do modelo para o bocal n_1	122
Tabela 4.22 - Análise de variância do modelo de regressão para o bocal n_2	123
Tabela 4.23 - Validação do modelo para o bocal n_2	124
Tabela 4.24 - Análise de variância do modelo de regressão para o bocal n_3	126
Tabela 4.25 - Validação do modelo para o bocal n_3	126
Tabela 4.26 - Taxa e o tempo de queima das gotas de etanol.	128
Tabela 4.27 - Potência térmica e densidade volumétrica da câmara de combustão.....	128
Tabela 4.28 - Condições de operação da câmara de combustão.	134
Tabela 4.29 - Desvio padrão em relação à média das temperaturas obtidas para câmara operando com potência de 2 kW.....	139

Tabela 4.30 - Desvio padrão em relação à média das temperaturas obtidas para câmara operando com potência de 4 kW.	140
Tabela 4.31 - Características a câmara ThermaCAM SC3000.	141
Tabela 4.32 - Valores obtidos da análise dos gases de exaustão.	149
Tabela A.1 - Características do etanol hidratado fornecido pela empresa Ipiranga.	170
Tabela A.2. - Características do biodiesel de soja fornecido pela empresa Bioverde.	171
Tabela A.3 - Densidade da água a diferentes temperaturas.	173
Tabela A.4 - Viscosidade dinâmica da água a diferentes temperaturas.	176
Tabela A.5 - Índices de refração dos líquidos testados.	181
Tabela A.6 - Medidas da tensão superficial da água a 26 °C.	181
Tabela A.7 - Medidas de densidade do etanol a 25 °C	182
Tabela A.8 - Medidas da viscosidade do etanol a 28 °C.	182
Tabela A.9 - Medidas da tensão superficial do etanol a 26 °C.	183
Tabela A.10 - Medidas da densidade do biodiesel a 28 °C.	183
Tabela A.11 - Medidas da viscosidade do biodiesel a 28 °C.	184
Tabela A.12 - Medidas da tensão superficial do biodiesel a 28 °C.	184

LISTA DE SÍMBOLOS

A_s	Área da seção do orifício de saída, m ²
$B_{0,q}$	Número de transferência, -
c_d	Coefficiente de descarga do líquido, -
c_{pg}	Calor específico, J/kgK
d	Diâmetro interno do tubo de líquido, m
d	Diâmetro do orifício de saída do injetor, m
d_j	Diâmetro de saída do jato, m
d_o	Diâmetro do bocal, m
D	Diâmetro da câmara de combustão, m
D_0	Diâmetro inicial da gota, μm
D_{32}	Diâmetro médio de Sauter (SMD), μm
h_{fg}	Calor latente de vaporização, J/kg
k	Constante de proporcionalidade, -
K	Constante da taxa de queima, m ² /s
k_g	Condutividade térmica, W/mK
K_v	Taxa de recirculação dos gases, -
\dot{m}_{ar}	Vazão mássica de ar, kg/s
\dot{m}_{com}	Vazão mássica de combustível, kg/s
\dot{m}_e	Vazão mássica de fluido arrastado para o jato, kg/s
\dot{m}_{exp}	Vazão mássica experimental, kg/s
\dot{m}_f	Taxa mássica de queima da gota (kg/s)
\dot{m}_g	Vazão mássica do gás, kg/s
\dot{m}_j	Vazão mássica do jato, kg/s
\dot{m}_l	Vazão mássica do líquido, kg/s
\dot{m}_{rec}	Vazão mássica dos produtos de combustão recirculados, kg/s

\dot{m}_{teo}	Vazão mássica teórica, kg/s
P	Potência térmica, kW
q_{i-l}	Calor de aquecimento da gota, J/kg
Re	Número de Reynolds, -
r_s	Raio da gota, m
t_q	Tempo de queima da gota, s
T_f	Temperatura de chama, K
T_s	Temperatura de superfície da gota, K
T_∞	Temperatura do ambiente, K
\bar{T}	Temperatura média entre T_s e T_f , K
U_j	Velocidade de saída do jato, m/s
u_m	Velocidade máxima na seção transversal, m/s
u_r	Velocidade na distância r do eixo, m/s
U_0	Velocidade do fluxo contracorrente, m/s
v_l	Velocidade do líquido, m/s
v_g	Velocidade do gás, m/s
X	Distância a partir da saída do bocal, m
X_p	Comprimento de penetração, m
We	Número de Weber, -
ε	Emissividade, -
λ	Coeficiente de excesso de ar, -
μ_l	Viscosidade do líquido, Ns/m ²
ν	Razão estequiométrica, -
ρ_a	Densidade do ambiente, kg/m ³
ρ_j	Densidade do jato, kg/m ³
ρ_g	Densidade do gás, kg/m ³

ρ_l	Densidade do líquido, kg/m ³
σ_l	Tensão superficial, N/m
τ_{qui}	Tempo característico da cinética química, s
τ_{mis}	Tempo característico da mistura turbulenta, s
Δh_c	Entalpia de combustão (J/kg),
ΔP_l	Queda de pressão do líquido, Pa.

SUMÁRIO

	<u>Pág.</u>
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Motivação do trabalho	1
1.2 Objetivo.....	3
1.3 Organização da Tese	4
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1 O Processo de Atomização.....	5
2.2 Atomizadores	5
2.2.1 Atomizadores por pressão ou hidráulicos.....	6
2.2.2 Atomizadores rotativos	6
2.2.3 Atomizadores de dois-fluidos ou pneumáticos (<i>twin-fluid</i>)	8
2.3 Fatores que influenciam a atomização	10
2.3.1 Propriedades do líquido	11
2.3.2 Condições do ambiente.....	12
2.3.3 Razão mássica ar – líquido (ALR).....	13
2.3.4 Velocidade do ar	14
2.4 Injetor <i>blurry</i>	14
2.4.1 Tecnologia <i>flow blurring</i>	14
2.4.2 Mecanismo de atomização <i>flow blurring</i>	15
2.4.3 Estudos prévios	17
2.5 Combustão de gotas e <i>sprays</i>	22
2.5.1 Combustão da gota.....	22
Fonte: Adaptada de Glassman (1996).	24
2.5.2 Combustão de <i>Sprays</i>	24
2.6 Mecanismos de formação de poluentes	28
2.6.1 Monóxido de Carbono (CO).....	28
2.6.2 Hidrocarbonetos não queimados (UHC)	29
2.6.3 Óxido de Nitrogênio (NO _x).....	30
2.7 Técnicas de controle de NO _x no processo de combustão	33
2.7.1 Modificações no processo de combustão.....	33
Fonte: Adaptada de Wood (1994).....	34
2.7.2 Métodos pós combustão	35
Fonte: Adaptada de Wood (1994).....	35
2.8 Chamas de jatos turbulentos.....	35
2.8.1 Jatos Livres	36
2.8.2 Jatos Confinados	38

2.9	Combustão sem chama visível.....	40
2.9.1	Definição/Terminologia.....	40
2.9.2	Fundamentos e características.....	42
2.9.3	Regimes de operação.....	44
2.9.4	Estudos preliminares.....	47
3	MÉTODOS E MATERIAIS.....	59
3.1	Introdução.....	59
3.2	Fabricação do injetor <i>blurry</i>	59
3.3	Bancada de testes de atomização.....	62
3.4	Caracterização do injetor <i>blurry</i>	64
3.4.1	Vazões mássicas e coeficiente de descarga.....	64
3.4.1.1	Vazão mássica teórica (\dot{m}_{teo}).....	64
3.4.1.2	Vazão mássica experimental (\dot{m}_{exp}).....	65
3.4.1.3	Coeficiente de descarga (c_d).....	65
3.4.2	Ângulo de cone do <i>spray</i>	66
3.4.2.1	Medição experimental do ângulo de cone do <i>spray</i>	67
3.4.3	Diâmetro das gotas.....	68
3.4.3.1	Método de difração laser.....	68
3.4.3.2	Sistema de difração laser <i>Spraytec</i>	70
3.4.3.3	Indicadores de posição e dispersão.....	71
3.5	Modelo de predição do tamanho de gota para um injetor <i>blurry</i>	76
3.6	Fabricação da câmara de combustão sem chama visível.....	80
3.7	Bancada de testes de combustão.....	83
3.8	Procedimento para operação da câmara de combustão.....	85
3.9	Caracterização da câmara de combustão.....	86
3.9.1	Perfil de temperatura no interior da câmara de combustão.....	86
3.9.2	Análise dos Gases de Combustão.....	88
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	91
4.1	Lista de líquidos de teste.....	91
4.2	Resultados obtidos na caracterização do injetor <i>blurry</i>	91
4.2.1	Testes preliminares.....	91
4.2.2	Razão de vazão mássica ar-líquido (ALR) e medidas de pressão.....	95
4.2.3	Coeficientes de descarga.....	102
4.2.4	Diâmetro médio e distribuição cumulativa.....	105
4.2.5	Ângulo de cone do <i>spray</i>	117

4.2.6	Modelo de Regressão para o tamanho de gota.....	119
4.2.6.1	Modelo de regressão para o bocal n_1	120
4.2.6.2	Modelo de regressão para o bocal n_2	122
4.2.6.3	Modelo de regressão para o bocal n_3	124
4.3.1	Combustível.....	127
4.3.2	Taxa de queima e tempo de queima da gota	127
4.3.3	Potência térmica da câmara.....	128
4.3.4	Procedimento experimental e condições de operação da câmara de combustão	129
4.3.5	Distribuição espacial da temperatura	135
4.3.6	Composição dos gases de exaustão	146
5	CONCLUSÃO	151
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	155
	APÊNDICE A - Características dos biocombustíveis testados	169
A.1	Os biocombustíveis	169
A.1.1	Etanol hidratado.....	169
A.1.2	Biodiesel	170
A.2	Metodologia experimental para caracterização dos líquidos.....	172
A.2.1	Medição da densidade	172
A.2.2	Medição da viscosidade	174
A.2.3	Medição da tensão superficial	178
A.2.4	Índice de refração	180
A.3	Resultados das medidas das propriedades dos líquidos	181
A.3.1	Resultados obtidos das características da água	181
A.3.2	Resultados obtidos das características do etanol.....	181
A.3.3	Resultados obtidos das características do biodiesel de soja.....	183

1 INTRODUÇÃO

1.1 Motivação do trabalho

As crescentes preocupações com a escassez e o custo dos recursos energéticos, bem como questões ambientais, despertam o interesse da comunidade científica e industrial para o aprimoramento ou o desenvolvimento de novos processos de combustão. Portanto, é de grande interesse investigar a utilização de biocombustíveis líquidos empregando novas tecnologias de combustão com o objetivo de reduzir custos, aumentar a eficiência de operação e reduzir a emissão de poluentes.

Nos últimos anos tem aumentado o interesse por sistemas compactos de combustão para aplicações em geradores portáteis de energia, micro-aeronaves e micro-propulsores (DUNN-RANKIN *et al.*, 2005). Tentativas iniciais se concentraram em sistemas em microescala de 1 μ W a 1 mW (WAITZ *ET AL.*, 1998; FERNANDEZ-PELLO, 2002; EPSTEIN, 2004; DUNN-RANKIN *et al.*, 2005). Todavia, sistemas compactos de meso-escala, com potências da ordem de centenas de watts, foram também desenvolvidos por Sadasivuni e Agrawal (2009) e Dent (2012).

Os sistemas compactos de combustão requerem a utilização de combustíveis líquidos, uma vez que eles apresentam, em geral, maior densidade de energia do que os combustíveis gasosos. Entretanto, combustíveis líquidos introduzem desafios adicionais relacionados com a dispersão e a vaporização do combustível, bem como a mistura combustível/ar. Estes processos devem ocorrer em um curto tempo de residência, preferencialmente antes da combustão, de modo a minimizar as emissões de fuligem, hidrocarbonetos não queimados (UHC), monóxido de carbono (CO) e óxidos de nitrogênio (NO_x). Uma excelente vaporização do combustível e mistura com o ar são requisitos fundamentais para sistemas de combustão de pequena escala para queima de combustíveis líquidos (DENT, 2012).

Em tais sistemas, a razão entre a área superficial e o volume é grande, levando a perdas de calor elevadas. A perda de calor reduz a temperatura na zona de reação, bem como a eficiência térmica do sistema de combustão. A redução da temperatura da zona de reação pode diminuir as reações químicas, levando a combustão

incompleta, ou a extinção das reações na região da parede. As dimensões reduzidas do sistema limitam o tempo de residência para produzir uma mistura homogênea e as reações químicas. O curto tempo de residência também impede a combustão completa e reduz o desempenho global do sistema de combustão (FERNANDEZ-PELLO, 2002).

A queima de *sprays* é um processo importante em sistemas de combustão, propulsão e geração de energia. O combustível líquido deve ser atomizado em pequenas gotas que vaporizam e se misturam rapidamente com o oxidante, usualmente o ar. Os combustíveis líquidos são atomizados através de injetores para formar gotas, visando aumentar a área de contato entre o combustível e o oxidante e, assim, aumentar as taxas de mistura e de evaporação do combustível. A redução do tamanho das gotas formadas conduz a uma maior taxa de liberação de calor por unidade de volume, facilita a ignição da mistura, amplia a região de queima e produz menores emissões de poluentes. Sendo assim, uma rápida vaporização do combustível e mistura com o ar, são requisitos fundamentais para sistemas de combustão compactos utilizados para queima de líquidos.

Durante as últimas décadas tem aumentado o interesse da comunidade científica e industrial no desenvolvimento de novas tecnologias de combustão capazes de operar com elevada eficiência térmica, baixo custo operacional e redução de impactos ambientais. Dentre as novas tecnologias de combustão, a técnica da combustão sem chama visível (*flameless combustion*) tem se mostrado bastante promissora, pois além de permitir a redução das emissões de poluentes possibilita ainda aumentar a eficiência dos sistemas de combustão.

A técnica consiste na recirculação dos gases quentes de combustão para pré-aquecer os reagentes frios sem troca de massa, de modo que se possa manter a combustão estável em condições que normalmente levariam à extinção da chama. A recirculação dos gases de combustão diminui a concentração local de oxigênio e aumenta a temperatura dos reagentes, criando assim uma mistura em condição de ignição distribuída por todo o volume do combustor, de modo a evitar o apagamento da chama. Isto retarda as reações e leva a uma zona de reação distribuída. Distribuir o calor liberado em um volume maior resulta em temperaturas moderadas

na zona de reação e ausência de gradientes e flutuações da temperatura significativas no interior da câmara de combustão. Desse modo, é possível evitar a formação de NO via mecanismo térmico, e as emissões de poluentes, em geral, são menores do que a partir das chamas convencionais em que a liberação de calor é confinada em uma frente de chama. Além disso, alguns dos mecanismos de geração de ruído, principalmente por meio de expansão rápida de volume devido aos gradientes de alta temperatura na chama também podem ser altamente reduzidos.

As características únicas da combustão sem chama visível a tornam uma tecnologia bastante atrativa, pois ela combina a vantagem de uma elevada eficiência energética com baixas emissões de poluentes. Uma melhor compreensão desta tecnologia inovadora de combustão vai permitir a sua aplicação numa variedade de dispositivos de combustão que utilizam combustíveis líquidos.

1.2 Objetivo

Embora seja encontrada na literatura uma quantidade substancial de trabalhos sobre a combustão sem chama com combustíveis gasosos, poucos trabalhos têm sido relacionados com combustíveis líquidos e nenhum trabalho foi relacionado sobre a queima de etanol hidratado, biocombustível bastante utilizado no Brasil. Entretanto, uma parcela significativa dos combustores industriais opera com combustíveis líquidos, portanto, torna-se necessário estudar e compreender os processos de combustão sem chama visível com a queima de combustíveis líquidos, buscando-se reduzir as emissões de poluentes produzidas por esses sistemas, bem como desenvolver métodos de redução do NO_x, de baixo custo, seguros e confiáveis.

O objetivo desta tese é desenvolver e estudar experimentalmente um sistema compacto de combustão sem chama visível para a queima de etanol hidratado atomizado a partir de um injetor tipo *blurry*. O estudo vai investigar inicialmente os efeitos da geometria e das condições de operação sobre o desempenho do injetor, propondo-se um modelo para predição do tamanho médio das gotas formadas. Em seguida, estuda-se o regime de combustão sem chama visível, avaliando-se a distribuição da temperatura na câmara de combustão para diversos coeficientes de

excesso de ar e as emissões dos gases de combustão (UHC, CO₂, O₂, NO_x e CO) em função dos parâmetros de funcionamento da câmara de combustão.

1.3 Organização da Tese

A tese está organizada em cinco capítulos, dos quais o presente constitui a introdução.

O Capítulo 2 apresenta a revisão bibliográfica, onde se incluem aspectos teóricos referentes ao processo de atomização, uma breve análise dos mecanismos de formação de poluentes e estratégias de redução de NO_x, revisão teórica sobre os fundamentos de jatos livres e confinados, importante para o projeto da câmara de combustão utilizada neste estudo, revisão e fundamentos do injetor *blurry*, e, finalmente, apresenta os fundamentos da combustão sem chama visível bem como os estudos realizados anteriormente.

O Capítulo 3 apresenta o injetor *blurry* e a câmara de combustão desenvolvidos nesta pesquisa, bem como as técnicas de medição e o aparato experimental utilizado.

Em seguida, no Capítulo 4, são apresentados e discutidos os resultados experimentais obtidos e, finalmente, as principais conclusões e sugestões para trabalhos futuros são apresentados no Capítulo 5.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 O Processo de Atomização

A atomização de um líquido formando uma nuvem de gotas ou *spray* é um processo importante em aplicações domésticas, na agricultura, na medicina, na indústria, em sistemas de combustão e outros. O processo de atomização ocorre quando um jato, folha ou um filme líquido é desintegrado pela energia cinética do próprio líquido, pela exposição a uma corrente de ar ou de gás em alta velocidade, ou ainda como resultado de energia mecânica externa aplicada através de dispositivos rotativos ou vibratórios (LEFEBVRE, 1989).

Em sistemas de combustão, as gotas formadas no processo de atomização aumentam a área de contato entre o combustível e o oxidante, aumentando assim as taxas de mistura e evaporação do combustível. Desse modo, ocorre uma diminuição do tempo de vaporização do combustível, resultando em uma mistura mais eficiente do oxidante e do combustível e no aumento do tempo disponível para combustão completa.

A redução do tamanho das gotas formadas, conduz a uma maior taxa de liberação de calor por unidade de volume, facilita a ignição da mistura, amplia a região de queima e produz menores emissões de poluentes.

Idealmente, para promover a combustão com máxima eficiência e mínima emissão de poluentes, um injetor deve fornecer um *spray* de combustível que disperse e evapore rapidamente, de modo a se obter uma mistura homogênea de combustível e ar, evitando-se assim o modo de queima de difusão das gotas que promove a formação de fuligem e altas emissões de óxido de nitrogênio (NO_x) e de monóxido de carbono (CO).

2.2 Atomizadores

Atomizadores ou injetores são dispositivos empregados para a transformação de líquidos em *sprays* ou nuvens de gotas com o objetivo de maximizar a superfície de contato entre o líquido e o ambiente circundante e assim melhorar os mecanismos de transferência de calor e massa. Para um dado atomizador, o tamanho médio da gota e a distribuição de tamanho de gotas no *spray* são largamente dependentes da

geometria do atomizador, características de projeto, condições de funcionamento, propriedades físicas do líquido atomizado e o meio circundante.

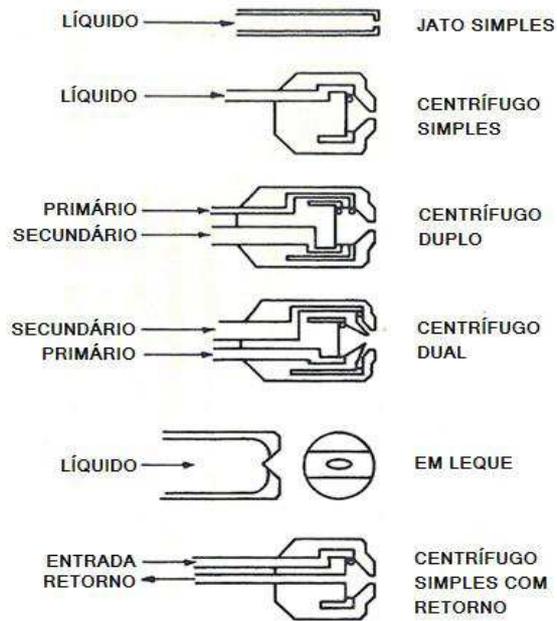
Conforme ilustrado na Figura 2.1, Lefebvre (1989), classificou os tipos mais comuns de atomizadores em três categorias: por pressão ou hidráulicos, de dois fluidos ou pneumáticos, e os dispositivos rotativos. Nos últimos anos, muitos dispositivos têm sido desenvolvidos para aplicações especiais, tais como atomizadores eletrostático, ultrassônicos, efervescentes, etc.

2.2.1 Atomizadores por pressão ou hidráulicos

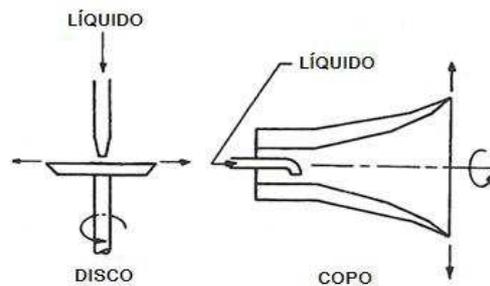
Este tipo de atomizador utiliza a energia cinética a partir da alta pressão do fluido através do orifício de saída para fornecer uma velocidade relativa elevada entre o líquido e o ar ou gás circundante, acelerando e desintegrando o líquido em pequenas gotas por efeito da turbulência gerada. O mecanismo de atomização destes atomizadores é baseado na capilaridade ou quebra caótica do jato ou folha de líquido ejetado com alta velocidade do bocal sob elevada pressão de injeção. Os atomizadores por pressão são projetados com orifícios de saída de pequeno diâmetro e não são apropriados para líquidos viscosos, pois são susceptíveis a entupimentos e requerem altas pressões de alimentação. Os principais parâmetros deste tipo de atomizadores são: diâmetro do orifício de saída, pressão de injeção, vazão e características físicas do líquido. O diâmetro médio das gotas produzidas é uma função do diâmetro do atomizador, da pressão aplicada, da viscosidade do líquido e, em menor grau, da tensão superficial. Estes dispositivos são amplamente utilizados em motores diesel, *ramjets* e turbojatos, turbinas e motores de foguete. Nesta categoria estão incluídos os atomizadores de orifício simples, centrífugo simples, centrífugo com *spray* quadrado (*pressure swirl square spray*), centrífugo duplo (*pressure-swirl duplex*), centrífugo dual (*pressure swirl dual*), centrífugo com retorno (*pressure swirl with spill return*) e com *spray* em leque.

2.2.2 Atomizadores rotativos

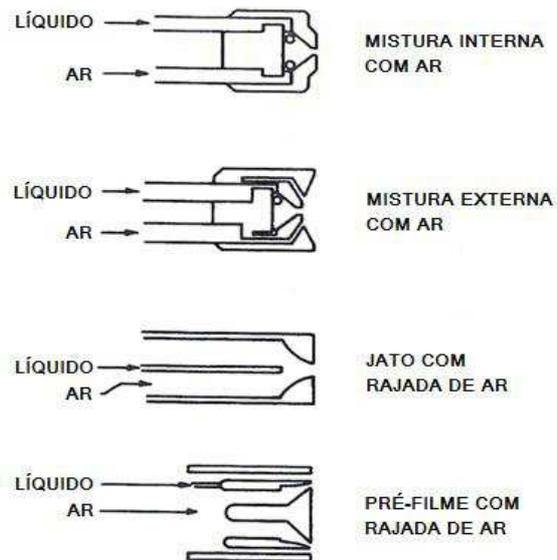
Nos dispositivos rotativos o fluido a ser atomizado é introduzido em um disco ou copo rotativo em alta rotação, que transmite uma quantidade de movimento angular para o fluido. O líquido escoia radialmente para a periferia do disco e é descarregado para o ambiente em virtude da alta velocidade tangencial adquirida.



A) POR PRESSÃO



B) ROTATIVOS



C) DOIS FLUIDOS

Figura 2.1 - Atomizadores (a) por pressão. (b) rotativos (c) dois fluidos.

Fonte: Adaptada de Lefebvre (1989).

Discos pequenos, com alta velocidade angular e baixas vazões são capazes de produzir *sprays* com tamanho de gotas relativamente uniforme. O grau de atomização depende da velocidade periférica, das propriedades do líquido, e da vazão da alimentação. Ao contrário dos atomizadores por pressão, os atomizadores rotativos têm a vantagem de permitir o controle independente da vazão e da velocidade do disco, o que possibilita uma maior flexibilidade de operação. Em virtude da facilidade em trabalhar com líquidos viscosos, torna-se a primeira escolha para essas aplicações. Tais atomizadores são amplamente utilizados em situações em que o líquido não possui homogeneidade suficiente para passar através de um atomizador.

2.2.3 Atomizadores de dois-fluidos ou pneumáticos (*twin-fluid*)

A categoria de atomizadores de dois-fluidos inclui atomizadores assistidos a ar (*air-assist*) e por rajada de ar (*airblast*). Neste tipo de atomizador o líquido é exposto a uma corrente de ar, gás ou vapor em alta velocidade. Ambos utilizam a energia cinética da corrente de ar para quebrar o jato ou folha de líquido em ligamentos e em seguida formar pequenas gotas. O mecanismo de atomização destes atomizadores é baseado na quebra aerodinâmica causada pelas tensões de cisalhamento na interface líquido-gás. A principal diferença entre os dois está relacionada com a quantidade de ar utilizado e sua velocidade de atomização: o injetor *airblast* utiliza elevadas quantidades de gás a velocidades relativamente mais baixas, enquanto que o injetor *air-assist* utiliza pequenas quantidades de gás a elevadas velocidades.

Atomizadores de dois- fluidos podem ser de mistura interna ou externa, dependendo do modo com que o líquido e a corrente de ar ou de gás são misturados. No tipo mistura interna, o gás e o líquido misturam-se dentro do bocal antes de descarregar através do orifício de saída, o ângulo do cone do *spray* é mínimo para o fluxo máximo de ar, e o *spray* se amplia à medida que o fluxo de ar é reduzido. No tipo mistura externa a corrente de ar colide externamente com o líquido no orifício de saída ou fora dele, o ângulo do cone do *spray* é constante para todas as vazões de líquido. Sua vantagem em relação ao de mistura interna é evitar problemas de contrapressão por não haver comunicação interna entre o líquido e o gás, no

entanto, é menos eficiente do que o de mistura interna e são necessárias altas vazões de ar para se atingir o mesmo padrão de tamanho de gotas formado.

Atomizadores de dois-fluidos têm como vantagens a possibilidade de serem utilizados para fluidos de elevada viscosidade e operar em pressões mais baixas do que atomizadores por pressão, além disso, as correntes de ar ou gás e de líquido podem ser controladas independentemente.

Os atomizadores *airblast* (AB) são uma das configurações utilizadas para quebrar o jato de líquido empregando ar de atomização e têm sido amplamente utilizados e estudados (LEFEBVRE, 1980, 1992a, b; CLACK *et al.*, 2004; HOEG *et al.*, 2008, BOLSZO E MC-DONELL, 2009; BATARSEH *et al.* 2010). O tipo mais comum é aquele no qual o líquido é inicialmente transformado em filme ou folha de líquido e em seguida, submetido a correntes de ar de alta velocidade, em ambos os lados. Como resultado da interação das correntes, por efeito de pressão dinâmica do fluido atomizador e com o uso de uma geometria adequada, tem-se a geração de zonas de ruptura da tensão superficial, dando origem ao *spray* conforme ensinam Lefebvre, 1980, 1983, 1989 e Chigier, 2003. A interação entre as duas fases cria tensões de cisalhamento que causam o crescimento das instabilidades na superfície da corrente de líquido. As instabilidades levam à desintegração do filme ou folha de líquido, sob a forma de ligamentos e, em seguida, pequenas gotas. O *spray* gerado por um injetor *airblast* (por exemplo, tamanho de gota e velocidade) depende das condições de operação, tais como a pressão ambiente na câmara, vazão do líquido e do ar, das propriedades do líquido, tais como, tensão superficial, viscosidade, e densidade, e da geometria do atomizador. O injetor *airblast* pode fornecer um *spray* cada vez mais fino, com gotas menores, conforme a pressão de alimentação ou vazão mássica do ar de atomização é aumentada, o que também aumenta a energia requerida pelo injetor (LEFEBVRE, 1992,b). Esses dispositivos oferecem vantagens distintas sobre vários tipos de injetores, tais como, altas taxas de calor liberado e baixas emissões de material particulado, monóxido de carbono (CO) e óxidos de nitrogênio (NO_x). No entanto, o atomizador AB não se mostra muito favorável para a atomização de combustíveis com viscosidade cinemática elevada, gerando grandes gotas que queimam no modo de difusão, e resultando em altas emissões de material particulado, CO e de NO_x. Atomizadores do tipo *airblast* são

tipicamente utilizados em aplicações de combustão, onde os sistemas de combustão operam a altas pressões, tais como motores de turbina a gás.

O atomizador efervescente (EA) é um caso especial de atomizador de dois-fluidos com mistura interna, em que bolhas de ar ou gás são dispersas na corrente de líquido. Nestes injetores o ar de atomização é injetado diretamente no líquido numa câmara de mistura a montante do orifício de descarga. O gás injetado forma bolhas que dão origem a uma mistura bifásica. Ao passar pelo orifício de saída do injetor, a mistura experimenta uma rápida diminuição na pressão, causando a expansão do gás e gerando forças de bolha, acima da tensão superficial. A expansão do gás causa a explosão das bolhas e desintegra o líquido, criando um fino *spray*. Estes injetores requerem uma pequena quantidade de ar para produzir um *spray* muito fino. O mecanismo de quebra do líquido com um injetor efervescente é fundamentalmente diferente do encontrado em injetores por pressão, *air-assist* e *airblast*. Comparado com um injetor *airblast*, os injetores efervescentes apresentam vantagens tais como, a formação de um *spray* com gotas mais finas para uma ampla faixa de condições de operação. O desempenho do injetor é relativamente insensível a viscosidade cinemática do fluido, e o diâmetro maior do orifício evita problemas de entupimento e simplifica a fabricação (SOVANI *et al.*, 2001). Esta é uma característica crítica do atomizador efervescente porque os tamanhos de gota produzidos pelo atomizador são proporcionais à raiz quadrada da espessura inicial ou diâmetro dos ligamentos a partir do qual são formados. Este tipo de atomizador foi largamente estudado por Lefebvre e colaboradores, sendo encontrados inúmeros trabalhos na literatura, dentre os quais, Lefebvre e Miller (1966), Lorenzetto e Lefebvre (1977), Lefebvre (1980), Lefebvre (1985), Reeves e Lefebvre (1986), Rizk e Lefebvre (1987), Lefebvre (1992a, 1992b), Chin e Lefebvre (1993, 1995), Whitlow e Lefebvre (1993), Chen e Lefebvre (1994), Chin (1995), Sovani *et al.* (2001), Lörcher, *et al.*(2005), Konstantinov, *et al.* (2010).

2.3 Fatores que influenciam a atomização

Nukiyama e Tanasawa (1939) realizaram o primeiro grande estudo sobre atomização (LEFEBVRE, 1989). Os autores analisaram o escoamento criado por um atomizador *airblast* sem *swirl* e identificaram quais variáveis afetam a qualidade da atomização: viscosidade, tensão superficial, densidade, velocidade do ar e razão

ar-líquido. Entretanto, o estudo realizado foi incompleto, uma vez que as propriedades do ar de atomização foram consideradas constantes e influência das dimensões do atomizador foi ignorada. Conforme citado em Lefebvre (1980), anos mais tarde Lewis *et al.* (1948) complementaram este estudo levando em consideração a influência das propriedades do ar e das dimensões do atomizador na qualidade dos *sprays*. Zhao *et al.* (1986) , Lorenzetto e Lefebvre (1977) e Melo (1999) prosseguiram com estes estudos e estabeleceram um conjunto de propriedades que influenciam o processo de atomização.

2.3.1 Propriedades do líquido

As características de um *spray* são bastante influenciadas pelas propriedades do líquido, principalmente pela densidade, viscosidade e tensão superficial.

Densidade

De um ponto de vista prático, o efeito da densidade não é muito significativo quando comparado com os efeitos de viscosidade e tensão superficial, uma vez que a maioria dos combustíveis líquidos apresentam apenas pequenas diferenças de densidade.

O principal efeito da densidade do líquido é a produção de um *spray* mais compacto e penetrante, que resulta em uma interação menor com o fluxo de ar de atomização. Sendo assim, a influência da densidade do líquido sobre o tamanho de gota médio é secundária (LORENZETTO E LEFEBVRE, 1977).

Tensão superficial

A tensão superficial é uma propriedade importante porque representa a força de resistência à formação de uma nova área superficial. Uma alta tensão superficial representa uma força de consolidação, e, durante o processo de atomização, contraria qualquer distorção da superfície do líquido (LEFEBVRE, 1989). Ao se aumentar a tensão superficial ocorre um atraso na formação de ligamentos e gotas, resultando em tamanhos maiores de gotas.

Lorenzetto e Lefebvre (1977) observam que este efeito negativo da tensão superficial é atenuado para maiores velocidades do ar. A tensão superficial afeta o

ângulo de cone do *spray*, os diâmetros das gotas e a pressão de operação necessária para o atomizador.

Viscosidade

A viscosidade é a propriedade mais importante das propriedades do líquido, uma vez que ela é mais sensível à variação de temperatura do que a densidade e a tensão superficial. Ela está diretamente relacionada com o número de Reynolds e, portanto, com a instabilidade do jato ou filme. Assim a viscosidade influencia diretamente o intervalo para desintegração em gotas e o tamanho das gotas de um *spray*. Aumentando-se a viscosidade ocorre um aumento no comprimento da folha de líquido não perturbada e na penetração do jato, impede-se a formação de ondas, reduz-se a turbulência, e, conseqüentemente, tem-se a produção de *spray* com gotas maiores.

Lorenzetto e Lefebvre (1977) mostraram que qualquer aumento da viscosidade provoca um aumento do diâmetro médio das gotas, o que pode ser atribuído ao aumento das forças viscosas, que tendem a opor-se à desintegração da coluna de líquido em gotas, tanto no processo de atomização primária como secundária. Entretanto, o aumento do diâmetro médio das gotas com a viscosidade é atenuado para altas velocidades do ar devido ao aumento da disponibilidade energética para a atomização.

2.3.2 Condições do ambiente

As condições ambientes de temperatura e pressão também influenciam, de forma significativa, as características do *spray* e, conseqüentemente, o desempenho do atomizador.

Estudos realizados por Neya e Sato (1968) e Rizk e Lefebvre (1985) investigaram a influência da pressão ambiente sobre as características do *spray* e observaram que o aumento na densidade do meio diminui o ângulo de cone do *spray* e aumenta o tamanho das gotas. Isto ocorre porque as correntes induzidas de gás tendem a colapsar o *spray* em um pequeno volume e, assim, aumentar a coalescência das gotas.

Rizkalla e Lefebvre (1975) realizaram um estudo sobre injetores *airblast* e identificaram os efeitos da pressão e temperatura do ar de atomização no diâmetro médio das gotas. Os autores observaram que para líquidos de viscosidade variável o diâmetro médio das gotas aumenta linearmente com a temperatura do ar, ou seja, com a diminuição da densidade. Desse modo, tem-se a necessidade de se manter o ar de atomização em uma temperatura relativamente baixa de modo a beneficiar a qualidade do processo. O estudo também mostra que o diâmetro médio das gotas diminui com o aumento da pressão ambiente, uma vez que ocorre um aumento na resistência do ar que promove a quebra da coluna de líquido.

Novos estudos foram realizados com o objetivo de verificar a influência das condições do meio nas características dos *sprays*. Verificou-se que o ângulo do cone formado nos injetores *airblast* é relativamente insensível às mudanças de pressão e densidade do ar ambiente. Em geral, uma redução na densidade do ar ambiente provoca apenas uma alteração no arrasto do *spray*, tornando-o mais próximo das linhas de corrente formadas pelo escoamento do ar (LEFEBVRE, 1989).

2.3.3 Razão mássica ar – líquido (ALR)

A razão mássica ar-líquido (ALR) é, sem dúvida, o parâmetro mais importante em processos de atomização (LORENZETTO; LEFEBVRE, 1975). Ao se aumentar a ALR observa-se uma melhora na qualidade da atomização.

Lorenzetto e Lefebvre (1975) analisaram e identificaram o comportamento característico do *spray* produzido por um injetor *airblast* plano com o aumento da ALR. Os autores observaram que, para valores de ALR pequenos, a qualidade da atomização é severamente afetada e o tamanho médio das gotas aumenta consideravelmente, pois a quantidade de ar não é suficiente para quebrar as forças agregadoras da viscosidade e tensão superficial. No entanto, à medida que o ALR aumenta, a qualidade da atomização melhora progressivamente até se atingir um patamar onde o diâmetro médio das gotas começa a estabilizar em torno de um valor constante, pois parte do ar injetado fica bastante afastada do líquido para desempenhar um papel ativo na atomização. A partir desse valor, qualquer aumento de ALR provoca apenas melhorias marginais no diâmetro das gotas.

Desse modo, deve-se encontrar a ALR para o qual o diâmetro médio das gotas estabiliza para cada atomizador e tentar operar nesse regime.

2.3.4 Velocidade do ar

Outro fator que influencia a qualidade da atomização é a velocidade do ar. Entretanto, tem-se uma dificuldade em avaliar a influência isolada deste parâmetro, uma vez que qualquer alteração na velocidade do ar altera o valor de ALR.

Para contornar esta limitação Lorenzetto e Lefebvre (1977) realizaram uma série de testes com água e querosene nos quais variavam a velocidade do ar através da utilização de orifícios de diferente dimensão, mantendo o valor de ALR constante.

Os autores observaram uma diminuição considerável do diâmetro médio das gotas com o aumento da velocidade do ar, em particular, para líquidos de baixa viscosidade. Para estes líquidos, o diâmetro médio das gotas é inversamente proporcional à velocidade relativa do ar, ou seja, a velocidade entre o líquido e o ar. Para analisar o efeito da variação isolada da vazão mássica de líquido na qualidade da atomização, os autores utilizaram diferentes combinações de injetores de ar e líquido de modo a manter constantes os valores de ALR e velocidade relativa do ar, enquanto variavam a vazão mássica de líquido. Observou-se que um aumento da vazão mássica de líquido tende a prejudicar a qualidade da atomização, aumentando o diâmetro médio das gotas.

2.4 Injetor *blurry*

2.4.1 Tecnologia *flow blurring*

Gañán-Calvo (2005) propôs uma nova técnica de atomização de dois-fluidos que explora as vantagens de mistura interna e externa. O autor apresentou uma nova configuração de injetor, conhecido com injetor *flow blurring* (FB) ou injetor *blurry*.

De acordo com o autor, o injetor *flow blurring* (FB) apresenta várias vantagens sobre os outros tipos de injetores pneumáticos, tais como formação de um *spray* uniforme, melhor atomização, alta eficiência de atomização, robustez, excelente vaporização do combustível e mistura com o ar.

Flow blurring é uma tecnologia de atomização simples, reproduzível e robusta. Apesar da simplicidade no mecanismo de atomização e do *design* do injetor, obtém-se uma interação gás-líquido de alta eficiência. O injetor requer uma geometria particular, mas simples, que produz uma excelente mistura turbulenta entre os fluxos de líquido e gás, gerando *sprays* muito finos.

De acordo com Gañán-Calvo (2005) comparado com outras técnicas de atomização pneumática, o injetor FB gera *sprays* com gotas muito menores com o mesmo consumo de energia ou *sprays* com o mesmo tamanho de gota, porém com um consumo de energia menor.

2.4.2 Mecanismo de atomização *flow blurring*

A configuração *flow blurring* é caracterizada por um tubo de alimentação de líquido cujo diâmetro interno d é igual ao diâmetro do orifício de saída localizado na placa de orifício à jusante do tubo.

O tubo de líquido é mantido a uma distância H do orifício de saída. A relação entre H e d define a relação geométrica c ($c=H/d$). Dessa forma, a distância entre a extremidade do tubo de alimentação e o orifício de saída dá origem a uma passagem lateral cilíndrica (PLC), por onde escoa o ar de atomização. A Figura 2.2 mostra um esquema da geometria do injetor *blurry*.

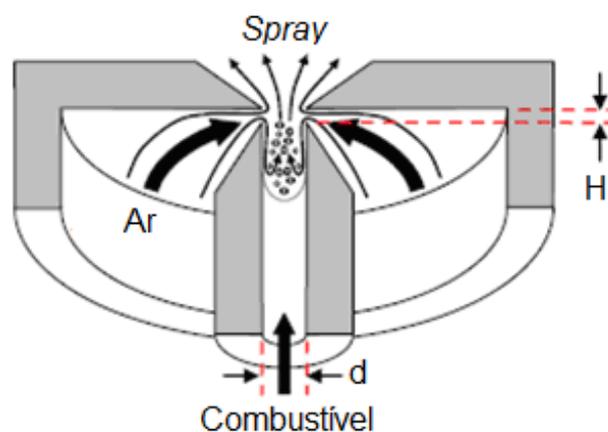


Figura 2.2 - Esquema da geometria de um injetor tipo *blurry*.

Fonte: Adaptada de Dent (2012).

A distância entre o tubo de líquido e o orifício de saída, H , é o parâmetro responsável pelo mecanismo de atomização do injetor FB. Cabe ressaltar que a

área da passagem lateral cilíndrica é igual à área do orifício de saída quando $c=H/d=0.25$. À medida que a distância H é alterada ocorre uma mudança no tipo de escoamento, portanto, há dois modos diferentes de interação entre as correntes:

- a) Quando a distância H entre a saída do tubo de líquido e a placa de orifício é pequena, ou seja, $H/d < 0,25$, o escoamento do ar se torna radial, perpendicular ao eixo de simetria, e um ponto de estagnação se desenvolve entre a saída do tubo de líquido e o orifício de saída. Desse modo, parte do ar que passa através da PLC é forçada a escoar para dentro do tubo de líquido (*backflow*), como pode ser observado na Figura 2.3 (a), e o restante escoar para fora do injetor através do orifício de saída. O retorno do ar (*backflow*) aumenta a pressão local e dá origem a uma zona de recirculação dentro do tubo, que resulta em uma interação turbulenta entre as fases. O ar produz pequenas bolhas no interior do líquido, criando assim uma mistura bifásica no interior do injetor. Ao passar pelo orifício de saída do injetor, a mistura é submetida a uma rápida diminuição na pressão. Com a queda de pressão através do orifício de saída ocorre a expansão do gás, gerando forças de bolha acima da tensão superficial. A expansão do gás causa a explosão das bolhas e desintegra o líquido, criando um *spray* fino. A distribuição do tamanho de gotas no modo *flow blurring* será definida pelos parâmetros geométricos d e H , a pressão do gás e as propriedades do líquido, tensão superficial e viscosidade. O padrão *backflow* produz uma mistura eficiente entre o gás e o líquido e leva à melhoria da eficiência energética, superior a outros processos de atomização. O mecanismo de atomização do injetor FB é semelhante ao mecanismo do injetor efervescente, entretanto, uma vez que a mistura bifásica ocorre apenas em uma pequena região no tubo de líquido e é determinada apenas pela geometria do injetor FB, a atomização FB supera inconvenientes do processo de atomização efervescente, tais como a instabilidade do fluxo e a necessidade de alta pressão do ar de atomização. A superioridade do injetor FB se deve à sua capacidade de produzir uma mistura interna e externa das duas fases simultaneamente. *Sprays* finos são produzidos devido ao fato do ar que retorna (*backflow*) ser misturado de forma turbulenta com o líquido

internamente no tubo e o restante do ar de atomização produzir uma camada de cisalhamento quando escoar através do orifício de saída, melhorando assim o processo de atomização.

- b) Quando $H/d > 0,25$, o efeito *flow blurring* não é observado, o fluxo escoar seguindo o modo *flow focusing*, com a formação de um microjato de líquido, como pode ser observado na Figura 2.3 (b). Nesta configuração as correntes de gás e de líquido passam pelo orifício de saída e interagem de modo similar ao injetor *airblast*. As perturbações simétricas e/ou assimétricas causam a quebra do microjato de líquido e o modo de ruptura dependerá do número de Weber. O número de Weber (We) relaciona as forças de inércia e as forças de tensão superficial, ou seja, $We = \rho U_2 D / \sigma$, sendo ρ a densidade do ar, U a velocidade do ar e σ a tensão superficial do líquido.

A Figura 2.3 mostra os padrões de interação entre as correntes de líquido e gás para a configuração *flow blurring* (Figura 2.3 (a)) e da configuração *flow focusing* (Figura 2.3 (b)). As setas pretas indicam as linhas de fluxo da corrente de gás e as setas cinza indicam as linhas de fluxo da corrente de líquido.

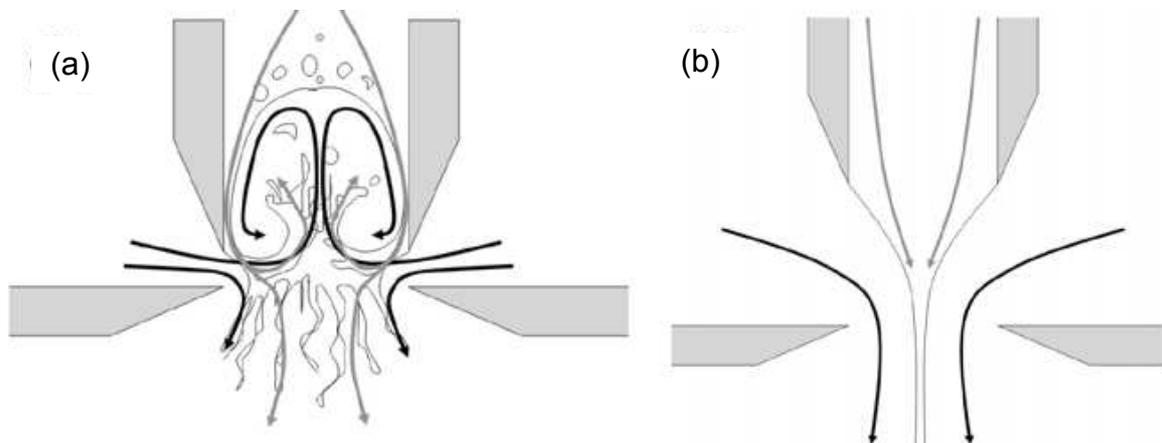


Figura 2.3 - (a) Configuração *flow blurring* ($H/d=0,2$), (b) Configuração *flow focusing* ($H/d=1$).

Fonte: Gañán-Calvo (2005).

2.4.3 Estudos prévios

Simmons *et al.* (2009) e Simmons e Agrawal (2011a) empregaram as técnicas de visualização de folha de luz laser e LDV (*Laser Doppler Velocimetry*) para comparar as características de *sprays* de água produzidos por um injetor *flow blurring* e um

injetor comercial *airblast*, ilustrados na Figura 2.4. O injetor *airblast* utilizado foi o modelo disponível no mercado (modelo Delavan 30609-2), com diâmetro do tubo de líquido igual a 0,3 mm. O corpo do injetor *airblast* foi adaptado internamente para implementar o injetor *flow blurring*, com diâmetro do tubo de líquido e do orifício de saída igual a 1,5 mm e a relação $H/d = 0,23$, de modo que a placa de descarga esteja localizada a uma distância $H = 0,35$ mm.

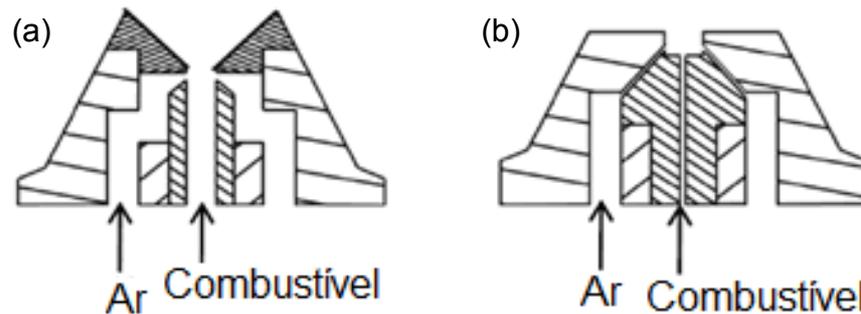


Figura 2.4 - Esquema dos injetores: (a) injetor *flow blurring* e (b) injetor *airblast*.

Fonte: Adaptada de Simmons *et al.* (2009).

Os resultados obtidos mostraram uma diferença significativa nas distribuições do diâmetro médio de Sauter (SMD) e nas velocidades axiais média e rms (raiz quadrada da média dos quadrados da velocidade) para os dois injetores em uma dada ALR. O diâmetro médio de Sauter (SMD) é definido como o diâmetro de gota característico que tem uma relação de volume - área de superfície proporcional à relação volume - área de superfície de todo o *spray* ($SMD \sum N_i D_i^3 / \sum N_i D_i^2$). O injetor *flow blurring* produziu gotas com menores SMDs e menores faixas de SMD sobre o volume de *spray*, maior velocidade média e rms axial na região central, e um *spray* estreito com ângulo de cone de *spray* praticamente independente da ALR, quando comparado ao injetor *airblast*. Os resultados mostraram que o injetor *flow blurring* pode eficazmente atomizar líquidos a ALRs relativamente baixas em comparação com o injetor *airblast*. Estas características tornam o injetor *flow blurring* um conceito útil para baixas emissões de poluentes em sistemas de combustão empregando combustíveis líquidos.

Um estudo foi conduzido por Panchasara *et al.* (2009) para demonstrar o comportamento de um injetor *flow blurring* e um injetor comercial *airblast* em um sistema de combustão empregando um *swirl* para queima de diesel e querosene.

Os dois injetores utilizados no estudo são os mesmos utilizados por Simmons *et al.*, (2009) e Simmons e Agrawal (2011a). A Figura 2.5 mostra o diagrama do sistema empregado pelos autores.

Os resultados obtidos mostraram que para uma dada vazão de combustível e ar de atomização, o injetor *flow blurring* produziu cerca de 3 a 5 vezes menos emissões de NO_x e CO em comparação com o injetor *airblast*. Esta diminuição nas emissões pode ser atribuída às menores gotas produzidas pelo injetor *flow blurring*.

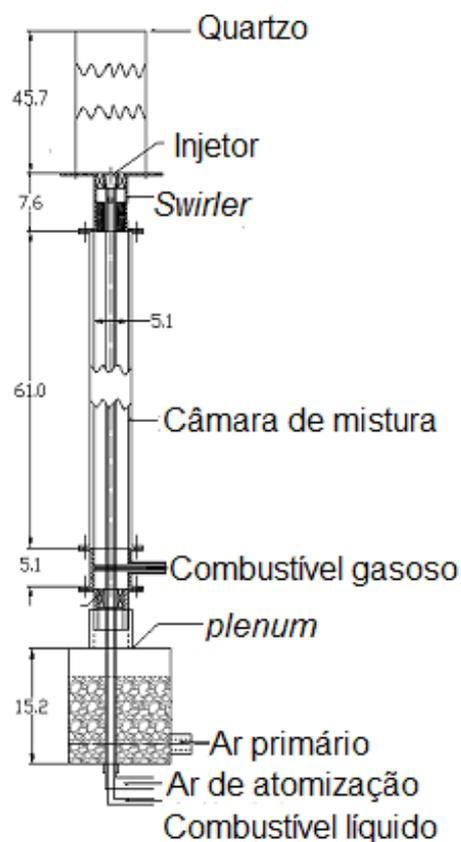


Figura 2.5 – Diagrama do dispositivo experimental.

Fonte: Adaptada de Panchasara *et al.* (2009).

Sadasivuni e Agrawal (2009) desenvolveram um sistema de combustão em mesoescala composto por um injetor *flow blurring*, um trocador de calor contra-corrente e um meio poroso inerte para a queima de querosene. O sistema tem 30 mm de comprimento e 17 mm de diâmetro, com o diâmetro do combustor de 10 mm, conforme mostra a Figura 2.6.

A densidade de energia volumétrica do sistema foi substancialmente mais elevada do que a dos conceitos desenvolvidos anteriormente, cerca de 90 MW/m³ baseado

no volume total e 230 MW/m^3 com base no volume do combustor. Uma taxa de liberação de calor de até 460 W foi obtida para o volume total do sistema de 6.7 cm^3 e volume do combustor de 2 cm^3 . O sistema de combustão produziu uma chama ancorada, plana, limpa, compacta, silenciosa e distribuída. Não foram observados problemas de fuligem ou de formação de coque durante ou após a operação de queima do querosene.

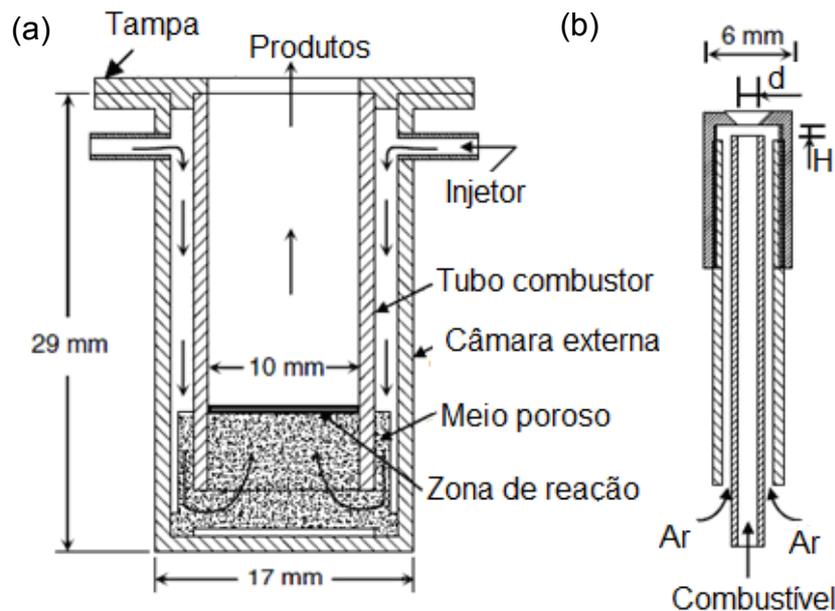


Figura 2.6 - Diagrama esquemático: (a) sistema combustor e (b) injetor *flow blurring*.

Fonte: Adaptada de Sadasivuni e Agrawal (2009).

Simmons e Agrawal (2011b) avaliaram o desempenho de *sprays* frios de óleo de soja refinado e diesel, obtidos pelo processo de atomização *flow blurring*. Foram realizadas medições para o tamanho de gota e velocidade utilizando a técnica PDPA (*Phase Doppler Particle Analyzer*) para diferentes condições operacionais. A Figura 2.7 mostra um diagrama esquemático da configuração experimental constituída por uma câmara de combustão estabilizada por um *swirl*. O injetor *flow blurring* utilizado neste estudo é o mesmo que o empregado por Simmons *et al.*, (2009) e Simmons e Agrawal (2011a).

Os resultados obtidos mostraram que a queda de pressão no combustível e no ar de atomização do injetor *flow blurring* é independente do combustível, entretanto o diâmetro médio de Sauter (SMD) é afetado pelas propriedades do combustível. O injetor *flow blurring* produziu um *spray* de óleo de soja refinado com SMD ponderado

em plano axial semelhante ao do *spray* de diesel. As maiores gotas do *spray* óleo de soja refinado são confinadas na região central, onde a taxa de combustível é muito pequena.

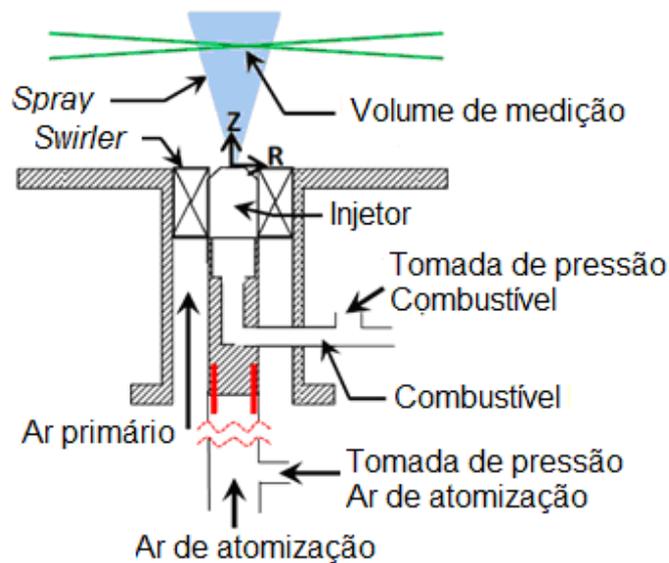


Figura 2.7 - Esquema do dispositivo experimental.

Fonte: Adaptada de Simmons e Agrawal (2011b).

Dent (2012) realizou um estudo cujo objetivo era melhorar a durabilidade e reduzir a perda de calor em um combustor de mesoescala com recirculação de calor para queima de metano, uma vez que melhorias na durabilidade do combustor podem permitir a implementação do combustor em sistemas de geração de energia com manutenção reduzida. O combustor empregado neste estudo é uma melhoria do projeto do combustor de mesoescala desenvolvido por Vijaykant e Agrawal (2009) utilizando o FB. A Figura 2.8 mostra um esquema do combustor de mesoescala/termoelétrico (MSC-TE) investigado neste estudo.

A taxa de calor liberado pelo combustor de mesoescala foi de até 330 W, fornecendo uma eficiência de combustão de 99,7% e baixas emissões de NO_x e CO. A análise computacional do sistema mostrou uma perda de calor de cerca de 5% da taxa de calor liberado. O estudo realizado demonstrou que o sistema de geração de energia MSC-TE é uma opção para a geração de energia portátil e uma alternativa à tecnologia de bateria. O projeto do MSC-TE pode ser utilizado em outros sistemas de geração de energia portáteis, tais como recuperação de calor.

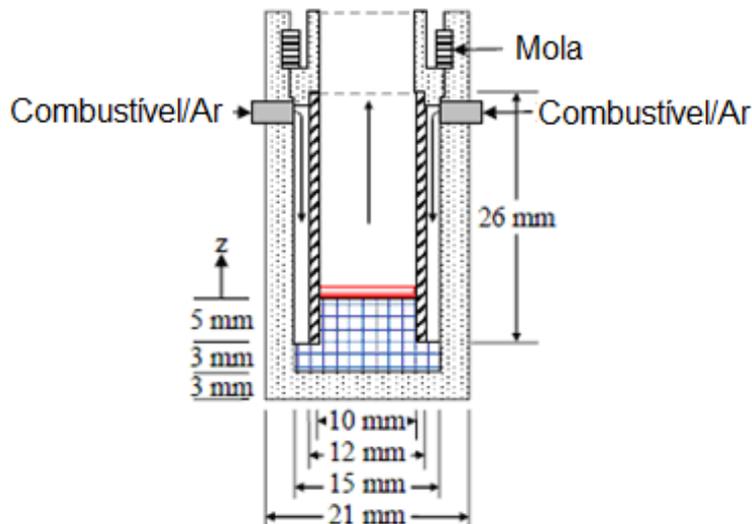


Figura 2.8 - Esquema da seção transversal do combustor de mesoescala.

Fonte: Adaptada de Dent (2012).

2.5 Combustão de gotas e *sprays*

A combustão de combustíveis líquidos tem como base a sua atomização, com a formação de um *spray*, e em seguida, a vaporização e a combustão de gotas. Portanto, o mecanismo de combustão de uma única gota é de grande importância, pois o estudo da queima de uma gota fornece uma previsão do tempo de vida desta no interior de uma câmara e conseqüentemente do perfil da chama, emissão de poluentes e perfil do fluxo de calor.

2.5.1 Combustão da gota

A combustão de gotas ocorre em diversos equipamentos como câmaras de foguetes, motores a gasolina e a diesel, turbinas aeronáuticas e queimadores industriais, dentre outros. Uma parcela significativa da energia produzida no mundo provém de processos envolvendo a queima de nuvens (*sprays*) de gotas pequenas, desse modo, é necessário compreender o mecanismo de queima difusiva de uma gota individual.

A abordagem clássica descreve a combustão de uma gota como um processo quasi-estacionário, uma vez que o tempo de difusão do vapor do combustível é muito menor do que o tempo de vaporização da gota. Isto ocorre porque a densidade da gota líquida é, em geral, muito maior que a densidade do vapor de combustível.

O estudo da combustão de uma gota considera a existência de uma chama difusiva esférica e simétrica ao redor da gota queimando em um ambiente estagnado. A chama se forma ao redor de cada uma das gotas de líquido, o combustível evapora na superfície da gota e o vapor de combustível formado se difunde até a chama, onde reage com o oxidante que se difunde do ambiente. A chama fornece a energia necessária para vaporizar a gota e o processo continua até todo o combustível evaporar e queimar. Para o caso da queima de uma gota a hipótese de que a temperatura da gota é igual à temperatura de ebulição do líquido não é válida, o que dificulta a solução do problema.

Considerando-se um processo quasi-estacionário, e a partir do balanço de massa da mistura, de massa das espécies e de energia tem-se que a taxa de queima da gota é dada por (TURNS, 2000):

$$\dot{m}_f = \frac{4\pi k_g r_s}{c_{pg}} \ln[1 + B_{0,q}] \quad (2.1)$$

com:

$$B_{0,q} = \frac{\Delta h_c / \nu + c_{pg} (T_\infty - T_s)}{q_{i-l} + h_{fg}} \quad (2.2)$$

sendo \dot{m}_f a taxa mássica de queima da gota (kg/s), $k_g = 0,4k_f(\bar{T}) + 0,6k_g(\bar{T})$ a condutividade térmica (W/mK), r_s o raio da gota (m), $c_{pg} = c_{pf}(\bar{T})$ o calor específico (J/kgK), $B_{0,q}$ o número de transferência (-), que representa a razão entre a entalpia disponível no gás ao redor da gota e o calor necessário para evaporar o combustível, Δh_c entalpia de combustão (J/kg), ν a razão estequiométrica (-), T_∞ a temperatura do ambiente (K), T_s a temperatura de superfície da gota (K), $\bar{T} = 0,5(T_s + T_f)$ a temperatura média entre a temperatura de superfície T_s e a temperatura de chama T_f (K), h_{fg} calor latente de vaporização (J/kg) e q_{i-l} o calor de pré-aquecimento da gota (J). Este número denota a razão

O tempo de queima da gota é dado por (TURNS, 2000):

$$t_q = \frac{D_0^2}{K} \quad (2.3)$$

com:

$$K = \frac{8k_g}{\rho_l C_{pq}} \ln(1 + B_{0,q}) \quad (2.4)$$

sendo t_q o tempo de queima da gota (s), D_0 o diâmetro inicial da gota (m), K a constante da taxa de queima (m^2/s) e ρ_l a densidade do líquido (kg/m^3). Valores de $B_{0,q}$ para diversos combustíveis são mostrados na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 – Valores do número de transferência para diversos combustíveis.

Líquido	$B_{0,q}$
Benzeno	7,47
Metanol	2,95
Etanol	3,79
Gasolina	9,03
Querosene	9,78
Diesel leve	10,39
Diesel médio	11,18
Diesel pesado	11,60
Acetona	6,70
Tolueno	8,59

Fonte: Adaptada de Glassman (1996).

2.5.2 Combustão de *Sprays*

No estudo do fenômeno de combustão de um *spray* é necessário levar em consideração o fenômeno de interação entre as gotas. O processo pode ser controlado pela combustão de um conjunto de gotas isoladas, cada qual envolvida por uma chama ou pela combustão do vapor de combustível envolvendo o *spray*, proveniente da evaporação de uma nuvem de gotas.

Suzuki e Chiu (1971) propuseram uma teoria de combustão considerando que os líquidos podem queimar como chamas de gota e de grupo. Em *sprays* bem diluídos

de combustíveis pouco voláteis observa-se a formação de chamas em torno de uma única gota em toda a região do *spray*, uma vez que se têm quantidades suficientes de oxigênio na região central do *spray* para que a mistura reagente se encontre entre os limites de inflamabilidade.

Em *sprays* densos, as gotas não queimam individualmente, elas entram em combustão em grupos, formando chamas coletivas ao redor de uma nuvem de gotas. No centro de um *spray* denso ocorre a formação de uma mistura rica não inflamável devido à insuficiência de ar. Desse modo, as gotas interiores se vaporizam em atmosferas de baixa concentração de oxigênio e o vapor produzido é transportado para o exterior do *spray*, onde é misturado com o ar para queimar de uma maneira similar a uma chama de difusão gasosa.

Os regimes de combustão de grupo foram identificados como: combustão de grupo interna, combustão de grupo externa e combustão de grupo externa com envelope de vaporização. O regime particular de operação é determinado pela densidade de número de gotas, as condições do ambiente, raios das gotas e volatilidade do combustível. Tais regimes são ilustrados na Figura 2.9.

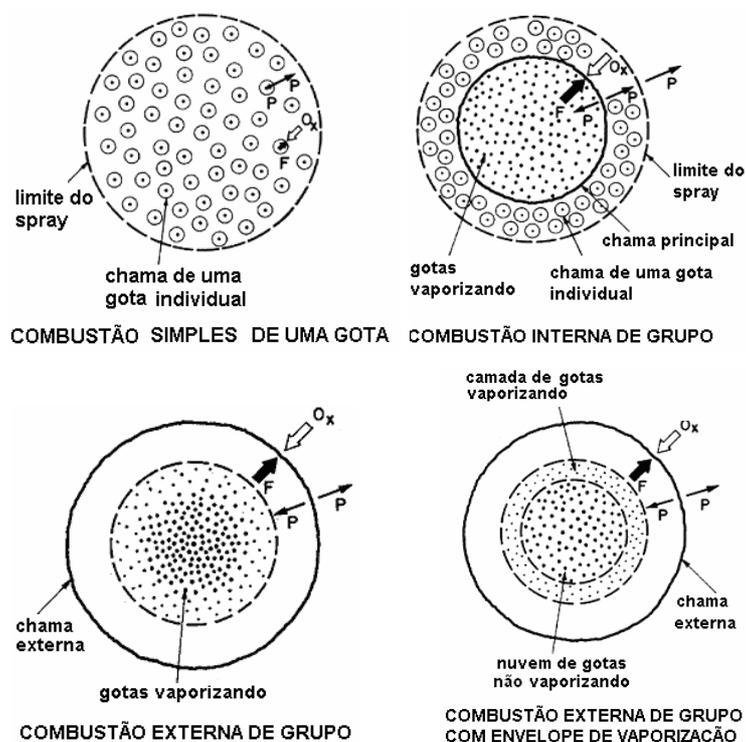


Figura 2.9 - Tipos de combustão de líquidos.

Fonte: Adaptada de Kuo (1986).

De acordo com Suzuki e Chiu (1971) o modelo de combustão de um *spray* é classificado de acordo com o parâmetro adimensional G chamado de número de combustão de grupo. Este parâmetro é definido como a razão do calor transferido entre as duas fases e o calor de vaporização.

Chiu e Liu (1977) redefiniram o parâmetro adimensional G como sendo a razão do calor transferido na fase gasosa e o calor transferido entre as duas fases por convecção.

Tais autores consideraram uma vaporização quasi-estacionária e processo de difusão com taxa de reação infinita e mostraram a importância de um número de combustão de grupo dado por:

$$G = 3 \left(1 + 0,276 \text{Re}^{1/2} \text{Sc}^{1/3} \right) \text{Le} N^{2/3} \left(R/d \right) \quad (2.5)$$

onde Re , Sc , Le , N , R , e d são o número de Reynolds com base no diâmetro, o número de Schmidt, o número de Lewis, o número total de gotas na nuvem, o raio médio da gota, e o espaçamento médio entre os centros das gotas, respectivamente. O parâmetro G representa o grau de interação entre as duas fases e serve para diferenciar interações fortes e fracas (KUO, 1986).

Chiu e Croke (1981) analisaram o efeito do número de grupo no tipo de combustão do *spray* (Figura 2.10). Para valores de $G < 10^{-2}$, observa-se o regime de combustão de gota isolada, onde uma chama separada envolve cada gota. Para $10^{-2} < G < 1$ o modo de combustão é combustão de grupo interna, onde a vaporização ocorre com o núcleo totalmente cercado por uma chama, formando dessa maneira uma chama esférica coletiva em torno das gotas interiores, entretanto, fora do núcleo, cada gota é envolta por chamas individuais. Com o aumento de G , o tamanho do núcleo aumenta. Para valores de $1 < G < 10^2$, prevalece a combustão de grupo externa, onde uma chama única envolve todas as gotas. Para valores muito elevados de, $G > 10^2$, ocorre a combustão de grupo externa com envelope de vaporização, onde apenas as gotas em uma camada fina na borda da nuvem são vaporizadas.

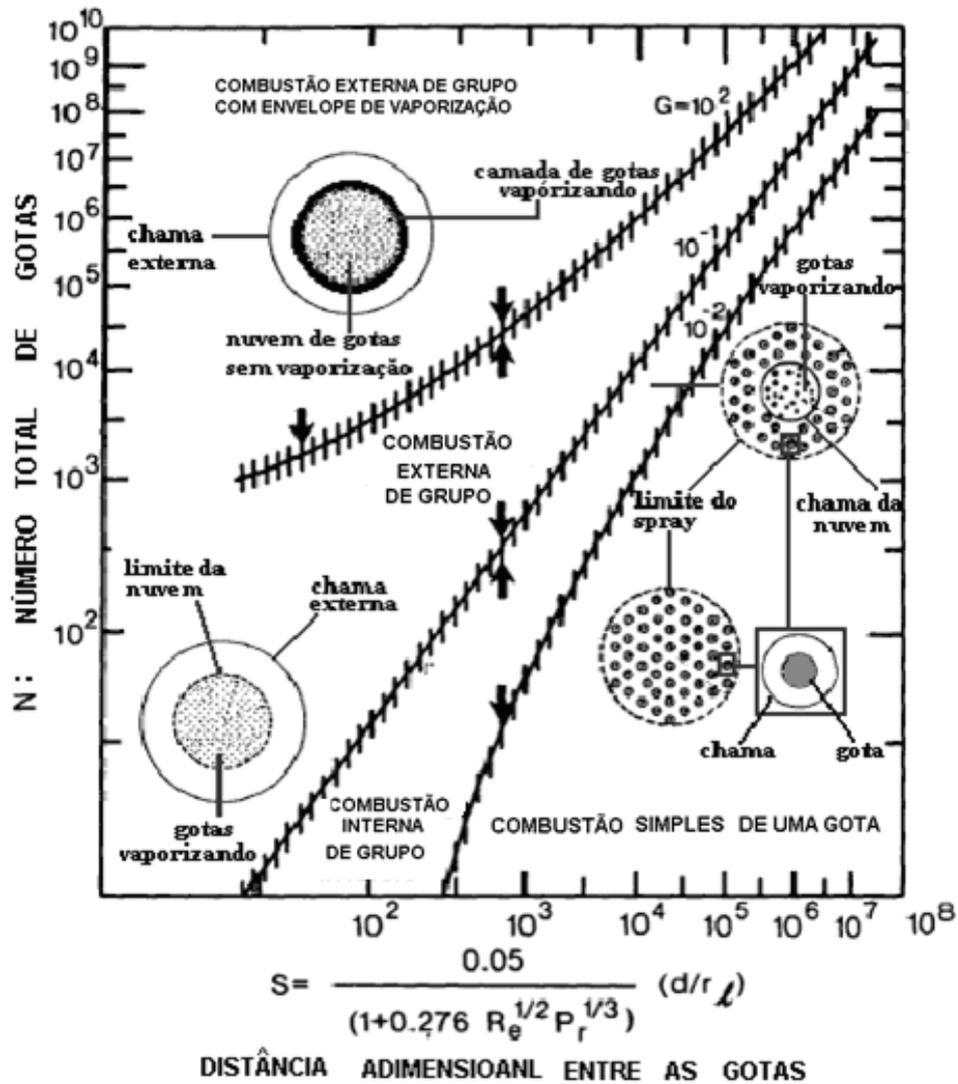


Figura 2.10 - Efeito do número de grupo no tipo de combustão do *spray*.

Fonte: Adaptada de Chiu e Croke (1981).

Em injetores de duplo-fluido estabelecem-se zonas com baixas concentrações de oxigênio e baixas temperaturas no interior do *spray* que causam o deslocamento da chama para as suas fronteiras exteriores. De acordo com a teoria, o comportamento coletivo das gotas em *sprays* líquidos origina misturas ricas no centro do *spray* que, devido à insuficiência de ar, não queimam. Devido aos fenômenos de convecção e difusão, o combustível é transportado radialmente do centro para o exterior, o que conduz ao estabelecimento de zonas inflamáveis a certa distância da linha central do *spray*. Nestas zonas estabelecem-se, então, chamas de difusão. Ao se afastar da região densa do centro do *spray*, a distância entre gotas aumenta e o seu tamanho diminui, de modo que a concentração de oxidante aumenta, tornando possível a combustão, isolada ou em grupo, de algumas gotas.

2.6 Mecanismos de formação de poluentes

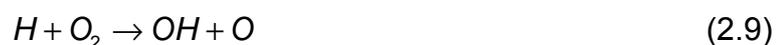
O processo de combustão envolve a formação de poluentes que serão em geral, liberados na atmosfera. Em virtude dos efeitos adversos da poluição atmosférica sobre a saúde humana e o meio ambiente, a legislação ambiental tem se tornado cada vez mais rigorosa, estabelecendo limites rígidos para as emissões de poluentes. Desse modo, o controle das emissões de poluentes é um fator importante no projeto de sistemas de combustão modernos. Os poluentes primários produzidos pela combustão são os óxidos de nitrogênio (NO_x), monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos não queimados (UHC - *Unburned Hydrocarbon*), óxidos de enxofre (SO_x) e material particulado (TURNNS, 2000). Entretanto, apenas os três primeiros serão discutidos nesta seção, devido à sua relevância para os sistemas de combustão sem chama visível (*flameless combustion*).

2.6.1 Monóxido de Carbono (CO)

A queima completa de combustíveis hidrocarbonetos produz principalmente dióxido de carbono e água.

Emissões de monóxido de carbono são resultado de uma combustão incompleta. Geralmente condições de combustão rica, baixo tempo de residência, zonas frias dentro da câmara de combustão e processos de mistura deficientes implicam na sua formação.

Considerando que a água é a espécie primária que contém o hidrogênio, podemos descrever a oxidação do CO por quatro passos (TURNNS, 2000):



A reação inicial (2.6) é lenta e age como iniciadora da cadeia de reação, não contribuindo significativamente para a formação de CO_2 . A reação (2.8) também é

uma etapa de propagação da cadeia, produzindo átomos de H. O átomo de hidrogênio produzido na Equação 2.8 reage com o oxigênio na Equação 2.9 para formar OH e O. Estes radicais servem como reagentes para as reações de oxidação (2.7) e (2.8). Um mecanismo mais abrangente de oxidação do CO que inclui outras espécies contendo hidrogênio pode ser encontrado em Yetter *et al.* (1991). No entanto, a Equação 2.8 ainda continua a ser o passo mais importante da reação.

Aumentar a turbulência na câmara de combustão, melhorar a atomização para combustíveis líquidos, aumentar o tempo de residência e evitar regiões frias são algumas maneiras de diminuir a formação de monóxido de carbono.

2.6.2 Hidrocarbonetos não queimados (UHC)

Assim como as emissões de CO, hidrocarbonetos não queimados são produtos da combustão incompleta. Sua formação está ligada à atomização deficiente do combustível líquido, baixa turbulência e baixo tempo de residência dos gases no interior da câmara, deficiência de oxigênio no processo de combustão, taxas de reação reduzidas ou ao congelamento de reações químicas em virtude da diminuição da temperatura principalmente junto às paredes da câmara. Desse modo, as configurações da câmara de combustão e os padrões de mistura no interior da câmara são parâmetros cruciais para garantir o processo de oxidação completo.

Os mecanismos de formação de hidrocarbonetos não queimados são intrinsecamente acoplados à cinética química detalhada do combustível (WESTBROOK E DRYER, 1984). Apesar da química complexa, as emissões de UHC seguem, em geral, os mecanismos de formação do CO em muitos dispositivos práticos de combustão (HEYWOOD, 1988). Na realidade, apenas uma pequena fração das emissões UHC são moléculas de combustíveis residuais, outros compostos indesejáveis parcialmente queimados, tais como aldeídos e cetonas, são encontrados nos gases de exaustão (TURNS, 2000).

Para reduzir a sua formação é necessário o controle das características de injeção e atomização do combustível, bem como o processo de mistura do ar com o combustível.

2.6.3 Óxido de Nitrogênio (NO_x)

De acordo com Muzio e Quartucy (1997) os principais óxidos de nitrogênio encontrados na atmosfera são o óxido nítrico (NO), dióxido de nitrogênio (NO₂), geralmente agrupados como NO_x, e óxido nitroso (N₂O).

Em geral, nos processos de combustão, a formação do NO é bem mais significativa do que a do NO₂; no entanto, ao ser liberado para a atmosfera o NO é totalmente convertido a NO₂ (LACAVA, 2000).

Em virtude da sua importância no processo de combustão e seu impacto sobre o meio ambiente, a cinética química do NO tem sido objeto de vários estudos (MILLER E BOWMAN, 1989; CORREA, 1993; JOANNON *et al.*, 2005). O NO formado no processo de combustão ocorre devido a quatro mecanismos:

- a) Mecanismo térmico: também conhecido como mecanismo de Zeldovich, em que o NO é formado a partir da reação do nitrogênio atmosférico com o oxigênio a altas temperaturas do processo de combustão, numa ampla faixa de razões de equivalência;
- b) Mecanismo imediato ou NO Prompt: designado também como mecanismo de Fenimore, em que o NO é formado através de reações rápidas envolvendo o nitrogênio atmosférico e os radicais do mecanismo de oxidação do hidrocarboneto.
- c) Mecanismo com N₂O como intermédio: o óxido nitroso desempenha um importante papel na produção de NO em chamas pobres de pré-mistura em baixas temperaturas.
- d) Mecanismo do combustível: O NO é formado através da reação de oxidação do nitrogênio presente na estrutura química do combustível. A importância desse mecanismo no total de NO_x formado depende da concentração do nitrogênio no combustível. No presente trabalho o combustível utilizado não possui nitrogênio em sua composição não havendo, portanto, formação de NO por via do mecanismo do combustível.

O predomínio de um dos tipos de mecanismos citados é caracterizado pelas condições em que ocorre o processo de combustão: em altas temperaturas,

predomina o mecanismo térmico; se a quantidade de nitrogênio contido no combustível é alta e a temperatura é baixa, os mecanismos do combustível e imediato são os predominantes.

Mecanismo térmico ou Zeldovich

O NO térmico é o principal mecanismo de formação de NO. Elevadas temperaturas na chama provocam a dissociação do oxigênio do ar em átomos reativos que se combinam com as moléculas de nitrogênio presentes no ar. O mecanismo de NO térmico ou mecanismo de Zeldovich estendido consiste em três reações (TURNES, 2000):



A velocidade de formação do NO térmico é determinada pela reação (2.10) devido à sua elevada energia de ativação, sendo assim, o mecanismo térmico de NO é fortemente dependente da temperatura. O mecanismo térmico ou Zeldovich é geralmente predominante em temperaturas acima de 1500 °C independente do tipo de combustível (BORMAN E RAGLAND, 1998). Pouco NO térmico é formado na região da chama, com grande parcela sendo gerada na região de pós chama.

De acordo com Glaborg e Hadvig (1993), pode-se estimar a taxa de formação do NO térmico através da Equação 2.13, evidenciando a importância da temperatura na sua formação através da equação:

$$\frac{dNO}{dt} = 1,3 \cdot 10^5 \exp\left(-\frac{69090}{T}\right) [O_2]^{1/2} [N_2] \quad (2.13)$$

sendo t o tempo (s), T a temperatura (K), $[O_2]$ é a concentração de O_2 (moles/cm³) e $[N_2]$ a concentração de N_2 (moles/cm³).

De acordo com Lefebvre (1995) os pontos-chave da formação de NO térmico são: a formação do NO térmico é controlada pela temperatura de chama; pequena

quantidade de NO térmico é formada com temperaturas abaixo de 1850 K; para misturas pobres, razão de equivalência menor que 0,5, o NO formado independe do tempo de residência.

Mecanismo imediato ou NO Prompt

Estes óxidos de nitrogênio recebem esta denominação devido à sua alta velocidade de formação na zona da frente da chama e ocorre principalmente em zonas ricas. O mecanismo de formação de NO *prompt* ou NO imediato foi descrito primeiramente por Fenimore (1971). Neste mecanismo o nitrogênio atmosférico reage com os radicais dos hidrocarbonetos, produzindo amidas e cianos, sendo posteriormente oxidado para formar NO. As principais reações propostas para este mecanismo são:



As principais características da formação do NO *prompt* são: forte dependência da presença de hidrocarbonos ativos, fraca dependência entre a emissão de NO e a temperatura, forte dependência da emissão de NO com a relação ar/combustível, quando submetido a baixas temperaturas de chama, um longo tempo de residência promove a destruição do NO ativo formado a partir de reações desse com hidrocarbonos.

Mecanismo com N₂O como intermédio

Outra fonte de formação de NO na região de chama é o mecanismo de decomposição do N₂O. Este mecanismo ocorre essencialmente em chamas de pré-mistura pobre, caracteriza-se por baixas temperaturas e envolve a produção de N₂O como um intermediário e a subsequente conversão para NO de acordo com as reações (MALTE E PRATT, 1974, SOBIESIAK *et al.*, 1998; LÖFFLER *et al.*, 2000) :





Uma vez que a equação 2.17 é uma reação de recombinação de três elementos, a formação é promovida pelo aumento da pressão e concentração de ar.

A importância relativa do mecanismo com óxido nitroso intermediário aumenta em condições onde a taxa de formação total de NO é relativamente baixa (BOWMAN, 1992). Por esse motivo, o mecanismo de N₂O intermediário é particularmente importante em dispositivos de combustão que operam a baixas temperaturas para evitar a formação do NO térmico, tais como as turbinas a gás (CORREA, 1993) e combustores de leito fluidizado (LÖFFLER *et al.*, 2000).

2.7 Técnicas de controle de NO_x no processo de combustão

Os métodos de controle das emissões de NO_x consistem basicamente no controle da temperatura e/ou da concentração de oxigênio disponível na zona de reação de modo a diminuir a formação de NO sem comprometer a eficiência e desempenho do sistema. Tais métodos são classificados em duas categorias distintas, como modificações no processo de combustão e métodos pós-combustão.

Os métodos que envolvem modificações no processo de combustão têm como objetivo controlar os fenômenos físico-químicos que estão na origem da formação de NO sendo, assim, soluções preventivas. Os métodos pós-combustão representam soluções corretivas, ou seja, tratamento dos gases após a combustão.

2.7.1 Modificações no processo de combustão

Modificações no processo de combustão são a maneira menos dispendiosa para redução das emissões. De modo geral, o uso destes métodos na redução dos poluentes é feito através do controle, entre outras coisas, da razão de equivalência, da condição de injeção dos reagentes, do processo de mistura no interior dos

dispositivos, ou através da melhora da mistura por meio de atuadores externos. No entanto, essa adequação não é uma tarefa simples, visto que existem diferenças na natureza dos mecanismos reacionais de formação dos poluentes (LEFEBVRE, 1983).

A Tabela 2.2 apresenta um resumo dos métodos utilizando modificações no processo de combustão.

Tabela 2.2 - Métodos utilizados no processo de combustão.

Técnica	Descrição	Vantagem	Desvantagem
Baixo excesso de ar	Redução de oxigênio disponível	Fácil modificação operacional	Baixa redução de NO _x
Combustão fora da estequiometria	Combustão estagiada, criação de zonas ricas e pobres	Baixo custo operacional	Maior fluxo de ar para controlar o monóxido de carbono
Queimadores com baixas emissões de NO _x	Diminuição da temperatura e da disponibilidade de oxigênio	Baixo custo operacional, compatível com FGR como uma tecnologia de combinação para maximizar a redução de NO _x	Aplicabilidade depende do dispositivo de combustão e combustíveis, características de projeto, etc
Recirculação de gás (FGR)	Diminuição da temperatura e da concentração de oxigênio no núcleo da chama	Alto potencial de redução de NO _x para o gás natural e combustíveis com baixo teor de nitrogênio	Custo operacional moderadamente alto, afeta a transferência de calor e pressão do sistema

Fonte: Adaptada de Wood (1994).

2.7.2 Métodos pós-combustão

Os métodos pós-combustão realizam o tratamento dos gases de exaustão atuando no mecanismo de destruição dos poluentes e representam soluções corretivas. Desse modo, estes métodos são menos interessantes que os métodos envolvendo modificações no processo de combustão. A Tabela 2.3 apresenta um resumo dos métodos utilizados pós-combustão.

Tabela 2.3 - Métodos utilizados pós-combustão.

Técnica	Descrição	Vantagem	Desvantagem
Redução catalítica seletiva (SCR)	Redução do NO _x até N ₂ por injeção de amônia com o uso de catalisadores	Alta remoção de NO _x	Requer reator de grande volume, equipamentos de remoção de sulfato de amônia e redução da eficiência
Redução seletiva não catalítica (SNCR) - injeção de uréia	Redução do NO _x até N ₂ por injeção de uréia sem o uso de catalisadores	Moderada remoção de NO _x , química não tóxica, baixo injeção de energia	Dependente da temperatura, redução de NO _x pode diminuir em cargas menores
Redução seletiva não catalítica (SNCR) - injeção de amônia	Redução do NO _x até N ₂ por injeção de amônia sem o uso de catalisadores	Baixo custo operacional, moderada remoção de NO _x	Custo de capital moderadamente alto, manipulação de amônia, armazenamento, vaporização, e sistemas de injeção

Fonte: Adaptada de Wood (1994).

2.8 Chamas de jatos turbulentos

Chamas de jatos turbulentos são empregadas em uma ampla variedade de sistemas de combustão devido à sua simplicidade de configuração e a facilidade com que eles podem ser controlados.

A diluição dos reagentes, necessária ao regime de combustão sem chama visível, é obtida através da recirculação de produtos de reação. Esta recirculação é

promovida pelo arrasto do fluido através das fronteiras do jato, como consequência das trocas de quantidade de movimento entre o jato e o meio circundante.

2.8.1 Jatos Livres

Constituição do jato

Considera-se que o jato livre (Figura 2.11) se desenvolve ao longo de três regiões: o cone potencial, a região de transição e a região totalmente desenvolvida.

Imediatamente à jusante do injetor situa-se o cone potencial, região em forma cônica onde o jato mistura-se rapidamente com o fluido do meio ambiente e o fluido conserva a sua velocidade inicial. Esta região tem comprimento de cerca de quatro a cinco vezes o diâmetro do injetor e os efeitos do arrasto começam a se pronunciar. Parte da massa ao redor do cone é arrastada para o interior do jato através de atrito turbulento.

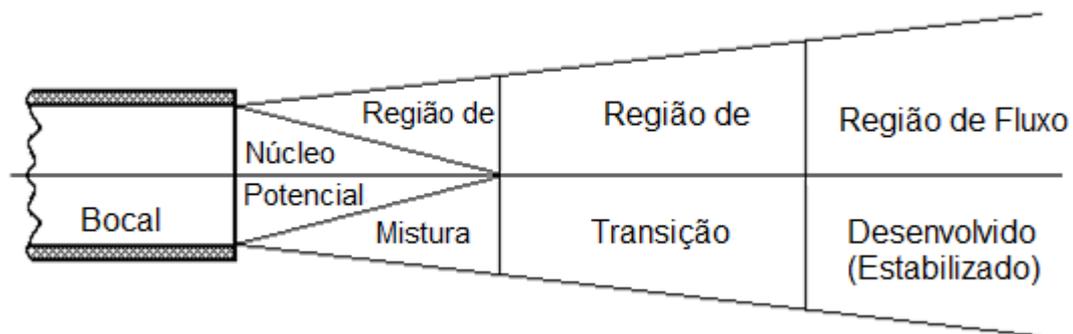


Figura 2.11 - Jato livre em um ambiente estagnado.

Fonte: Adaptada de Beér e Chigier (1972).

A região de transição precede a região completamente desenvolvida, sendo seu comprimento cerca de oito a dez vezes o diâmetro do injetor. Para a região de fluxo desenvolvido a distribuição radial e axial da velocidade, bem como a concentração, podem ser descritas a partir de relações relativamente simples e gerais (BEÉR E CHIGIER, 1972).

De acordo com Beér e Chigier (1972) o perfil de velocidade do jato pode ser descrito sob a forma de uma curva gaussiana:

$$\frac{\bar{u}}{u_m} = \exp\left(-K_u\left(\frac{r}{x}\right)^2\right) \quad (2.23)$$

onde \bar{u} é a velocidade média do jato em um ponto do escoamento, u_m é a velocidade máxima na seção transversal nesse ponto, r é a coordenada radial, x é a distância a partir do bocal e K_u é uma constante com valor entre 82 e 92.

O perfil de concentração do jato é dado por:

$$\frac{C}{C_m} = \exp\left(-K_c\left(\frac{r}{x}\right)^2\right) \quad (2.24)$$

onde C é a concentração do jato em um ponto do escoamento, C_m é a concentração máxima na seção transversal nesse ponto e K_c é uma constante com valor entre 54 e 57.

Arraste (*Entrainment*)

Quando um fluido é descarregado sob a forma de jato sobre um meio inicialmente em repouso onde existe outro fluido, observa-se o arraste do fluido vizinho para o jato, conservando a quantidade de movimento (Figura 2.12).

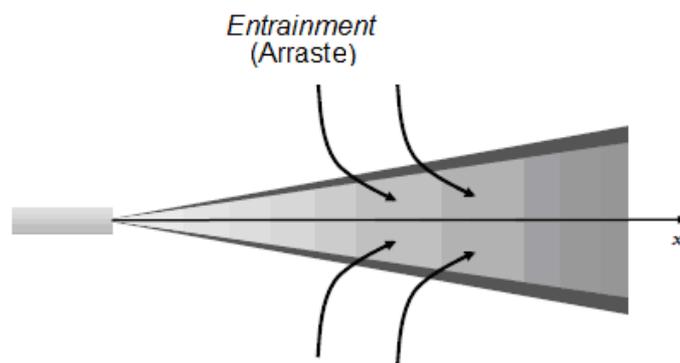


Figura 2.12 - Esquemática do fenômeno *entrainment* (arraste).

Com o aumento da camada de cisalhamento, provocado pela difusão lateral e desaceleração do jato, ocorre a aceleração do fluido circundante. A velocidade máxima encontrada no eixo do jato induz uma depressão, responsável por arrastar o fluido a partir do ambiente através das fronteiras do jato, aumentando assim o diâmetro do jato (RODKO, 1997; BAUKAL JR, 2003). À medida que o diâmetro do

jato aumenta, a velocidade ao longo do eixo central diminui, sendo essa diminuição proporcional à distância relativamente à saída do injetor. O fenômeno em que o fluido do ambiente é arrastado para dentro do jato é geralmente designado por *entrainment* (HAN E MUNGAL, 2001), ilustrado na Figura 2.12.

A taxa de arraste controla a taxa da mistura do jato com o fluido ambiente, sendo assim, de grande interesse e importância no projeto de queimadores capazes de misturar grandes quantidades de ar com o combustível, reduzir a temperatura de chama e, conseqüentemente, baixar as emissões de NO_x.

Ricou e Spalding (1961) propuseram expressões que permitem estimar a quantidade de fluido arrastado pelo jato. Para um sistema de densidade constante, a massa arrastada é dada por:

$$\frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_j} = 0,32 \frac{X}{d_o} - 1 \quad (2.25)$$

sendo \dot{m}_e a vazão mássica de fluido arrastado para o jato e \dot{m}_j a vazão mássica do jato, d_o o diâmetro do bocal e X a distância a partir da saída do bocal.

E para um sistema de densidade variável a massa arrastada é dada por:

$$\frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_j} = 0,32 \left(\frac{\rho_a}{\rho_j} \right)^{0,5} \frac{X}{d_o} - 1 \quad (2.26)$$

sendo, ρ_j e ρ_a as densidades do jato e do ambiente, respectivamente.

A massa recirculada alimenta o jato, que assume a forma de um cone inverso ao do núcleo. À medida que o jato se afasta do injetor o seu diâmetro aumenta e a velocidade ao longo do eixo central diminui, sendo essa redução proporcional à distância relativamente à saída do injetor.

2.8.2 Jatos Confinados

O escoamento de um jato confinado, representado na Figura 2.13, caracteriza-se por um jato central e por uma zona de recirculação, situada entre o jato central e as

paredes do sistema. Os detalhes do fluxo de recirculação são de grande interesse em sistemas de combustão, bem como a intensidade e o tamanho do vórtice de recirculação, pois afetam a estabilidade e o comprimento de chamas de difusão turbulentas.

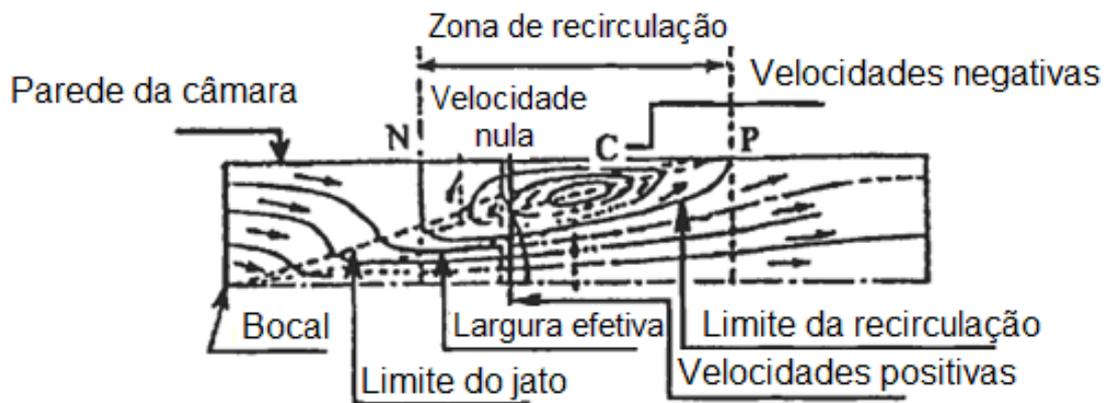


Figura 2.13 - Representação esquemática das linhas de corrente de um jato confinado.
Fonte: Adaptada de Beér e Chigier (1972).

Observa-se na Figura 2.13 que o fluido secundário é arrastado a montante do ponto N e o vórtice de recirculação se estende a partir do limite a jusante no ponto P até o seu limite a montante no ponto N. A taxa de fluxo reverso varia entre estes dois pontos e atinge seu valor máximo no ponto C (BEÉR; CHIGIER, 1972).

Considerando o caso de um sistema onde a alimentação é feita através de um tubo central com combustível e através de um tubo exterior com ar, tem-se que o jato emergente é inicialmente constituído apenas pelas vazões mássicas de ar e combustível.

Entretanto com o desenvolvimento do jato, ao longo do sistema, verifica-se uma ligeira expansão do campo de velocidades e o arrasto de gases da zona de recirculação para o interior do jato. Considerando que o arraste (*entrainment*) do escoamento secundário (ar) ocorre antes da recirculação, a massa arrastada pelo jato antes da recirculação é dada por $\dot{m}_e = \dot{m}_{rec} + \dot{m}_{ar}$ e a proporção de vazão mássica recirculada é dada por (BEÉR; CHIGIER, 1972):

$$\frac{\dot{m}_{rec}}{\dot{m}_j + \dot{m}_{ar}} = \frac{0,47}{\beta} - 0,5 \quad (2.26)$$

sendo \dot{m}_{rec} a vazão mássica de gases recirculados e \dot{m}_{ar} a vazão mássica de ar.

O parâmetro β é definido como sendo (Thring and Newby, 1953 apud Beér e Chigier, 1972):

$$\beta = \frac{\dot{m}_j + \dot{m}_{ar}}{\dot{m}_j} \frac{d_o}{D} \left(\frac{\rho_j}{\rho_{ar}} \right)^{0,5} \quad (2.27)$$

sendo D o diâmetro da câmara de combustão.

O arrasto de gases da zona de recirculação para o interior do jato é condição essencial para se estabelecer uma chama estável em câmaras de combustão de jatos confinados, entretanto, elevadas taxas de recirculação podem causar problemas de estabilidade de chama.

Esta revisão permitiu entender o fenômeno de recirculação que ocorre no interior da câmara de combustão proposta no presente trabalho, especialmente tendo em vista a sua operação em condições de combustão sem chama visível.

2.9 Combustão sem chama visível

2.9.1 Definição/Terminologia

Um dos grandes desafios da ciência e da tecnologia de combustão é desenvolver sistemas de combustão com baixo custo operacional, capazes de produzir baixas emissões de poluentes mantendo altos níveis de eficiência de combustão numa ampla faixa de operação.

Um método eficaz para aumentar a eficiência e diminuir o consumo de combustível é pré-aquecer os reagentes ou ar de combustão através de métodos de recuperação de calor (KATSUK; HASEGAWA, 1998).

O pré-aquecimento usando calor recuperado a partir dos gases de exaustão sem misturar os reagentes e as correntes de produto, foi inicialmente chamado de excesso de entalpia de combustão (HARDESTY; WEINBERG, 1974) e, mais tarde foi genericamente chamado de recirculação de calor de combustão (WEINBERG,

1996). A quantidade de calor recuperado influencia o aumento da temperatura em todo o processo de combustão.

A principal desvantagem da recirculação do calor de combustão é o aumento das emissões de NO_x, devido ao aumento da temperatura.

A literatura técnica apresenta um número considerável de alternativas e abordagens com o objetivo de reduzir as emissões de poluentes. Alguns termos são focados no projeto do queimador, como é o caso da *Fuel Direct Injection* (MATSUMOTO *et al.*, 1995 e NAKAMACHI *et al.*, 1990) e *Low- NOx Injection* (NEWBY *et al.*, 2000), enquanto que outros descrevem o processo da combustão, tais como *Flameless Oxidation* (WÜNNING; WÜNNING, 1997), *Moderate or Intense Low Oxygen Dilution* (JOANNON *et al.*, 2000), *High Temperature Air Combustion* (MORITA; TANIGAWA, 2000) ou *Colorless Distributed Combustion* (ARGHODE E GUPTA, 2010). Cada um desses termos dá maior ou menor ênfase a certas características ou aplicações desse regime, embora tenham princípios comuns subjacentes.

A primeira identificação e caracterização deste regime de combustão foi realizada por Wüning e Wüning (1997) durante a realização de testes com queimadores regenerativos, tendo sido designado pelos autores como *Flameless Combustion*. Durante a realização dos testes, a temperatura da câmara era de 1000 °C e a temperatura de pré-aquecimento do ar de combustão de 650 °C. A partir da combinação de parâmetros tais como número de Reynolds do oxidante, razão de equivalência, espaço entre orifícios de entrada dos reagentes, o sistema passou a operar em condições diferentes do convencional. Visualmente não foi observado nenhum tipo de chama, e tão pouco foi detectado qualquer sinal de radiação pelo sistema de detecção UV. Entretanto, o combustível foi completamente consumido e os analisadores de gases detectaram concentrações praticamente nulas de CO e NO_x.

Os autores definiram o processo de combustão sem chama visível como um regime de combustão estável sem a presença de chama visível e definida pela recirculação dos produtos de combustão quentes

A partir de então, dadas as suas características e vantagens sobre o modo de combustão convencional, este regime de combustão tem sido amplamente estudado

com o objetivo de desenvolver novos queimadores capazes de operar com elevada eficiência energética e reduzir as emissões de poluentes.

2.9.2 Fundamentos e características

Wünning e Wünning (1997) propuseram um esquema do processo idealizado para uma câmara de combustão operar no regime de combustão sem chama visível. A Figura 2.14 ilustra este processo.

Ao contrário do processo de queima convencional, uma importante característica da combustão sem chama visível é que o oxidante não se mistura diretamente com combustível antes da reação, ar e combustível são injetados separadamente dentro da câmara com velocidades de injeção suficientemente elevadas para formar zonas de recirculação no interior da câmara.

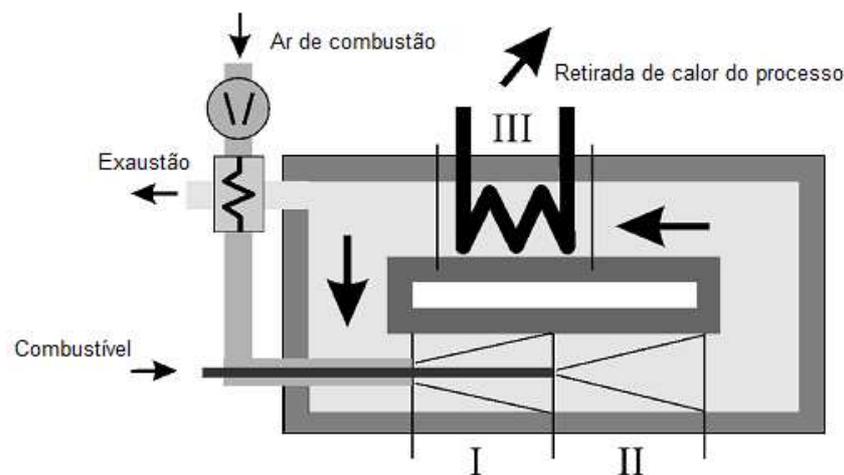


Figura 2.14 - Esquema do processo idealizado para uma câmara de combustão operar no regime de combustão sem chama visível.

Fonte: Adaptada de Wünning e Wünning (1997).

Inicialmente o ar de combustão é misturado com os produtos da combustão recirculados (região I). Os gases recirculados aquecem o ar e aceleram a sua velocidade de escoamento. Na etapa seguinte (região II) adiciona-se combustível à mistura de produtos de combustão/ar formada anteriormente iniciando a reação de combustão. Em virtude da presença de uma grande quantidade de inertes, nesta etapa a temperatura máxima deve ser inferior a 1850 K. Na etapa final do processo (região III) parte do calor produzido deve ser retirada dos produtos de combustão, de modo que a temperatura na região II seja suficiente para sustentar as reações

químicas no sistema. Para que a reação de combustão ocorra na região II é necessário que a temperatura da mistura entre os produtos de combustão e o ar seja mantida acima da temperatura de autoignição da mistura produtos de combustão/ar/combustível. Sendo assim, a quantidade de calor retirada do sistema é limitada pela temperatura de autoignição da mistura de produtos de combustão, ar e combustível. A energia necessária para a ignição é fornecida pela recirculação de gases de combustão, desse modo, a temperatura da câmara deve ser pelo menos 800 - 900 °C para evitar qualquer instabilidade devido ao gradiente de temperatura entre os gases de combustão relativamente quentes e o ar frio injetado.

A recirculação dos produtos quentes de combustão (Figura 2.15), que irão se comportar como inertes, garante altos níveis de diluição, diminuindo a concentração de oxigênio, e conseqüentemente, reduz a temperatura de chama adiabática da mistura enquanto promove o aquecimento simultâneo do ar e combustível ou da mistura ar/combustível antes que estes reajam.

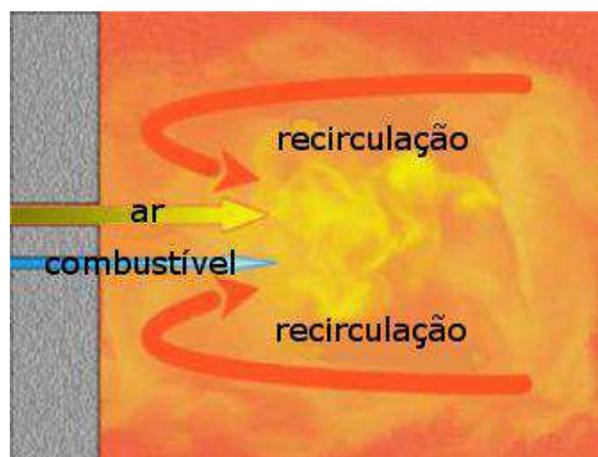


Figura 2.15 - Efeito da recirculação dos gases de combustão.

Fonte: Adaptada de Quinqueneau *et al* (2002).

A temperatura antes da combustão deve ultrapassar a temperatura de autoignição da mistura. Por esta razão, o pré-aquecimento do ar é comumente utilizado com o objetivo de aumentar a eficiência térmica. O ambiente altamente diluído, com concentrações locais de oxigênio tipicamente entre 2-5% (WEBER *et al.*, 2000), compensa o aumento da temperatura da chama e subsequente produção de NO_x introduzido pelo pré-aquecimento.

As baixas concentrações de oxigênio originam uma zona de reação quase invisível distribuída em grande parte do volume da câmara de combustão, ao contrário do que ocorre no processo de chama convencional, onde a zona de reação se concentra na frente de chama. Nesta zona de reação, os gradientes de temperatura e das concentrações de espécies químicas são mais suaves quando comparados aos da frente de chama da combustão convencional, tanto em chamas de difusão como de pré-mistura (WEBER *et al.*, 2000). Ao distribuir o calor liberado em todo o volume da câmara obtém-se uma distribuição quase uniforme de temperatura com temperaturas de pico reduzidas, suprimindo a quantidade de NO_x formada pelo mecanismo térmico. A uniformidade do campo de temperaturas na zona de reação reduz drasticamente os gradientes de temperatura típicos de chamas de difusão. Desse modo, o ruído de combustão devido a flutuações de pressão é fortemente reduzido (WÜNNING E WÜNNING, 1997).

Para que ocorra o regime de combustão sem chama visível é necessário pré-aquecer a câmara de combustão até temperaturas superiores à de autoignição da mistura combustível. Sendo assim, grande parte dos sistemas que operam neste regime de combustão empregam queimadores convencionais até que se estabeleçam as condições desejadas e a partir daí a câmara de combustão passa a operar no regime de combustão sem chama visível. Pode-se também utilizar uma chama piloto e excesso de ar no queimador principal. Este tipo de queimador foi objeto de estudo por parte de alguns investigadores, dentre eles Wüning e Wüning (1997), Vaz *et al.* (2004) e Flamme (2004), entre outros.

2.9.3 Regimes de operação

Um dos aspectos mais importantes no estudo da combustão é a estabilidade da chama. Sistemas de combustão convencionais geralmente são equipados com ancoradores de chama para evitar descolamento e apagamento da chama, desse modo, para a estabilização das chamas, a recirculação dos produtos de combustão da mistura ar/combustível ocorre principalmente antes da reação.

Embora a ancoragem da chama não seja necessária, temperaturas acima da temperatura de autoignição e altas taxas de diluição são condições necessárias para o funcionamento estável da câmara de combustão sem chama visível. Os

queimadores de combustão sem chama promovem a extinção da chama próximo à saída do jato de combustível atrasando a mistura entre os reagentes ou aumentando a taxa de deformação (WEBER *et al.*, 1999). Neste caso a estabilidade da combustão é diretamente influenciada pela quantidade de gases recirculados no volume da câmara.

Wunning e Wunning (1997) definiram a recirculação dos gases como a relação entre a vazão mássica dos produtos de combustão recirculados internamente através das correntes de combustível e de ar antes da reação e a vazão mássica total injetada através da câmara de combustão. Matematicamente, a taxa de recirculação dos gases, K_v é definida de acordo com a Equação 2.28:

$$K_v = \frac{\dot{m}_{rec}}{\dot{m}_{com} + \dot{m}_{ar}} \quad (2.28)$$

sendo \dot{m}_{rec} a vazão mássica dos produtos de combustão recirculados, \dot{m}_{com} a vazão mássica de combustível e \dot{m}_{ar} a vazão mássica de ar. Esta definição é equivalente à utilizada para queimadores convencionais que operam com recirculação externa dos gases de combustão, FGR (BALTASAR *et al.* 1997).

É de grande importância ressaltar que somente os gases de exaustão recirculados dentro do volume da câmara de combustão antes da reação são considerados gases de recirculação.

Os autores apresentaram um diagrama de estabilidade do regime com base na recirculação de gases de combustão e na temperatura da câmara de combustão. A Figura 2.16 mostra um diagrama esquemático dos limites de estabilidade para diferentes regimes de combustão em função da temperatura da câmara e da taxa de recirculação dos produtos de combustão.

Na Figura 2.16 são identificados três regimes de combustão em função da temperatura da câmara e da taxa de recirculação dos gases de combustão. Chamas estáveis (A) são possíveis em toda a faixa de temperaturas na câmara de combustão se o ar não estiver viciado, fornecendo-se uma quantidade suficiente de produtos de combustão recirculados para estabilizar a chama. À temperatura ambiente, este regime de combustão é limitado para baixas taxas de recirculação,

com $K_v \leq 0,3$, podendo ser um pouco maior para o caso de temperaturas mais elevadas. À medida que K_v aumenta, a chama se torna instável (B), podendo ocorrer o descolamento ou até mesmo a extinção da chama para temperaturas inferiores à temperatura de autoignição da mistura. No entanto, se a temperatura da câmara for superior à temperatura de autoignição da mistura, e a recirculação dos gases de combustão for alta o suficiente, $K_v > 3$, o combustível pode reagir no regime estável de combustão sem chama visível (C).

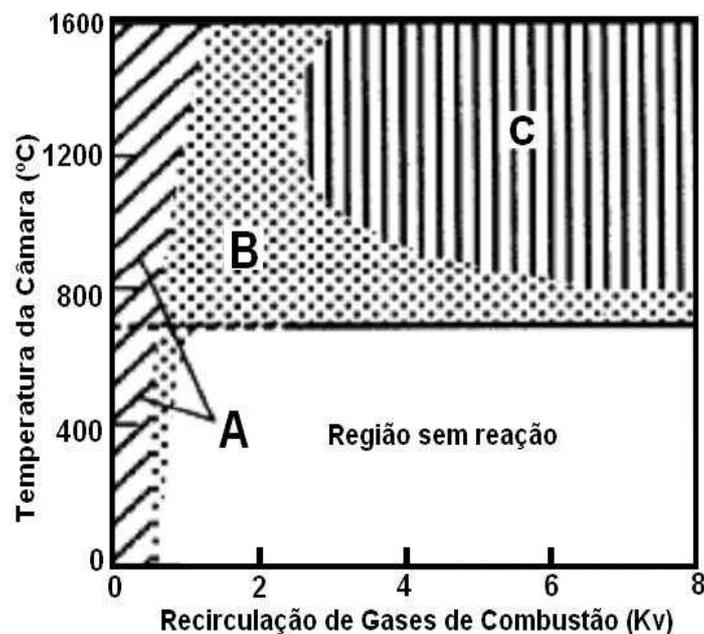


Figura 2.16 - Diagrama de estabilidade do regime de combustão em função da temperatura da câmara e da taxa de recirculação dos produtos de combustão: (A) chamas estáveis; (B) chamas instáveis; (C) regime estável de combustão sem chama visível.

Fonte: Wüning e Wüning (1997).

Observa-se no diagrama, que não é possível operar um queimador no regime de combustão sem chama em uma câmara de combustão fria. Portanto, a câmara de combustão deve ser pré-aquecida antes que ela possa operar no regime de combustão sem chama. A região C caracteriza-se pela uniformidade do campo de temperaturas na zona de reação, uma vez que as elevadas taxas de recirculação diminuem consideravelmente a temperatura máxima na zona de reação, reduzindo os gradientes de temperatura típicos de chamas de difusão. Sendo assim, observa-

se uma redução significativa na formação de NO via mecanismo térmico, mesmo para temperaturas elevadas de pré-aquecimento do ar de combustão.

Em sistemas que operam no regime de combustão sem chama visível a recirculação dos gases de combustão aumenta a turbulência e dilui a concentração de oxigênio disponível no oxidante. Desse modo, os tempos característicos da mistura turbulenta e da cinética química são da mesma ordem, resultando em um número de Damköhler ($Da = \tau_{mis} / \tau_{qui}$) igual a um, e a região de combustão é distribuída por toda a câmara de combustão, resultando em uma combustão volumétrica, ao invés de uma combustão ocorrendo em uma fina frente de chama, como na combustão convencional.

2.9.4 Estudos preliminares

Durante as duas últimas décadas, muitos pesquisadores têm estudado a combustão sem chama visível utilizando diferentes combustíveis gasosos e configurações de sistemas de combustão. Tais estudos servem de base para melhorar a compreensão sobre este regime de combustão.

Plessing *et al.* (1998) realizaram medições da concentração do radical OH e de temperatura em uma câmara de combustão para a queima de metano com ar pré-aquecido e altas taxas de recirculação de gases. A partir dos resultados obtidos, os autores concluíram que a concentração de OH e o gradiente de temperatura são menores quando a câmara opera em regime de combustão sem chama visível quando comparada ao regime de combustão convencional.

Gupta (2000) realizou um estudo sobre a aparência de chamas de metano com ar diluído com nitrogênio e pré-aquecido a 1000 °C (Figura 2.17).

A partir dos resultados obtidos (Figura 2.17) o autor verificou que ao se diminuir a concentração de oxigênio, a intensidade luminosa da chama também diminuía, e, simultaneamente, a chama deslocava-se na direção contrária do queimador até o seu desaparecimento. Além disso, observou-se que com a diluição do oxigênio do ar da combustão ocorre uma diminuição das emissões de NO_x.

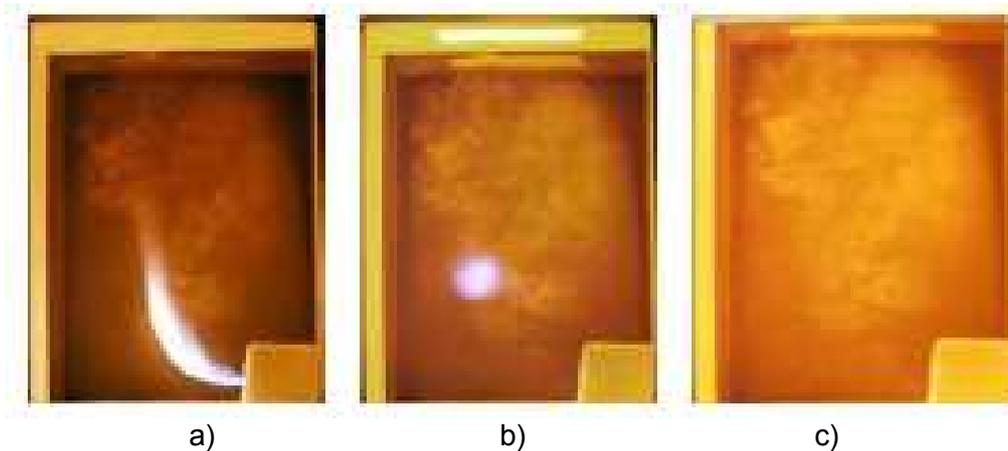


Figura 2.17 - Aparência de chamas de metano com ar diluído com nitrogênio pré-aquecido a 1000 °C. a) 21% O₂; b) 8% O₂; c) 2% O₂
 Fonte: Gupta (2000).

Milani e Saponaro (2001) apresentaram um diagrama dos diferentes regimes de combustão em função do teor de oxigênio presente no oxidante e da respectiva temperatura adiabática de chama (Figura 2.18).

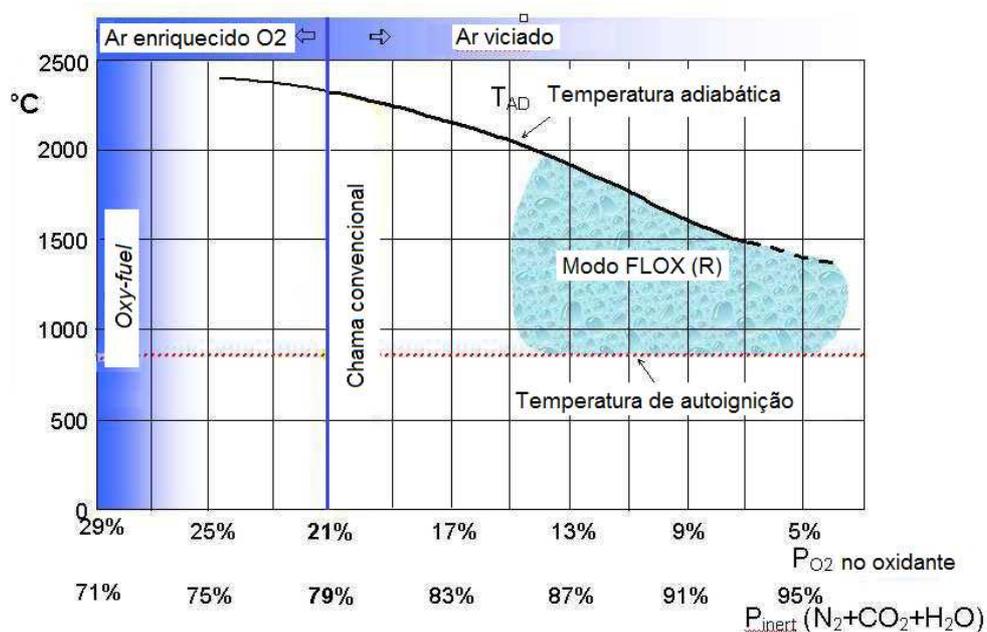


Figura 2.18 - Representação dos regimes de combustão em função do teor de oxigênio no oxidante.

Fonte: Adaptada de Milani e Saponaro (2001).

Na Figura 2.18 são identificados três modos de combustão: *oxy-fuel*, convencional e sem chama visível. Observa-se que para se estabelecer o regime de combustão

sem chama visível são necessárias concentrações de oxigênio inferiores a 15% no oxidante e temperaturas acima da temperatura de autoignição.

Özdemir e Peters (2001) utilizaram técnicas a laser para avaliar o *design* aerodinâmico do queimador sem chama utilizado por Plessing *et al.* (1998). Os autores concluíram que o *design* aerodinâmico do queimador tem grande efeito na estrutura da zona de reação. A alta velocidade dos reagentes foi capaz de gerar altas taxas de misturas o que resultou em uma grande estrutura de reação a jusante do queimador.

Kumar *et al.* (2002) apresentaram uma nova configuração de queimador operando no regime de combustão sem chama visível para a queima de propano utilizando ar na temperatura ambiente. Comparado ao sistema operando em modo convencional, o regime de combustão sem chama mostrou uma redução de 10–15 dB no ruído de combustão, emissões de NO_x abaixo de 10 ppm e temperatura de pico cerca de 1750 K, aproximadamente 300 K abaixo da temperatura de pico do queimador convencional. Os autores concluíram que elevadas taxas de recirculação são o principal requisito para alcançar a combustão sem chama.

Cavaliere e Joannon (2004) realizaram uma revisão de informações úteis para a compreensão dos fundamentos e aplicações da combustão sem chama. De acordo com os autores, câmaras de combustão operando no regime de combustão sem chama visível, apresentam um comportamento semelhante a um reator de mistura perfeita. De acordo com os autores, uma câmara de combustão atingirá o regime de combustão sem chama visível se a temperatura de entrada dos reagentes for superior à sua temperatura de autoignição e o aumento da temperatura máxima admissível no processo de combustão, relativamente à temperatura de entrada dos reagentes, for inferior à temperatura de autoignição da mistura.

Wüning (2005) realizou um estudo experimental em uma câmara de combustão sem chama cilíndrica operando nas condições de combustão convencional, transição (*lift flame*) e combustão sem chama. O autor observou que para o regime convencional e sem chama as flutuações de temperatura foram próximas, indicando uma baixa variação da temperatura. Entretanto, na região de transição (*lift flame*) foram detectadas altas flutuações, o que corresponde a uma característica particular nesta fase da combustão. O autor observou que para o regime convencional e

durante a transição os níveis de ruído e de NO emitidos foi mais acentuado enquanto que para o regime sem chama houve uma redução significativa do ruído e principalmente da emissão de NO.

Lille *et al.* (2005) estudaram a aparência de chamas de propano com ar diluído com nitrogênio pré-aquecido. Os autores observaram que à medida que se reduz a concentração de oxigênio no oxidante, ocorre uma diminuição do tamanho da chama juntamente com a sua visibilidade enquanto que o descolamento da chama do queimador aumenta, conforme ilustra a Figura 2.19.

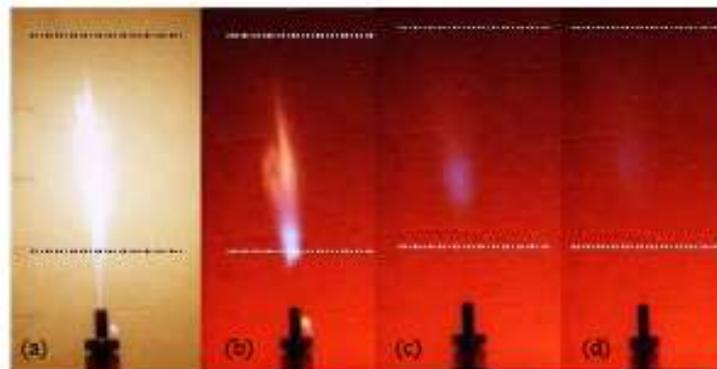


Figura 2.19 - Aparência de chamas de propano com ar diluído com nitrogênio pré-aquecido.
a) 20,9% O₂; b) 16,8% O₂; c) 12,8% O₂; d) 10,0% O₂.

Fonte: Lilly *et al.* (2005).

Kumar *et al.* (2005) apresentaram uma nova estratégia para o dimensionamento de queimadores sem chama visível. Neste estudo os autores observaram que o regime de combustão sem chama visível pode ser alcançado sem a diluição prévia dos reagentes. A Figura 2.20 mostra a comparação entre o modo de combustão convencional e sem chama durante a realização dos testes utilizando GLP como combustível.

Szegö *et al.* (2009) avaliaram o desempenho e características de estabilidade de um jato de combustível diluído com N₂ e CO₂ em um queimador em regime de combustão sem chama visível. Os autores concluíram que a visibilidade da chama é afetada pelo grau de diluição do jato de combustível, conforme ilustra a Figura 2.21.

Os autores observaram que sem a diluição do jato de combustível era possível visualizar a presença de fuligem, mas ao se aumentar a diluição do jato de

combustível ocorria uma diminuição gradual da presença de fuligem até o seu desaparecimento.

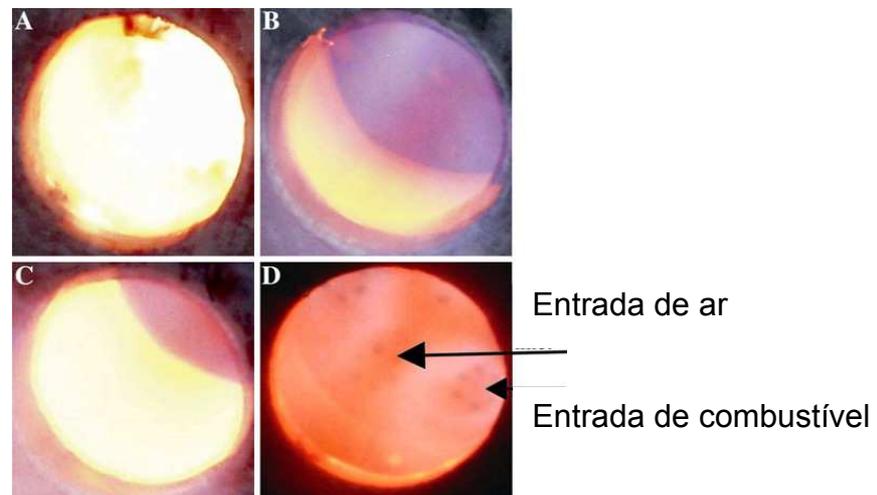


Figura 2.20 - Comparação entre combustão convencional e combustão sem chama visível. A) Combustão convencional com baixa taxa de recirculação. B), C) e D) Combustão sem chama visível.

Fonte: Kumar *et al.* (2005).

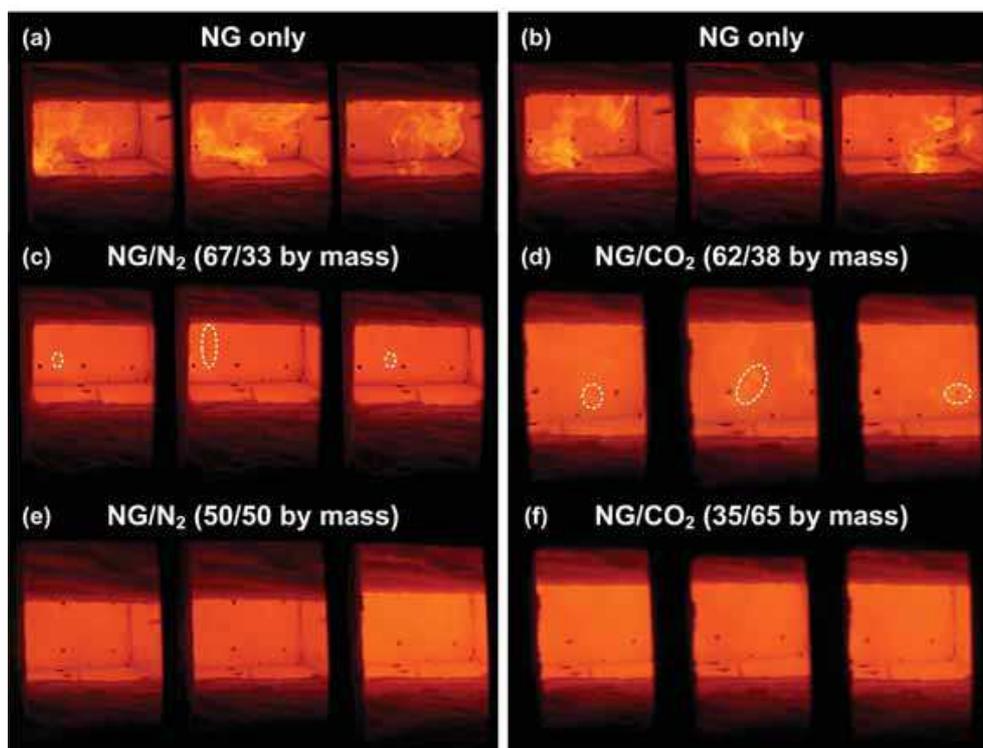


Figura 2.21 - Sequência de imagens instantâneas da combustão de gás natural, diluído com N_2 e CO_2 , em regime de combustão sem chama visível. Os círculos tracejados representam regiões de chama visível.

Fonte: Szegő *et al.* (2009).

Castela (2010) avaliou o desempenho de uma câmara de combustão cilíndrica para a queima de gás natural onde os gases de exaustão são extraídos pela mesma face de entrada dos reagentes. Foram realizadas medições da concentração do CO, UHC e NO_x, do campo de temperatura e também da emissão do radical OH no interior da câmara de combustão. A partir dos resultados obtidos a autora observou que para altas velocidades de injeção de ar a câmara operava no modo de combustão sem chama (Figura 2.22) produzindo baixas emissões de CO e NO_x, entretanto, para baixas velocidades a câmara operava em regime de combustão convencional, produzindo maiores emissões de poluentes.

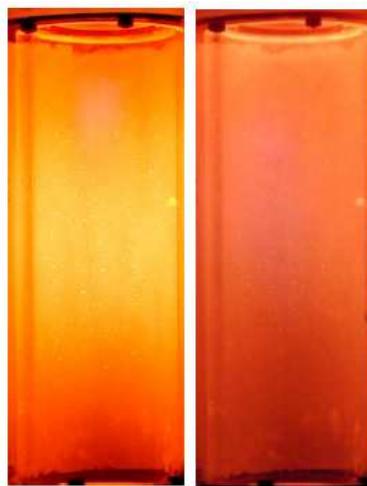


Figura 2.22 - Aspecto da chama para duas condições de operação, $\lambda = 1,3$ e $\lambda = 2,6$, respectivamente. $T_{aq} = 600$ K e potência térmica = 8 kW em ambos os casos.

Fonte: Castela (2010).

As emissões de NO_x variaram de acordo com as condições de excesso de ar e de pré-aquecimento do ar. De acordo com a autora o mecanismo térmico de formação de NO justifica os níveis relativamente elevados das emissões verificadas nas condições com maior pré-aquecimento do ar de combustão e menores níveis de excesso de ar.

Veríssimo (2011) realizou um estudo experimental com o objetivo de analisar as características operacionais em uma câmara de combustão cilíndrica laboratorial capaz de operar em regime de combustão sem chama e em regime de combustão convencional para a queima de metano. Foram realizadas medições detalhadas de temperatura e concentrações de espécies químicas (O₂, CO₂, hidrocarbonetos, CO e NO_x, bem como a obtenção de imagens de quimiluminescência do radical hidroxila

(OH*) em função do coeficiente de excesso de ar, velocidade do ar com o coeficiente de excesso de ar constante, temperatura do ar de combustão e carga térmica de combustível (metano). O autor concluiu que a localização e estrutura da zona de reação, assim como o regime de combustão dependem fortemente das condições de operação da câmara. Foram produzidas emissões extremamente baixas de NO_x e CO para todas as condições de operação estudadas. A Figura 2.23 mostra a aparência do modo de combustão ao longo da câmara de combustão para diferentes λ , onde é possível identificar uma frente de chama para valores de λ elevados.

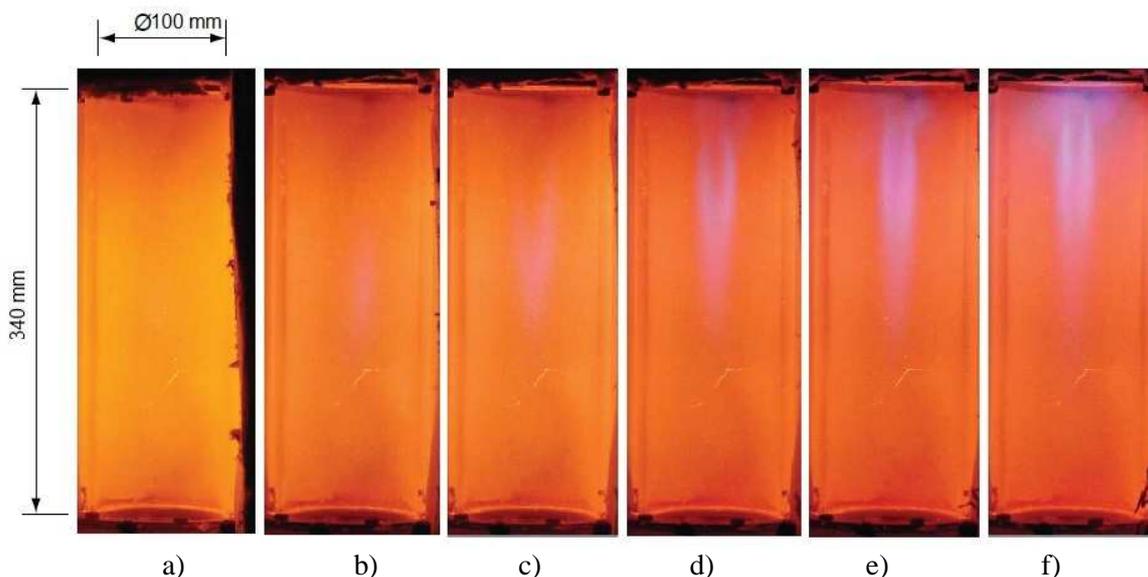


Figura 2.23 - Aparência do modo de combustão ao longo da câmara de combustão para diferentes λ . a) $\lambda = 1,1$; b) $\lambda = 1,3$; c) $\lambda = 1,5$; d) $\lambda = 1,7$; e) $\lambda = 1,9$ e f) $\lambda = 2,1$.

Fonte: Veríssimo (2011).

Oliveira (2012) realizou um estudo experimental sobre combustão sem chama visível com baixa temperatura de pré-aquecimento de ar para queima de gás natural veicular (GNV). Foram realizadas medições de temperatura ao longo da câmara e concentrações de espécies químicas (O₂, CO₂, hidrocarbonetos, CO e NO_x em função da razão de equivalência. O autor concluiu que, para a geometria de câmara proposta, o efeito do ar pré-aquecido (a 250 °C) foi fator determinante para se obter e sustentar o funcionamento do regime de combustão sem chama visível. De acordo com o autor, a influência da temperatura pode ser resultado dos limites de operação da câmara aumentarem com a temperatura de pré-aquecimento do ar da combustão

devido à maior quantidade de calor adicionada ao sistema que, conseqüentemente, aumenta os limites de inflamabilidade da mistura.

Embora uma quantidade substancial de trabalhos sobre a combustão sem chama com combustíveis gasosos seja encontrada na literatura, poucos trabalhos têm sido relacionados com a queima de combustíveis líquidos.

Schlieper *et al.* (2003) apresentaram um estudo experimental de um queimador de baixas emissões de NO_x com potência de 20 kW utilizando a técnica da combustão sem chama visível para micro turbinas. Foram utilizados como fluido de testes, óleo combustível N° 2, diesel, querosene e n-heptano, atomizados através da utilização de um injetor por pressão do tipo orifício simples (*pressure atomizer*). A Figura 2.24 mostra uma visão do interior do combustor durante a realização dos testes.



Figura 2.24 - Vista interna do combustor.

Fonte: Schlieper *et al.* (2003).

Os testes realizados mostraram que o modo de combustão sem chama pode ser estabelecido sob condições de turbina a gás para a queima de combustíveis líquidos. Os autores concluíram que a formação de NO_x depende principalmente do teor de nitrogênio quimicamente ligado aos combustíveis líquidos e a formação de NO_x térmico só se torna importante para baixas razões de ar.

Flamme (2004) mostrou a possibilidade de utilizar queimadores FLOX[®] (*Flameless oxidation*) empregados por Schlieper *et al.* (2003) e COSTAIR[®] (*Continued staged air combustion*) em turbinas a gás. A Figura 2.25 mostra a geometria do queimador utilizado neste estudo.

Os resultados experimentais apresentaram baixas emissões de NO_x utilizando o queimador FLOX[®] para a queima de óleo combustível N° 2, diesel, querosene e n-

heptano. Os resultados obtidos para emissão de NO_x em função da razão ar-combustível são muito semelhantes para todos os combustíveis, as emissões de NO_x diminuem com o aumento da razão ar-combustível. Entretanto, são obtidos diferentes valores de emissões para cada combustível, uma vez que a sua formação depende apenas do nitrogênio quimicamente ligado ao combustível.

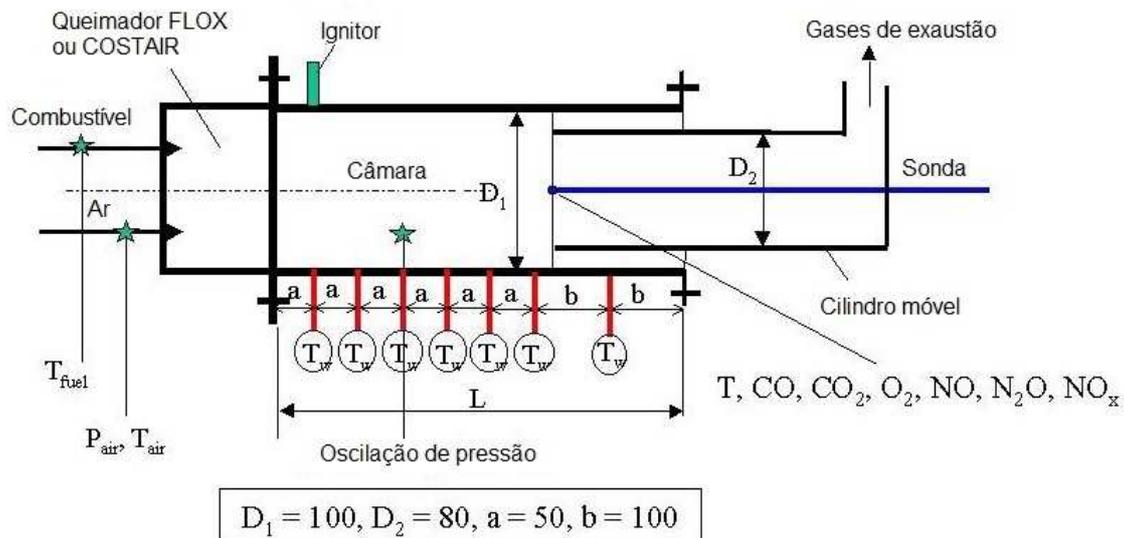


Figura 2.25 – Sistema de combustão baseado nos conceitos FLOX[®] (*Flameless oxidation*) e COSTAIR[®] (*Continued staged air combustion*).

Fonte: Flamme (2004).

Weber *et al.* (2005) estudaram o modo de combustão sem chama visível para aplicações industriais de gás natural, óleos combustíveis pesados e leves e carvão utilizando ar de combustão pré-aquecido a 1300 ° C. Devido ao lento processo de combustão, o campo de temperatura da fornalha foi uniforme. Não foi detectada emissão de CO na saída da fornalha para nenhum dos combustíveis analisados. O processo de queima do óleo leve foi muito similar ao do gás natural, não sendo observada nenhuma chama. Entretanto, a queima do óleo pesado e do carvão foi diferente, observando-se sempre uma frente de chama definida. Embora o forno estivesse operando com um excesso de ar de 10%, o processo de combustão ocorreu em condições subestequiométricas devido ao arrasto de grandes quantidades de gases de combustão recirculados pelos jatos de combustível antes da ignição.

Torresi *et al.* (2010) estudaram a combustão sem chama em um queimador aerodinamicamente estagiado alimentado por óleo diesel e ar pré-aquecido. Os

autores compararam os resultados experimentais com simulações numéricas considerando campo de velocidade, distribuição de temperatura e concentração de CO. A distribuição de temperatura confirma os diferentes comportamentos quando o queimador opera nas condições com chama e sem chama visível. As imagens capturadas durante a realização dos testes são apresentadas na Figura 2.26.



Figura 2.26 - Comparação entre combustão convencional e combustão sem chama visível obtida para a queima de diesel.

Fonte: Torresi *et al.* (2010).

Os resultados numéricos foram considerados compatíveis com os resultados experimentais, demonstrando que o queimador é capaz de operar no regime de combustão sem chama visível apresentando um perfil uniforme de temperatura. Não foram detectadas emissões de UHC na saída da câmara de combustão, confirmando a queima completa do combustível.

Derudi e Rota (2011) focaram suas investigações na sustentabilidade da combustão sem chama de combustíveis hidrocarbonetos líquidos utilizando n-octano como combustível de referência. A configuração de queimador proposta pelos autores permite sustentar as condições de combustão sem chama pela injeção direta de diferentes hidrocarbonetos líquidos em um ambiente de combustão sem chama, obtido anteriormente usando um combustível gasoso. Os autores concluíram que o modo de combustão sem chama parece ser mais afetado pelo estado físico dos combustíveis do que pelo comprimento da cadeia de hidrocarbonetos.

Reddy *et al.* (2012) apresentaram resultados experimentais e numéricos para uma nova configuração de combustor de dois estágios capaz de alcançar o modo de combustão sem chama com uma potência térmica de 20 kW e densidade de liberação de calor de até 5 MW/m³ utilizando querosene como combustível. A Figura 2.27 mostra os vários modos de combustão obtidos durante a realização dos testes e a transição do modo de combustão convencional para o modo sem chama para diferentes combustores. A chama foi sempre estabilizada na câmara primária (Figura 2.27(a)).

Ao diminuir a saída do combustor os autores observaram que a taxa de diluição dos reagentes aumentava, melhorando a evaporação das gotas de combustível e espalhando a zona de reação uniformemente ao longo do volume do combustor. Portanto, a chama convencional desaparece e o combustor passa a operar no regime de combustão sem chama quando o diâmetro do combustor é igual a 30 mm. A transição do regime de chama convencional para o regime sem chama é mostrada na Figura 2.27 (b–d). No modo de combustão sem chama as emissões de NO_x e CO foram reduzidas por uma ordem de magnitude e as emissões acústicas foram significativamente reduzidas quando comparadas às emissões no modo de combustão convencional.

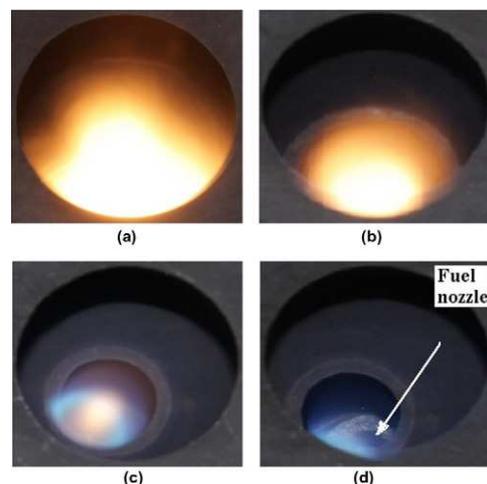


Figura 2.27 - Vários modos de combustão e a transição do modo de combustão convencional para o modo sem chama para diferentes combustores (a) diâmetro do combustor igual a 45 mm e (b–d) diâmetro do combustor igual a 30 mm.

Fonte: Reddy *et al.* (2012)

3 MÉTODOS E MATERIAIS

3.1 Introdução

Este capítulo descreve as instalações experimentais utilizadas para a caracterização do injetor e da câmara de combustão sem chama visível desenvolvidos no presente trabalho, bem como as técnicas e procedimentos experimentais utilizados.

3.2 Fabricação do injetor *blurry*

Em virtude das suas características, tais como, formação de um *spray* uniforme, melhor atomização, alta eficiência de atomização, robustez, excelente vaporização do combustível e mistura com o ar, o injetor *blurry* apresenta um grande potencial para aplicação em sistemas de combustão compactos que podem ser usados como fontes de energia portátil.

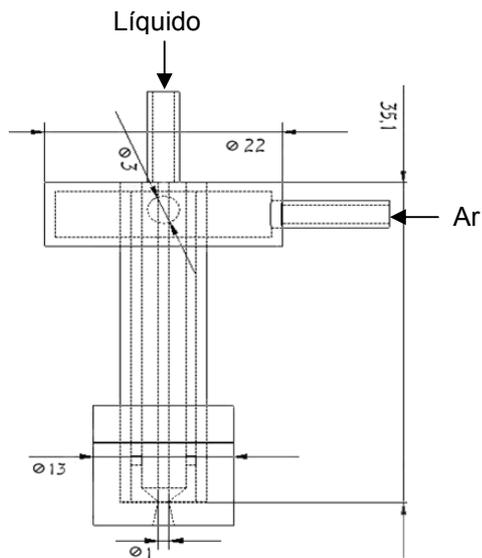
Inicialmente foram desenvolvidos dois protótipos de injetores do tipo *blurry* utilizados para testes preliminares.

Os testes exploratórios foram indispensáveis para verificar a representatividade da bancada de ensaios através da aferição dos instrumentos e principalmente repetibilidade de resultados, estudar as peculiaridades do injetor escolhido para os ensaios, definir as posições para medição do diâmetro do *spray*, bem como melhorar o desempenho do injetor a ser utilizado na câmara de combustão.

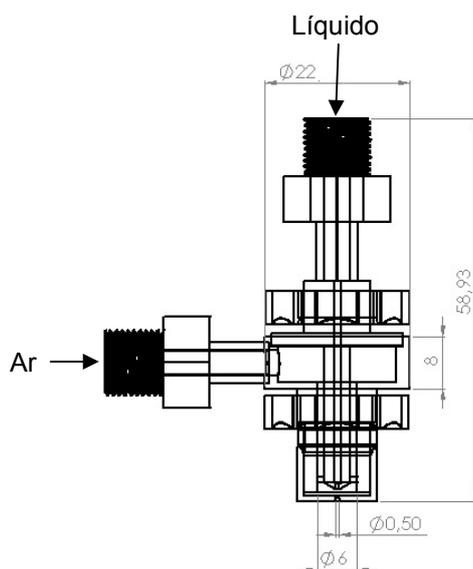
A Figura 3.1 mostra os protótipos 1 e 2 do injetor *blurry* desenvolvidos no presente trabalho.

O protótipo 1 do injetor *blurry* foi fabricado em latão, sendo composto por um tubo de alimentação de líquido com diâmetro interno $d = 1$ mm, uma passagem de ar coaxial com diâmetro interno de 6 mm e uma placa de orifício com diâmetro $d = 1$ mm. A distância entre a saída do tubo de líquido e placa de orifício, H , é controlada pela ação de uma porca e pode ser variada de 0,15 mm a 0,30 mm. A fim de minimizar as perdas por atrito do gás entre as paredes do tubo e as paredes do orifício de saída quando a relação H/d for pequena, a extremidade do tubo é chanfrada com um ângulo de 60° , conforme recomendado por Gañan-Calvo (2005).

O protótipo 2 do injetor *blurry* foi projetado e fabricado em aço inox. O injetor é composto por um tubo de alimentação de líquido com diâmetro interno $d = 0,5$ mm, cuja extremidade na saída é chanfrada com um ângulo de 60° , uma passagem de ar coaxial com diâmetro interno de 6 mm e uma placa de orifício com diâmetro $d = 0,5$ mm. A distância entre a saída do tubo de líquido e placa de orifício, H , pode ser variada de 0,075 mm a 0,125 mm.



a) Protótipo 1.



b) Protótipo 2.

Figura 3. 1 - Protótipo 1 e 2 do injetor *blurry*.

Com bases nos testes exploratórios foi desenvolvido um novo protótipo do injetor *blurry* para ser utilizado no sistema de combustão sem chama visível.

O protótipo 3 do injetor *blurry* foi projetado e fabricado em aço inox (Figura 3.2). O injetor é composto por um tubo de alimentação de líquido com diâmetro interno $d = 0,5$ mm, uma passagem de ar coaxial com diâmetro interno de 6 mm e uma placa de orifício com diâmetro $d = 0,5$ mm. A mistura formada a partir das duas fases deixa o dispositivo através do orifício de saída localizado na placa de orifício cujo diâmetro $d = 0,5$ mm de tal modo que $H = 0,125$ mm, correspondendo a $H/d = 0,25$, conforme recomendado por Gañan-Calvo (2005).

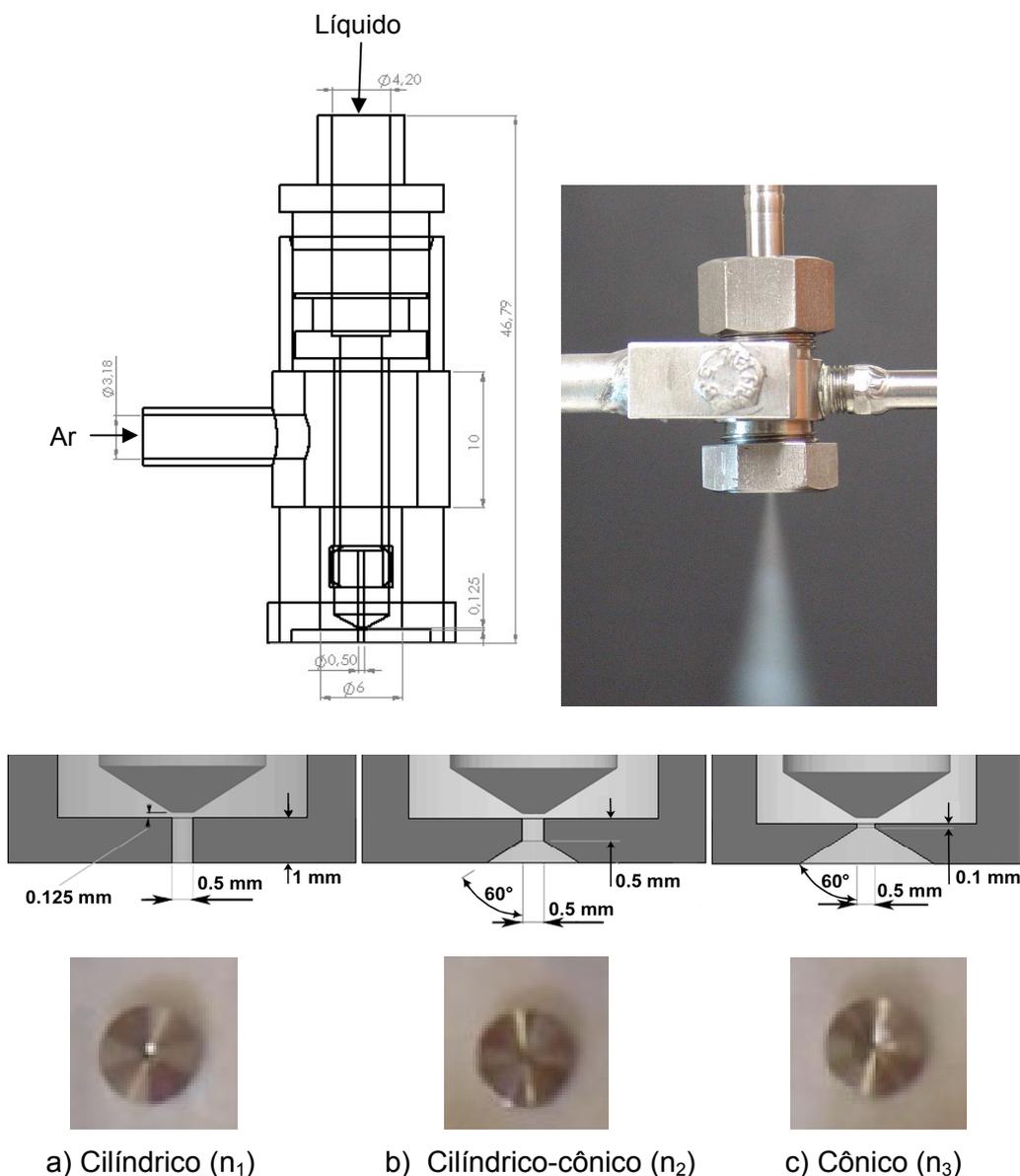


Figura 3. 2 - Protótipo 3 do injetor *blurry*.

Neste protótipo é possível realizar a alteração da geometria do bocal de saída do injetor a partir da utilização de três bocais com diferentes configurações, conforme mostrado na Figura 3.2. Este dispositivo permite a avaliação da influência do bocal divergente ou não nas características do *spray* formado.

A geometria dos três protótipos desenvolvidos promove uma interação turbulenta entre as fases líquida e gasosa e cria uma mistura bifásica na saída do tubo de alimentação de líquido, produzindo assim um *spray* fino que deixa o dispositivo através do orifício de saída.

Os parâmetros geométricos, tais como a distância H e alinhamento do tubo de combustível foram medidos e ajustados com a ajuda de micrômetros de alta precisão (1 μm).

3.3 Bancada de testes de atomização

Considerando que este trabalho explorou a experimentação como forma de investigação científica do processo de atomização, fez-se necessária a construção de uma bancada de testes.

Tendo como objetivo a geração de *sprays* e a medição das gotas geradas em função de variáveis físicas dos fluidos envolvidos a bancada possibilitou o controle de duas correntes básicas: a de líquido a ser atomizado e a do ar de atomização.

A Figura 3.3 apresenta esquematicamente a instalação experimental desenvolvida no presente trabalho para realizar os testes de caracterização dos injetores e a Figura 3.4 apresenta a foto da bancada de testes.

Os principais componentes da bancada são:

- a) Dois tanques, com capacidade de 4 litros cada um, usados para armazenar os líquidos estudados;
- b) Um cilindro de gás nitrogênio, com uma pressão interna de 200 bar e pressão de saída controlada por reguladores de pressão, para manter os reservatórios pressurizados;

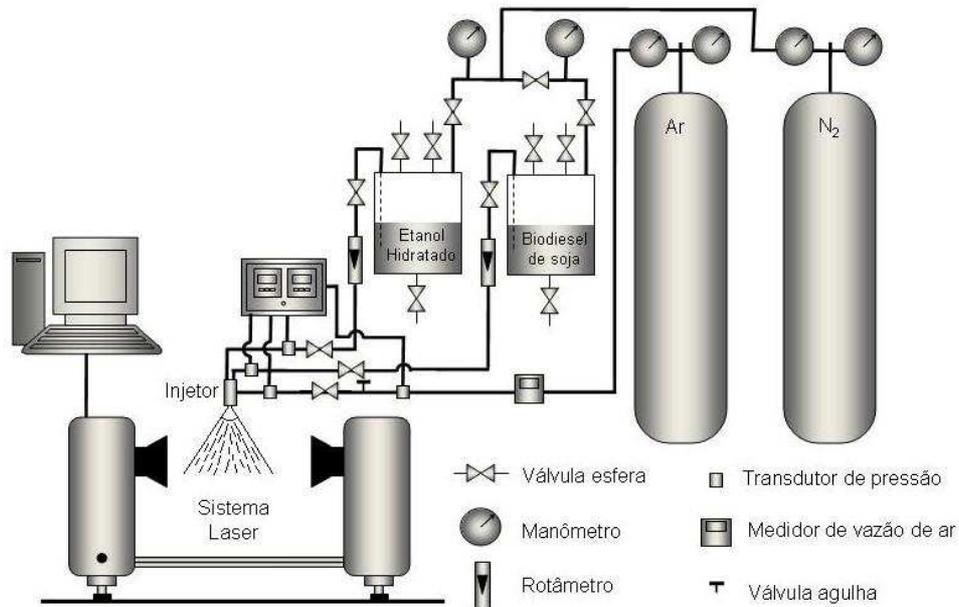


Figura 3.3 - Representação esquemática da bancada de testes de atomização.



Figura 3.4 - Foto da bancada de testes de atomização.

- c) Um cilindro de ar comprimido com uma pressão interna de 200 bar e pressão de saída controlada por reguladores de pressão, utilizado na atomização do biocombustível;
- d) Sistema de difração laser *Spraytec Malvern*[®] 2007, modelo STP5936 para obtenção da distribuição de tamanhos de gotas geradas pelo injetor;
- e) Rotômetros da marca Omel modelo 3P com reguladores de pressão diferencial acoplados em sua entrada, que operam em uma faixa de vazão de 0,05 a 0,5 l/min, com precisão de $\pm 5\%$ do fundo de escala,

repetibilidade de 0,5% do fundo de escala e rangeabilidade de 10:1, utilizados para medir a vazão de biocombustíveis;

- f) Medidor de vazão mássica de gases, tipo termal, modelo GFM 1109, que opera numa faixa de vazão de 0 a 5 l/min com precisão de $\pm 1,5\%$ do fundo de escala e repetibilidade de $\pm 0,5\%$ fundo da escala, utilizado para medir a vazão do ar comprimido utilizado na atomização do biocombustível;
- g) Transdutores de pressão com seus respectivos visualizadores, os quais têm uma faixa de medição de 0 a 20 bar, com uma resolução de $\pm 0,1$ bar cada um deles;
- h) Termopar do tipo K para medir a temperatura do ar de atomização;
- i) Válvula agulha para regular a vazão do ar de atomização;
- j) Válvulas esfera.

Para correções na variação da densidade do ar de atomização foram monitoradas tanto a pressão quanto a temperatura na linha do ar de atomização, utilizando-se respectivamente um transdutor de pressão e um termopar do tipo K com precisão de $\pm 2\%$.

3.4 Caracterização do injetor *blurry*

A caracterização dos injetores *blurry* envolveu a determinação do coeficiente de descarga, diâmetro médio das gotas e ângulo de cone do *spray* empregando como fluidos de trabalho água, etanol hidratado e biodiesel de soja B100.

3.4.1 Vazões mássicas e coeficiente de descarga

3.4.1.1 Vazão mássica teórica (\dot{m}_{teo})

Considerando que as perdas viscosas no escoamento e as perdas por atrito nas paredes internas do injetor possam ser desprezadas, a pressão a montante do orifício é constante e igual à pressão do líquido na entrada do injetor, pode-se determinar a velocidade teórica no orifício de saída do injetor a partir da aplicação da equação de Bernoulli entre a seção de injeção e a seção de saída, resultando em:

$$u_i = \sqrt{\frac{2\Delta P_i}{\rho_i}} \quad (3.1)$$

A vazão mássica teórica máxima pode ser calculada a partir da Equação (3.2):

$$\dot{m}_{teo} = \rho_i u_i A_s \quad (3.2)$$

Combinando as Eqs. (3.1) e (3.2), obtém-se a equação:

$$\dot{m}_{teo} = A_s \sqrt{2\rho_i \Delta P_i} \quad (3.3)$$

3.4.1.2 Vazão mássica experimental (\dot{m}_{exp})

Sabendo-se que ocorrem perdas viscosas no escoamento e perdas por atrito nas paredes internas do injetor, a vazão mássica experimental é diferente da vazão mássica teórica.

Para determinar a vazão mássica real, em regime permanente, foram utilizados os rotâmetros listados no item anterior, previamente calibrados para cada líquido de trabalho.

3.4.1.3 Coeficiente de descarga (c_d)

O coeficiente de descarga é um parâmetro importante do injetor, uma vez que afeta diretamente a combustão. Se o coeficiente de descarga for muito grande, a área de saída será maior do que o necessário, de modo a influenciar a qualidade do *spray* e conseqüentemente o processo de combustão. Se o coeficiente de descarga for pequeno, a vazão mássica projetada não pode ser alcançada e, conseqüentemente, não pode satisfazer a necessidade da temperatura e comprimento de chama.

O coeficiente de descarga é a relação entre a vazão mássica experimental e a máxima vazão mássica teórica de líquido no injetor. É dado por (Delmeé, 1983):

$$c_d = \frac{\dot{m}_{i,exp}}{A_s \sqrt{2\rho_i \Delta P_i}} \quad (3.4)$$

sendo c_d o coeficiente de descarga do líquido; $\dot{m}_{l,exp}$ a vazão mássica experimental, kg/s; A_s a área de seção do orifício de saída, m²; ρ_l a densidade do líquido, kg/m³; ΔP_l a queda de pressão do líquido, Pa.

Lefebvre (1983) definiu o coeficiente de descarga como sendo uma medida da extensão em que o líquido escoar através do orifício de descarga fazendo pleno uso da área disponível para escoar, portanto, o coeficiente de descarga depende da quantidade de área disponível para o escoamento do líquido.

3.4.2 Ângulo de cone do *spray*

Uma das principais características do *spray* cônico é seu ângulo de abertura, que pode influenciar diretamente a combustão e o comprimento da chama.

O ângulo de cone é determinado pela região limítrofe do fluxo divergente e o gás periférico, com vórtice no orifício de descarga. O ângulo de cone tem grande influência na ignição, nos limites de estabilidade e na exaustão dos gases.

De acordo com Lefebvre (1989) o ângulo de abertura está relacionado à capacidade de penetração do *spray* no ambiente ou na câmara de combustão. Em geral, ângulos grandes (superior a 100°) apresentam uma componente de velocidade tangencial grande, porém o ângulo de cone do *spray* não pode ser muito grande, a fim de se evitar que o *spray* formado atinja as paredes da câmara de combustão. Ângulos pequenos (menores que 60°) promovem uma maior penetração do *spray* no ambiente devido à alta componente de velocidade axial. No entanto, eles tendem a deslocar a zona de combustão para longe do injetor o que pode resultar em problemas de estabilidade de combustão. Além disso, se o ângulo de cone do *spray* for muito pequeno, o combustível será atomizado fora da zona de recirculação com menos oxigênio, causando mais pirólise.

Embora o ângulo de cone seja uma característica externa importante de um *spray*, o ângulo do *spray* não é constante ao longo do seu comprimento. Em virtude das interações do líquido com o ar, a curva do *spray* tem na realidade a forma aproximada de um sino, conforme ilustra a Figura 3.5.

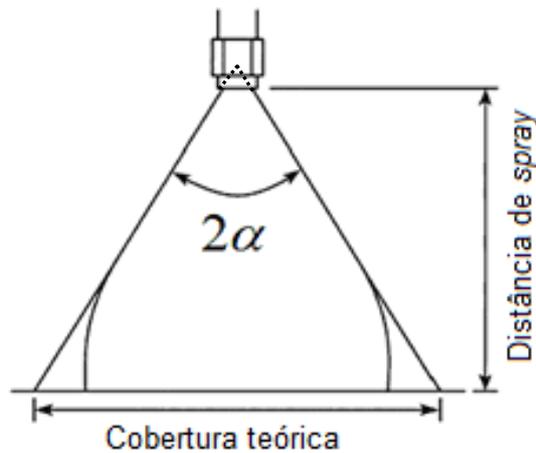


Figura 3.5 - Definição do ângulo de cone.

Desse modo têm-se certa dificuldade de medição do ângulo do cone. A medição do ângulo de cone é definida como o ângulo (2α) formado por duas linhas retas projetadas em um plano a partir de um ponto virtual próximo ao orifício de descarga do injetor a uma distância específica.

3.4.2.1 Medição experimental do ângulo de cone do *spray*

O valor do ângulo de cone do *spray* depende das características do injetor, das propriedades físicas da fase líquida (densidade, viscosidade e tensão superficial) e das condições ambientais (temperatura e pressão). Dessa forma, o ângulo de cone está intimamente ligado ao desempenho de um injetor e seu *spray*.

A maior dificuldade na definição e medição do ângulo de cone é que o cone de *spray* possui fronteiras curvilíneas. No presente estudo o ângulo de cone de *spray* é medido por meio de fotos digitais para cada condição pré-definida. As fotos são inseridas em um programa de tratamento de imagem, onde duas linhas retas são traçadas a partir da origem virtual próxima ao orifício de saída, tangentes ao *spray*, permitindo assim a medição do ângulo do *spray*.

A Figura 3.6 mostra uma imagem do arranjo experimental para a medição do ângulo de cone do *spray* ejetado através de técnicas fotográficas.

As fotos são obtidas por meio de uma câmera digital Sony modelo DSC-F828, com capacidade de 8 megapíxeis de resolução efetiva, podendo assim gravar imagens com tamanho de 3264 x 2448 píxeis.



Figura 3.6 - Montagem do arranjo experimental para realizar a medição do ângulo de cone.

3.4.3 Diâmetro das gotas

O tamanho das gotas de um *spray* desempenha um papel importante no controle da eficiência do processo de combustão e na produção de emissões. Quanto menor o diâmetro das gotas formadas, maior é a superfície disponível para reação com o oxigênio, otimizando assim o processo de combustão e reduzindo as emissões de poluentes.

3.4.3.1 Método de difração laser

As técnicas de análise de tamanho de gotas são comumente agrupadas em três categorias: mecânicas, elétricas e ópticas. Atualmente, técnicas ópticas são os métodos mais modernos e precisos disponíveis para determinação do tamanho de gotas.

No presente trabalho a determinação do diâmetro da gota de um *spray* foi realizada pela aplicação do método de difração laser utilizando o sistema a laser Malvern *Spraytec*[®]. O tamanho das partículas é indicado como o diâmetro de uma esfera de volume equivalente.

O princípio da técnica de medição a difração de laser consiste naquele em que uma gota submetida a um feixe de luz coerente monocromático incidente, promove um desvio ou espalhamento da luz com um determinado ângulo que é diretamente relacionado com o tamanho da gota, ou seja, o método baseia-se no fato de que o ângulo de difração é inversamente proporcional ao tamanho de partícula. De modo geral, partículas grandes dispersam a luz em pequenos ângulos em relação ao feixe

de laser e partículas pequenas dispersam a luz em ângulos mais amplos. Os dados sobre a intensidade da dispersão angular são analisados para calcular o tamanho das partículas responsáveis por criar o padrão de dispersão com base nos modelos da aproximação de Fraunhofer e da teoria de Mie.

Uma abordagem simplificada é a utilização da aproximação de Fraunhofer, que não exige o conhecimento das propriedades ópticas da amostra. A aproximação de Fraunhofer considera que as partículas que estão sendo medidas são opacas e têm um espalhamento da luz com ângulos estreitos. Esta abordagem é aplicável apenas para partículas grandes (geralmente maiores que 900 μm) e deve ser usada com cautela sempre que se trabalhar com amostras que possam ter partículas abaixo de 50 μm ou quando as partículas forem relativamente transparentes.

A teoria de Mie requer o conhecimento das propriedades ópticas (índice de refração e sua absorção) tanto da amostra a ser medida quanto do dispersante. Esta abordagem oferece uma solução mais rigorosa para o cálculo da distribuição do tamanho da partícula relacionada com o espalhamento da luz gerada pelas mesmas partículas. Esta teoria prevê as intensidades de espalhamento de todas as partículas, sejam pequenas ou grandes, transparentes ou opacas. A utilização desta teoria permite a análise do espalhamento primário a partir da superfície da partícula, com a intensidade prevista pela diferença do índice de refração entre a partícula e o meio de dispersão. A teoria também prevê o espalhamento secundário causado pela refração da luz no interior da partícula o que é especialmente importante para partículas com tamanhos menores que 50 μm de diâmetro, como é estabelecido pela norma internacional para medidas com difração laser (ISO13320-1, 1999).

Ao realizar medições em *sprays* com um sistema de difração laser é necessário assegurar que gotas do *spray* estejam perto o suficiente da lente, de modo a garantir que qualquer espalhamento de luz com ângulos maiores ocasionado pela presença de pequenas gotas seja coletado e medido. Caso as gotas se encontrem muito afastadas, a luz espalhada com ângulos maiores não será detectada corretamente, prejudicando a capacidade do sistema para detectar pequenas gotas. A distância máxima entre as gotas do *spray* e as lentes que permite a detecção de pequenas gotas é definida como a distância de trabalho, conforme ilustra a Figura 3.7.

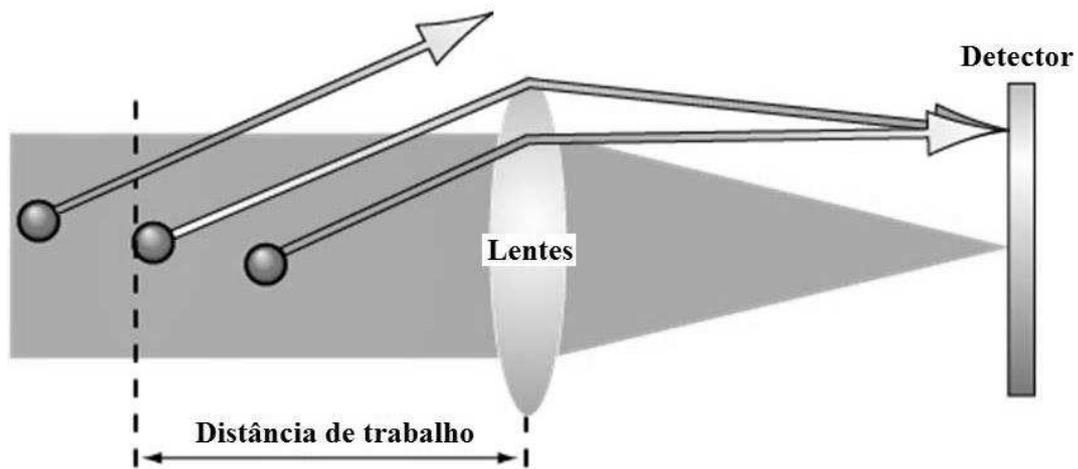


Figura 3.7 - Definição da distância de trabalho para um sistema de difração laser.

Fonte: Adaptada do Manual do usuário *Spraytec*[®] (2007).

A distância de trabalho é definida levando-se em consideração o ângulo máximo de espalhamento permitido e o tamanho físico da lente.

3.4.3.2 Sistema de difração laser *Spraytec*

O sistema a laser Malvern *Spraytec*[®] (Figura 3.8) é composto por um emissor laser de baixa potência, 5 mW He-Ne ($\lambda = 0,6328 \mu\text{m}$), e por um receptor ligado a um computador. O emissor encontra-se associado a um sistema de lentes que produzem um feixe de luz colimada com 10 mm de diâmetro.

O feixe de luz, ao atravessar o *spray*, intercepta as gotas. Estas interagem e originam fenômenos de difração, causando o espalhamento dos feixes de luz que incidem no receptor num determinado ângulo.

O receptor é constituído por uma lente de Fourier que, de acordo com o ângulo de incidência, direciona os feixes de luz para uma série de 36 díodos dispostos concêntricamente. Esta lente é sensível ao ângulo de difração, fazendo com que a luz difratada seja redirecionada para cada um dos díodos, de acordo com ângulo de chegada, ou seja, dois feixes de luz difratados com o mesmo ângulo são dirigidos para o mesmo díodo, independentemente do local onde sofreram a difração.

Este tipo de comportamento faz com que as medições de diâmetro sejam somente dependentes do diâmetro da gota e nunca da sua posição no volume de controle.

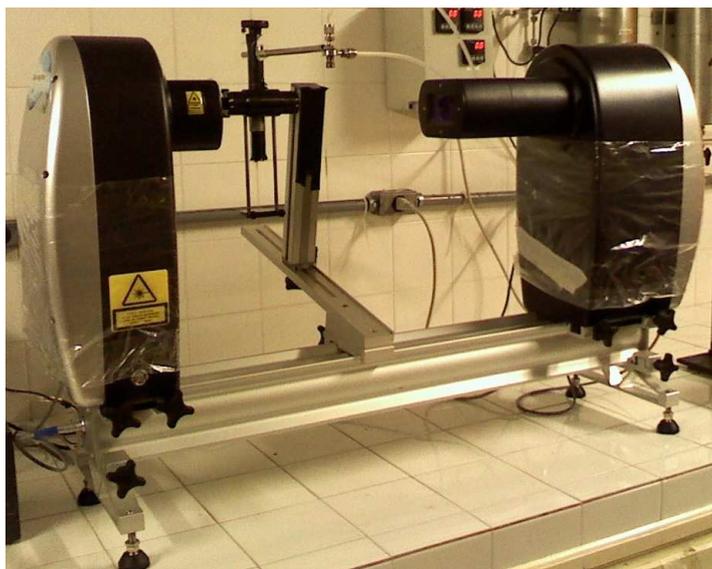


Figura 3.8 - Sistema de difração laser Malvern *Spraytec*[®] (2007).

O sistema tem a capacidade de adquirir dados com uma frequência de 10 kHz, de modo que os dados obtidos da distribuição de tamanho de gotas em tempo real podem ser coletados com uma resolução de 100 μ s. Sendo assim, quaisquer mudanças no tamanho das gotas durante a medição da amostra podem ser detectadas em tempo real, permitindo que a avaliação da dinâmica de atomização.

O sistema é capaz de medir gotas numa ampla faixa de tamanho, 0,1 - 2000 μ m com precisão e reprodutibilidade de $\pm 1\%$.

A lente de Fourier utilizada no receptor é variável e deve ser escolhida adequadamente para cada tipo de *spray*. No caso dos *sprays* em estudo, foi usada uma lente com uma distância focal de 300 mm capaz de detectar gotas com diâmetros entre 0,1 e 900 μ m.

3.4.3.3 Indicadores de posição e dispersão

Uma vez que a representação gráfica de dados estatísticos permite somente a análise qualitativa dos dados experimentais, são necessários alguns parâmetros representativos para fornecer informações quantitativas das distribuições estatísticas.

Os parâmetros significativos utilizados para descrição quantitativa de distribuições estatísticas normalmente são uma medida de valor central e a dispersão.

a) Indicador de Posição ou Tendência Central

Diâmetro médio das gotas

Em virtude da natureza aleatória do processo de atomização, o *spray* produzido por um injetor é composto por gotas e gotículas com grande variabilidade de diâmetros. Sendo assim, para se caracterizar um *spray* com um único valor de diâmetro de gota é necessário ter alguma função estatística dos tamanhos das gotas medidas. Tais funções estatísticas produzem um valor que se refere a um diâmetro de gota que de alguma maneira descreve ou caracteriza o *spray* total.

De acordo com Lefebvre (1989) a representação discreta do diâmetro das gotas presentes em um *spray* passa por um critério de cálculo dando origem ao conceito de diâmetro representativo. De fato toma-se uma determinada região do *spray* para estudo e aplica-se o conceito de média estatística.

O conceito de diâmetro médio foi generalizado e sua notação padronizada por Mugele e Evans (1951) de acordo com a seguinte expressão:

$$D_{pq} = \left\{ \frac{\int_{D_0}^{D_m} D^p n(D) dD}{\int_{D_0}^{D_m} D^q n(D) dD} \right\}^{\frac{1}{(p-q)}} \quad (3.5)$$

sendo D_{pq} o diâmetro representativo de uma população de gotas com vários diâmetros, calculado segundo um critério que define os valores dos expoentes p e q . Este procedimento deve ser aplicado a uma população de gotas com n o número de gotas com determinado diâmetro $D(n)$.

Os autores ainda apresentam a Tabela 3.1 com a classificação dos diferentes tamanhos médios de gota comuns utilizadas em diversas aplicações, com p e q praticados no estudo de *sprays*.

De acordo com Lefebvre (1989) a representação discreta mais utilizada em estudos de *sprays*, com especial interesse em transferência de massa e combustão, é o diâmetro D_{32} ou o diâmetro médio de Sauter (SMD).

Tabela 3 1 - Resumo dos diâmetros de gotas mais comuns.

p	q	Nomenclatura	Aplicação
1	0	Linear, aritmético	Poluentes, evaporação
2	0	Superfície	Absorção
3	0	Volume	Hidrologia
2	1	Diâmetro superficial	Absorção
3	1	Diâmetro volumétrico	Evaporação
3	2	Diâmetro de Sauter (SMD)	Eficiência, transferência de massa, combustão
4	3	Diâmetro de Brouckere	Equilíbrio de combustão

Fonte: Mugele e Evans (1951)

Este diâmetro é utilizado em estudos de combustão porque caracteriza processos importantes que afetam o projeto de câmaras de combustão, tais como a penetração de gotas e de transferência de calor e massa.

SMD é definido como o diâmetro de gota característico cuja relação de volume - área de superfície é proporcional à relação volume - área de superfície de todo o *spray*:

$$SMD = D_{32} = \frac{\sum N_i D_i^3}{\sum N_i D_i^2} \quad (3.6)$$

Outro diâmetro médio comum é o diâmetro médio aritmético (D_{10}), definido como o diâmetro médio simples de todas as gotículas de um *spray*. Corresponde à soma dos diâmetros de todas as gotas dividida pela quantidade de gotículas.

Diâmetros representativos:

Há outros diâmetros representativos para um *spray*, os quais podem facilmente ser medidos a partir das curvas de distribuição cumulativas. Estes são definidos como:

a) Dv_{10} ou $Dv_{0,1}$: Diâmetro representativo tal que 10% do volume total do líquido atomizado é constituído de gotas com diâmetros menores ou iguais ao valor indicado.

b) Dv_{50} ou $Dv_{0,5}$: Diâmetro representativo tal que 50% do volume total do líquido atomizado é constituído de gotas com diâmetros maiores que o valor indicado e 50% é composto por gotas com diâmetros menores que o valor indicado. Este indica o mesmo valor que o diâmetro mediano volumétrico (VMD) ou diâmetro mediano de massa (MMD).

c) Dv_{90} ou $Dv_{0,9}$: Diâmetro tal que 90% do volume total do líquido atomizado é constituído por gotas com diâmetros menores ou iguais ao valor indicado.

d) $Dv_{99,9}$ ou $Dv_{0,999}$: Diâmetro tal que 99,9% do volume total do líquido atomizado é constituído por gotas com diâmetros menores ou iguais ao valor indicado.

Segundo Lefebvre (1989) nenhum diâmetro representativo pode completamente definir uma distribuição de gotículas em um *spray*, tampouco existe uma relação universal entre um diâmetro representativo e a sua distribuição.

Outras informações típicas de distribuição tais como, média aritmética simples, mediana e moda podem ser analisadas.

Média

É a média aritmética dos dados coletados da medição relacionada ao tamanho das partículas.

Mediana

Este é o valor do tamanho de partícula, que divide a população de partículas em duas partes iguais. Ou seja, há 50% das partículas com diâmetro acima da mediana e 50% abaixo da mediana.

Moda

É o valor mais comum da distribuição de frequência, ou seja, o ponto mais alto da curva de frequência.

b) Medições de Dispersão

Parâmetros de dispersão são utilizados para medir o grau de uniformidade de uma dada distribuição.

Os parâmetros mais comuns utilizados em estudos de *spray* são o desvio padrão, o índice de uniformidade das gotas, o fator de espalhamento relativo e o fator limite de dispersão.

Desvio-padrão (σ)

O desvio padrão é o parâmetro de dispersão mais utilizada em análise estatística. É uma medida absoluta da dispersão e é definida como:

$$\sigma = \sqrt{f_i(D_i - D_{10})^2} \quad (3.7)$$

Índice de uniformidade de gotas (*Droplet Uniformity Index*)

O índice de uniformidade de gotas foi proposto por Tate (1960) para descrever o espalhamento do tamanho de gotas em *sprays* e definido como:

$$IUG = \frac{\sum V_i (D_{0,5} - D_i)}{D_{0,5}} \quad (3.8)$$

sendo D_i o ponto médio da classe de tamanho i , V_i a fração de volume da classe de tamanho i e $D_{0,5}$ o diâmetro da gota tal que 50% do volume total de líquido é constituído de gotas com diâmetros menores que o valor indicado.

Fator de espalhamento relativo (*Relative Span Factor*)

Parâmetro adimensional indicativo da uniformidade da distribuição de tamanho de gota, definido como:

$$\Delta = \frac{D_{v_{90}} - D_{v_{50}}}{D_{v_{10}}} \quad (3.9)$$

3.5 Modelo de predição do tamanho de gota para um injetor *blurry*

Conhecidas as características do *spray* formado é possível se propor um modelo teórico que descreva o tamanho da gota formado por um injetor *blurry*. As variáveis que caracterizam o processo de atomização podem ser agrupadas em grupos adimensionais, definidos a partir de uma análise dimensional. Grupos adimensionais possuem algumas vantagens em relação às variáveis dimensionais, por exemplo, são independentes do sistema de unidades, facilitando a comparação entre dados de diferentes estudos e há um número menor de parâmetros envolvidos na relação funcional.

Sendo assim, para a obtenção do modelo utilizou-se a técnica de análise dimensional, uma vez que ela permite a simplificação de um problema físico empregando a homogeneidade dimensional para reduzir o número de parâmetros independentes considerados e o número de ensaios necessários para caracterizar completamente um problema particular. Esta análise é baseada no teorema dos π de Buckingham (POTTER E WIGGERT, 2003).

O teorema dos π de Buckingham demonstra que, em um problema físico envolvendo N parâmetros independentes (q_1, q_2, \dots, q_n), e P dimensões independentes, os N parâmetros podem ser agrupados em (N-P) parâmetros adimensionais independentes ou parâmetros π ($\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_n$), que podem ser expressos de forma funcional por:

$$G(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots, \pi_{N-P}) = 0 \quad (3.10)$$

ou ainda:

$$\pi_1 = G(\pi_2, \pi_3, \dots, \pi_{N-P}) \quad (3.11)$$

Para análise das variáveis inicialmente é necessário relacionar as grandezas físicas envolvidas no processo de atomização por duplo-fluido. Com base na literatura disponível pode-se escrever para o diâmetro médio da gota, *SMD*:

$$SMD = f(\rho_g, \rho_l, v_g, v_l, \dot{m}_g, \dot{m}_l, \sigma_l, \mu_l, d) \quad (3.12)$$

Variáveis envolvidas:

Do injetor:

- ✓ d : diâmetro do orifício de saída;

Do líquido a ser atomizado:

- ✓ ρ_l : Densidade do líquido;
- ✓ v_l : Velocidade do líquido;
- ✓ \dot{m}_l : Vazão mássica do líquido;
- ✓ σ_l : Tensão superficial;
- ✓ μ_l : Viscosidade do líquido.

Do gás de atomização:

- ✓ ρ_g : Densidade do gás;
- ✓ v_g : Velocidade do gás;
- ✓ \dot{m}_g : Vazão mássica do gás.

Sendo assim, o diâmetro das gotas depende das variáveis: $SMD, \rho_g, \rho_l, v_g, v_l, \dot{m}_g, \dot{m}_l, \sigma_l, \mu_l, d$. Portanto, têm que $N = 10$ parâmetros, incluindo a gota diâmetro d_g .

As dimensões envolvidas são: M (massa), L (comprimento), T (tempo), ou seja, $P = 3$ dimensões primárias. Logo tem-se que: $(N-P) = 10 - 3 = 7$ grupos adimensionais ou 7 π do Teorema de Buckingham.

Escolhendo um núcleo com parâmetros que se repetem, com combinações das 3 dimensões básicas (M, L e T), tem-se: ρ (variável dinâmica), v (variável cinética) e d (variável geométrica).

Primeiro parâmetro dimensional, π_1 :

$$\pi_1 = \pi_1(\rho_l^a, d^b, v_l^c, SMD)$$

$$M^0 L^0 T^0 = [\rho_l]^a [d]^b [v_l]^c [SMD]$$

$$M^0 L^0 T^0 = [M/L^3]^a [L]^b [L/T]^c [L]$$

$$M^0 L^0 T^0 = M^a L^{-3a} L^b L^c T^{-c} L$$

Resolvendo-se o sistema de equações algébricas em a , b e c tem-se a que:

$$\pi_1 = SMD/d \quad (3.13)$$

Segundo parâmetro dimensional, π_2 :

$$\pi_2 = \pi_2(\rho_l^a, d^b, v_l^c, \rho_g)$$

$$M^0 L^0 T^0 = [M/L^3]^a [L]^b [L/T]^c [M/L^3]$$

Da mesma forma, resolvendo-se o sistema para a , b e c tem-se que:

$$\pi_2 = \rho_g / \rho_l \quad (3.14)$$

Terceiro parâmetro dimensional, π_3 :

$$\pi_3 = \pi_3(\rho_l^a, d^b, v_l^c, v_g)$$

$$M^0 L^0 T^0 = [M/L^3]^a [L]^b [L/T]^c [L/T]$$

Novamente, resolvendo o sistema para a , b e c tem que:

$$\pi_3 = v_g / v_l \quad (3.15)$$

Quarto parâmetro adimensional, π_4 :

$$\pi_4 = \pi_4(\rho_l^a, d^b, v_l^c, \dot{m}_g)$$

Resolvendo o sistema para a , b e c tem que:

$$\pi_4 = \frac{\dot{m}_g}{\rho_l v_l d^2} \quad (3.16)$$

Quinto parâmetro adimensional, π_5 :

$$\pi_5 = \pi_5(\rho_l^a, d^b, v_l^c, \dot{m}_l)$$

Resolvendo o sistema para a , b e c tem que:

$$\pi_5 = \frac{\dot{m}_l}{\rho_l v_l d^2} \quad (3.17)$$

Sexto parâmetro adimensional, π_6 :

$$\pi_6 = \pi_6(\rho_g^a, d^b, v_g^c, \sigma_l)$$

Repetindo e resolvendo o sistema para a , b e c tem que:

$$\pi_6 = \frac{\sigma_l}{\rho_g v_g^2 d} = 1/We \quad (3.18)$$

Sétimo parâmetro adimensional, π_7 :

$$\pi_7 = \pi_7(\rho_l^a, d^b, v_l^c, \mu_l)$$

Resolvendo o sistema para a , b e c tem que:

$$\pi_7 = \frac{\mu_l}{\rho_l v_l d} = 1/Re \quad (3.19)$$

Reagrupando os parâmetros adimensionais π tem-se:

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7) \quad (3.20)$$

ou:

$$SMD/d = f\left(\frac{\rho_g}{\rho_l}, \frac{v_g}{v_l}, \frac{\dot{m}_g}{\rho_l v_l d^2}, \frac{\dot{m}_l}{\rho_l v_l d^2}, \frac{1}{We}, \frac{1}{Re}\right) \quad (3.21)$$

Reescrevendo os adimensionais temos:

$$SMD/d = k \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^a \left(\frac{v_g}{v_l}\right)^b (ALR)^c (We)^d (Re)^e \quad (3.22)$$

sendo k a constante de proporcionalidade, $ALR = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_l}$ a razão de vazão mássica ar-líquido, We o número de Weber e Re o número de Reynolds.

O modelo adimensional acima lista os principais parâmetros envolvidos no processo de atomização. Os expoentes de a , b , c , d , e , e a constante de proporcionalidade k são coeficientes a serem determinados estatisticamente a partir do banco de dados.

3.6 Fabricação da câmara de combustão sem chama visível

A geometria da câmara de combustão proposta no presente trabalho é simples, sendo constituída por um tubo cilíndrico com 330 mm de comprimento e diâmetro interno de 101 mm e um bloco injetor.

A câmara foi construída em aço inox 316 e possui uma janela de vidro cerâmico ROBAX® (35 x 200 x 5 mm) para acesso ótico, permitindo a visualização de parte da região interna da câmara e as modificações que ocorrem na estrutura da reação. A Figura 3.9 mostra uma perspectiva tridimensional da câmara de combustão sem chama visível proposta no presente trabalho.

Na base da câmara é possível se observar três câmaras distintas: a câmara de injeção de combustível, com 30 mm de diâmetro, onde se localiza o injetor *blurry* desenvolvido no presente trabalho (protótipo 3) com diâmetro de 0,5 mm, a câmara de ar de combustão, com 66 mm de diâmetro, onde a injeção de ar de combustão é realizada através de 8 orifícios, cada um com 1,5 mm de diâmetro posicionados concêntricamente ao redor do jato central de combustível e a câmara de aquecimento do ar de combustão, com 180 mm de diâmetro, onde localiza-se uma serpentina que auxilia no pré-aquecimento do ar antes de entrar na câmara de

combustão a partir do reaproveitamento do calor liberado pelos gases de combustão.

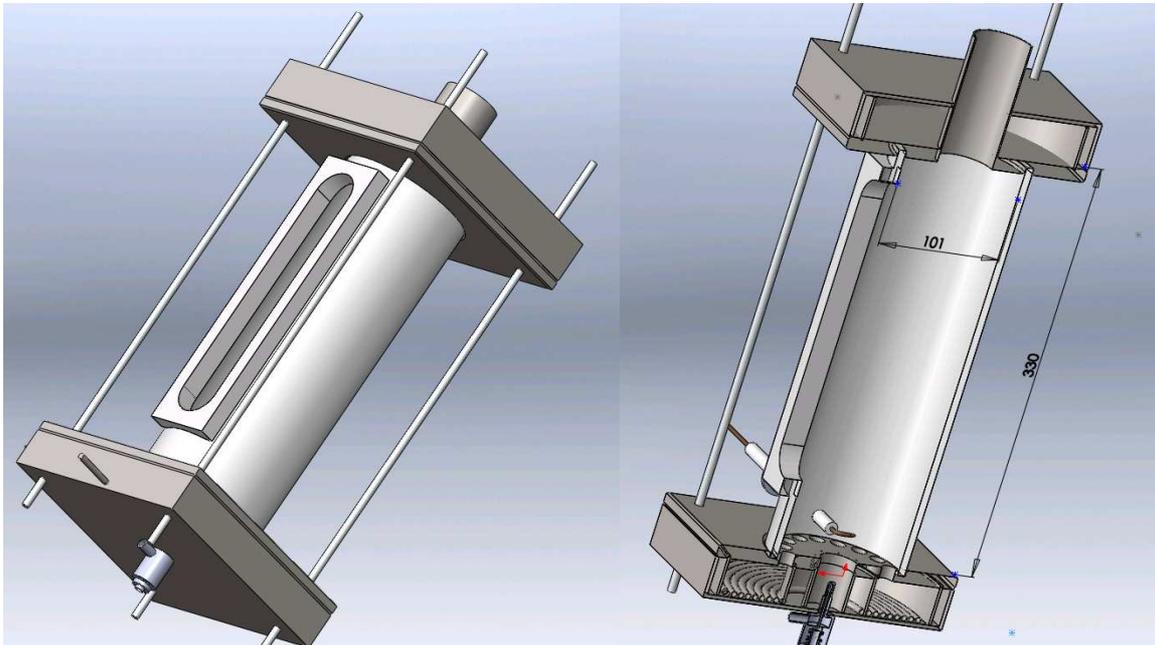


Figura 3.9 - Perspectiva tridimensional da câmara de combustão.

A Figura 3.10 mostra detalhes da seção de injeção e de exaustão dos gases.

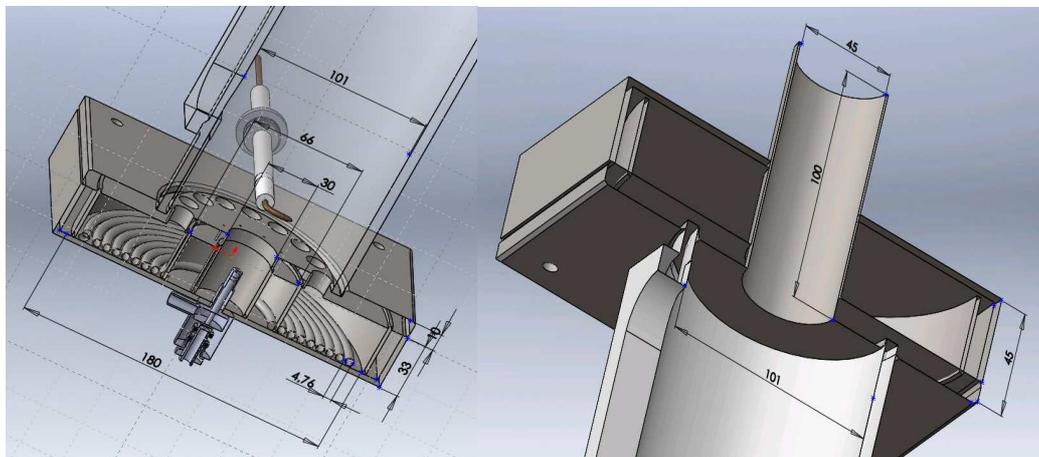


Figura 3.10 – Detalhamento das seções de injeção e exaustão dos gases.

Inicialmente o projeto da câmara de combustão utilizaria o conceito de câmara de combustão denominado *Stagnation Point Reverse Flow* (SPRF) proposto por Zinn *et al.* (2006a, b), onde os reagentes e os produtos entram e saem da câmara através da mesma extremidade. Para utilizar este método, a exaustão dos gases de combustão seria feita através de 8 orifícios com 12 mm de diâmetro, concêntricos à injeção de combustível e ar de combustão. Entretanto, ao se iniciar os testes

verificou-se que tal configuração não poderia ser utilizada, pois o retorno dos gases de combustão não foi satisfatório, de modo que o escoamento de saída dos gases ocorria lentamente, causando o acúmulo dos gases no interior da câmara e o apagamento da chama. Na tentativa de corrigir esta limitação, inicialmente aumentou-se o número de orifícios para exaustão dos gases, 16 orifícios, aumentando assim a área de saída dos gases, entretanto tal medida não se mostrou eficiente. Sendo assim, optou-se por fazer a retirada dos gases de exaustão através de um duto com 45 mm de diâmetro e 100 mm de comprimento localizado na tampa superior da câmara de combustão, melhorando o escoamento de saída dos gases ao mesmo tempo em que ocorre uma diminuição na concentração de gases próxima ao injetor, permitindo assim a sustentação da chama.

Os tubos de transporte de combustível e ar encontram-se ligados ao bloco injetor, de onde seguem para o interior da câmara de combustão. O sistema de ignição por centelha (voltagem de 10 kVpp e potência de 100 W) localiza-se na parte inferior da câmara da combustão.

É de extrema importância assegurar o correto posicionamento das várias peças da câmara de combustão, sendo assim, foram utilizados tirantes e para assegurar que o tubo cilíndrico fique concentricamente alinhado com o injetor de combustível foram feitos rebaixos na tampa superior e inferior da câmara garantindo o alinhamento do sistema.

A Figura 3.11 mostra a câmara de combustão sem chama visível desenvolvida no presente trabalho.

Ao longo da câmara de combustão foram instalados termopares para analisar o perfil de temperatura no interior da câmara, bem como a temperatura do ar de combustão e a temperatura dos gases de exaustão.

Durante os ensaios, a câmara de combustão foi isolada com 30 mm de espessura de manta cerâmica para minimizar as trocas de calor com o ambiente. Ao minimizar as perdas de calor para o ambiente, mais energia estará disponível para manter a temperatura acima da temperatura de autoignição, proporcionando assim um regime de combustão sem chama visível mais estável e ampliando a faixa de operação.



Figura 3.11 - Câmara de combustão.

3.7 Bancada de testes de combustão

A bancada desenvolvida para a realização dos testes de queima foi montada em um *rack*, de modo a facilitar o seu transporte caso seja necessário.

Os principais componentes da bancada são:

- a) Câmara de combustão;
- b) Linha de suprimento de combustível;
- c) Linha de suprimento de ar de combustão;
- d) Linha de suprimento de ar de atomização;
- e) Analisador de gases (medidor de gases de combustão da marca Rosemount Analytical);
- f) Sistema de aquisição de dados para análise de gases, formado por um módulo de condicionamento de sinal, modelo SCXI – 1102, fornecido pela National Instruments, composto por uma placa de aquisição de dados, modelo PCI - AT-MIO 16E, com velocidade de aquisição de 1,25MS, com 32 canais de entradas para termopares, 16 canais de entradas analógicas, 10 canais de entradas diferenciais, 6 canais de saídas digitais. A aquisição é feita em ambiente Lab View, versão 6I.
- g) Rotâmetro da marca Omel modelo N que opera numa com faixa de vazão de 7,5 a 75 l/min com precisão de ± 2 % do fundo de escala, repetibilidade

de 0,5% do fundo de escala e rangeabilidade 10:1, utilizado para medir a vazão do ar de combustão;

- h) Transdutores de pressão com seus respectivos visualizadores;
- i) Termopares do tipo K, válvulas esfera, válvula agulha;
- j) Sistema de aquisição de dados de temperatura, formado por um chassi, modelo cDAQ-9178, fornecido pela National Instruments e por um módulo de entrada de termopar com 16 canais, modelo NI 9213, com velocidade de aquisição de 75 S/s. A aquisição é feita em ambiente Lab View, versão 8.5.

As linhas de suprimento de combustível e de ar de atomização são constituídas pelos mesmos equipamentos listados na descrição da bancada de testes para caracterização dos injetores, e foram adaptadas para a nova configuração.

A Figura 3.12 apresenta esquematicamente a instalação experimental desenvolvida no presente trabalho para realizar os testes de queima e a Figura 3.13 apresenta a foto da bancada de testes.

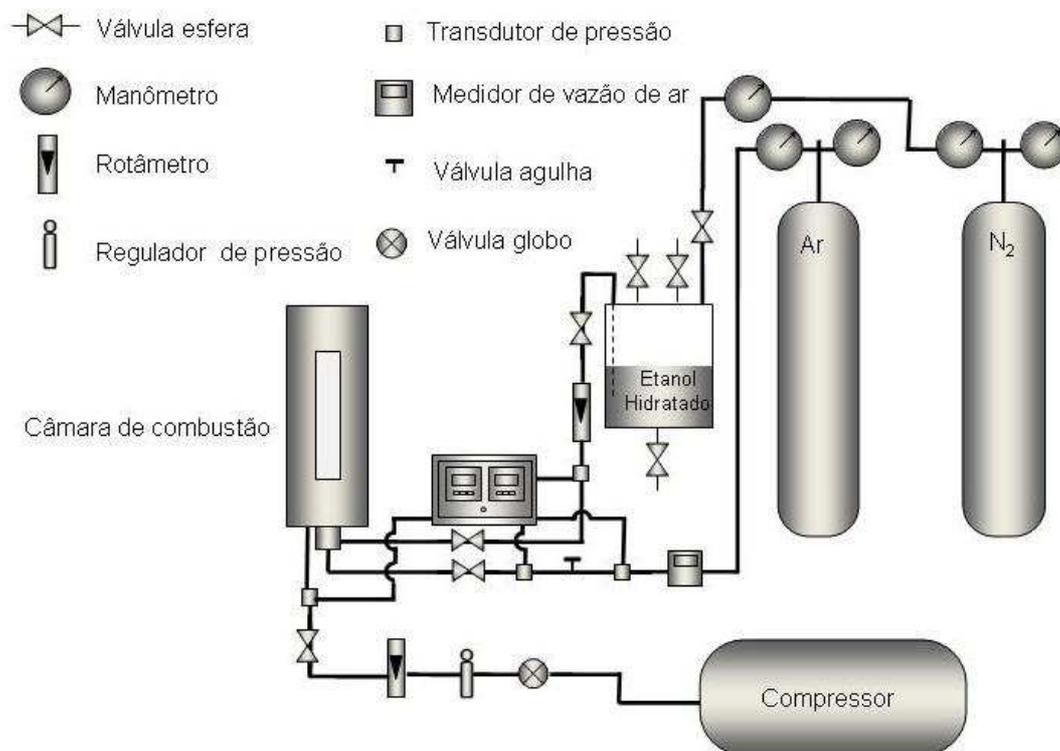


Figura 3.12 - Representação esquemática da bancada de testes de combustão.



Figura 3.13 - Foto da bancada de testes de combustão.

O ar de combustão é fornecido por um compressor de ar, marca Schulz, modelo MSWV72FORT/425, com capacidade de 72 ft³/min a 7 bar. A pressão é reduzida para 4 bar, através de uma válvula reguladora de pressão. A utilização da válvula reguladora permite anular as oscilações de pressão causadas pelo funcionamento normal do compressor de modo a garantir que não ocorram oscilações na pressão/vazão de ar admitida na câmara de combustão. Na linha de ar de combustão encontram-se instalados um transdutor de pressão e um termopar do tipo K, de modo a garantir possíveis correções no valor da vazão mássica. O ar de combustão é pré-aquecido antes de entrar na câmara de combustão com o auxílio de um sistema de aquecimento composto por serpentinas localizadas na tampa inferior da câmara de combustão. A temperatura é monitorada por um termopar do tipo K, com tempo de resposta de 2 ms, localizado na câmara de ar.

3.8 Procedimento para operação da câmara de combustão

Devido ao fato de trabalhar com combustíveis líquidos, o procedimento para operação da câmara de combustão inicia-se com o processo de atomização do

combustível. De modo a evitar acúmulo do combustível no interior da câmara de combustão abre-se a válvula de alimentação do ar de atomização e em seguida aciona-se o sistema de ignição, originando uma descarga elétrica de alta voltagem, Posteriormente abre-se a válvula de alimentação de combustível na câmara de combustão, estabelecendo-se uma chama estável. Em seguida é aberta a válvula de alimentação de ar de combustão de maneira lenta e gradual. O processo de aquecimento da câmara dura, em média, cerca 1 hora e 40 minutos. Após o período de aquecimento são estabelecidas as condições de operação desejadas da câmara de combustão. Espera-se a estabilização das temperaturas e a partir daí são efetuadas as medidas para caracterização da câmara. Para cada condição de trabalho as medidas de temperaturas e das concentrações de gás são realizadas simultaneamente.

3.9 Caracterização da câmara de combustão

A caracterização da câmara de combustão envolve a determinação do perfil de temperatura e a composição química dos gases de exaustão empregando como fluido de trabalho etanol hidratado.

3.9.1 Perfil de temperatura no interior da câmara de combustão

A caracterização das variações espaciais e temporais da temperatura na câmara de combustão foi realizada com o auxílio de termopares do tipo K comercial, com diâmetro de 1,5 mm, com isolação mineral, junta isolada e bainha com aço inox 316, comprimento de 100 mm, suportando a temperatura máxima de 1200 °C.

Para caracterizar as variações de temperatura no interior da câmara foram utilizados cinco termopares possuindo as hastes com alcance até o centro da câmara. Também foram utilizados termopares do tipo K para medir as temperaturas do ar de combustão, sendo posicionado próximo da entrada do ar na câmara de combustão, e dos gases de exaustão da câmara, localizado junto à sonda de coleta das espécies químicas. Este tipo de termopar apresenta elevada estabilidade nas medições e um erro experimental de $\pm 0,1\%$.

As medidas de temperatura no interior da câmara de combustão foram obtidas com o auxílio do termopar tipo K, descrito anteriormente. Para obter o perfil axial da

temperatura no interior da câmara foram instalados seis termopares ao longo do corpo da câmara, distando 50, 140, 200, 260, 280 e 320 mm da base da câmara. Inicialmente os termopares foram introduzidos a uma distância de 5 mm da parede. Após a estabilização das condições de funcionamento da câmara de combustão foi obtida a temperatura média local com o auxílio do sistema de aquisição de dados, com as temperaturas sendo monitorizadas simultaneamente. Em seguida os termopares foram deslocados na horizontal a uma distância de 15 mm da parede, repetindo-se o procedimento. O procedimento experimental acima descrito foi repetido para os vários perfis radiais espaçados entre si 10 mm, ou seja, 5, 15, 25, 35 e 45 mm, conforme ilustra a Figura 3.14. Para cada condição de operação da câmara de combustão, foram registradas as temperaturas médias locais em cada ponto da malha, obtendo-se a distribuição espacial da temperatura. Foram registradas ainda as temperaturas do ar de combustão e dos gases de exaustão da câmara.

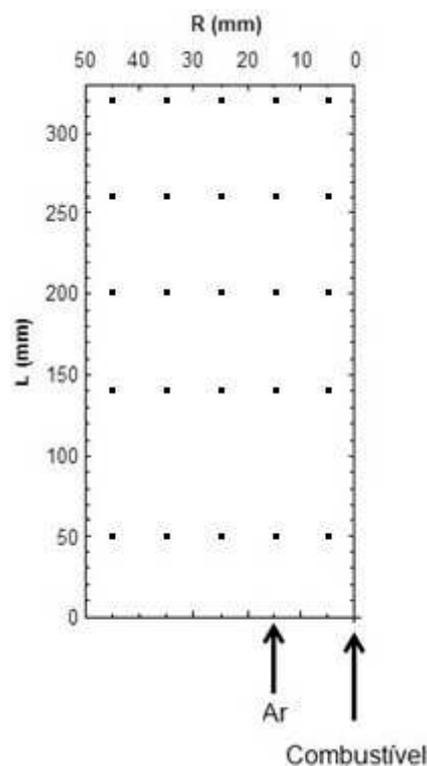


Figura 3.14 – Malha para medida de temperatura no interior da câmara de combustão.

Para a coleta dos dados referente ao perfil de temperatura foi utilizado o sistema de aquisição de dados listado nos componentes da bancada de teste. A aquisição é feita em ambiente Lab View, versão 8.5 e frequência de aquisição de 100 Hz.

3.9.2 Análise dos Gases de Combustão

A análise da composição dos gases é fundamental para avaliar a eficiência do sistema de combustão sem chama visível proposto no presente trabalho, uma vez que uma das principais características deste regime é a redução das emissões de poluentes.

Nos experimentos foram realizadas análises contínuas do CO, CO₂, NO_x, O₂ e UHC. A composição química dos gases de exaustão foi obtida em diferentes condições de operação da câmara de combustão.

As amostras para a análise das concentrações das espécies químicas gasosas foram efetuadas com o auxílio de analisadores contínuos disponíveis no LCP, apresentado na Figura 3.15.



Figura 3.15 - Conjunto de analisadores contínuos disponível no LCP.

A coleta dos gases foi feita por uma sonda refrigerada instalada no duto de exaustão de gases localizado na parte superior da câmara.

A amostra é recolhida com o auxílio do sistema de amostragem, o qual inclui uma bomba de sucção, um resfriador para condensação de água, filtros de água e

particulados e válvulas de manobras, sendo em seguida enviada para os analisadores.

A análise de gases foi através de analisadores de gases da marca Rosemount Analytical. Os gases são coletados através de uma sonda e passam pelo sistema de análise de gases, o qual é constituído por três painéis. No primeiro painel os gases fluem através de um banho de resfriamento para condensar o vapor de água, escoando através de um sistema de filtros que permite retirar a água e as partículas sólidas, as quais interferem na leitura da composição dos gases analisados. No segundo painel encontram-se os medidores de UHC e NO_x e no terceiro painel, estão instalados os medidores de CO, CO₂ e O₂. Os analisadores são calibrados antes de se iniciar os testes para análise de gases.

Para a coleta dos dados referente à composição dos gases de exaustão foi utilizado o sistema de aquisição de dados listado nos componentes da bancada de teste. A aquisição é feita em ambiente Lab View, versão 6I e frequência de aquisição de 100 Hz.

Os dados obtidos para análise de gases devem ser corrigidos de modo a se padronizar os valores de emissão de fontes diferentes para a mesma base. Para as correções no presente trabalho as medidas na exaustão foram corrigidas a 15% de O₂ (ARGHODE; GUPTA, 2010). A correção será feita com base na seguinte equação:

$$[A]_{BS,corr} = \frac{0,21 - [O_2]_{BS,corr}}{0,21 - [O_2]_{BS,real}} [A]_{BS,real} \quad (3.23)$$

sendo $[A]$ a concentração volumétrica do produto de combustão que vai ser corrigido, $[O_2]$ a concentração volumétrica de O₂ que é usada como referência. Os subscritos BS_{real} e BS_{corr} representam respectivamente as concentrações em base volumétrica seca medidas e corrigidas. Esta equação é válida para qualquer tipo de combustível e qualquer componente dos produtos de combustão.

A Tabela 3.2 apresenta as principais características dos analisadores utilizados.

Tabela 3.2 - Características dos analisadores utilizados para a análise da composição química dos gases de exaustão.

Espécie Química	Modelo do analisador	Método de análise	Escala	Precisão
CO	Modelo 880 A	Infravermelho NãoDispersivo	0 – 1%	± 0,001 %
CO ₂	Modelo 880 A	Infravermelho NãoDispersivo	0 – 20%	± 0,2 %
O ₂	Modelo 755 A	Paramagnetismo	0 – 20%	± 0,2 %
NOx	Modelo 951 A	Quimiluminescência	0 – 100 ppm	± 0,5 %
UHC	400A	Ionização da chama	0 – 300 ppm	± 3 %

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Lista de líquidos de teste

Os líquidos de teste utilizados no presente trabalho foram o etanol hidratado, o biodiesel de soja puro B100, além de água destilada empregada como líquido padrão para comparações.

A análise dos resultados experimentais requer o conhecimento das características dos fluidos a serem atomizados. Desse modo, as propriedades físicas dos líquidos como densidade, viscosidade e tensão superficial são parâmetros fundamentais no processo de atomização.

A Tabela 4.1 mostra as propriedades dos biocombustíveis selecionados para os ensaios, obtidas a partir de testes laboratoriais realizados no LCP. A metodologia experimental empregada para determinar as propriedades dos líquidos é apresentada no Apêndice A.

Tabela 4.1 - Propriedades dos líquidos em análise.

Líquidos	Tensão Superficial, σ (N/m)	Densidade, ρ (kg/m ³)	Viscosidade dinâmica, ν (Ns/m ²)
Água	0,072 ⁽²⁾	996,7 ⁽³⁾	0,0008325 ⁽³⁾
Etanol hidratado (C ₂ H ₅ OH)	0,024 ⁽²⁾	806,7 ⁽¹⁾	0,00124 ⁽³⁾
Biodiesel de soja B100 (C ₂₀ H ₃₇ O ₂)	0,028 ⁽³⁾	875,7 ⁽³⁾	0,0048 ⁽³⁾

⁽¹⁾: medida a 298,15 K; ⁽²⁾: medida a 299,15 K; ⁽³⁾: medida a 301,15 K

4.2 Resultados obtidos na caracterização do injetor *blurry*

4.2.1 Testes preliminares

Inicialmente foram realizados ensaios preliminares utilizando água destilada como fluido de teste, haja vista a facilidade de manuseio e segurança que a água oferece. Os resultados obtidos nesta fase forneceram informações importantes que foram utilizadas nas etapas seguintes, como por exemplo, a rotina de ensaios.

Os objetivos dos testes preliminares foram:

- a) Escolha da zona de medição;
- b) Aperfeiçoamento da metodologia e definição da rotina de ensaios;
- c) Verificação e solução de problemas da bancada de ensaios;
- d) Segurança operacional.

Os resultados permitiram uma análise do comportamento do *spray*, sua morfologia e características.

Escolha da zona de medição

Inicialmente foi necessário determinar a região representativa do comportamento de todo o *spray* com o objetivo de validar os dados obtidos com o sistema de medição laser *Spraytec*[®]. Sendo assim, buscou-se a identificação da zona de medição, definida pela interseção do feixe de laser e o *spray*.

A Figura 4.1 apresenta o sistema de coordenadas utilizado para as medições variando-se a posição espacial do injetor com relação ao feixe de laser. O eixo X é tomado em uma seção ortogonal ao eixo principal do *spray* enquanto que o eixo Y é tomado sobre o eixo principal do *spray* tendo como origem a descarga do injetor, definindo o ponto de medição de coordenadas (X,Y).

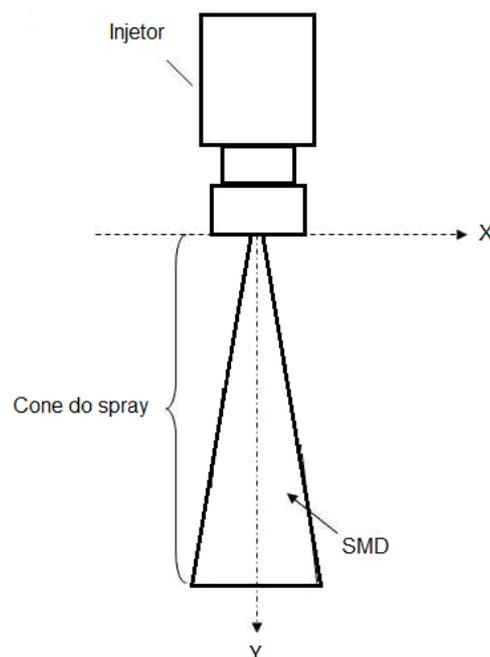


Figura 4.1 - Sistema de coordenadas para a variação da posição espacial do injetor com relação ao feixe laser.

Inicialmente foram realizadas medições para determinadas distâncias horizontais a partir do módulo receptor do instrumento. Para a realização destas medidas a distância vertical foi mantida em 50 mm entre a saída do bico do injetor e o feixe de laser emitido pelo módulo transmissor do instrumento, utilizando água destilada como líquido de injeção, com uma pressão de 1,5 bar e ar com uma pressão de 1,5 bar para todas as medições realizadas. Em seguida foram aplicadas as mesmas condições de operação para a análise dos efeitos produzidos pela variação da posição vertical a jusante da descarga do injetor.

A Figura 4.2 mostra os valores obtidos dos tamanhos característicos da gota com a variação da distância horizontal e a Figura 4.3 mostra os valores obtidos dos tamanhos característicos da gota com a variação da distância vertical.

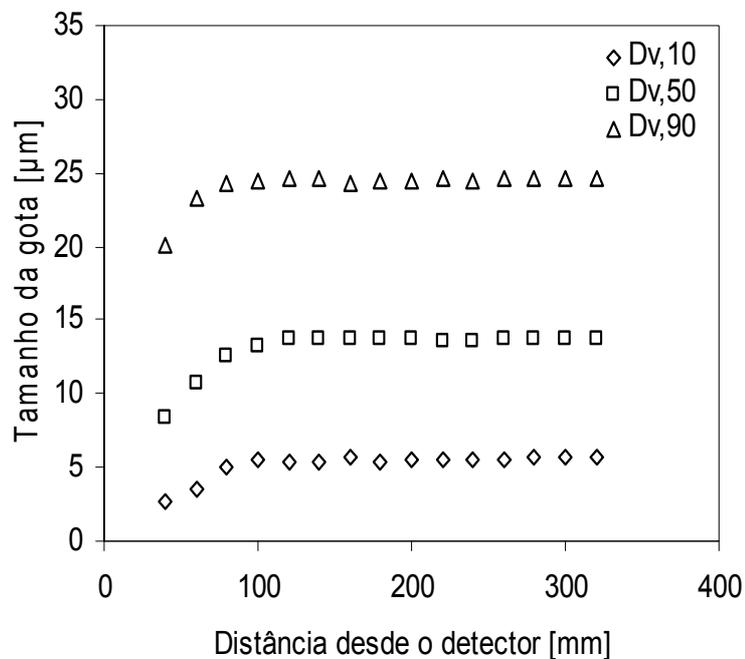


Figura 4.2 - Tamanho da gota vs distância desde o detector.

A partir das Figuras 4.2 e 4.3 pode-se estabelecer uma faixa de medição quase constante para os diâmetros característicos, onde as medidas serão precisas e confiáveis para a realização dos testes onde serão determinados os tamanhos de gota.

Desse modo, para a realização das medições, o injetor será posicionado a 210 mm desde o módulo receptor do instrumento de difração laser e a 50 mm acima da linha horizontal do feixe laser emitido pelo módulo de transmissão do instrumento.

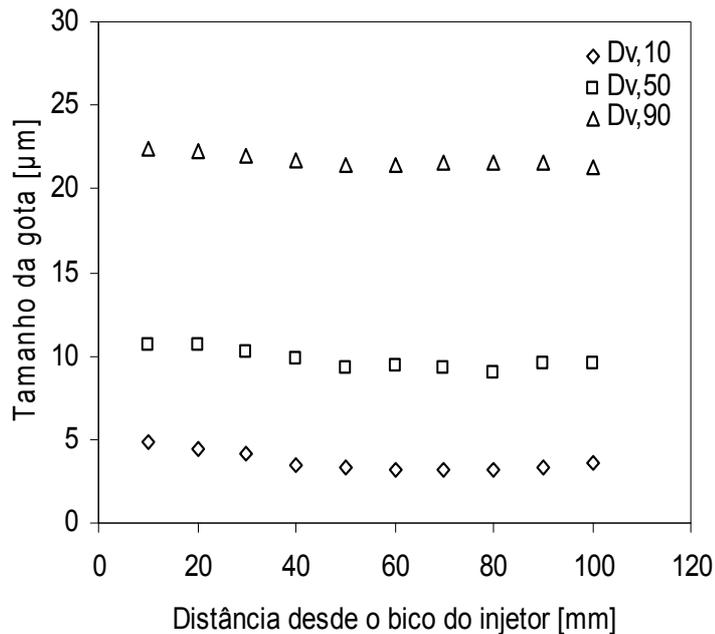


Figura 4.3 Tamanho da gota vs distância desde o orifício de saída do injetor.

Características do spray *flow blurring*

A configuração *flow blurring* fornece como resultado global um fluxo que se organiza espontaneamente de acordo com a relação geométrica c ($c = H/d$). Este fluxo proporciona uma mistura das correntes líquida e gasosa com alta eficiência, sem elementos ativos ou passivos que o forcem, antes da saída através do orifício.

A fim de se observar as mudanças que ocorrem no tipo de escoamento foram realizados testes qualitativos alterando-se a distância H , e conseqüentemente a relação geométrica c . A Figura 4.4 mostra as fotografias de *sprays* gerados para diferentes configurações.

Observa-se que ao se alterar o parâmetro c ocorre uma mudança no tipo de escoamento, portanto, há dois modos diferentes de interação entre as correntes: regime *flow focusing* (Figura 4.4 a) e regime *flow blurring* (Figura 4.4 b,c). Conforme mencionado por Gañan-Calvo (2005), observa-se que para relação $H/d = 0,26$, ou seja, $H/d > 0,25$, ocorre a formação de um microjato de líquido, onde as correntes de gás e de líquido interagem de modo similar ao injetor *airblast*, configurando o modo de atomização *flow focusing*. Para valores de relação $H/d = 0,25$ e $0,20$, ou seja, $H/d < 0,25$ observa-se que o microjato formado no modo *flow focusing*

desaparece e em seu lugar surge uma nuvem de gotas que emerge da zona de mistura, configurando a atomização no modo *flow blurring*.

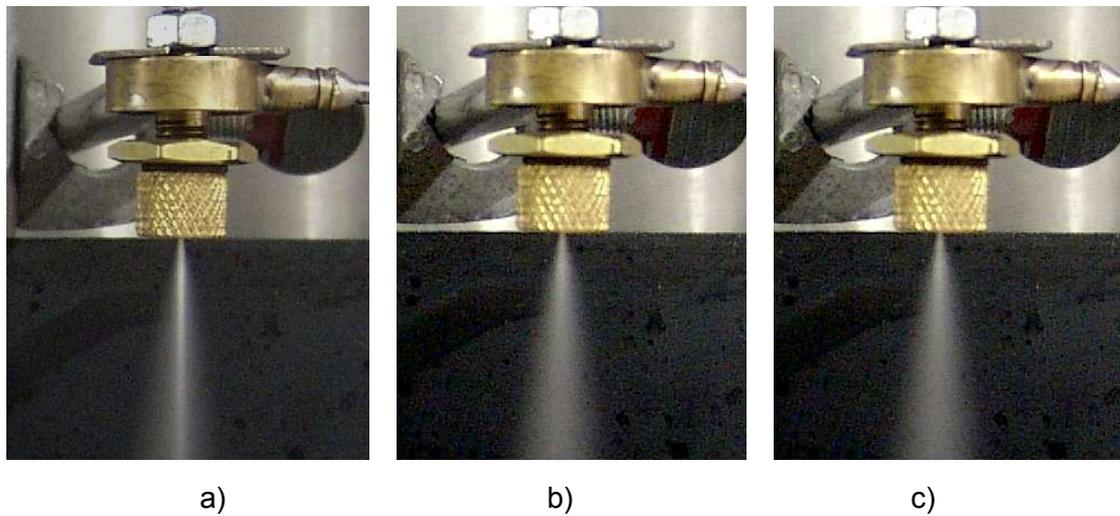


Figura 4.4 - Comparação do spray para $H/d = 0.26$, $H/d = 0.25$ e $H/d = 0.20$.

O grau de interação entre as duas correntes vai determinar a eficácia do mecanismo de atomização e, portanto, as características do *spray* gerado. A forma da zona de mistura e o grau de interação entre as correntes líquida e gasosa dependerá dos parâmetros geométricos da extremidade do injetor *flow blurring*, dos parâmetros físicos e das propriedades físicas do líquido a ser atomizado.

4.2.2 Razão de vazão mássica ar-líquido (ALR) e medidas de pressão

Inicialmente é necessário se conhecer a faixa de operação do injetor que será utilizado no sistema de combustão sem chama visível (protótipo 3). Para tanto, considera-se uma dada vazão de líquido, mantida constante ao longo do teste, e varia-se a vazão de ar. Desse modo é possível se obter a variação razão mássica ar-líquido ($ALR = \dot{m}_{ar}/\dot{m}_l$). A vazão de líquido foi então alterada e todo o procedimento foi repetido para diferentes valores de vazão de ar. A densidade do ar foi calculada considerando a pressão de alimentação e a temperatura do ar de atomização.

As razões mássicas ar-líquido para as três geometrias de bocal versus a vazão de ar para cada líquido de teste são apresentadas nas Figuras 4.5, 4.6 e 4.7.

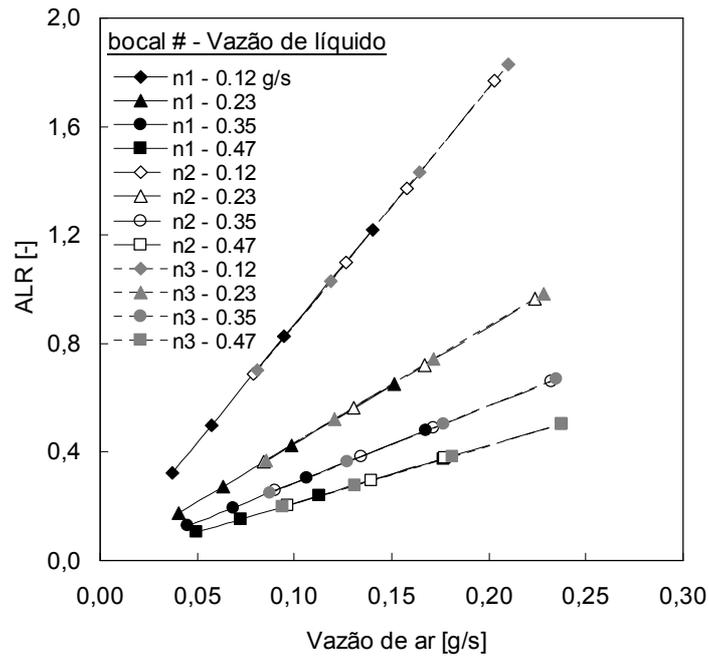


Figura 4.5 - Razão mássica ar-líquido (ALR) para as três geometrias de bocal utilizando água.

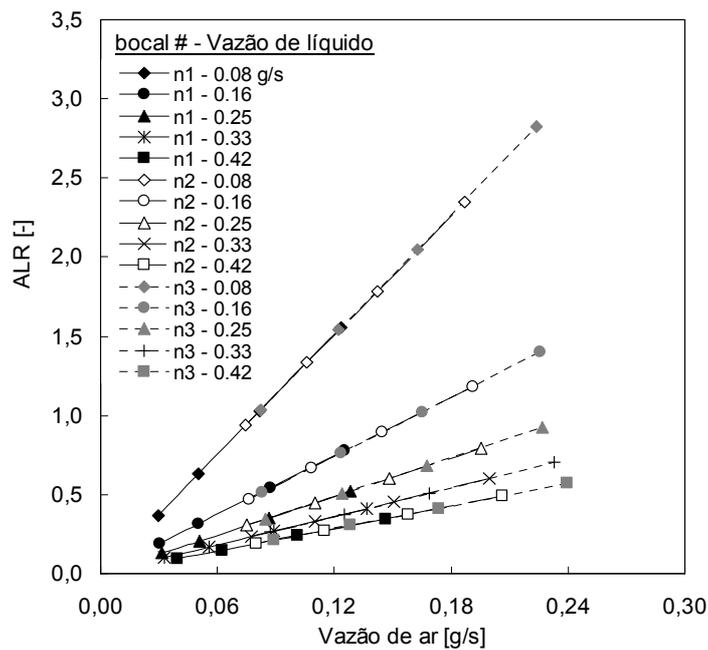


Figura 4.6 - Razão mássica ar-líquido (ALR) para as três geometrias de bocal utilizando etanol.

Observa-se que para uma dada vazão de líquido, um aumento na vazão de ar conduz a um aumento linear na ALR para todas as configurações de bocal. Observa-se ainda que a ALR varia inversamente com a vazão de líquido, ou seja, ao se aumentar a vazão de líquido ocorre uma diminuição na ALR..

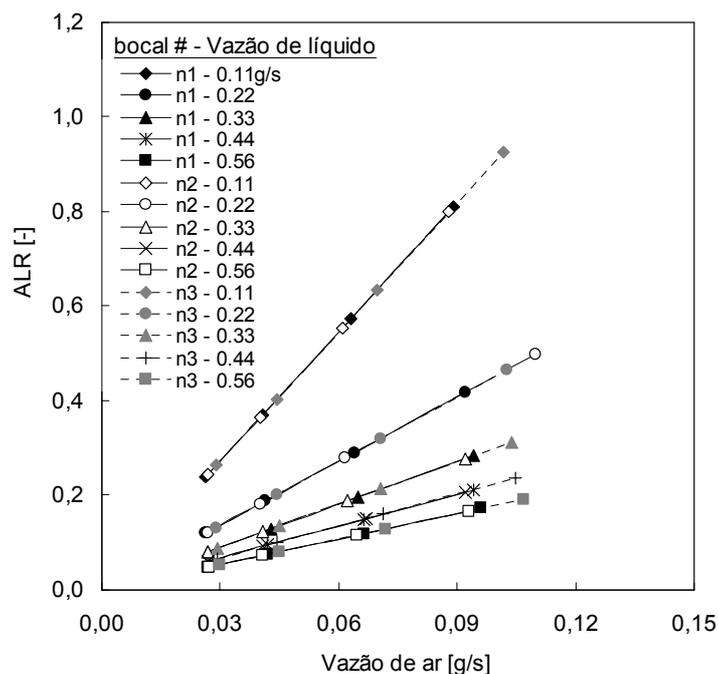


Figura 4.7 - Razão mássica ar-líquido (ALR) para as três geometrias de bocal utilizando biodiesel de soja.

As Tabelas 4.2, 4.3 e 4.4 mostram as faixas operacionais consideradas para os três bocais para cada líquido em análise.

Tabela 4.2 - Faixa de operação para os três bocais utilizando água.

Bocal	\dot{m}_l (g/s)	\dot{m}_{ar} (g/s)	ALR (-)
n_1	0,12 - 0,47	0,037 - 0,177	0,11 - 1,22
n_2	0,12 - 0,47	0,079 - 0,237	0,21 - 1,77
n_3	0,12 - 0,47	0,081 - 0,238	0,20 - 1,83

Tabela 4.3 - Faixa de operação para os três bocais utilizando etanol.

Bocal	\dot{m}_l (g/s)	\dot{m}_{ar} (g/s)	ALR (-)
n_1	0,08 - 0,42	0,029 - 0,147	0,09 - 1,55
n_2	0,08 - 0,42	0,074 - 0,207	0,19 - 2,35
n_3	0,08 - 0,42	0,082 - 0,240	0,21 - 2,82

Tabela 4.4 - Faixa de operação para os três bocais utilizando biodiesel de soja.

Bocal	\dot{m}_l (g/s)	\dot{m}_{ar} (g/s)	ALR (-)
n_1	0,11 - 0,56	0,026 - 0,096	0,05 - 0,81
n_2	0,11 - 0,56	0,027 - 0,093	0,05 - 0,80
n_3	0,11 - 0,56	0,029 - 0,107	0,05 - 0,93

Para valores de vazão de ar abaixo e acima das vazões mínimas e máximas apresentadas nas Tabelas 4.2, 4.3 e 4.4, o efeito *blurry* não é observado. Se a

vazão de ar é muito elevada ocorre o entupimento do bocal, sem fluxo de líquido através do injetor. Quando a vazão de ar é muito baixa também não se observa o efeito *blurry*, e sim a formação de um jato de líquido, seguindo assim um mecanismo diferente de geração de gotas, denominado regime *flow focusing*.

A Figura 4.8 mostra os efeitos causados pela razão ALR na formação de um *spray* produzido pelo injetor do tipo *blurry*. Podem ser observadas as diversas fases do processo de atomização, desde a aparição do jato líquido até a geração do *spray* de gotas e o entupimento do bocal.

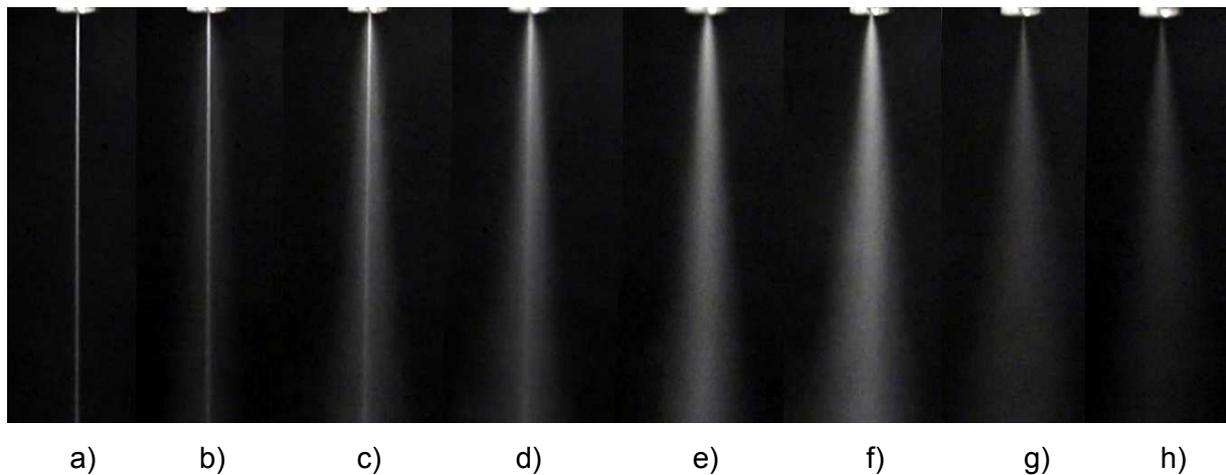


Figura 4.8 - Influência da razão ALR no processo de atomização do injetor *blurry*.

Inicialmente foi feita a injeção apenas de líquido através do injetor, de modo que $ALR = 0$, ou seja, quando a vazão de ar que escoava através do injetor é nula observa-se a formação de um jato líquido (Figura 4.8 a). Para baixos valores de $ALR < 0,05$, surgem instabilidades no jato líquido devido à presença de ar de atomização (Figura 4.8 b). Ao se aumentar ALR o jato líquido começa a se diluir e ocorre a formação de uma névoa, com a formação de um *spray* ineficiente observando-se ainda a presença de um jato líquido no núcleo do *spray* (Figura 4.8 c). Para $ALR = 0,08$ verifica-se que o cone do *spray* começa a tomar forma, existindo poucos vestígios do jato líquido no núcleo do *spray* próximo à saída do do injetor (Figura 4.8 d). Para a faixa de ALR entre 0,11 e 1,22 observa-se um *spray* completamente formado (Figura 4.8 e-f). Para ALR acima de 0,11 o *spray* tem uma boa qualidade, gerando gotas muito pequenas. Ao se aumentar ALR para 1,22, a qualidade do *spray* se mantém e o tamanho das gotas geradas diminui até atingirem

um limite. Para valores superiores a 1,22 observa-se que ocorre o entupimento do bocal (Figura 4.8 g-h) em virtude da grande vazão de ar de atomização.

As Figuras 4.9, 4.10 e 4.11 mostram as pressões de injeção de ar e de líquido em função da vazão de ar. A pressão medida foi efetivamente a queda de pressão, uma vez que o injetor estava aberto para o ambiente.

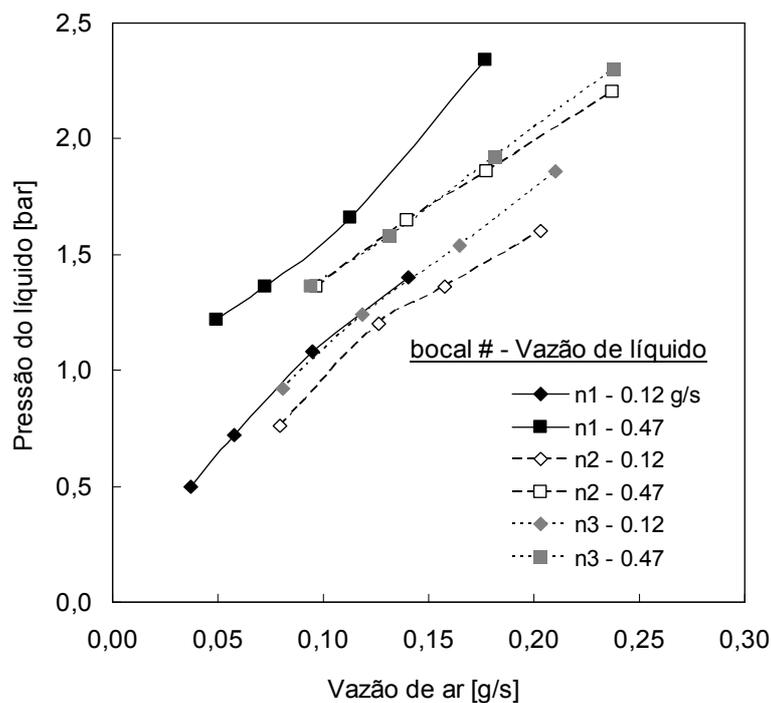
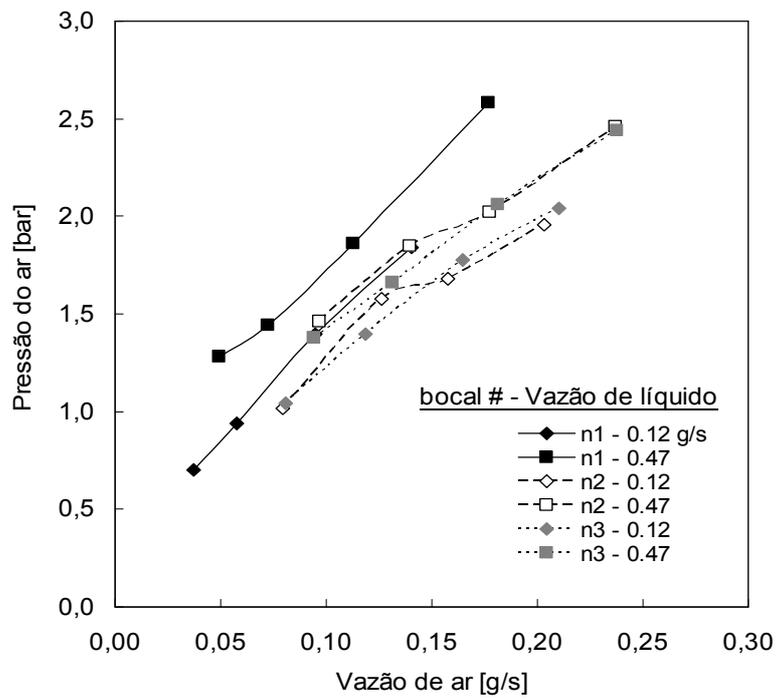


Figura 4.9 - Pressão de injeção de ar e líquido para a água.

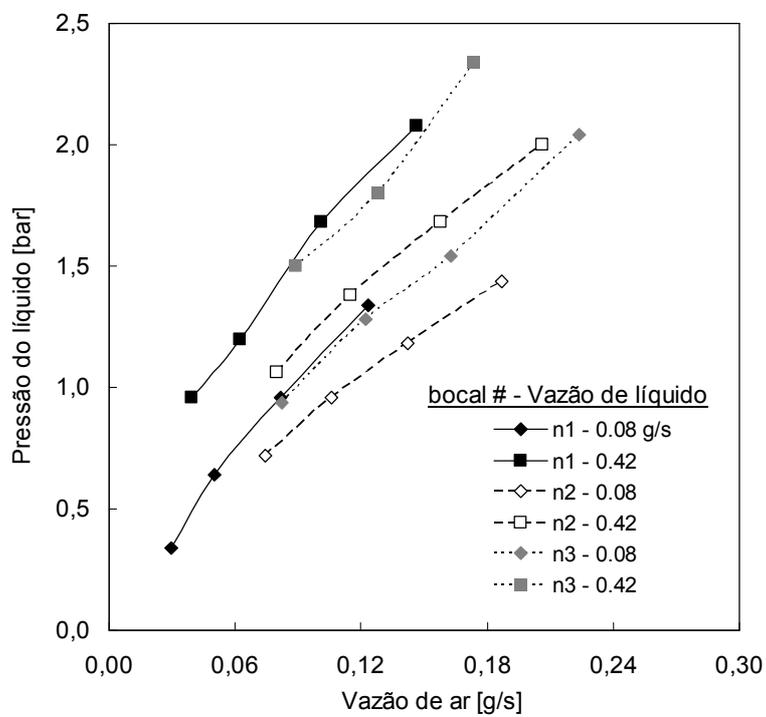
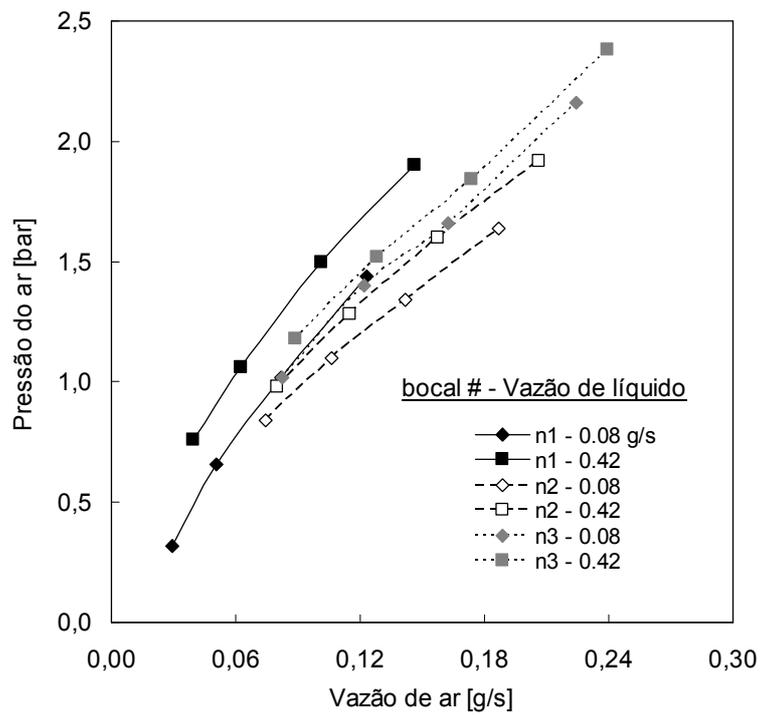


Figura 4.10 - Pressão de injeção de ar e líquido para o etanol.

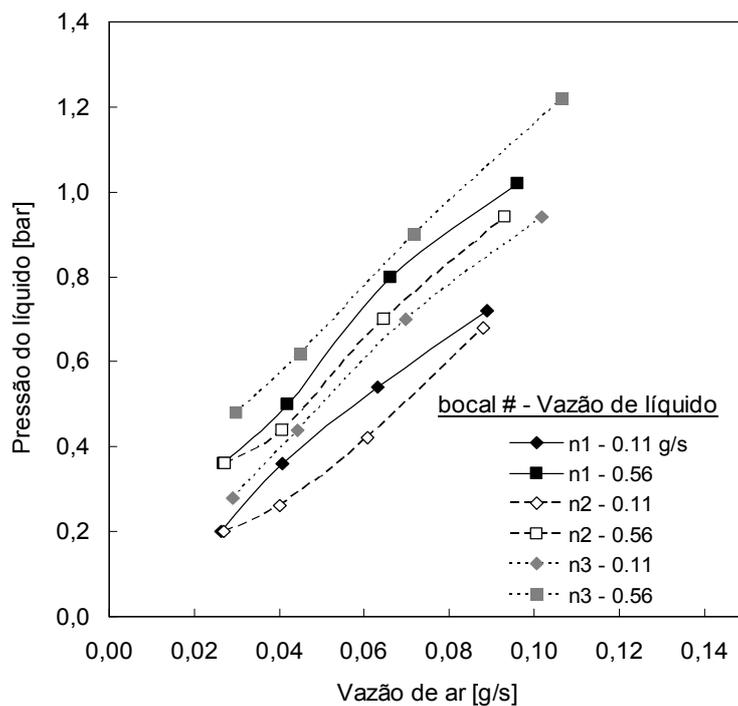
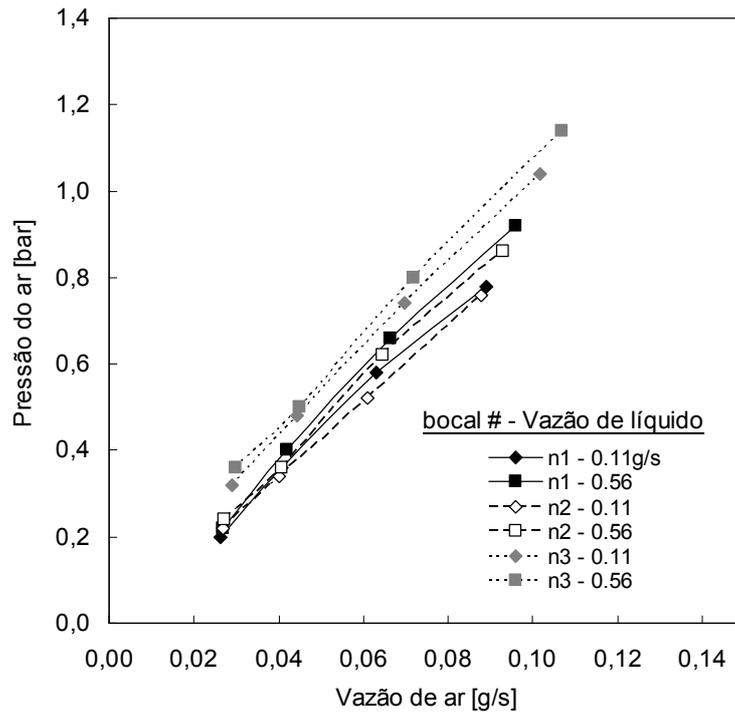


Figura 4.11 - Pressão de injeção de ar e líquido para o biodiesel de soja.

As Tabelas 4.5, 4.6 e 4.7 mostram as faixas de pressão obtidas para os três bocais considerando água, etanol e biodiesel de soja.

As pressões de injeção do ar e do líquido aumentam com o aumento da vazão de ar, mas não de forma linear, uma vez que existem variações na densidade do ar

com as pressões de injeção. Observa-se que o injetor *blurry* trabalha com pressões relativamente baixas.

Tabela 4.5 - Faixa de pressão de injeção de ar e líquido utilizando água.

Bocal	\dot{m}_{air} (g/s)	$P_{ar,inj}$ (bar)	$P_{liq,inj}$ (bar)
n_1	0,037 - 0,177	0,70 - 2,58	0,50 - 2,34
n_2	0,079 - 0,237	1,02 - 2,46	0,76 - 2,20
n_3	0,081 - 0,238	1,04 - 2,44,	0,92 - 2,30

Tabela 4.6 - Faixa de pressão de injeção de ar e líquido utilizando etanol.

Bocal	\dot{m}_{ar} (g/s)	$P_{ar,inj}$ (bar)	$P_{liq,inj}$ (bar)
n_1	0,029 - 0,147	0,32 -1,90	0,34 - 2,08
n_2	0,074 - 0,207	0,84 -1,92	0,72 - 2,00
n_3	0,082 - 0,204	1,02 - 2,38	0,94 -2,34

Tabela 4.7 - Faixa de pressão de injeção de ar e líquido utilizando biodiesel de soja.

Bocal	\dot{m}_{ar} (g/s)	$P_{ar,inj}$ (bar)	$P_{liq,inj}$ (bar)
n_1	0,026 - 0,096	0,20 - 0,92	0,20 -1,02
n_2	0,027 - 0,093	0,22 - 0,86	0,20 - 0,94
n_3	0,029 - 0,107	0,32 - 1,14	0,28 -1,22

4.2.3 Coeficientes de descarga

As Figuras 4.12, 4.13 e 4.14 mostram os coeficientes de descarga do líquido versus ALR e vazão de líquido, e as Tabelas 4.8, 4.9 e 4.10 mostram a faixa de variação da vazão de líquido, da ALR e do coeficiente de descarga para os três bocais.

A partir dos resultados obtidos verifica-se que os coeficientes de descarga do líquido aumentam à medida que ocorre um aumento na vazão de líquido, entretanto diminuem à medida que ocorre um aumento na ALR.

Conforme mencionado anteriormente, o coeficiente de descarga mede a extensão em que o líquido escoar através do orifício de descarga fazendo pleno uso da área disponível para escoar (Lefebvre, 1983). Desse modo, o coeficiente de descarga do injetor depende da área de escoamento disponível para a fase líquida. A redução no coeficiente de descarga com ALR aponta para o fato de que a área disponível para

o escoamento do líquido diminui com um aumento em ALR, pois tem-se um aumento na vazão de ar, e, a redução na vazão de líquido.

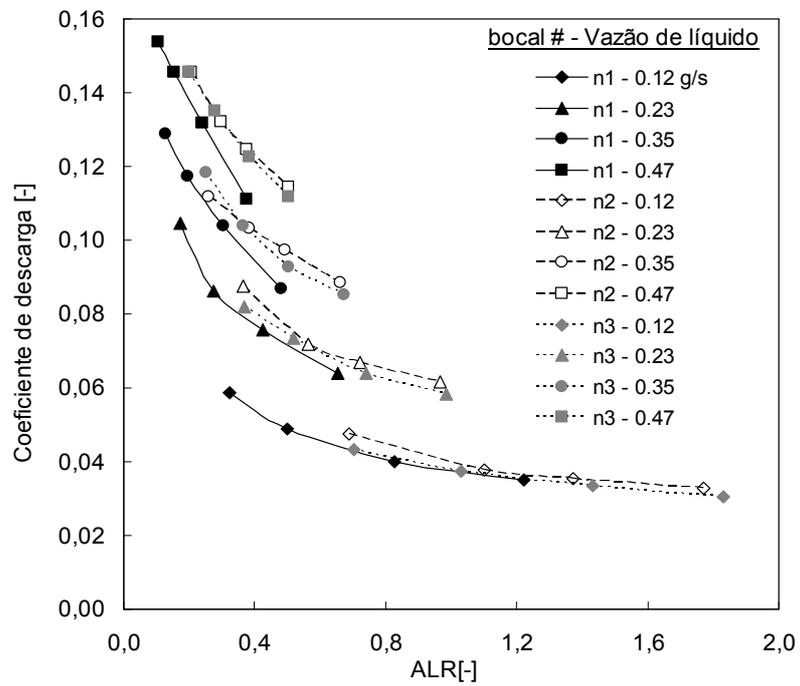


Figura 4.12 - Variação do coeficiente de descarga com ALR para água.

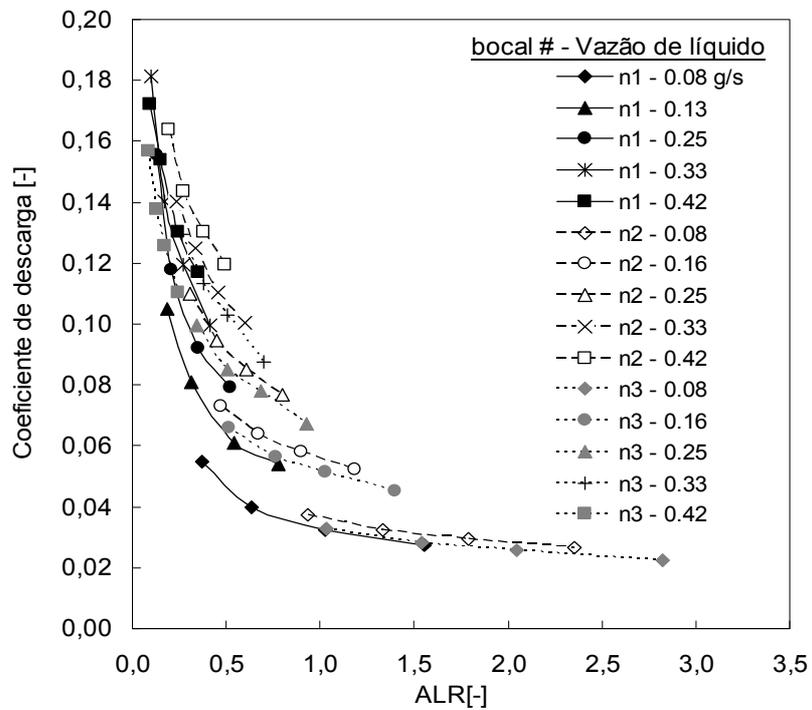


Figura 4.13 - Variação do coeficiente de descarga com ALR para etanol.

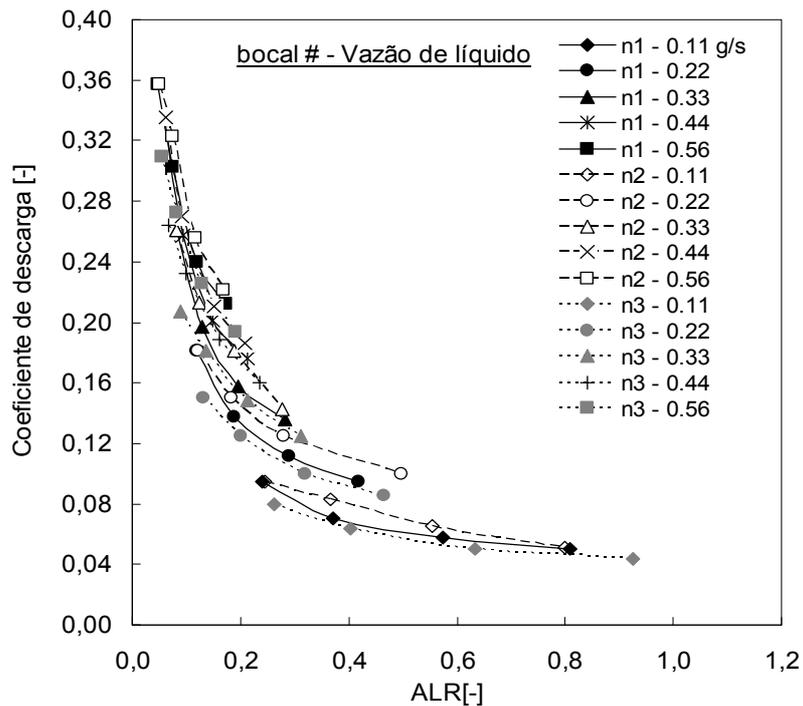


Figura 4.14 - Variação do coeficiente de descarga com ALR para biodiesel de soja.

Tabela 4.8 - Faixa de vazão de líquido, ALR e coeficiente de descarga utilizando água.

Nozzle	\dot{m}_l (g/s)	ALR (-)	C_d (-)
n_1	0,12 - 0,47	0,11 - 1,22	0,035 - 0,154
n_2	0,12 - 0,47	0,21 - 1,77	0,033 - 0,146
n_3	0,12 - 0,47	0,20 - 1,83	0,030 - 0,146

Tabela 4.9 - Faixa de vazão de líquido, ALR e coeficiente de descarga utilizando etanol.

Bocal	\dot{m}_l (g/s)	ALR (-)	C_d (-)
n_1	0,08 - 0,42	0,09 - 1,55	0,028 - 0,181
n_2	0,08 - 0,42	0,19 - 2,35	0,027 - 0,164
n_3	0,08 - 0,42	0,21 - 2,82	0,022 - 0,157

Tabela 4.10 - Faixa de vazão de líquido, ALR e coeficiente de descarga utilizando biodiesel de soja.

Bocal	\dot{m}_l (g/s)	ALR (-)	C_d (-)
n_1	0,11 - 0,56	0,05 - 0,81	0,050 - 0,357
n_2	0,11 - 0,56	0,05 - 0,80	0,051 - 0,357
n_3	0,11 - 0,56	0,05 - 0,93	0,044 - 0,309

Devido à presença de bolhas de ar no fluxo, o coeficiente de descarga do injetor *blurry* é menor quando comparado com um injetor por pressão.

4.2.4 Diâmetro médio e distribuição cumulativa

Diferentes diâmetros médios podem ser usados para representar um *spray* e para comparar a eficiência da atomização. No presente trabalho o diâmetro médio de Sauter (SMD) e o diâmetro mediano de massa (MMD) foram determinados com auxílio do sistema de laser Malvern *Spraytec*[®].

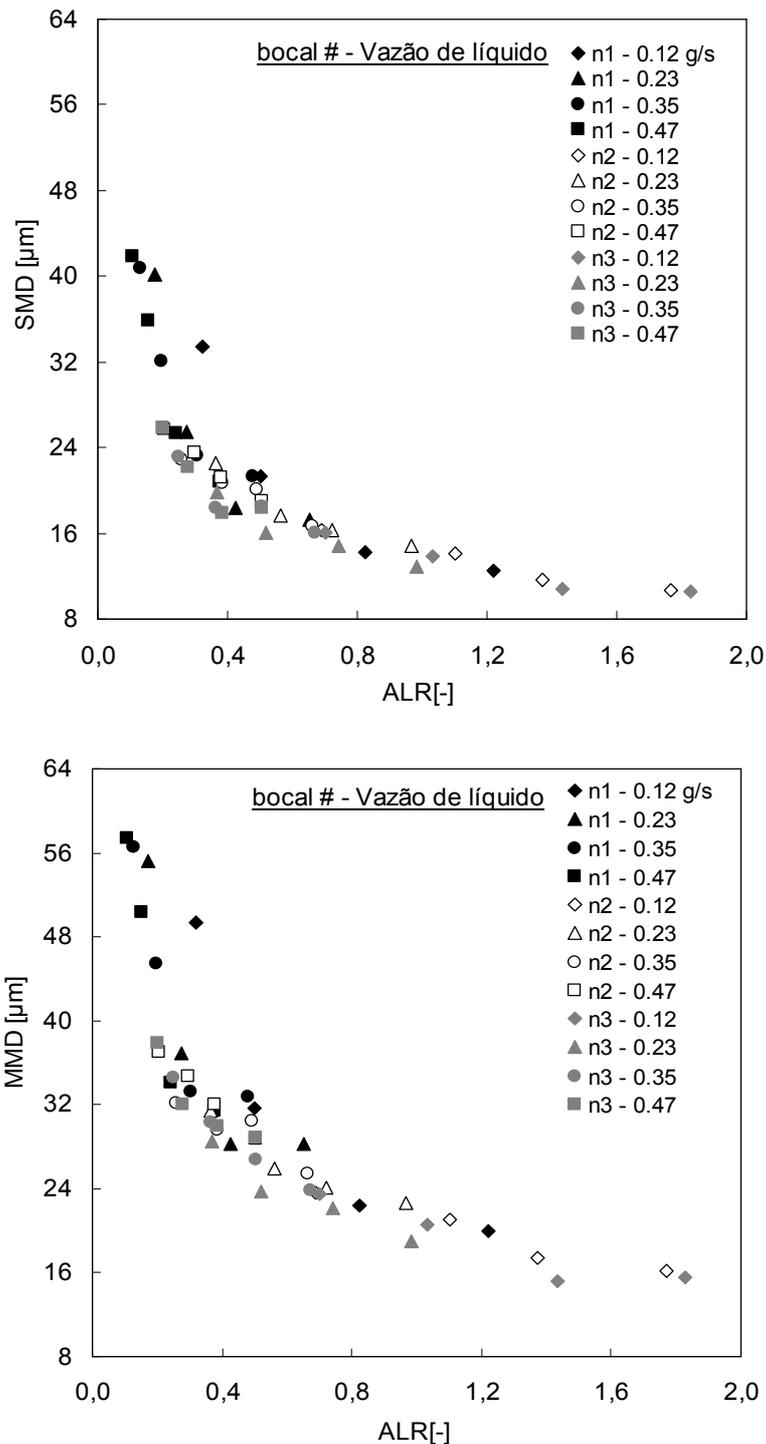


Figura 4.15 - Influência da ALR sobre o SMD e o MMD para água.

As Figuras 4.15, 4.16 e 4.17 mostram o efeito da ALR no SMD e no MMD para diferentes vazões de líquidos para cada configuração de bocal e as Tabelas 4.11, 4.12 e 4.13 mostram as faixas de ALR consideradas e os diâmetros médios obtidos.

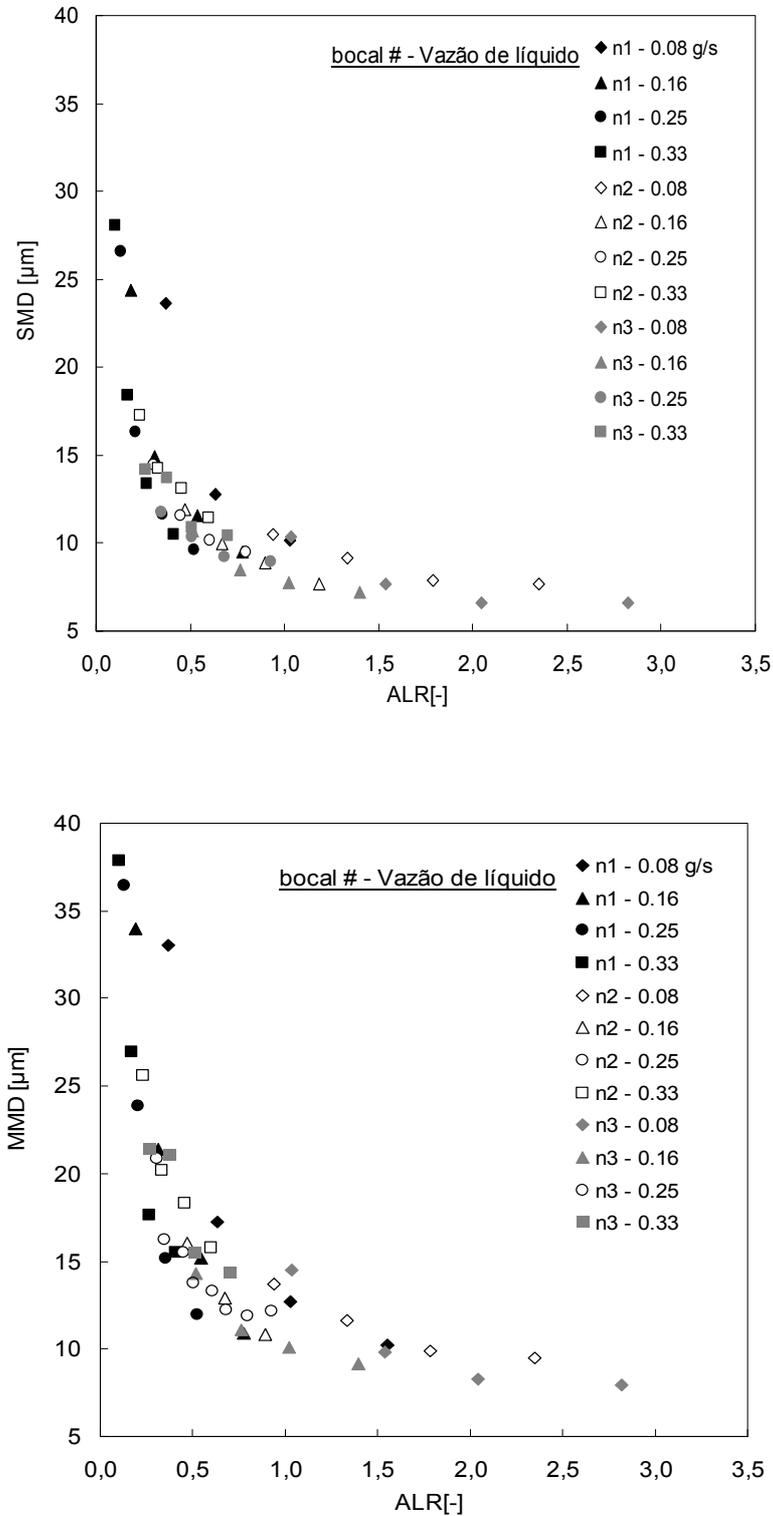


Figura 4.16 - Influência da ALR sobre o SMD e o MMD para etanol.

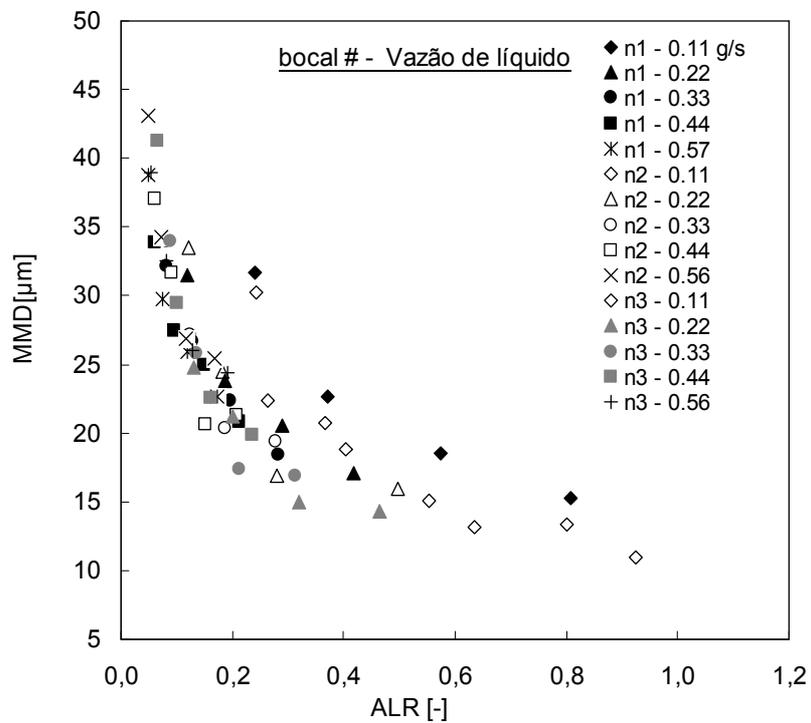
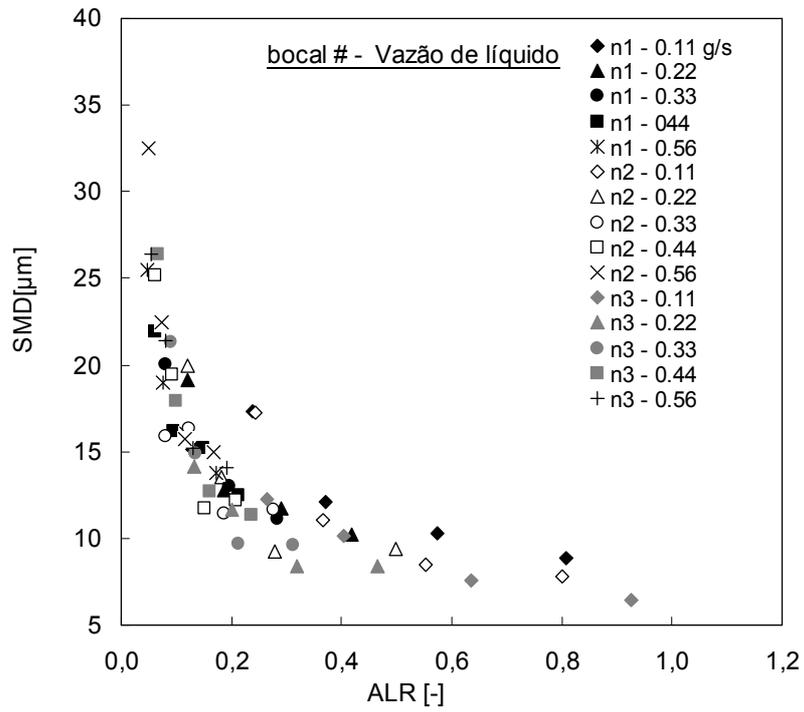


Figura 4.17 - Influência da ALR sobre o SMD e o MMD para biodiesel.

Tabela 4.11 - Faixa de ALR e diâmetros médios utilizando água.

Bocal	ALR (-)	SMD (μm)	MMD (μm)
n_1	0,11 - 1,22	41,90 - 12,58	57,39 - 19,97
n_2	0,21 - 1,77	25,70 - 10,71	37,04 - 16,12
n_3	0,20 - 1,83	25,88 - 10,53	37,91 - 15,53

Tabela 4.12 - Faixa de ALR e diâmetros médios utilizando etanol.

Bocal	ALR (-)	SMD (μm)	MMD (μm)
n_1	0,10 - 1,55	8,95 - 28,08	10,25 - 37,85
n_2	0,23 - 2,35	7,70 - 17,30	9,46 - 25,59
n_3	0,26 - 2,82	6,59 - 14,17	7,97 - 21,37

Tabela 4.13 - Faixa de ALR e diâmetros médios utilizando biodiesel

Bocal	ALR (-)	SMD (μm)	MMD (μm)
n_1	0,05 - 0,81	8,89 - 25,50	15,22 - 38,77
n_2	0,05 - 0,80	7,83 - 32,54	13,30 - 43,09
n_3	0,05 - 0,93	6,46 - 26,41	10,96 - 38,69

Os resultados obtidos mostram que o tamanho da gota é fortemente influenciado pela ALR. Observa nas figuras uma redução aproximadamente exponencial dos diâmetros médios com ALR. Quanto maior for ALR, maior será a vazão de ar, então mais energia pode ser fornecida para a atomização do líquido. Portanto, o tamanho de gota diminui à medida em que se aumenta ALR. O aumento na ALR conduz a um aumento nas velocidades de saída e da turbulência no interior do injetor, resultando em uma atomização mais eficiente. À medida que ALR aumenta a área efetiva ocupada pelo líquido diminui e a área efetiva ocupada pelo ar aumenta. O aumento da área ocupada pelo ar é benéfico para a atomização porque reduz a área disponível para o escoamento do líquido, isto é, o ar comprime o líquido transformando-o em filmes mais finos e ligamentos à medida que escoam através do orifício do injetor, até a formação das gotas.

As Figuras 4.18, 4.19 e 4.20 mostram o efeito da velocidade de ar de atomização sobre o SMD e o MMD e as Tabelas 4.14, 4.15 e 4.16 mostram as faixas de velocidade do ar, SMD e MMD para as três configurações de bocal. A velocidade do ar foi calculada na passagem lateral cilíndrica, adjacente ao orifício de saída.

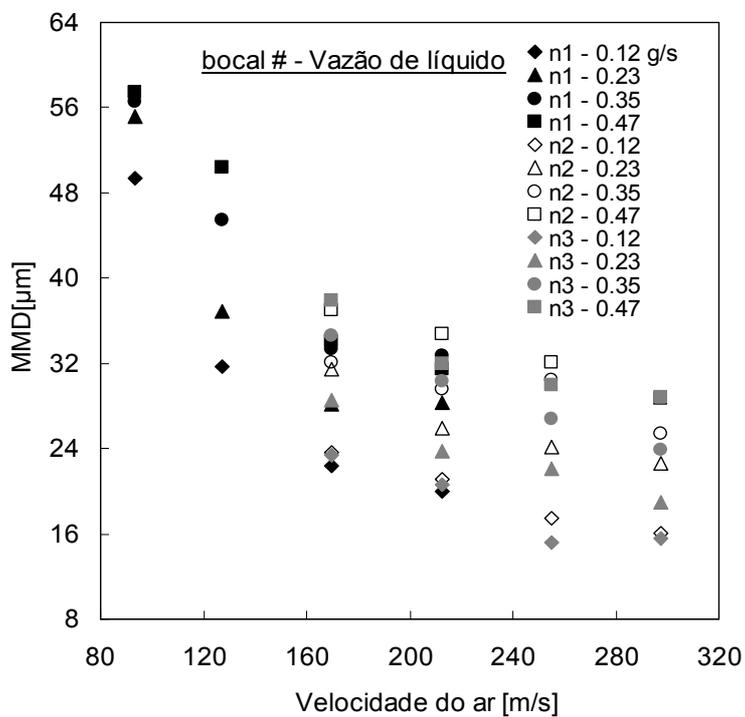
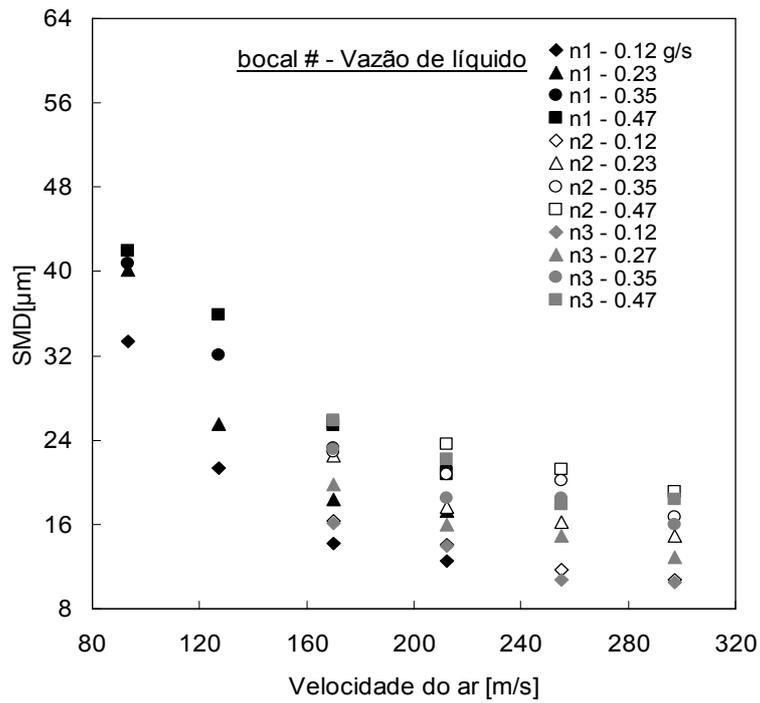


Figura 4.18 - Influência da velocidade do ar sobre o SMD e o MMD para água.

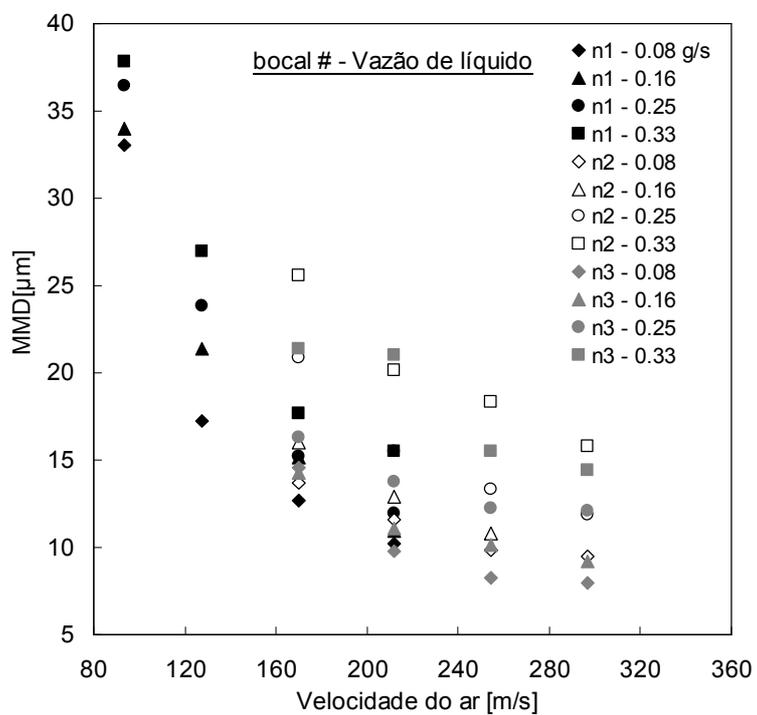
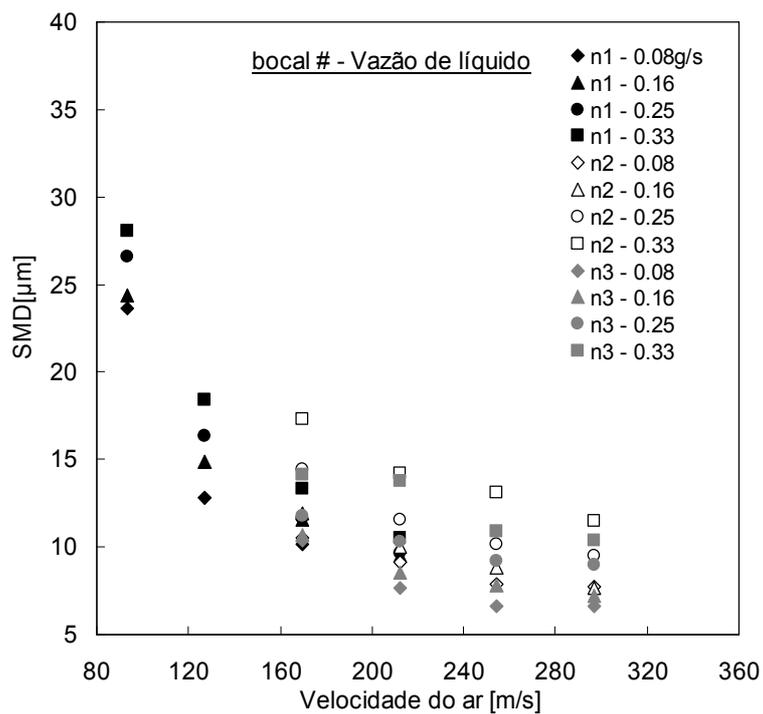


Figura 4.19 - Influência da velocidade do ar sobre o SMD e o MMD para o etanol.

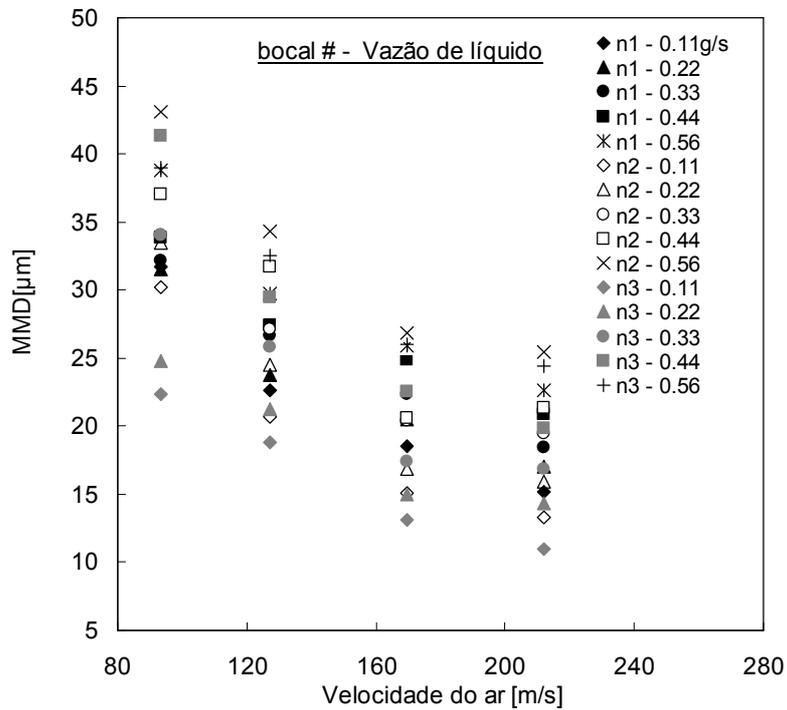
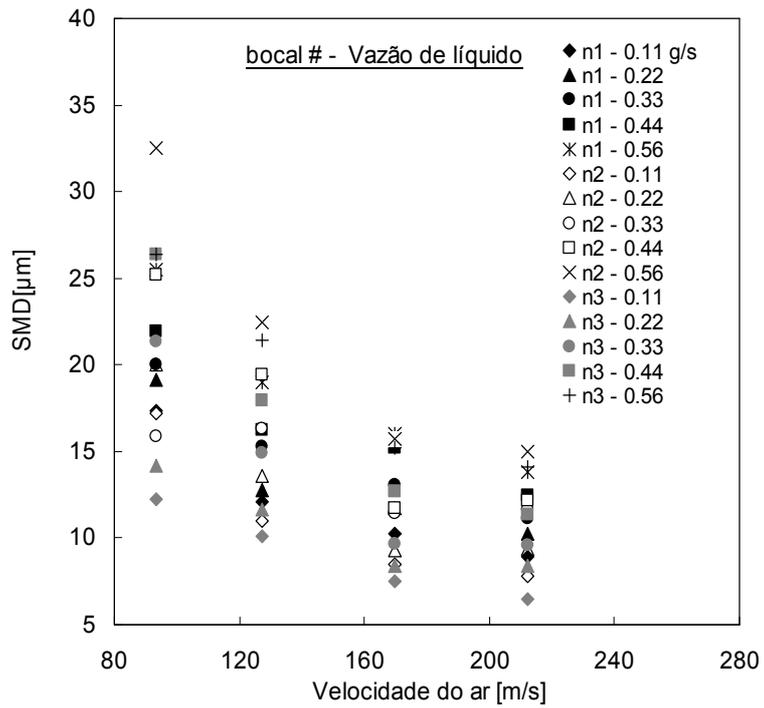


Figura 4.20 - Influência da velocidade do ar sobre o SMD e o MMD para biodiesel de soja.

Tabela 4.14 – Faixas de velocidade do ar e diâmetro médio para água.

Bocal	Velocidade do ar (m/s)	SMD (μm)	MMD (μm)
n_1	93,44 - 212,37	41,90 - 12,58	57,39 - 19,97
n_2	169,90 - 297,32	25,70 - 10,71	37,04 - 16,12
n_3	169,90 - 297,32	25,88 - 10,53	37,91 - 15,53

Tabela 4.15 - Faixas de velocidade do ar e diâmetro médio para etanol.

Bocal	Velocidade do ar (m/s)	SMD (μm)	MMD (μm)
n_1	93,35 - 212,15	8,95 - 28,08	10,25 - 37,85
n_2	169,72 - 297,01	7,70 - 17,30	9,46 - 25,59
n_3	169,72 - 297,01	6,59 - 14,17	7,97 - 21,37

Tabela 4.16 - Faixas de velocidade do ar e diâmetro médio para biodiesel de soja.

Bocal	Velocidade do ar (m/s)	SMD (μm)	MMD (μm)
n_1	93,35 - 212,15	8,89 - 25,50	15,22 - 38,77
n_2	93,35 - 212,15	7,83 - 32,54	13,30 - 43,09
n_3	93,35 - 212,15	6,46 - 26,41	10,96 - 38,69

Maiores velocidades de ar aumentam os níveis de turbulência no interior do injetor e favorecem atomização, uma vez que o ar comprime o líquido transformando-o em finos ligamentos através do orifício de saída e ocorre um maior número de explosões de bolhas de ar a jusante da saída do bocal, favorecendo a quebra destes ligamentos em pequenas gotas. Observa-se que para uma dada velocidade de ar ou uma dada vazão de ar, os diâmetros médios aumentam com o aumento das vazões de líquido.

As Figuras 4.21, 4.22 e 4.23 mostram os efeitos da razão mássica ar-líquido na distribuição cumulativa do tamanho de gota e sobre os diâmetros cumulativos representativos, D_{x10} , D_{x50} e D_{x90} , isto é, o diâmetro da gota tal que 10, 50 e 90% do volume total do líquido atomizado é constituído por gotas com diâmetros menores ou iguais ao valor indicado.

A partir dos resultados obtidos observa-se uma melhor atomização para valores crescentes de ALR, uma vez que há uma maior percentagem de gotas com diâmetros menores.

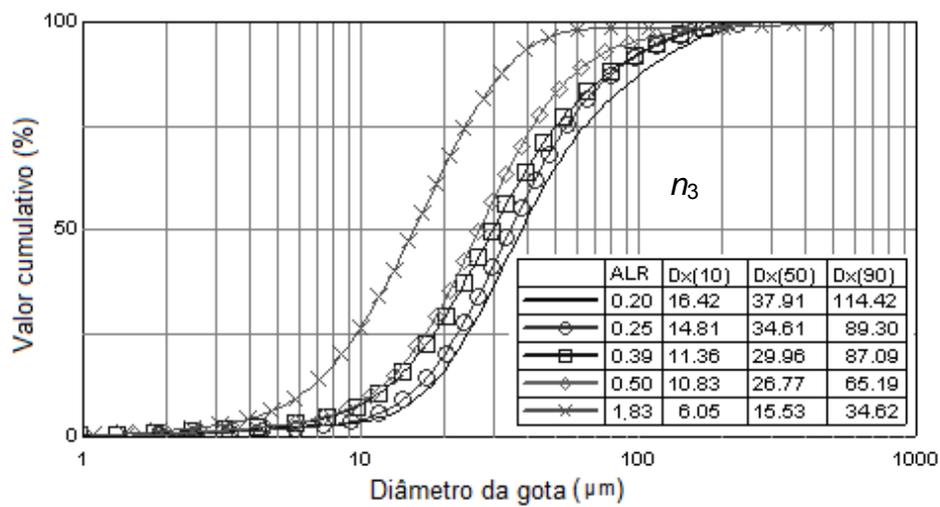
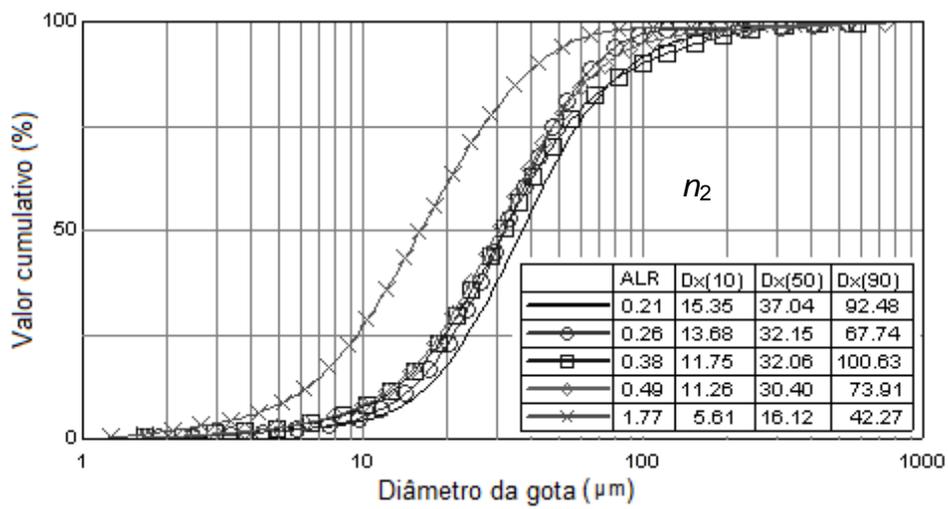
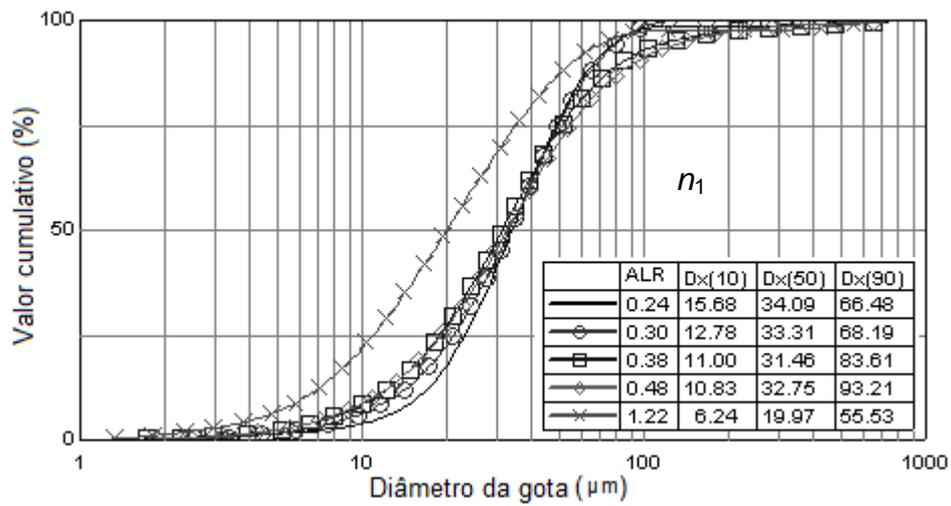


Figura 4.21 - Distribuição cumulativa do tamanho de gotas para água.

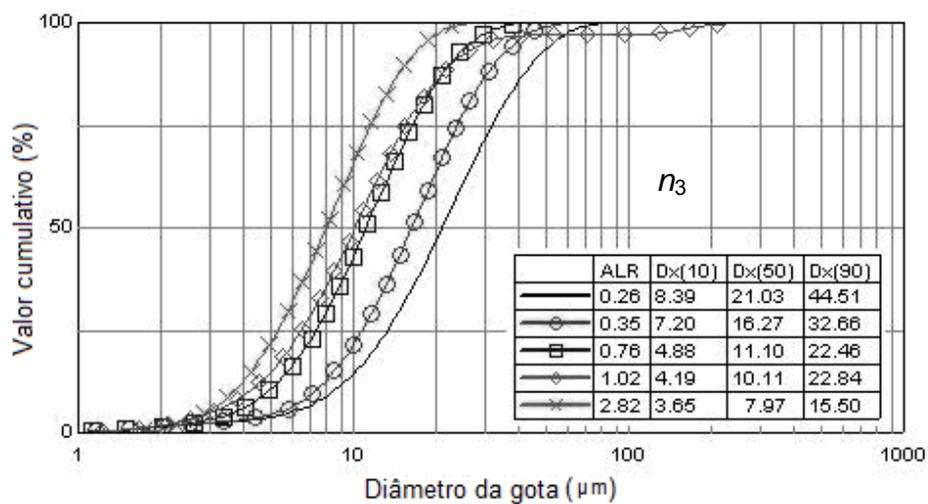
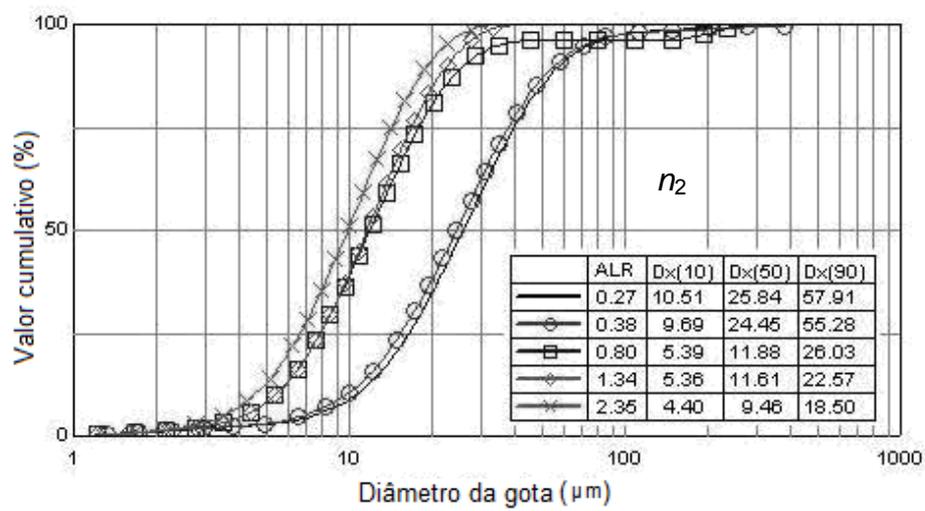
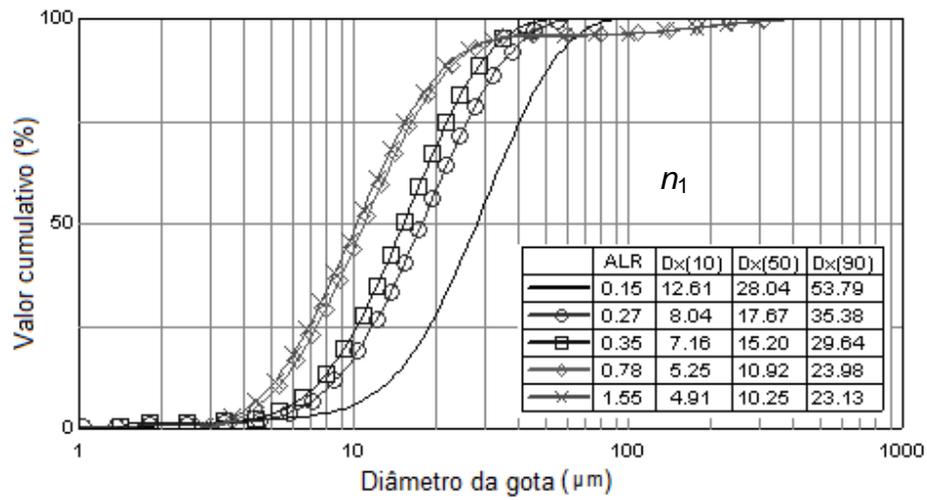


Figura 4.22 - Distribuição cumulativa do tamanho de gotas para etanol.

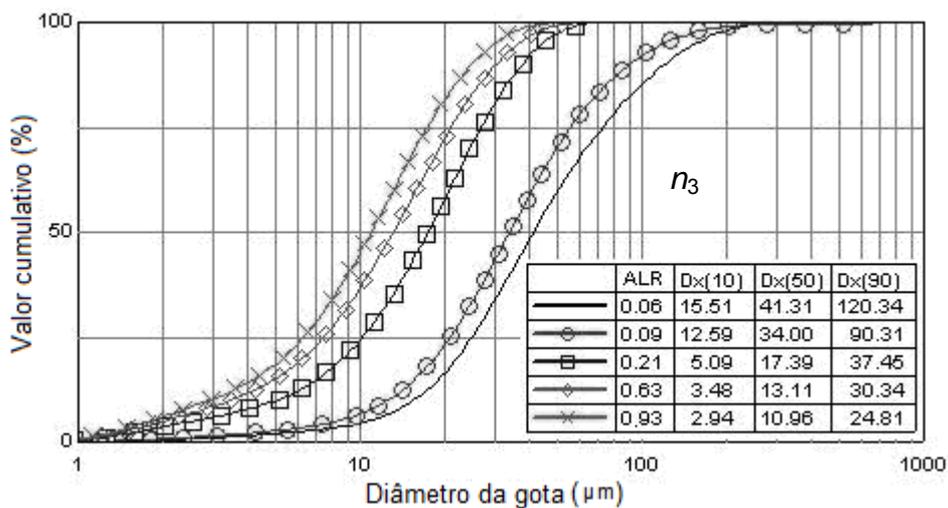
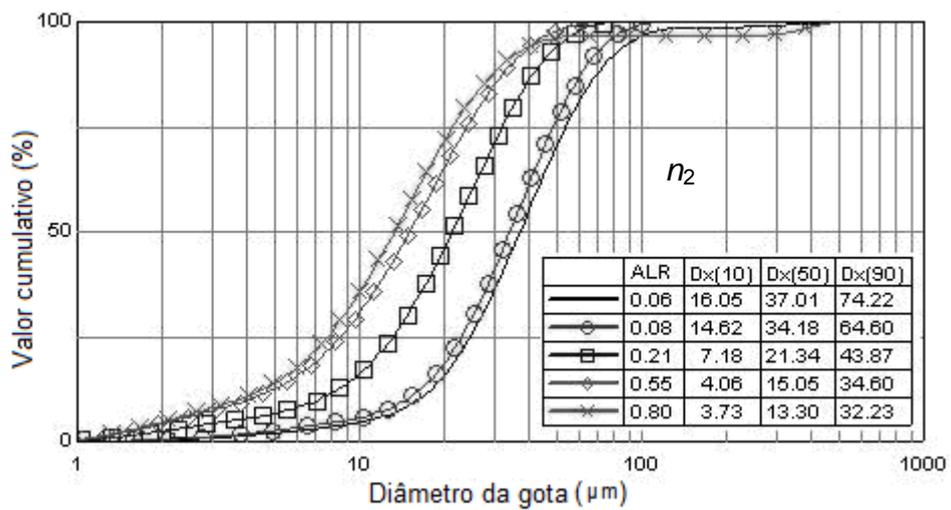
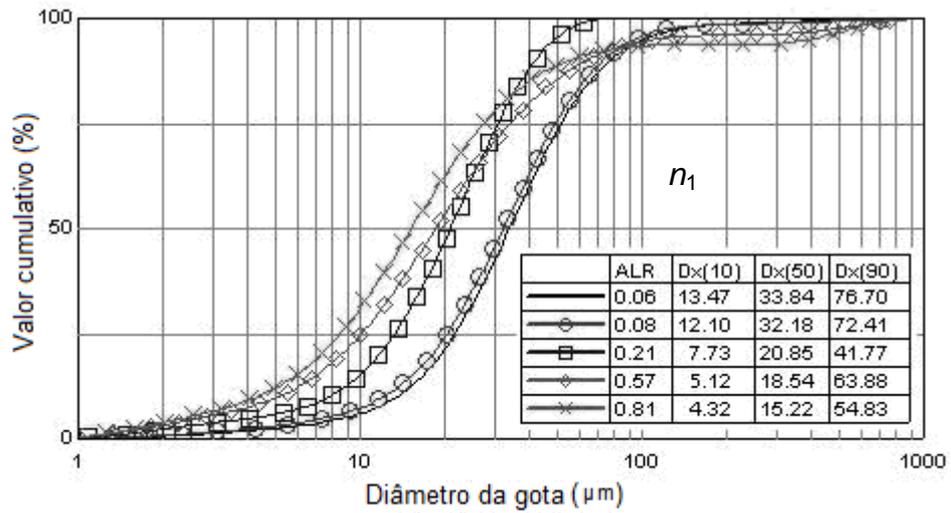


Figura 4.23 - Distribuição cumulativa do tamanho de gotas para biodiesel de soja.

As Tabelas 4.17, 4.18 e 4.19 apresentam as vazões de líquido e de ar utilizadas, e o fator de espalhamento relativo dos diâmetros, $(D_{x90}-D_{x10}) / D_{x50}$, observados para cada ALR considerada nas Figuras 4.20, 4.21 e 4.22.

Tabela 4.17 - Parâmetros para análise de distribuição cumulativa utilizando água.

Bocal	ALR	\dot{m}_l (g/s)	\dot{m}_a (g/s)	Fator de espalhamento relativo dos diâmetros
1	0,24	0,47	0,113	1,49
	0,30	0,35	0,107	1,66
	0,38	0,47	0,177	2,31
	0,48	0,35	0,168	2,52
	1,22	0,12	0,146	2,47
2	0,21	0,47	0,099	2,08
	0,26	0,35	0,090	1,69
	0,38	0,47	0,178	2,77
	0,49	0,35	0,172	2,06
	1,77	0,12	0,212	2,27
3	0,20	0,47	0,094	2,59
	0,25	0,35	0,088	2,15
	0,39	0,47	0,181	2,53
	0,50	0,35	0,176	2,03
	1,83	0,12	0,220	1,84

Tabela 4.18 - Parâmetros para análise de distribuição cumulativa utilizando etanol.

Bocal	ALR	\dot{m}_l (g/s)	\dot{m}_a (g/s)	Fator de espalhamento relativo dos diâmetros
1	0,15	0,42	0,062	1,47
	0,27	0,33	0,089	1,55
	0,35	0,25	0,087	1,49
	0,78	0,16	0,125	1,78
	1,55	0,08	0,124	1,77
2	0,27	0,42	0,113	1,83
	0,38	0,42	0,158	1,86
	0,80	0,25	0,199	1,74
	1,34	0,08	0,107	1,48
	2,35	0,08	0,188	1,49
3	0,26	0,33	0,087	1,72
	0,35	0,25	0,088	1,57
	0,76	0,16	0,122	1,59
	1,02	0,16	0,163	1,85
	2,82	0,08	0,226	1,49

Tabela 4.19 - Parâmetros para análise de distribuição cumulativa utilizando biodiesel de soja.

Bocal	ALR	\dot{m}_l (g/s)	\dot{m}_f (g/s)	Fator de espalhamento relativo dos diâmetros
1	0,06	0,44	0,027	1,87
	0,08	0,33	0,027	1,87
	0,21	0,44	0,094	1,63
	0,57	0,11	0,063	2,17
	0,81	0,11	0,089	2,32
2	0,06	0,44	0,027	1,57
	0,08	0,33	0,026	1,52
	0,21	0,44	0,092	1,72
	0,55	0,11	0,061	2,03
	0,80	0,11	0,088	2,14
3	0,06	0,44	0,029	2,54
	0,08	0,33	0,029	2,29
	0,21	0,33	0,071	1,86
	0,63	0,11	0,070	2,05
	0,93	0,11	0,102	1,99

Haja vista que o fator de espalhamento relativo indica a uniformidade da distribuição do tamanho de gotas, os baixos valores obtidos para o fator de espalhamento relativos dos diâmetros indicam a formação de *sprays* bastante uniformes.

4.2.5 Ângulo de cone do *spray*

O ângulo de cone do *spray* é outro parâmetro importante para a caracterização do injetor que pode influenciar diretamente os processos de mistura e de combustão.

O ângulo de abertura do *spray* está relacionado com a capacidade de penetração do *spray* e, conseqüentemente, afeta os processos de mistura e de vaporização, bem como a geometria da chama.

O ângulo do cone do *spray* foi medido por meio de fotografias digitais para cada condição de teste. As fotografias foram inseridas num programa de tratamento de imagem, e o ângulo formado por duas linhas retas traçadas a partir de um ponto virtual no orifício de saída, dependente da configuração do bocal, foi determinado.

As Figuras 4.24, 4.25 e 4.26 mostram o efeito da razão mássica ar-líquido no ângulo de cone do *spray* para cada líquido de teste.

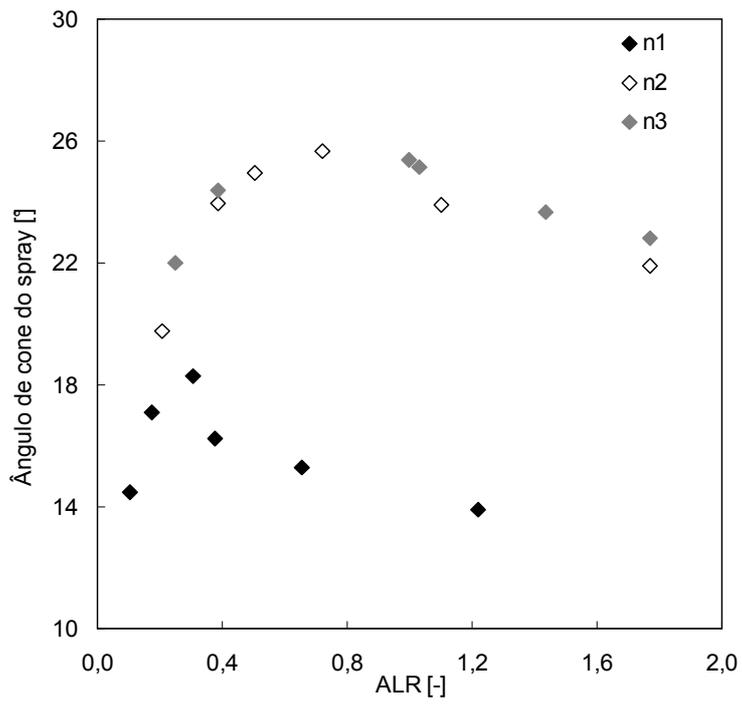


Figura 4.24 - Ângulo de cone do *spray* para a água.

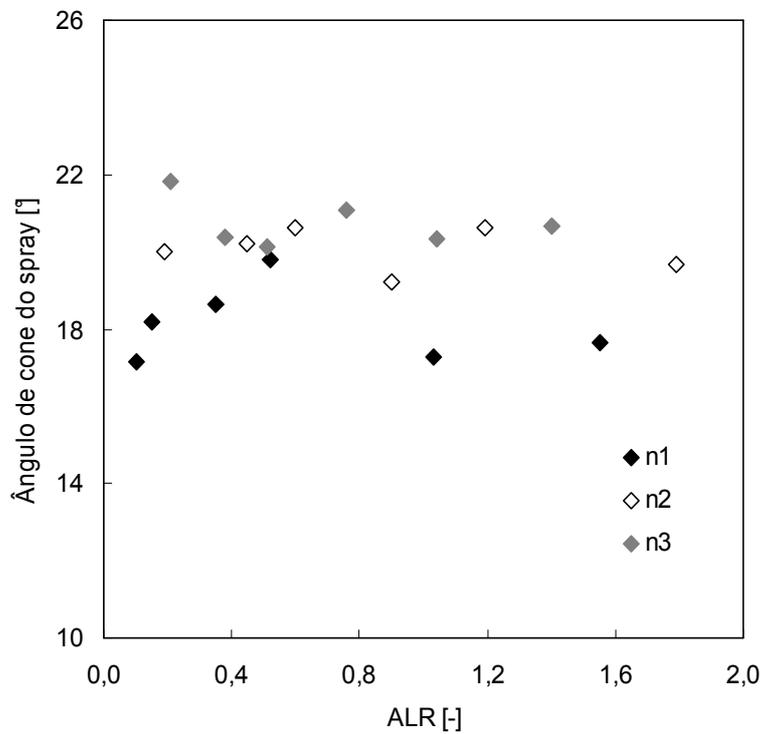


Figura 4.25 - Ângulo de cone do *spray* para o etanol.

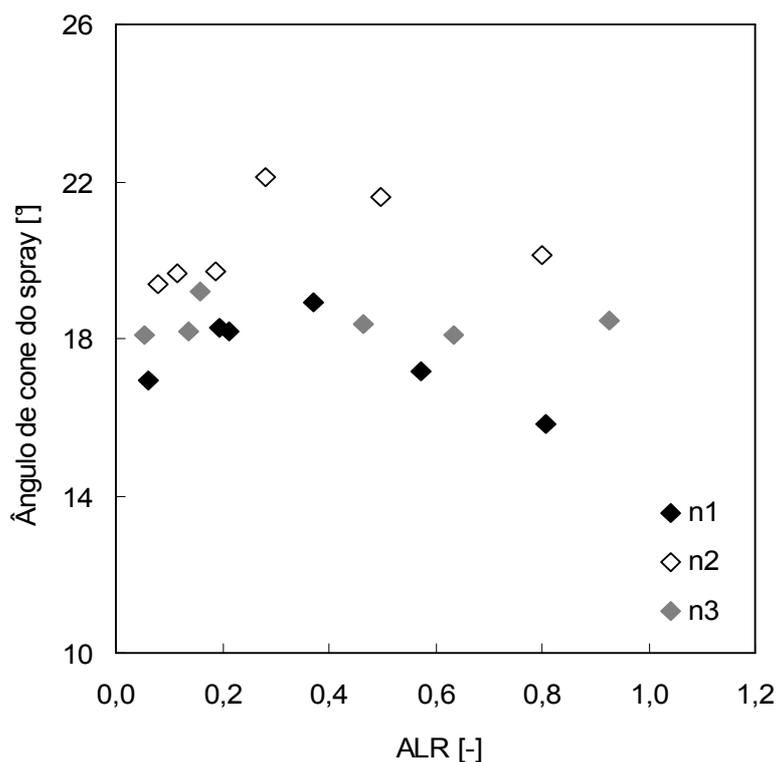


Figura 4.26 - Ângulo de cone do *spray* para o biodiesel de soja.

Os resultados indicam que o bocal 1 apresenta ângulos de cone menores. Em todos os três casos, houve um aumento inicial do ângulo de cone seguido por um máximo local e em seguida uma redução no ângulo de cone para valores crescentes de ALR. Isto pode ser atribuído ao fato de que um aumento na ALR conduz a um aumento na energia de expansão disponível, fazendo com que o líquido seja distribuído em um volume maior, aumentando assim o ângulo de cone do *spray*. Entretanto, a eficiência de interação entre o ar de atomização e as gotas produzidas na atomização diminui com o aumento da ALR, desse modo, as curvas de ângulo de cone do *spray* versus ALR tendem a estabilizar-se para valores crescentes de ALR, ou seja, o ângulo de cone do *spray* permanece praticamente constante.

4.2.6 Modelo de Regressão para o tamanho de gota

De posse dos dados experimentais e das avaliações prévias sobre as influências das grandezas, foi possível realizar o levantamento dos coeficientes do modelo de predição apresentado pela Equação 3.22.

$$SMD/d = k \left(\rho_g / \rho_l \right)^a \left(v_g / v_l \right)^b (ALR)^c (We)^d (Re)^e \quad (4.1)$$

O modelo de predição acima tem uma variável dependente SMD/d e 5 variáveis independentes, todas adimensionais. O modelo demanda então a determinação de 5 expoentes e a constante de proporcionalidade k .

A determinação dos parâmetros do modelo foi feita utilizando a técnica de regressão não linear. Para resolver a regressão adotou-se o método dos mínimos quadrados, que consiste em fazer com que a soma dos erros quadráticos entre a regressão e os valores medidos seja a mínima possível. O algoritmo utilizado foi o de Levenberg-Marquardt, uma vez que o mesmo estima os parâmetros de modelos de regressão não linear de forma mais rápida comparada ao método de Gauss-Newton. O critério de convergência adotado foi de 10^{-8} entre duas iterações consecutivas.

4.2.6.1 Modelo de regressão para o bocal n_1

De posse dos resultados obtidos da regressão não linear o modelo para o tamanho de gotas formadas no bocal n_1 é dado por:

$$SMD/d = 0,07 \left(\rho_g / \rho_l \right)^{0,14} \left(v_g / v_l \right)^{0,02} (ALR)^{-0,40} (We)^{-0,18} (Re)^{-0,03} \quad (4.2)$$

Observando-se o valor-P e comparando com o nível de significância “alfa”=0,05 como critério, pode-se observar que todos os coeficientes (expoentes) são significativos ao nível de 5%. O valor do coeficiente de regressão R^2 é de 0,957.

Análise do modelo de regressão

O modelo de regressão foi submetido a uma avaliação por análise de variância e verificação da significância estatística dos coeficientes calculados.

A Figura 4.27 apresenta a comparação entre os resultados obtidos experimentalmente e os calculados pelo modelo de predição apresentado na Equação 4.2. Observa-se forte coerência entre os valores preditos e os observados.

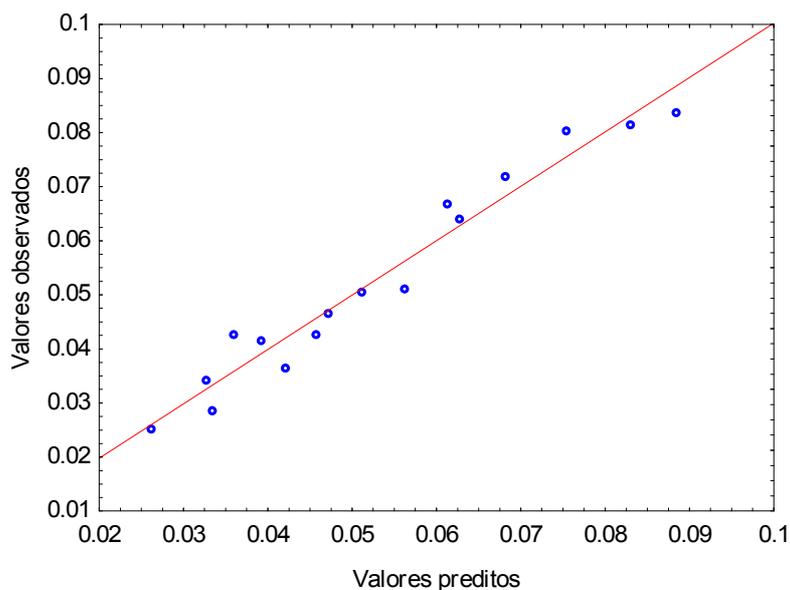


Figura 4.27 - Correlação entre os valores preditos e observados para o bocal n_1 .

Por fim, foi realizada uma análise de variância “ANOVA” do modelo de regressão obtido e os dados experimentais. O resultado desta análise é mostrado na Tabela 4.20.

Tabela 4.20 - Análise de variância do modelo de regressão para o bocal n_1 .

Modelo – $v_1 = k \cdot v_2^a \cdot v_3^b \cdot v_4^c \cdot v_5^d \cdot v_6^e$ Variável dependente – v_1					
	Soma dos quadrados	Graus de liberdade	Média dos quadrados	Valor-F	Valor-P
Regressão	0,050291	6,00000	0,008382	347,92	0,00
Resíduo	0,000241	10,00000	0,000024		
Total	0,050532	16,00000			

A análise indica que o modelo tem significância estatística no que se refere a variâncias.

O valor nulo de valor-P revela que, pela análise de variância, o modelo de regressão tem expoentes não nulos.

A qualidade do ajuste é avaliada pelo coeficiente de correlação múltipla ao quadrado, ou seja, R^2 . Este valor indica que o modelo ajustado é de boa qualidade, pois explica 95,7 % da variação, ficando para o resíduo apenas 4,3 %.

O relacionamento entre a variável resposta (dependente) e as variáveis explicativas (independentes) é medido pelo coeficiente de correlação $R=0,978$, mostrando, com

este valor, que a variável resposta tem forte associação com as variáveis explicativas.

Validação do modelo

Com o modelo de regressão eleito pela avaliação estatística foi possível verificar a eficácia do modelo de predição para o tamanho de gotas formadas pelo bocal n_1 . Sendo assim, foram realizados testes de validação do modelo utilizando diferentes líquidos de testes e condições operacionais. Foram utilizados os mesmos líquidos empregados nos testes do desenvolvimento da correlação (água, etanol e biodiesel de soja).

Para a predição do tamanho de gotas formado pelo bocal n_1 foi utilizada a Equação (4.2). Os resultados apresentados na Tabela 4.21 apresentaram erros inferiores a 6%.

Tabela 4.21 - Validação do modelo para o bocal n_1 .

Teste	SMD _{exp} (μm)	SMD _{teo} (μm)	Erro (%)
1	20,09	21,3	6,02
2	24,97	25,5	2,12
3	22,83	23,29	2,01
4	24,38	25,36	4,02
5	23,41	23,64	0,98
6	14,13	14,89	5,38
7	9,81	9,61	2,04
8	13,73	13,35	2,77
9	11,88	12,14	2,19
10	13,25	12,78	3,55
11	16,03	15,26	4,80
12	20,78	21,96	5,68
13	24,22	25,5	5,28

4.2.6.2 Modelo de regressão para o bocal n_2

De posse dos resultados obtidos da regressão não linear o modelo para o tamanho de gotas formadas no bocal n_2 é dado por:

$$SMD/d = 0,003 \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{-0,09} \left(\frac{v_g}{v_l} \right)^{0,31} (ALR)^{-0,79} (We)^{0,17} (Re)^{-0,05} \quad (4.3)$$

Observando-se o valor-P e comparando com o nível de significância “alfa”=0,05 como critério, pode-se observar que todos os coeficientes (expoentes) são significativos ao nível de 5%. O valor do coeficiente de regressão R^2 é de 0,974.

Análise do modelo de regressão

Novamente o modelo de regressão foi submetido a uma avaliação por análise de variância e verificação da significância estatística dos coeficientes calculados.

A Figura 4.28 apresenta a comparação entre os resultados obtidos experimentalmente e os calculados pelo modelo de predição apresentado na Equação 4.3. Observa-se forte coerência entre os valores preditos e os observados.

Em seguida foi realizada a análise de variância “ANOVA” do modelo de regressão obtido e os dados experimentais. O resultado desta análise é mostrado na Tabela 4.22.

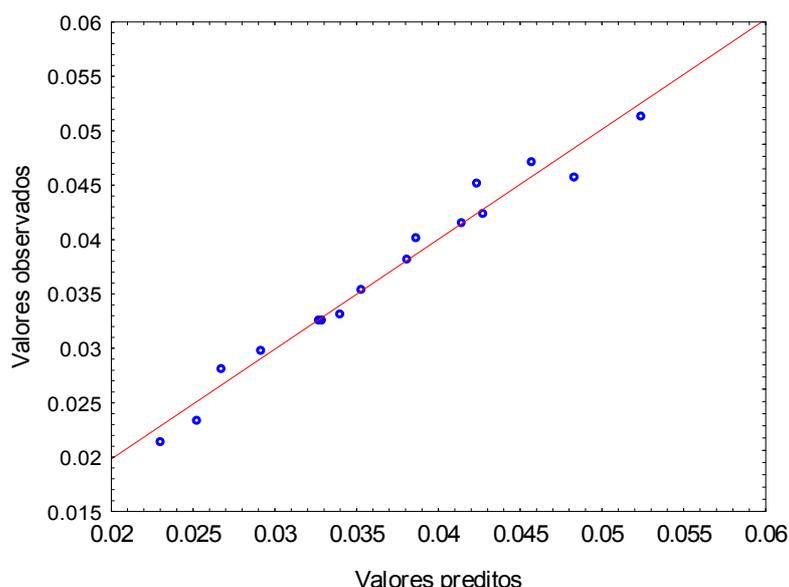


Figura 4.28 - Correlação entre os valores preditos e observados para o bocal n_2 .

Tabela 4.22 - Análise de variância do modelo de regressão para o bocal n_2 .

Modelo – $v_1 = k \cdot v_2^a \cdot v_3^b \cdot v_4^c \cdot v_5^d \cdot v_6^e$ Variável dependente – v_1					
	Soma dos quadrados	Graus de liberdade	Média dos quadrados	Valor-F	Valor-P
Regressão	0,022723	6,00000	0,003787	1274,92	0,00
Resíduo	0,000030	10,00000	0,000003		
Total	0,022723	16,00000			

Assim como no modelo anterior a análise indica que o modelo tem significância estatística no que se refere a variâncias. O valor nulo de valor-P revela que, pela análise de variância, o modelo de regressão tem expoentes não nulos.

A qualidade do ajuste é avaliada pelo coeficiente de correlação múltipla ao quadrado, ou seja, R^2 . Este valor indica que o modelo ajustado é de excelente qualidade, pois explica 97,4 % da variação, ficando para o resíduo apenas 2,6 %. O coeficiente de correlação $R=0,988$ indica que a variável resposta tem forte associação com as variáveis explicativas.

Validação do modelo

Do mesmo modo, foram realizados testes para a verificação da eficácia do modelo de regressão para o tamanho de gotas formadas no bocal n_2 . Os resultados apresentados na Tabela 4.23 apresentaram erros inferiores a 6,5%.

Tabela 4.23 - Validação do modelo para o bocal n_2 .

Teste	SMD _{exp} (μm)	SMD _{teo} (μm)	Erro (%)
1	13,49	14,06	4,23
2	17,82	17,71	0,62
3	17,15	16,66	2,86
4	22,97	23,56	2,57
5	9,57	9,13	4,60
6	8,06	7,68	4,71
7	9,8	9,47	3,37
8	11,83	11,47	3,04
9	8,67	8,47	2,31
10	14,18	13,56	4,37
11	17,25	16,34	5,28
12	20,74	19,45	6,22
13	23,47	22,48	4,22

4.2.6.3 Modelo de regressão para o bocal n_3

Por fim, foi obtido o modelo de regressão não linear para o tamanho de gotas formadas no bocal n_3 . O modelo é dado por:

$$SMD/d = 0,24 \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,58} \left(\frac{v_g}{v_l} \right)^{-0,45} (ALR)^{0,78} (We)^{-0,74} (Re)^{0,64} \quad (4.4)$$

Observando-se o Valor-P e comparando com o nível de significância “alfa”=0,05 como critério, pode-se observar que todos os coeficientes (expoentes) são significativos ao nível de 5%. O valor do coeficiente de regressão R^2 é de 0,968.

Análise do modelo de regressão

O modelo de regressão foi submetido a uma avaliação por análise de variância e verificação da significância estatística dos coeficientes calculados.

A Figura 4.29 apresenta a comparação entre os resultados obtidos experimentalmente e os calculados pelo modelo de predição apresentado na Equação 4.4. Observa-se forte coerência entre os valores preditos e os observados.

Por fim foi realizada uma análise de variância “ANOVA” do modelo de regressão obtido e os dados experimentais. O resultado desta análise é mostrado na Tabela 4.24. Mais uma vez a análise indica que o modelo tem significância estatística no que se refere a variâncias. O Valor-P nulo revela que, pela análise de variância, o modelo de regressão tem expoentes não nulos.

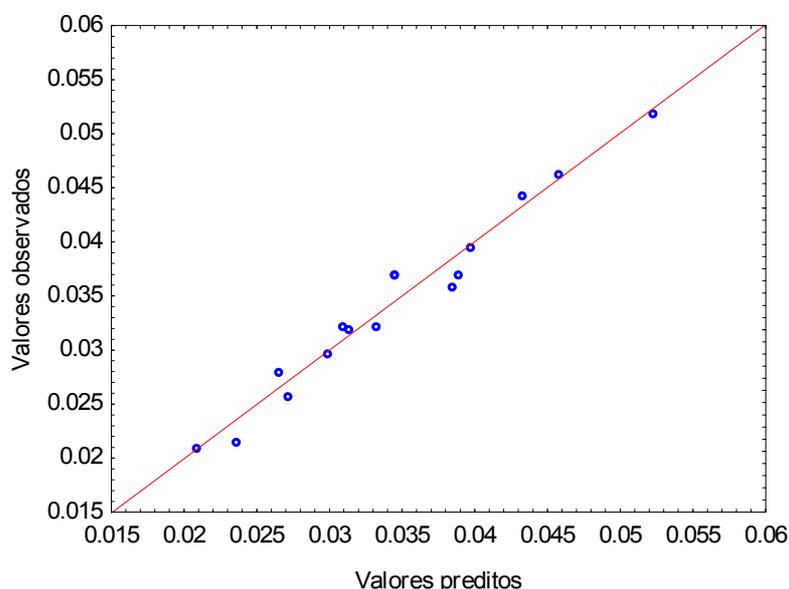


Figura 4.29 - Correlação entre os valores preditos e observados para o bocal n_3 .

A qualidade do ajuste é avaliada pelo coeficiente de correlação múltipla ao quadrado, ou seja, R^2 . Este valor indica que o modelo ajustado é de excelente qualidade, pois explica 96,8 % da variação, ficando para o resíduo apenas 3,2 %.

O coeficiente de correlação $R=0,984$ indica que a variável resposta tem forte associação com as variáveis explicativas.

Tabela 4.24 - Análise de variância do modelo de regressão para o bocal n_3 .

Modelo – $v_1 = k \cdot v_2^a \cdot v_3^b \cdot v_4^c \cdot v_5^d \cdot v_6^e$ Variável dependente – v_1					
	Soma dos quadrados	Graus de liberdade	Média dos quadrados	Valor-F	Valor-P
Regressão	0,020013	6,00000	0,003336	960,37	0,00
Resíduo	0,000035	10,00000	0,000006		
Total	0,020048	16,0000			

Validação do modelo

Por fim foram realizados testes para a verificação da eficácia do modelo de regressão para o tamanho de gotas formadas no bocal n_3 . Os resultados apresentados na Tabela 4.25 apresentaram erros inferiores a 1%.

Tabela 4.25 - Validação do modelo para o bocal n_3 .

Teste	SMD_{exp} (μm)	SMD_{teo} (μm)	Erro (%)
1	15,18	16,11	6,13
2	20,15	19,81	1,69
3	17,78	18,49	3,99
4	19,8	18,42	6,97
5	9,92	10,37	4,54
6	10,64	10,71	0,66
7	9,50	8,97	5,58
8	12,96	13,74	6,02
9	11,76	12,24	4,08
10	15,05	14,17	5,85
11	14,10	14,91	5,74
12	12,04	12,72	5,65
13	14,42	15,21	5,48

Os resultados gerais da regressão foram bastante razoáveis, haja vista os altos coeficientes de correlação múltipla ao quadrado e os resíduos apresentados, bem como os baixos erros percentuais obtidos entre os tamanhos de gota experimental e teórico. Desse modo, os modelos apresentados para cada geometria do bocal de saída do injetor tem significância estatística no que se refere a variâncias e são capazes de predizer o tamanho de gotas formadas com boa precisão.

4.3 Resultados obtidos na caracterização da câmara de combustão

4.3.1 Combustível

O combustível utilizado para os testes de caracterização da câmara de combustão foi o etanol hidratado, por se tratar de um combustível mais limpo e exigir uma menor demanda de oxigênio durante a combustão, quando comparado ao biodiesel. Além disso, a combustão do etanol é completa, o que reduz os efeitos da poluição, pois não há a formação de monóxido de carbono (CO), de fuligem (C) e de dióxido de enxofre (SO₂), enquanto que a combustão do biodiesel, em geral, é incompleta e produz grandes quantidades de fuligem. Isso ocorre em virtude do tamanho da cadeia carbônica presente em cada um dos combustíveis, quanto maior a cadeia carbônica menos favorecida é a combustão completa e maior será a quantidade de fuligem liberada na reação.

4.3.2 Taxa de queima e tempo de queima da gota

É importante ressaltar que mesmo que um *spray* de combustível queime como uma nuvem, o comportamento de uma simples gota ainda tem influência no comportamento global do grupo de gotas. Por exemplo, o tempo de queima de uma nuvem de gotas é proporcional ao tempo de queima de uma única gota que forma a nuvem (CORREA E SICHEL, 1982).

A taxa de queima da gota (\dot{m}_f) é calculada com a Equação 2.21, considerando a Equação 2.22 para o cálculo do número de transferência ($B_{0,q}$) e o tempo de queima (t_q) de uma gota combustível pode ser calculado pela Equação 2.23, considerando a Equação 2.24 para o cálculo da constante da taxa de queima (K). Na equação pode-se observar que o tempo de queima é proporcional ao quadrado do diâmetro da gota D_0 e inversamente proporcional à constante da taxa de queima.

Conhecidas as vazões de combustível a serem utilizadas para os testes de caracterização da câmara e de posse dos dados de tamanho de gota obtidos para o bocal n_3 (bocal selecionado para a realização dos testes de queima) foi possível

determinar a taxa e o tempo de queima das gotas do spray, conforme mostra a Tabela 4.26.

Tabela 4.26 - Taxa e o tempo de queima das gotas de etanol.

\dot{m}_f (g/s)	\dot{m}_{ar} (g/s)	ALR (-)	SMD (μm)	\dot{m}_f (kg/s)	t_q (s)
0,08	0,029	0,37	23,64	4,68181E-09	$1,79 \times 10^{-3}$
0,16	0,030	0,19	24,40	4,83233E-09	$1,90 \times 10^{-3}$

Em virtude da alta volatilidade do etanol, sua boa atomização e alta densidade do seu *spray*, de modo que seja necessária uma maior quantidade de combustível em virtude de seu baixo poder calorífico, é de se esperar que o mesmo queime como grupo.

Machiroutu (2001) e Lenço (2004) confirmaram a hipótese de que o etanol queime em grupo e observaram que a chama de etanol é uma chama azul sem a presença de fuligem e com baixa intensidade da radiação. Machiroutu (2001) caracterizou a chama de etanol como uma combustão interna de grupo.

4.3.3 Potência térmica da câmara

A potência térmica (P) da câmara de combustão é calculada pela Equação 4.5:

$$P = \dot{m}_{com} PCI \quad (4.5)$$

sendo \dot{m}_{com} a vazão de combustível (kg/s) e PCI o poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg). Para o etanol tem-se que $PCI = 24.919,8$ kJ/kg.

Conhecidas as potências térmicas, é possível se determinar a densidade de energia volumétrica do sistema com base no volume da câmara de combustão.

As potências térmicas e as densidades energéticas da câmara de combustão utilizadas no presente trabalho são mostradas na Tabela 4.27.

Tabela 4.27 - Potência térmica e densidade volumétrica da câmara de combustão.

\dot{m}_f (g/s)	Potência (kW)	Densidade volumétrica (Kw/m ³)
0,08	≈ 2	$\approx 748,5$
0,16	≈ 4	$\approx 1519,3$

4.3.4 Procedimento experimental e condições de operação da câmara de combustão

Um dos pré-requisitos necessários para a obtenção do regime de combustão sem chama visível é que a temperatura no interior da câmara atinja valores superiores à temperatura de autoignição da mistura. Sendo assim, é necessário o pré-aquecimento da câmara. De modo geral, o aquecimento da câmara pode ser realizado de duas maneiras: a partir da utilização do processo de combustão convencional até que se estabeleçam as condições desejadas e a partir daí a câmara de combustão passa a operar no regime de combustão sem chama visível (WÜNNING, 1997; PLESSING, 1998; ÖZDEMIR, 2001; CASTELA, 2010; OLIVEIRA, 2012) e a partir da utilização de ar pré-aquecido (VERÍSSIMO, 2011). No presente trabalho, a temperatura foi alcançada a partir da utilização do processo de combustão convencional, e estabelecidas as condições desejadas passou a operar no regime de combustão sem chama visível. O pré-aquecimento da câmara de combustão era iniciado com a potência térmica a ser utilizada durante a realização dos testes, 2 kW ou 4 kW. Durante o pré-aquecimento da câmara a vazão de combustível foi mantida constante aumentando-se gradualmente a vazão de ar, permitindo avaliar os limites de operação da câmara.

O pré-aquecimento da câmara de combustão, desde a temperatura ambiente até temperaturas de cerca de 800 °C próximo à parede da câmara, demorava cerca de uma hora e quarenta minutos, até que a temperatura estivesse estabilizada. A partir do momento em que ocorreu a transição para o regime de combustão sem chama visível foram necessários cerca de 20 minutos para se atingir as condições estáveis de combustão sem chama visível.

A Figura 4.30 mostra o perfil de aquecimento para as temperaturas na parede da câmara durante a obtenção do equilíbrio térmico. Observam-se três regiões distintas: a região I mostra o perfil de aquecimento da câmara e sua estabilidade ($\lambda < 1,01$), onde é possível se observar um grande gradiente de temperaturas ao longo da câmara, a região II mostra a faixa de transição para o regime de combustão sem chama visível ($1,01 < \lambda < 1,21$), onde é possível se observar uma redução dos gradientes de temperatura, e finalmente a região III mostra a

estabilidade térmica, indicando o início do regime de combustão sem chama visível para ($\lambda=1,21$). Em condições estacionárias a diferença de temperatura ao longo da câmara da câmara foi de cerca de 51,87 °C. O baixo gradiente de temperatura ao longo da câmara é uma característica importante deste sistema de combustão. Observa-se um aumento da temperatura do ar de combustão ao longo do aquecimento da câmara, até aproximadamente 530 °C. Observa-se ainda que as temperaturas na posição 320 mm são relativamente mais baixas que as demais temperaturas ao longo da câmara (711,18 °C) devido às trocas de calor por radiação com a tampa superior da câmara de combustão.

O aumento na temperatura do ar de combustão é extremamente importante, haja vista que este aumento acelera a obtenção do equilíbrio térmico na câmara, devido à maior quantidade de calor adicionada ao sistema que, conseqüentemente, aumenta os limites de flamabilidade da mistura, contribuindo assim para a obtenção eficaz do regime de combustão sem chama visível.

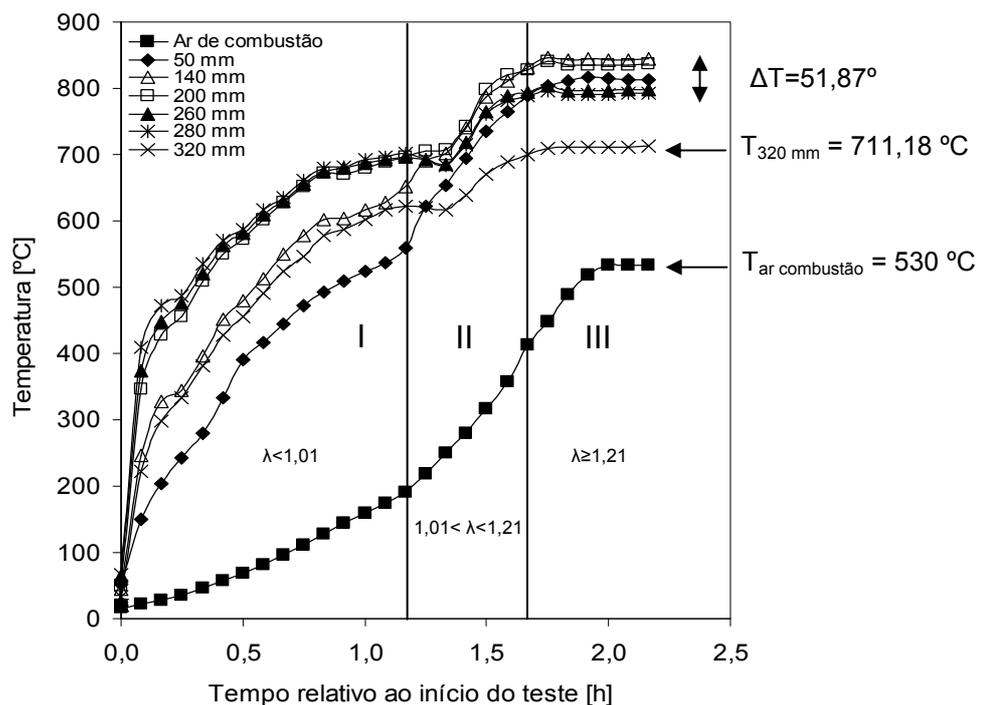


Figura 4.30 - Perfil de aquecimento da câmara de combustão para potência térmica de 4 kW.

Após 35 minutos do início do teste, foram realizadas também medidas das emissões dos gases na exaustão, conforme mostra a Figura 4.31.

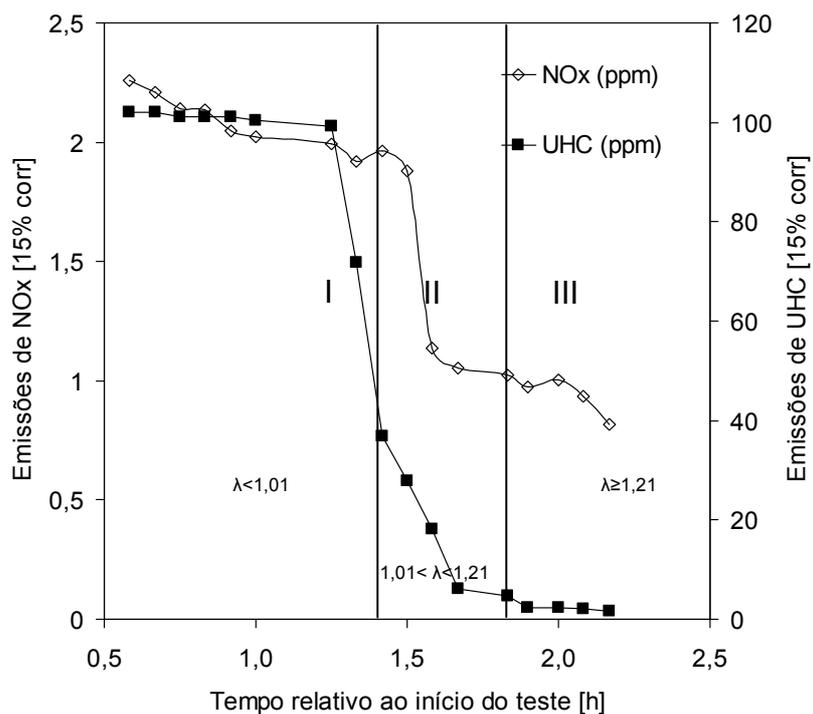
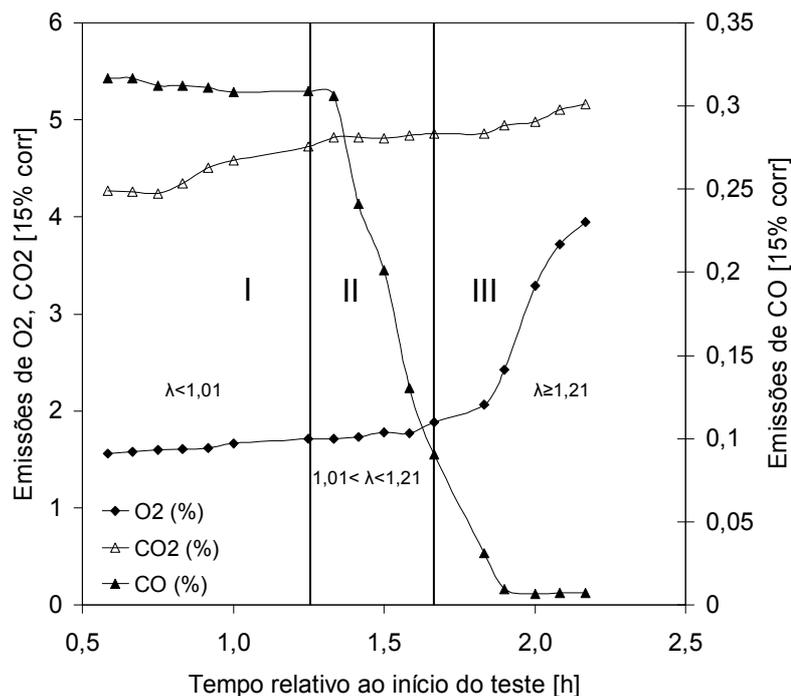


Figura 4.31 - Perfil de emissões da câmara de combustão para potência térmica de 4 kW.

Observa-se novamente três regiões distintas, a região I mostra as emissões obtidas durante o aquecimento da câmara ($\lambda < 1,01$) com altas emissões de UHC e CO, uma vez que as velocidades de entrada de ar são baixas, gerando assim combustão

incompleta. A região II mostra a faixa de emissões obtidas durante a transição para o regime de combustão sem chama visível ($1,01 < \lambda < 1,21$), onde é possível se observar uma queda brusca nas emissões de UHC, CO e NO_x . Finalmente a região III mostra o início do regime de combustão sem chama visível para $\lambda = 1,21$, onde se observam baixas emissões de UHC e CO em virtude da queima mais completa. Quando a temperatura torna-se homogênea ao longo do volume da câmara, as reações do mecanismo de oxidação do etanol se processam de maneira mais efetiva do que a situação de chama. O aumento da temperatura no interior da câmara acelera o mecanismo reacional reduzindo assim as emissões de CO e UHC.

Observa-se ainda que durante o aquecimento da câmara (região I), são obtidas emissões mais altas de NO_x , uma vez que no regime de queima convencional a temperatura na região de chama é alta o suficiente para permitir a formação de NO_x . À medida que ocorre a estabilização térmica da câmara, a temperatura torna-se homogênea ao longo do volume da câmara e observa-se uma redução nas emissões de NO_x .

De acordo com Lefebvre (1995) pouquíssima quantidade de NO térmico é formada com temperaturas abaixo de 1580°C , entretanto, durante a realização dos testes foram obtidas temperaturas bem abaixo de 1000°C . Desse modo, conclui-se que maior parte do NO formado ocorre devido ao mecanismo imediato e ao mecanismo com N_2O como intermediário.

Por fim, observa-se que ao longo do teste ocorre um aumento das emissões de CO_2 , indicando uma melhor eficiência de combustão do regime sem chama visível.

Para baixos valores de λ ($\lambda < 1,01$) e baixas temperaturas na câmara, durante a fase de pré-aquecimento observou-se a presença de uma chama ancorada no queimador, conforme mostra a Figura 4.32.

Baixos coeficientes de excesso de ar (λ) apresentam chamas mais fuliginosas, o que é muito interessante para o aquecimento da parede da câmara de combustão, devido ao aumento da transferência de calor por radiação pela maior emissividade das partículas de fuligem.



Figura 4.32 - Aspecto da chama no início do pré-aquecimento da câmara de combustão.

À medida que o teste prosseguia, observou-se um aumento na temperatura da câmara até a sua estabilidade. Após a estabilização térmica da câmara, a vazão de combustível foi mantida e alterou-se a vazão de ar de combustão de modo a se obter as condições necessárias para a realização dos testes.

Verificou-se que para valores crescentes de λ ($\lambda=1,01$) ocorre uma diminuição gradual da intensidade luminosa da chama, sendo esta invisível em determinadas condições ($\lambda=1,21$), conforma mostra a Figura 4.33, bem como uma acentuada diminuição de ruído. Tais características resultam da mudança de regime de combustão convencional para o regime de combustão sem chama visível.

A utilização de um coeficiente de excesso de ar alto conduz à formação de uma mistura pobre, tende a diminuir a temperatura de operação e aumentar demasiadamente a taxa de diluição dos reagentes, dificultando assim a obtenção do regime de combustão sem chama visível, além de induzir fortes instabilidades de combustão.

O procedimento foi repetido considerando a potência de 2 kW. A partir destes testes iniciais, foi possível se definirem as condições experimentais a serem utilizadas no presente trabalho em função do coeficiente de excesso de ar. Tais condições são mostradas na Tabela 4.28.

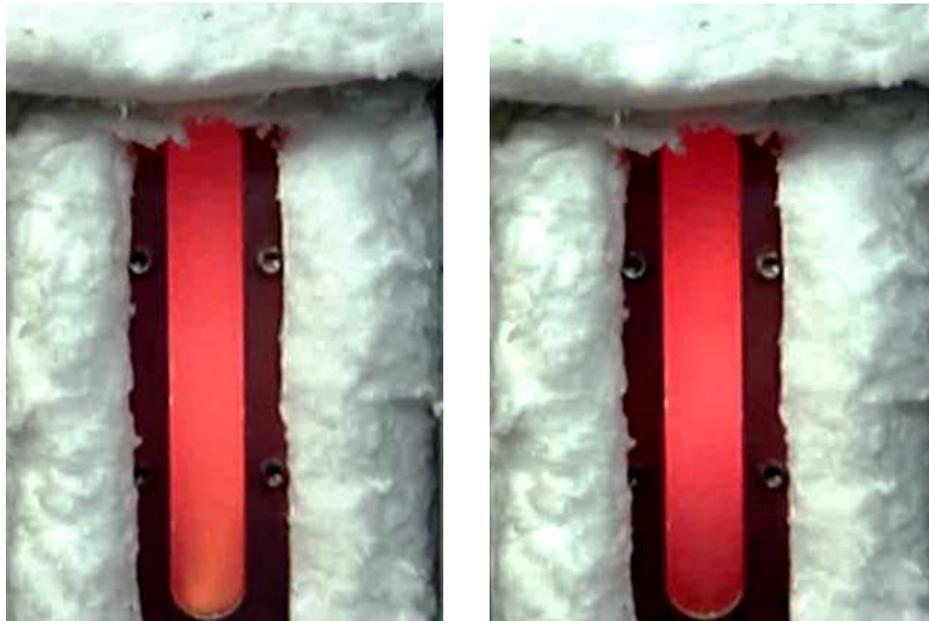


Figura 4.33 - Aparência da chama durante o regime de transição para $\lambda = 1,20$ e condição de combustão sem chama visível para $\lambda = 1,21$. Potência térmica em ambos os casos igual a 4 kW.

Tabela 4.28 - Condições de operação da câmara de combustão.

Teste	λ (-)	P (kW)	V_{ar} (m/s)	V_{comb} (m/s)	Quantidade de movimento (N)	
					Ar	Combustível
1	1,65	2,00	47,35	0,50	0,05	$3,98 \times 10^{-5}$
2	2,05	2,00	59,11	0,50	0,08	$3,98 \times 10^{-5}$
3	2,26	2,00	65,29	0,50	0,10	$3,98 \times 10^{-5}$
4	2,45	2,00	70,88	0,50	0,12	$3,98 \times 10^{-5}$
5	1,21	4,00	71,07	1,02	0,12	$1,64 \times 10^{-4}$
6	1,41	4,00	83,01	1,02	0,17	$1,64 \times 10^{-4}$
7	1,61	4,00	94,95	1,02	0,22	$1,64 \times 10^{-4}$
8	1,80	4,00	106,31	1,02	0,27	$1,64 \times 10^{-4}$

A Figura 4.34 mostra a aparência do modo de combustão ao longo da câmara para diferentes λ .

Observa-se que para baixos valores de λ (Figuras 4.34 a - b) a combustão possui uma frente de chama bem definida e luminosa. Aumentando-se λ (Figuras 4.34 c - e) nota-se que ocorre uma dispersão da zona luminosa no volume da câmara, o que caracteriza o processo de transição para o regime de combustão sem chama visível.



a) b) c) d) e) f) g) h)

Figura 4.34 - Aparência do modo de combustão ao longo da câmara de combustão para diferentes λ . a) $\lambda = 0,9$; b) $\lambda = 1,0$; c) $\lambda = 1,02$; d) $\lambda = 1,10$; e) $\lambda = 1,20$; f) $\lambda = 1,21$; g) $\lambda = 1,61$; h) $\lambda = 1,80$ considerando $P = 4$ kW.

Com o aumento do valor de λ até 1,21 não se observou uma região de intensa reação, a combustão ocorria de modo extremamente suave não sendo observada nenhuma frente de chama, conforme mostram as Figuras 4.34 f - h. Além disso, durante a realização dos testes verificou-se que o ruído resultante do processo de combustão diminuiu significativamente, entretanto esta diminuição não foi quantificada.

Da Tabela 4.28 observa-se que ao se aumentar o coeficiente de excesso de ar ocorre um aumento na velocidade de injeção do ar de combustão, aumentando assim a recirculação de gases de combustão no interior da câmara de combustão. A recirculação dos produtos garante altos níveis de diluição de oxigênio, e as baixas concentrações de oxigênio originam uma zona de reação quase invisível distribuída em grande parte do volume da câmara de combustão, além de promover uma melhor estabilização e homogeneização da zona de reação, permitindo atingir regimes de combustão substancialmente mais pobres.

4.3.5 Distribuição espacial da temperatura

Um dos objetivos do presente trabalho foi mapear os perfis de temperatura obtidos durante a realização dos testes para as condições de operação mostradas na Tabela 4.28.

Os perfis radiais de temperatura foram medidos em $r = 5, 15, 25, 35$ e 45 mm para sete posições axiais ($z = 50, 140, 200, 260, 280$ e 320 mm).

As Figuras 4.35 e 4.36 mostram os perfis de temperatura obtidos para cada condição de operação da câmara de combustão no regime de combustão sem chama visível. O programa desenvolvido para análise da distribuição de temperaturas emprega o método de interpolação cúbica para gerar o perfil de temperatura a partir dos dados coletados.

Para ambos os casos observa-se que as menores temperaturas estão localizadas próximas à parede e à tampa superior da câmara e próximas à região de injeção de ar e de combustível. Ao longo do eixo da câmara observa-se um aumento na temperatura até atingir um limite máximo em virtude da mistura dos reagentes com os gases de combustão recirculados e ao início das reações exotérmicas da combustão. A partir deste ponto a temperatura tende a diminuir devido às trocas de calor por radiação com as paredes da câmara de combustão, bem como a diminuição da intensidade das reações químicas da combustão.

Verifica-se que os valores máximos da temperatura, em cada seção da câmara de combustão, estão localizados próximos ao centro da câmara de combustão. Os perfis de temperatura obtidos mostram que os gradientes de temperatura na zona de reação são insignificantes.

De modo geral observa-se que para uma potência mais baixa a câmara opera com temperaturas menores, uma vez que uma menor quantidade de calor é liberada para aquecer o mesmo volume da câmara.

Para o caso onde a câmara opera com uma potência de 2 kW, as temperaturas para coeficientes de excesso entre $1,65$ e $2,45$ alcançaram valores superiores a 800 °C (entre 750 e 920 °C), o que torna condição necessária para ocorrer o regime de combustão sem chama visível (WÜNNING, 1997).

Em todos os casos analisados a diferença entre a máxima e a mínima temperatura foi de aproximadamente 200 °C.

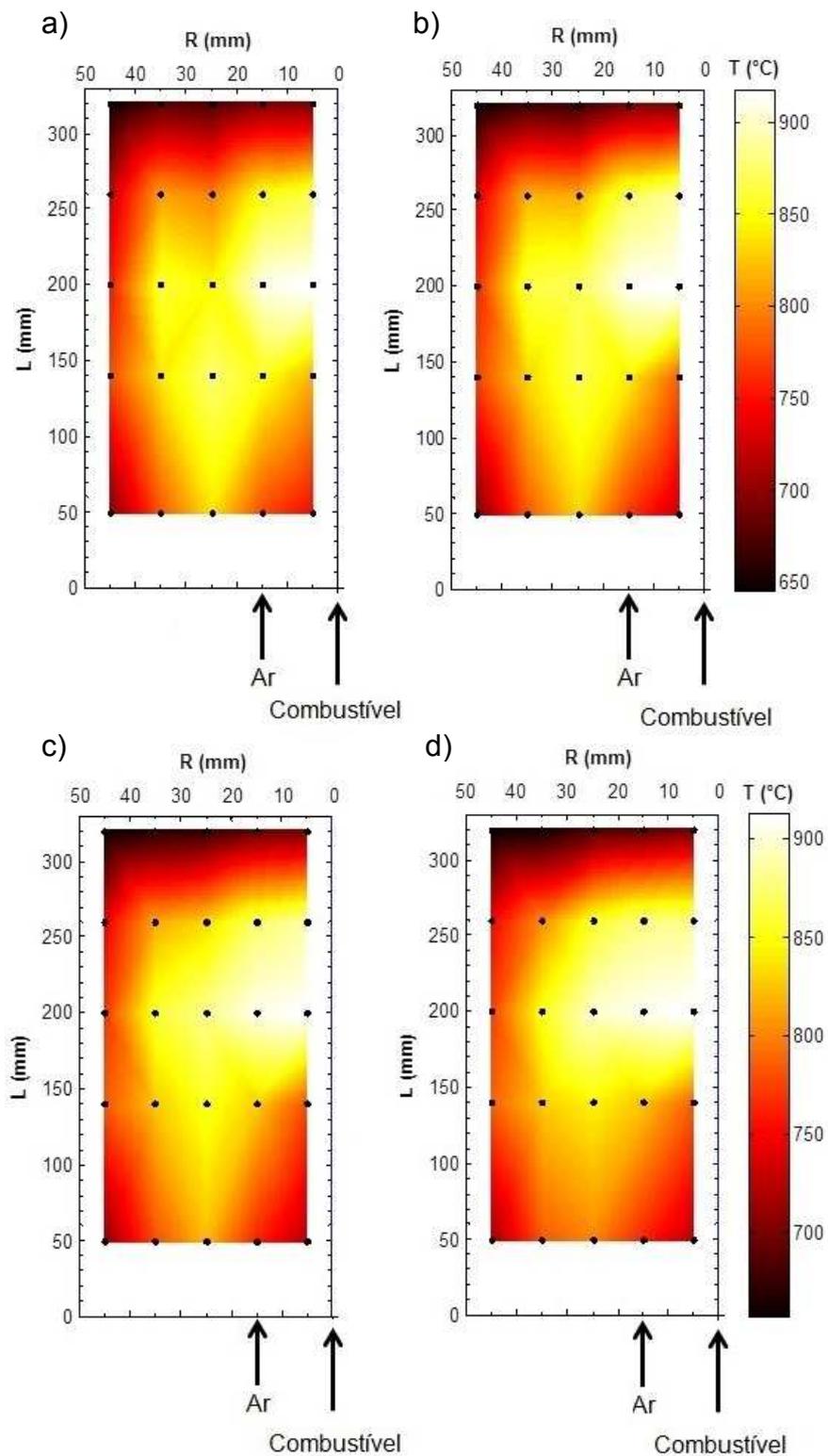


Figura 4.35 - Perfil de temperatura para a) $\lambda = 1,65$; b) $\lambda = 2,05$; c) $\lambda = 2,26$; e) $\lambda = 2,45$ para câmara operando com potência de 2 kW.

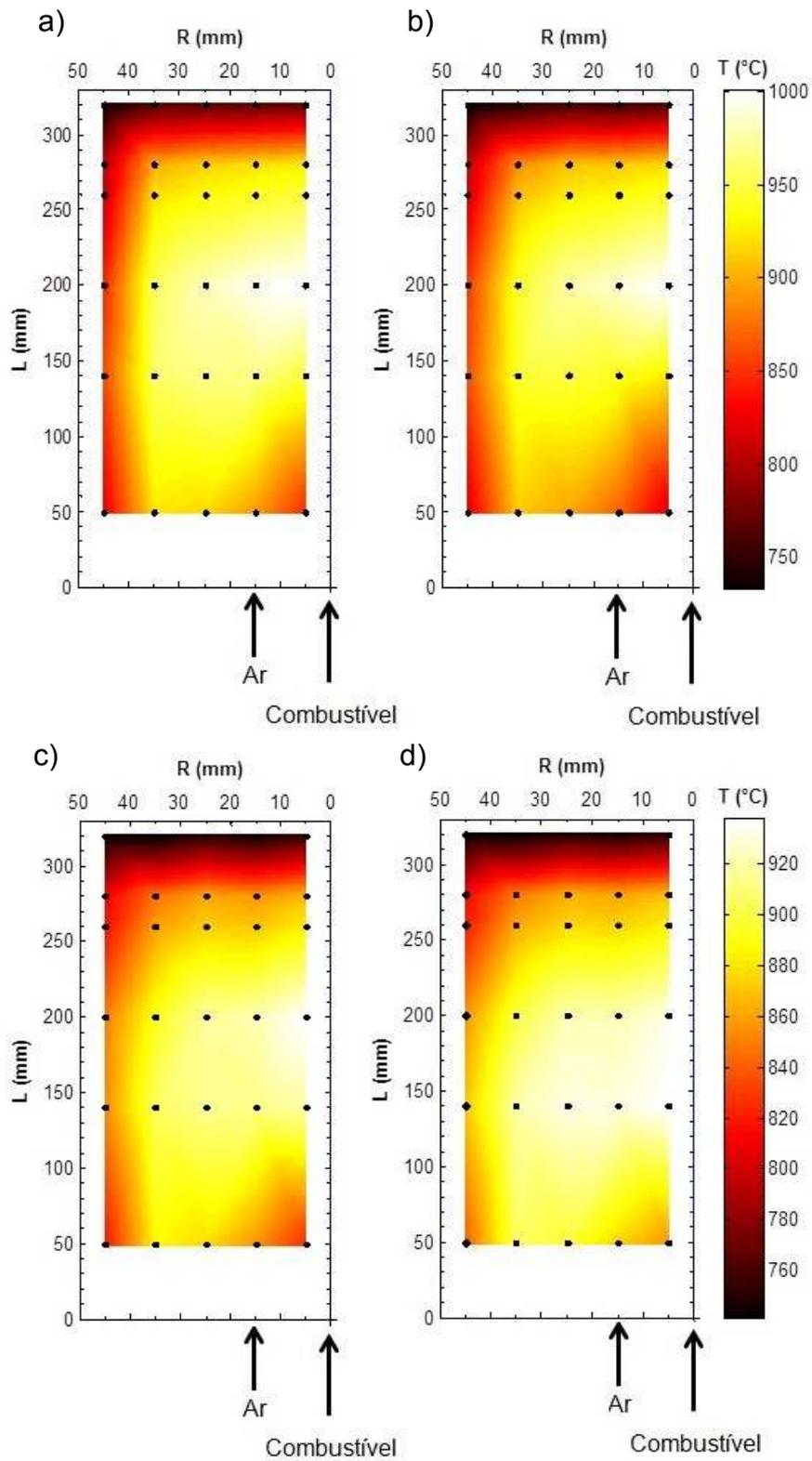


Figura 4.36 - Perfil de temperatura para a) $\lambda = 1,21$; b) $\lambda = 1,41$; c) $\lambda = 1,61$; e) $\lambda = 1,80$ para câmara operando com potência de 4 kW.

Para o caso onde a câmara opera com uma potência de 4 kW, as temperaturas para coeficientes de excesso entre 1,21 e 1,80 ficam entre 810 e 1000 °C. Para $\lambda = 1,21$ e $\lambda = 1,41$ a diferença entre a máxima e a mínima temperatura foi de aproximadamente 180 °C e para $\lambda = 1,61$ e $\lambda = 1,80$ a diferença foi respectivamente de 140 e 97 °C.

De modo geral, observa-se que o aumento de excesso de ar, associado ao aumento da taxa de recirculação dos gases de combustão, provoca uma diminuição da temperatura no interior da câmara de combustão e a atenuação dos gradientes de temperatura.

As Tabelas 4.29 e 4.30 apresentam o desvio padrão referente à média das temperaturas obtidas por cada posição nas diferentes condições de operação da câmara.

Tabela 4.29 - Desvio padrão em relação à média das temperaturas obtidas para câmara operando com potência de 2 kW.

λ (-)	Posição radial	Posição axial				
		5 cm	14cm	20cm	26cm	32cm
1,65	5	2,09	2,31	2,03	3,90	3,06
	15	3,72	2,43	3,54	2,44	2,71
	25	2,57	3,20	2,45	2,00	2,11
	35	2,16	3,50	2,30	2,10	1,06
	45	3,37	2,31	3,02	3,68	1,72
2,05	5	2,36	2,35	2,11	3,26	1,70
	15	2,53	3,17	6,13	3,73	1,74
	25	2,57	3,85	5,57	2,20	1,57
	35	3,40	3,77	2,00	3,05	1,74
	45	2,37	3,80	2,15	3,93	2,12
2,26	5	2,10	2,57	3,71	2,94	2,54
	15	2,42	3,61	1,94	5,53	1,93
	25	2,01	3,98	1,56	3,08	2,38
	35	2,46	3,32	3,16	3,97	1,24
	45	2,74	2,44	3,02	2,99	1,27
2,45	5	3,74	2,43	2,15	2,88	1,33
	15	3,60	3,51	2,55	1,65	1,89
	25	3,85	2,96	3,41	2,26	2,76
	35	3,04	2,43	3,40	3,70	1,36
	45	3,59	2,92	3,55	2,16	1,54

Tabela 4.30 - Desvio padrão em relação à média das temperaturas obtidas para câmara operando com potência de 4 kW.

λ (-)	Posição radial	Posição axial					
		5 cm	14cm	20cm	26cm	28 cm	32cm
1,21	5	3,77	2,44	2,68	2,56	2,01	3,77
	15	2,85	1,93	3,93	3,23	3,06	2,85
	25	3,49	2,58	3,14	3,88	2,17	2,49
	35	3,39	2,31	2,28	3,54	1,00	3,39
	45	3,37	3,68	3,32	3,06	0,68	5,37
1,41	5	0,83	1,85	2,55	2,14	1,16	0,83
	15	2,29	2,37	3,33	3,54	0,74	2,29
	25	2,63	2,04	2,57	3,07	1,43	2,63
	35	2,97	2,60	3,30	2,77	0,99	2,97
	45	2,92	3,65	3,59	3,11	1,33	2,92
1,61	5	1,06	1,43	1,86	1,99	1,03	1,06
	15	1,76	2,12	3,34	3,55	1,53	1,76
	25	2,82	2,33	2,25	3,23	0,93	2,82
	35	3,97	3,95	3,46	2,89	1,11	3,97
	45	2,30	3,27	3,33	3,47	1,22	2,30
1,80	5	0,74	1,46	1,95	1,46	1,00	0,74
	15	2,09	1,70	2,14	2,86	1,16	2,09
	25	3,82	3,81	3,36	3,60	1,08	2,82
	35	3,81	2,52	2,64	2,84	1,05	3,81
	45	2,25	3,05	3,54	2,78	1,00	2,25

Nota-se que os valores são muito baixos, de modo que os valores apresentados são significativos para avaliação do campo de temperatura.

Além do perfil de temperatura no interior da câmara, foi determinado o perfil de temperatura na parede da câmara através do visor de vidro cerâmico a partir da utilização da técnica de termografia infravermelha. Desse modo, a área da parede da câmara analisada corresponde à área do visor, cujo comprimento equivale a 60,6% do comprimento total da câmara.

Para geração dos termogramas utilizou-se a câmera de infravermelho marca FLIR Systems, modelo ThermaCAM SC3000. O equipamento é capaz de medir temperaturas na faixa de -20°C a 1500°C com precisão de $\pm 1\%$ para medidas abaixo de 150 °C $\pm 2\%$ para medidas acima de 150 °C.

Na termografia são usados detectores de radiação para monitorar a energia de radiação térmica de uma superfície na porção infravermelha do espectro e avaliar sua temperatura.

As medidas de temperatura por termografia são obtidas por comparação da radiação infravermelha detectada e aquela que seria emitida por um corpo negro. Sendo assim, a emissividade (ϵ) é um parâmetro importante no ajuste do equipamento antes da realização das medições. A Tabela 4.31 apresenta os demais parâmetros utilizados para correção das medidas.

As Figuras 4.37, 4.38, 4.39 e 4.40 apresentam o perfil de temperatura durante a realização dos testes.

Os resultados gerados pelo *software* de análise da câmara termográfica mostra a distribuição de temperatura ao longo da área analisada. O eixo X indica a porcentagem da área e o eixo Y indica a temperatura, de modo que X% da área em estudo tem temperaturas entre Y_1 e Y_2 °C.

Tabela 4.31 - Características a câmara ThermaCAM SC3000.

Parâmetros	Valores
Emissividade do aço	0,592
Transmitância do vidro	0,88
Umidade do ambiente	69%
Temperatura do ambiente	23,2°C
Distância do Foco	1,2 m
Temperatura de referenciada câmara e do sistema óptico	23°C

Para a condição de aquecimento da câmara (Figura 4.37) observam-se baixas temperaturas ao longo de toda a área analisada. As menores temperaturas são observadas próximas à entrada dos reagentes e as maiores temperaturas são observadas na ponta da chama. Apenas 4,6% da área analisada possui temperaturas entre 319,1 e 327,8°C.

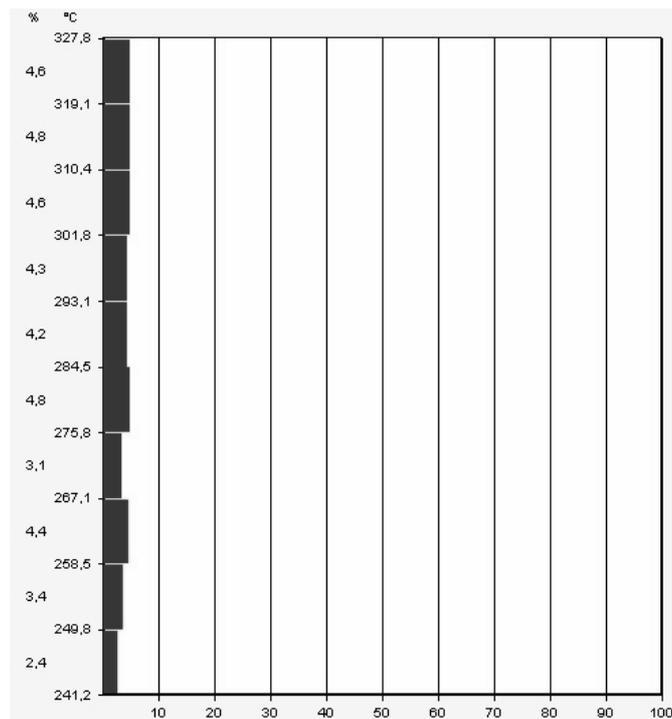
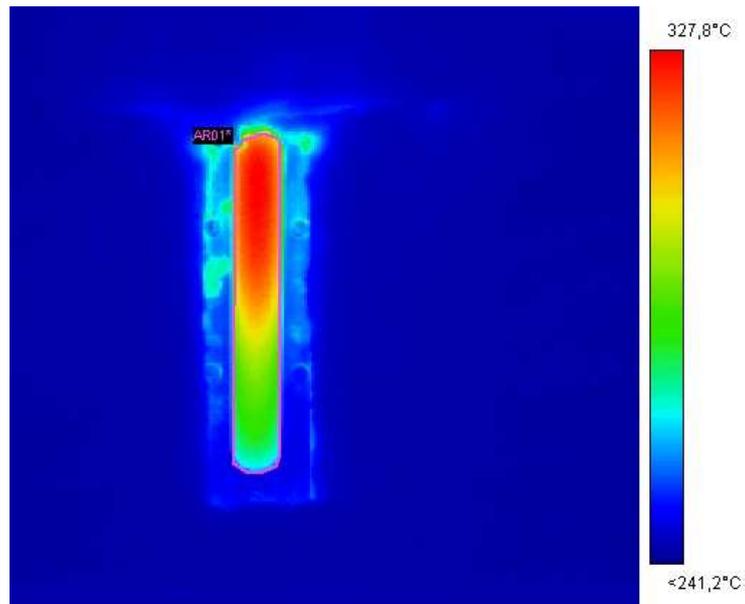


Figura 4.37 – Perfil de temperatura no início do aquecimento ($\lambda = 0,9$).

Ainda durante o período de aquecimento da câmara (Figura 4.38) observa-se um aumento nas temperaturas, cerca de 36,7% da superfície analisada tem temperaturas entre 610,6 e 661,7°C.

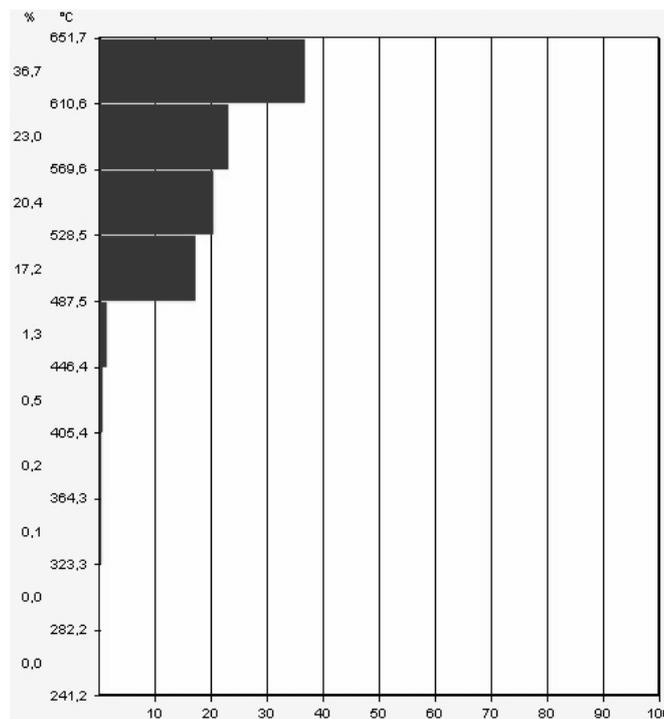
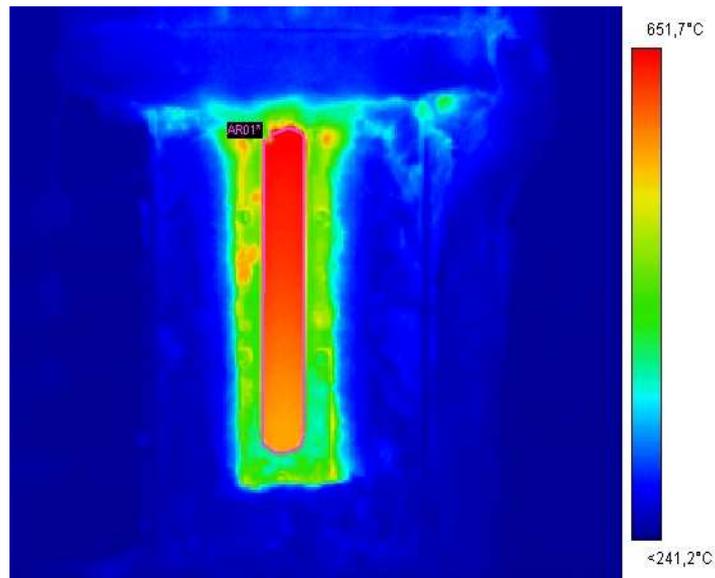


Figura 4.38 - Perfil de temperatura durante o aquecimento da câmara ($\lambda = 1,15$).

Ao se aumentar o coeficiente de excesso de ar, verifica-se que cerca de 58,7 % da área analisada tem temperaturas entre 699,1 e 750°C, desse modo, observa-se uma diminuição no gradiente de temperatura no interior da câmara, condizente com a transição para o regime de combustão sem chama visível (Figura 4.39).

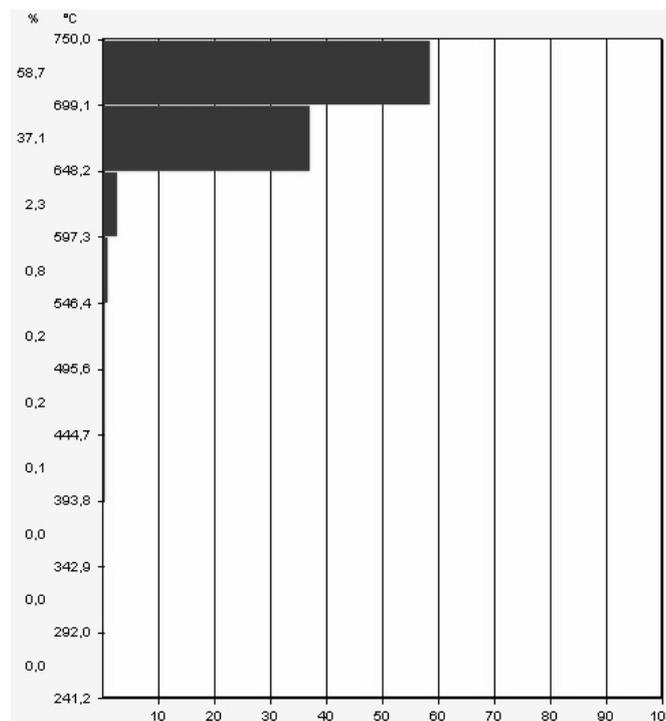
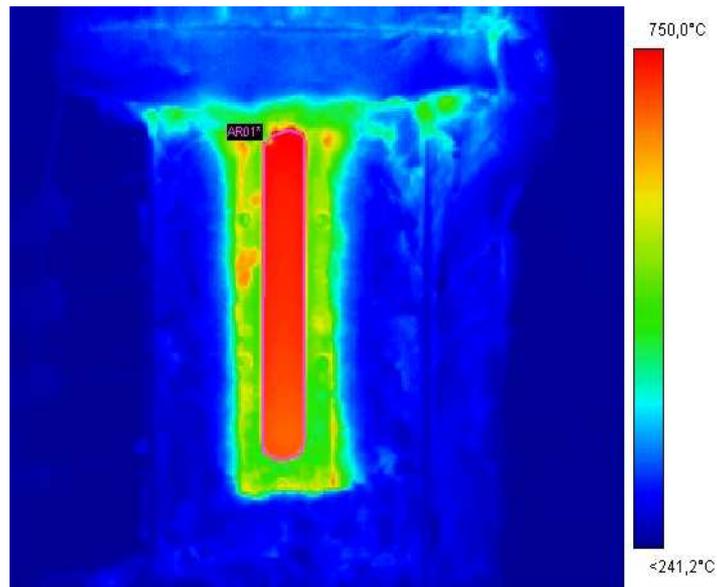


Figura 4.39 - Perfil de temperatura durante a transição do regime convencional para o regime de combustão sem chama visível ($\lambda = 1,20$).

Observa-se que ao longo do tempo e variando-se o coeficiente de excesso de ar as temperaturas tendem a aumentar e melhorar a distribuição de temperatura.

Para o caso de $\lambda = 1,80$, observa-se que 91,7% da área analisada apresenta temperaturas entre 836,6 e 902,8 °C, de modo que o perfil de temperaturas apresenta boa uniformidade, configurando o regime estável de combustão sem chama visível (Figura 4.40).

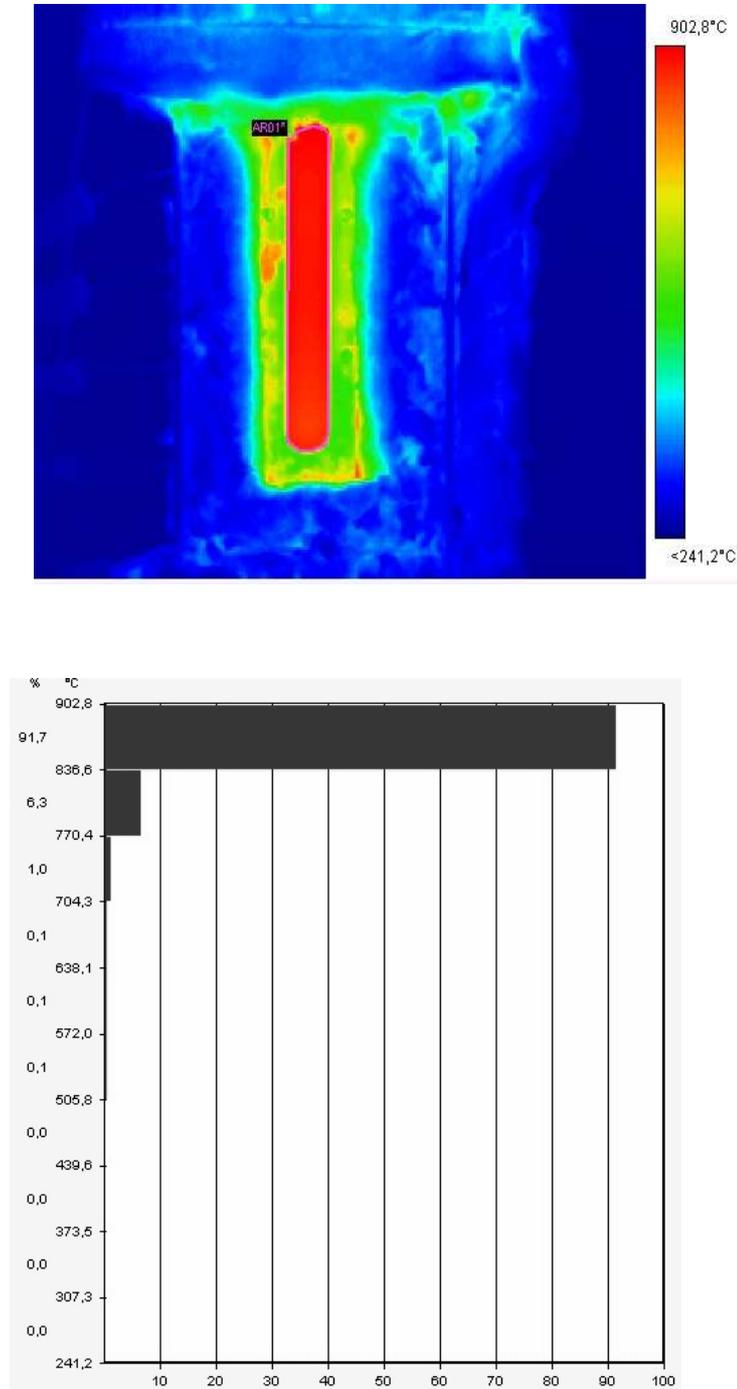


Figura 4.40 - Perfil de temperatura durante o regime de combustão sem chama visível ($\lambda = 1,80$).

Verifica-se também a eficiência do isolamento térmico da câmara, haja vista as baixas temperaturas mostradas nos termogramas.

A partir da determinação do perfil de temperatura na parede da câmara foi possível corroborar a uniformidade do campo de temperatura obtido pelos termopares.

4.3.6 Composição dos gases de exaustão

A análise da composição dos gases de exaustão foi feita utilizando o analisador de gases contínuo citado anteriormente.

As Figuras 4.41 e 4.42 apresentam as emissões dos gases de combustão em função do coeficiente de excesso de ar quando a câmara opera no regime de combustão sem chama visível com uma potência de 2 e 4 kW, respectivamente.

Arghode e Gupta, 2010, consideram que a normalização da concentração de gases de exaustão pode ser corrigida para 15% de O₂. Desse modo, no presente trabalho as medidas na exaustão foram corrigidas a 15% de O₂ nos produtos de combustão.

Observa-se que para ambos os casos os resultados obtidos mostram o mesmo comportamento. De modo geral, foram produzidas emissões extremamente baixas para todas as condições de operação estudadas.

Ao se aumentar o coeficiente de excesso de ar, observa-se uma redução nas emissões de UHC e CO.

O aumento de excesso de ar está associado ao aumento da velocidade de entrada do ar, que por sua vez conduz a uma melhor mistura dos reagentes, proporcionando uma mistura adequada do ar e do combustível. Desse modo têm-se uma diminuição na concentração de UHC.

A recirculação dos gases de combustão possibilita a diminuição da temperatura global da zona de reação e intensifica a diluição da concentração de O₂ nesta zona, tornando o processo de combustão mais lento. A diminuição da temperatura e o aumento na diluição do O₂ dificultam a ocorrência das reações de oxidação do CO, levando à diminuição das emissões formadas.

Os baixos níveis de CO e UHC indicam uma alta eficiência de combustão. Observa-se que ao se aumentar o coeficiente de excesso de ar ocorre um aumento do CO₂ corrigido, indicando a melhor eficiência de combustão do regime de combustão sem chama visível.

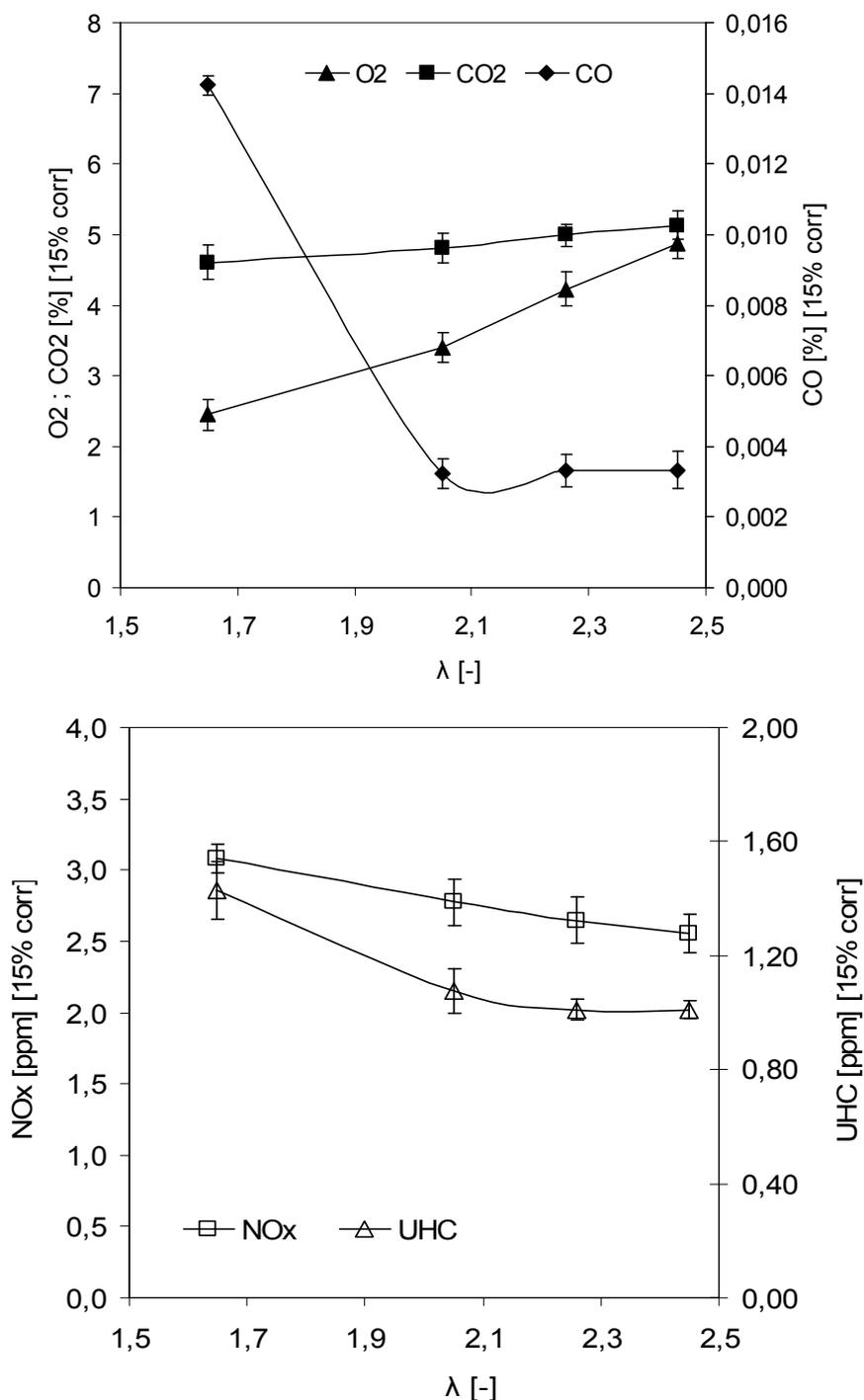


Figura 4.41 - Concentrações de espécies químicas (O₂, CO₂, CO, NO_x e UHC) para potência de 2 kW.

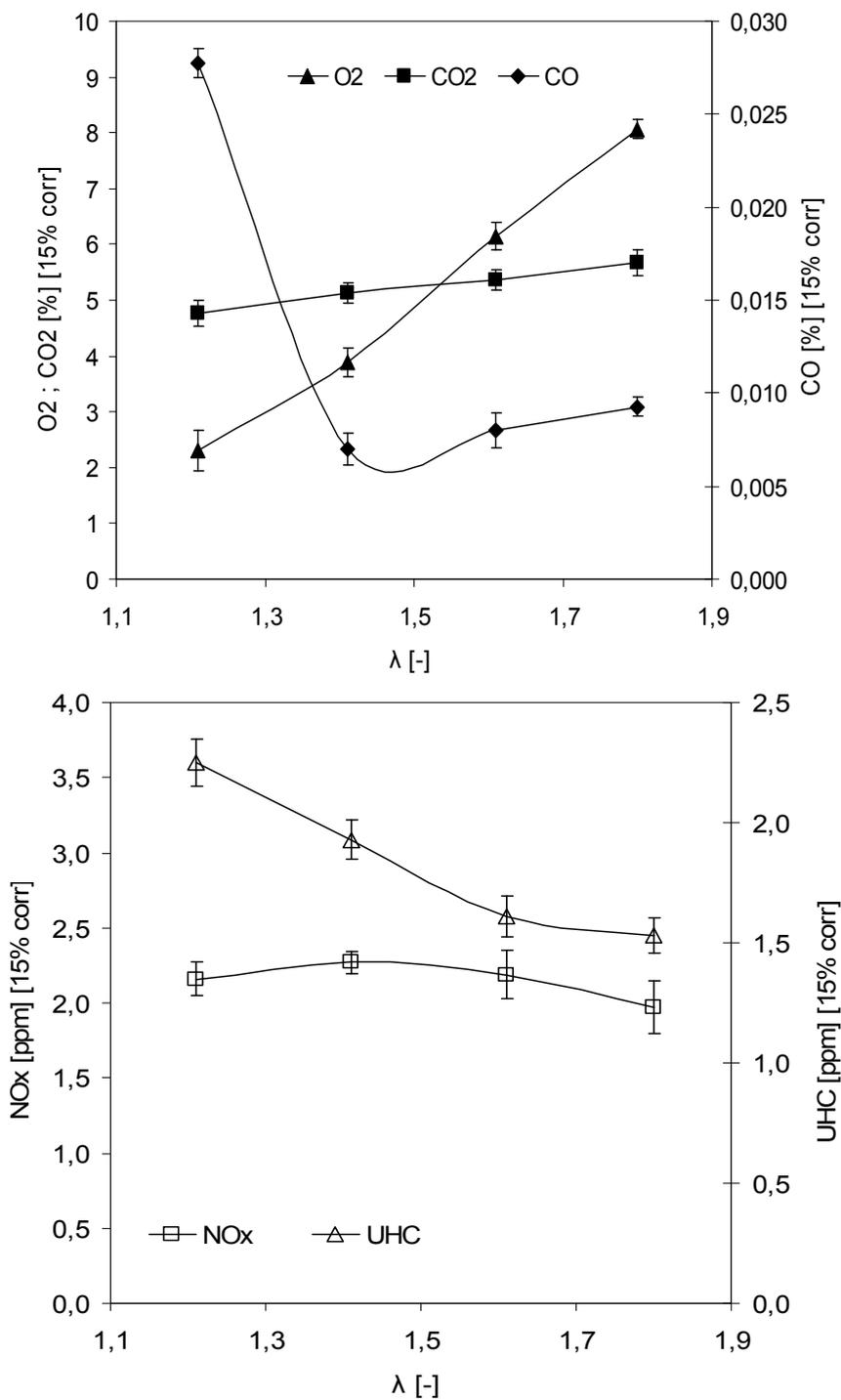


Figura 4.42 - Concentrações de espécies químicas (O₂, CO₂, CO, NO_x e UHC) para potência de 4 kW.

Observa-se que ao se aumentar o coeficiente de excesso de ar ocorre uma diminuição nas emissões de NO_x. Conforme mencionado anteriormente, a formação de NO via mecanismo térmico começa a ser importante para temperaturas

superiores a 1580 °C, portanto em virtude das baixas temperaturas e do perfil uniforme de temperatura na câmara de combustão, concluí-se que nestes casos as emissões de NO_x estão associadas aos mecanismo imediato e ao mecanismo com N₂O como intermediário. De acordo com Mancini *et al.* (2002), somente 5% da emissão global de NO_x é formado pelo mecanismo imediato sendo o restante formado pelo mecanismo N₂O. Conforme mencionado anteriormente, o mecanismo de N₂O intermediário é particularmente importante em dispositivos de combustão que operam a baixas temperaturas para evitar a formação do NO térmico.

De acordo com Medwell (2007) a distribuição uniforme de temperatura, induzida pelo regime de combustão sem chama visível, contribuiu significativamente com a redução das emissões de NO_x.

Para todas as medidas efetuadas observa-se um pequeno desvio padrão, ou seja, os valores apresentados são significativos para avaliação da análise dos gases de exaustão.

A Tabela 4.32 mostra as faixas de operação utilizadas para cada teste, bem como as máximas e mínimas emissões obtidas.

Tabela 4.32 - Valores obtidos da análise dos gases de exaustão.

P (kW)	λ (-)	O ₂ (%)	CO ₂ (%)	CO (%)	NO _x (ppm)	UHC (ppm)
2	1,51 – 2,25	2,45 - 4,86	4,60 - 5,13	0,01 - 0,003	3,08 - 2,55	0,91 - 0,78
4	1,55 – 2,31	2,30 - 8,06	4,76 - 5,68	0,03 - 0,009	2,16 - 1,98	2,25 - 1,53

Observa-se que para uma potência maior obtêm-se maiores valores das emissões de O₂, CO₂, CO e UHC, haja vista o maior consumo de combustível e a necessidade de uma maior vazão de ar para se obter a combustão completa.

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo implementar e caracterizar um sistema compacto de combustão sem chama visível para a queima de biocombustíveis líquidos utilizando um injetor do tipo *blurry*. Inicialmente, foi desenvolvido e caracterizado o injetor *blurry* utilizado na câmara de combustão e, em seguida, foi projetado, construído e caracterizado um sistema compacto de combustão sem chama visível para a queima de etanol hidratado, 96% em volume.

Conclusões referentes ao injetor proposto:

Inicialmente, foram caracterizados injetores *blurry* com diferentes geometrias de bocal usando-se água destilada, etanol hidratado e biodiesel de soja B100. Foram determinados diversos parâmetros dos injetores, incluindo coeficientes de descarga, diâmetros representativos das gotas, distribuições de diâmetros de gotas e ângulos de cone do *spray*. Foram obtidas também expressões para a predição do tamanho médio das gotas com os diferentes injetores testados.

A partir dos resultados obtidos verificou-se que o regime de *flow blurring* ocorre apenas para uma determinada faixa de vazão de líquido e de ar. Ao se aumentar a vazão de líquido ocorre uma redução na zona de mistura, ou seja, a distância que o gás entra no tubo de líquido diminui. Desse modo, espera-se que o grau de interação também diminua, uma vez que se dispõe da mesma quantidade de energia para atomizar um volume maior de líquido. Um aumento na vazão de ar para um valor fixo de vazão de líquido conduz a um aumento na zona de mistura, isto é, o gás percorre uma distância maior no interior do tubo de líquido. Portanto, espera-se um maior grau de interação entre as correntes, haja vista que se tem disponível uma maior quantidade de energia para se atomizar o mesmo volume de líquido.

Para um valor fixo de vazão de líquido, observa-se o regime de *flow blurring* ocorre apenas para um determinado intervalo de vazão de ar. Se a vazão de ar for muito elevada, ocorre o entupimento do bocal, sem fluxo de líquido através do injetor. Quando a vazão de ar for muito baixa, também não se observa o efeito *blurry*, e sim

a formação de um jato de líquido, seguindo assim um mecanismo diferente de geração de gotas, denominado regime *flow focusing*.

O coeficiente de descarga diminui com o aumento da razão mássica ar-líquido (ALR), o que é atribuído a uma diminuição na área disponível para o escoamento de líquido com o aumento da vazão mássica de ar.

O tamanho médio das gotas diminui com o aumento da razão mássica ar-líquido devido ao aumento das velocidades de saída e da turbulência dentro do injetor.

O protótipo do injetor utilizado na realização dos testes produziu *sprays* uniformes, com baixos coeficientes de descarga do líquido, bem como gotas de pequeno diâmetro e ângulos de cone estreitos. As diferenças observadas nos *sprays* produzidos pelos três bocais podem ser explicadas pelas restrições na área disponível para o escoamento ao longo do orifício de saída do injetor e pelas intensidades de turbulência dentro do tubo de líquido.

Os injetores *blurry* testados permitiram a obtenção de *sprays* relativamente uniformes, com gotas de tamanho reduzido e com ângulos de cone estreitos, favorecendo a operação do combustor sem chama visível.

Conclusões referentes ao sistema compacto de combustão sem chama visível:

A caracterização experimental do combustor foi realizada através da determinação dos perfis de temperatura na câmara de combustão, por meio de termopares e câmara termográfica, e da análise da composição dos gases de combustão (UHC, CO₂, O₂, NO_x e CO), para diversos coeficientes de excesso de ar. Verificou-se que o sistema de combustão foi capaz de operar no regime de combustão sem chama visível para coeficientes de ar entre 1,65 e 2,45, a uma potência térmica de 2 kW, e para coeficientes de excesso de ar de 1,21 a 1,80, a uma potência térmica de 4 kW. A temperatura de entrada do ar de combustão ficou em torno de 412 °C para a potência de 2 kW e 530 °C para a potência de 4 kW. Os perfis de temperatura obtidos foram relativamente homogêneos no interior da câmara e as emissões produzidas foram extremamente baixas para todas as condições de operação

estudadas. Para a potência de 2 kW, foram obtidas temperaturas médias da ordem de 830 °C, com emissões de NO_x entre 2,5 e 3 ppm e emissões de UHC entre 0,78 e 0,91 ppm. Para a potência de 4 kW, foram obtidas temperaturas médias da ordem de 920 °C, com emissões de NO_x entre 1,98 e 2,16 ppm e emissões de UHC entre 1,53 e 2,25 ppm.

Ao se aumentar o excesso de ar ocorria um aumento da quantidade de movimento do jato de ar, conduzindo a um aumento da taxa de recirculação dos gases de combustão. Por sua vez, o aumento na taxa de recirculação contribui para a diminuição das temperaturas na câmara de combustão e origina um perfil de temperatura mais uniforme.

As emissões de NO_x foram extremamente baixas, em virtude das baixas temperaturas alcançadas e da uniformidade dos perfis de temperatura, com a redução na formação de NO via mecanismo térmico. Também foram obtidas baixíssimas emissões de CO e UHC, indicando uma alta eficiência de combustão no sistema desenvolvido.

Sugestões para Trabalhos Futuros

Uma vez que uma parcela significativa dos combustores industriais opera com combustíveis líquidos, é de grande interesse estudar os processos de combustão sem chama visível com a queima de combustíveis líquidos. Desse modo, seguem como sugestões para trabalhos futuros:

Aprimoramento do sistema de injeção utilizando o injetor *blurry* para atomização de outros combustíveis líquidos. Redução das dimensões do injetor para permitir a construção de sistemas de combustão mais compactos, com potências abaixo de 1kW.

Adaptação de acessos ópticos que permitam a realização de medidas não intrusivas, tais como, medida dos campos de velocidades e da distribuição espacial de espécies quimiluminescentes recorrendo à tomografia com câmara ICCD.

Utilizar um sistema de pré-aquecimento de ar mais eficiente a fim de se analisar melhor a influência deste parâmetro nas características do regime de combustão sem chama visível utilizando combustíveis líquidos.

Simular numericamente o funcionamento do sistema de combustão proposto, com o objetivo de auxiliar os testes experimentais, bem como auxiliar o entendimento do fenômeno envolvendo combustíveis líquidos.

Estudar possíveis aplicações em pequenas turbinas a gás, gaseificadores e trocadores de calor.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARGHODE, V. K.; GUPTA A. K. Effect of flow field for Colorless Distributed Combustion (CDC) for Gas Turbine Combustion. **Applied Energy**, v. 87, p. 1631-1640, 2010.

ALMEIDA, A. C. S.; SILVA, J. P. M.; SIQUEIRA, A.; FREJLICH, J.; Medida da viscosidade pelo método de Ostwald: um experimento didático. **Revista Brasileira de Ensino de Física**, v 17, n. 4, p. 279 – 283, 1995.

BALTASAR, J.; CARVALHO, M. G.; COELHO, P.; COSTA, M. Flue gas recirculation in a gas-fired laboratory furnace: Measurements and modeling. **Fuel**, v. 76, n. 10, p. 919–929, 1997.

BATARSEH, F.Z.; ROISMAN, I. V.; TROPEA, C.. Characterization of a spray generated by an airblast atomizer with prefilmer. **Atomization and Sprays**, v. 20, n. 10, p. 887–903, 2010.

BAUKAL JR, C.E. **Industrial burners handbook**. 1. ed. CRC Press, 2003.

BEÉR, J.M.; CHIGIER, N.A. **Combustion aerodynamics**. London: Applied Science Publishers LTD, 1972, 264p.

BELTAOS, S.; RAJARATNAM, N. Circular turbulent jet in an opposing infinite stream. In: CANADIAN HYDROTECHNICAL CONFERENCE, 1., 1973, Edmonton. **Proceedings...** Edmonton, Canada, 1973. p. 220-237.

BOLSZO, C. D.; MCDONELL, V. G. Evaluation of plain-jet air blast atomization and evaporation of alternative fuels in a small gas turbine engine application, **Atomization and Sprays**, v. 19, n. 8, p. 771–785, 2009.

BORMAN, G. L.; RAGLAND, K. W. **Combustion engineering**. Boston: McGraw-Hill, 1998.

BOWMAN, C.T. Control of combustion-generated nitrogen oxide emissions: Technology driven by regulation. **Proceedings of the Combustion Institute**, v. 24, n. 1, p. 859–878, 1992.

- CASTELA, M. L. G. B. **Estudo do regime de combustão sem chama visível numa fornalha laboratorial**. 2010. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Instituto Superior Técnico, Lisboa, Portugal, 2010.
- CASTELA, M. L.; VERÍSSIMO, A. S.; ROCHA, M. A.; COSTA, M. Experimental study of the combustion regimes occurring in a laboratory combustor. **Combustion Science and Technology**, v. 2, p. 243-258, 2012.
- CAVALIERE, A.; DE JOANNON, M. Mild combustion. **Progress in Energy and Combustion Science**. v. 30, p. 329–366, 2004.
- CHIGIER, N. Recent advances in spray science. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON LIQUID ATOMIZATION AND SPRAYS, 8., 2003, Sorrento. **Proceedings...** Sorrento: IEEE/IAS, 2003. v. 9.
- CHIN, J. S. Effervescent atomization and internal mixing air-assisted atomization. **Int. J. Turbo Jet Engines**, v. 12, p. 119–127, 1995.
- CHIN, J. S.; LEFEBVRE, A.H. Flow patterns in internal-mixing, twin-fluid Atomizers. **Atomization and Sprays**, v. 3, p. 463-475, 1993.
- CHIN, J. S.; LEFEBVRE, A.H. A design procedure for effervescent atomizers. **J. of Eng. for Gas Turbines and Power**, v. 117, p. 266-271, 1995.
- CHIU, H. H.; LIU, T. M. Group combustion of liquid droplets. **Combustion Science and Technology**, v.17, p.127-142,1977.
- CHIU, H. H.; CROKE, E. J. Group combustion of liquid fuel sprays. **Energy technology laboratory Chicago: University of Illinois at Chicago**. (Report81-2).
- CHEN, S. K.; LEFEBVRE, A.H. Spray cone angle of effervescent atomizers. **Atomization and Sprays**, v. 4, p. 291-301, 1994.
- CLACK, H. L.; KOSHLAND, C. P.; LUCAS, D.; SAWYER, R. F. Development of an air-blast atomizer for independent control of droplet size and spray density. **Atomization and Sprays**, v. 14, n. 3, p. 265–288, 2004.

CORREA, S. M. A review of NO_x formation under gas-turbine combustion conditions **Combustion Science and Technology**, v. 87, n. 1, p. 329–362, 1993.

CORREA, S. M.; SICHEL, M. The group combustion of a spherical cloud of monodisperse fuel droplets. **International Symposium on Combustion**, v. 19, p. 981-991, 1982.

DENT JR, T. J. **Mesoscale power generation incorporating heat-recirculation, porous inert media, and thermoelectric modules**. 2012. Dissertation (Doctor of Philosophy) – School of the University of Alabama, Department of Mechanical Engineering, 2012.

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

DUNN-RANKIN, D.; LEAL, E.M.; WALTHER, D.C. Personal power systems. **Progress in Energy Combustion Science**, v. 31, p.422-465, 2005.

EL-MAHALLAWY, F.; HABIK, S. E.-D. **Fundamentals and technology of combustion**. Elsevier, 2002. ISBN: 0080532187, 9780080532189.

EPSTEIN, A.H. Millimeter - scale, microelectromechanical systems gas turbine engines. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, V. 126, p. 205 - 226, 2004.

FENIMORE, C. P. Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON COMBUSTION, 13., 1971, Pitisburg. **Proceedings...** Pitisburg: The Combustion Institute, 1971. v. 13, p. 373-380.

FERNANDEZ-PELLO, A.C. Micropower generation using combustion: issues and approaches. **Proceedings of the Combustion Institute**, v. 29, p. 883 – 899, 2002.

FLAMME, M. New Combustion Systems for Gas Turbines (NGT). **Applied Thermal Engineering**, v. 24, p. 1551-1559, 2004.

GAÑÁN-CALVO, A. M. Enhanced liquid atomization: from flow-focusing to flow-blurring. **Applied Physics Letters**, v. 86, 2005.

GLABORG, P.; HADVIG, S. **Development and test of a kinetic model for a natural gas combustion**. Horsholm, Denmark: Nordic Gas Technology Center, 1993. (Report).

GUPTA, A. K. Flame characteristics and challenges with high temperature air combustion. In: INTERNATIONAL JOINT POWER GENERATION CONFERENCE, 2000, Miami Beach, Florida, USA. **Proceedings...** Miami: American Society of Mechanical Engineers, 2000.

HAN, D.; MUNGAL, M.G. Direct measurement of entrainment in reacting/nonreacting turbulent jets, **Combustion and Flame**, v. 124, n. 3, p.370–386, 2001.

HARDESTY, D. R.; WEINBERG, F. J. Burners producing large excess enthalpies. **Combustion Science and Technology**, v. 8, n. 5-6, p. 201–214, 1974.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**, 1. Ed. New York: MacGraw-Hill, 1988. McGraw-Hill series in mechanical engineering.

HOEG, D. P.; WANG, Z.; FRIEDMAN, P. D.; LAOULACHE, R. N. Investigation of a coaxial air-blast atomizer using particle image velocimetry and computational fluid dynamics. **Atomization and Sprays**, v. 18, n. 8, p. 739–759, 2008.

JOANNON, M.; LANGELLA, G.; BERETTA, F.; CAVALIERE, A.; NOVIELLO, C. Mild combustion: process features and technological constrains. **Combustion Science and Technology**, v. 153, p. 33-50, 2000.

JOANNON, M.; CAVALIERE, A.; FARAVELLI, T.; RANZI, E.; SABIA, P.; TREGROSSI, A. Analysis of process parameters for steady operations in methane mild combustion technology. **Proceedings of the Combustion Institute**, v. 30, n. 2, p. 2605–2612, 2005.

KATSUKI, M.; HASEGAWA, T. The science and technology of combustion in highly preheated air. **Proceedings of the Combustion Institute**, v. 27, p. 3135–3146, 1998.

KONSTANTINOV, D.; MARSH, R.; BOWEN, P.; CRAYFORD, A. Effervescent atomization for industrial energy–technology review. **Atomization and Sprays**, v. 20, p. 525–552, 2010.

KUMAR, S.; PAUL, P.J.; MUKUNDA, H.S. Studies on a new high-intensity low-emission burner. **Proc. Combust. Inst.**, v. 29, p. 1131-1137, 2002.

KUMAR, S.; PAUL, P.J.; MUKUNDA, H.S. Investigations of the scaling criteria for a mild combustion burner. **Proc. Combust. Inst.**, v. 30, p. 2613-2621, 2005.

KUO, K. K. **Principles of combustion**. New York: John Willey & Sons, 1986.

LACAIVA, P.T. **Investigação experimental do enriquecimento do ar na incineração de resíduos aquosos**. 2000. Tese (Doutorado em Ciência) - Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, Brasil, 2000.

LAM, K. M.; CHAN C. H. C. Time-averaged mixing behavior of circular jet in counterflow: velocity and concentration measurements. **Journal of hydraulic engineering**, v.128, p 861, 2002.

LEFEBVRE, A.H. Airblast atomization. **Prog. Energy Combust. Sci**, v. 6, p. 233-26, 1980.

LEFEBVRE, A.H. **Gas turbine combustion**. Washington: Hemisphere Publishing Corporation, 1983.

LEFEBVRE, A.H. Fuel effects on gas turbine combustion-ignition, stability and combustion efficiency **ASME J Eng Gas Turbine Power**, v. 107, p. 24–37, 1985.

LEFEBVRE, A. H. A novel method of atomization with potential gas turbine applications. **Defense Sci. J.**, v. 38, p. 353–362, 1988a.

LEFEBVRE, A. H.; WANG, X. F.; MARTIN, C. A. Spray characteristics of aerated-liquid pressure atomizers. **J. Propul. Power**, v. 4, p. 293–298, 1988b.

LEFEBVRE, A.H. Atomization and Sprays. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1989.

LEFEBVRE, A. H. Energy consideration in twin-fluid atomization. **Journal of Engineering for Gas Turbine**, v. 114, p. 89–96, 1992a.

LEFEBVRE, A. H. Twin fluid atomization: factors influencing mean drop size. **Atomization and Sprays**, v. 2, n. 2, p. 101–119, 1992b.

LENÇO, P. C. **Estudo experimental da formação e emissão de NOX na combustão de etanol e GLP em uma câmara de combustão cilíndrica**. 215 f. 2004. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade de Campinas, Campinas, Brasil, 2004.

LEWIS, H. C.; GOLIA, M. J.; EDWARDS, D. G.; RICE, R. I.; SMITH, L. N. Atomization of liquids in high velocity gas stream. **Industrial and Engineering Chemistry**, v. 40, n. 1, p.67-74, 1948.

LILLE, S.; BLASIAK, W.; JEWARTOWSKI, M. Experimental study of the fuel jet combustion in high temperature and low oxygen content exhaust gases. **Energy**, v. 30, p. 373-384, 2005.

LÖFFLER, G.; WARGADALAM, V.J.; WINTER, F.; HOFBAUER, H. Decomposition of nitrous oxide at medium temperatures. **Combustion and Flame**, v.120, n. 4, p. 427–438, 2000.

LÖRCHER, M.; SCHMIDT, F.; MEWES, D. Effervescent atomization of liquids. **Atomization and Sprays**, v. 15, p. 145–168, 2005.

LORENZETTO, G. E.; LEFEBVRE, A. H. Measurements of drop size on a plain-jet airblast atomizer. **AIAA Journal**, v. 15, p. 1006-1010, 1977.

MACHIROUTU, S.V. **Influenced of drop size distribution and fuel vapor fraction on premixed spray combustion**. 2001. Dissertation Philosophic Doctor - Arizona Estate University, Arizona, 2001.

MALTE, P.C.; PRATT, D.T. Measurement of atomic oxygen and nitrogen oxides in jet-stirred combustion. **Proceedings of the Combustion Institute**, v. 15, n. 1, p. 1061–1070, 1974.

MANCINI, M., WEBER, R. & BOLLETTINI, U. Predicting NO_x emissions of a burner operated in flameless oxidation mode. **Proceedings of the Combustion Institute**, v. 29, p. 1155–1163, 2002.

MATSUMOTO, M.; NAKAMACHI, I.; YASUOKA, S.; SAIKI, N.; KOIZUMI, T. Advanced fuel direct injection - FDI system. In: IFRF MEMBERS CONFERENCE, 11., 1995, Noordwijkerhout, the Netherlands. **Proceedings...** Noordwijkerhout: IFRF, 1995.

MEDWELL, P. R. **Laser Diagnostics in MILD Combustion**. 2007. (PhD Thesis in Turbulence, Energy and Combustion) – The University of Adelaide, Australia, 2007.

MELO, M. J. F. R. V. **Atomização de um jacto simples de líquido assistido a ar**. 1999. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa, 1999.

MILANI, A.; SAPONARO, A. Diluted combustion technologies. **IFRF Combustion Journal**, Article Number 200101, ISSN 1562-479X.

MILLER, J. A.; BOWMAN, C. T. Mechanism and modeling of nitrogen chemistry in combustion. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 15, n. 4, p. 287–338, 1989.

MORITA, M.; TANIGAWA, T. Project to develop high performance industrial furnaces. In: INTERNATIONAL SEMINAR ON HIGH TEMPERATURE COMBUSTION, 2., 2000, Stockholm, Sweden. **Proceedings...** Stockholm, 2000.

MUGELE, R. A.; EVANS, H. D. Droplet size distribution in sprays. **Industrial and Engineering Chemistry**, v. 43, n. 6, p. 1317 – 1324, 1951.

MUZIO, L. J.; QUARTUCY, G. C. Implementing NO_x control: research to application. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 23, p.266-233, 1997.

NAKAMACHI, I.; YASUZAWA, K.; MIYAHARA, T.; NAGATA, T., 1990, Apparatus or method for carrying out combustion in a furnace, **Patente US 4945841 A**.

NEYA, K.; SATO, S. **Effect of ambient air pressure on the spray characteristics of swirl atomizers**. Tokyo: Ship Res. Inst., 1968. Paper 27.

NEWBY, J.; CAIN, B.; ROBERTSON, T. The development and application of direct fuel injection techniques for emissions reduction in high temperature furnaces. In: INTERNATIONAL SEMINAR ON HIGH TEMPERATURE COMBUSTION IN INDUSTRIAL FURNACES, 2., 2000, Stockholm, Sweden. **Proceedings...** Stockholm, 2000.

NUKIYAMA, S.; TANASAWA, Y., Experiments on the atomization of liquids in an airstream. **Transactions of the Society of Mechanical Engineers**, v. 5, p. 68-75, Japan, 1939.

OLIVEIRA, F., L. **Estudo experimental sobre combustão sem chama visível com baixa temperatura de pré-aquecimento de ar**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, Brasil, 2012.

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

PANCHASARA, H. V.; SEQUERA, D. E.; SCHREIBER, W. C.; AGRAWAL, A. K. Emissions reductions in diesel and kerosene flames using a novel fuel injector, **Journal of Propulsion and Power**, v. 25, n. 4, p. 984-987, 2009.

PETERS, N. **Turbulent combustion**. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 2000.

PLESSING, T.; PETERS, N.; WUNNING, J.G. Laser optical investigation of highly preheated combustion with strong exhaust gas recirculation. **Proc. Combust. Inst.**, v. 27, p. 3197-32047.

POTTER, M. C.; WIGGERT, D. C. **Mecânica dos fluidos**. São Paulo: Pioneira Thomson, 2003.

QUINQUENEAU, A.; AGUILÉ F.; PORCHERON, L.; BOINEAU P.; TOUZET.A.. **Flameless oxidation applied to high temperature process**: overview of the gaz de France R&D activities on the subject, Totem FRIF. Disponível em: www.kgu.or.kr/download.php. Acesso em: 02/03/2012.

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

REIS, C. R. **Uma abordagem sobre o polietileno de baixa e de alta densidade feito a partir do etanol**. 2010. Trabalho (Conclusão de Curso em Produção) - Faculdade de Tecnologia da Zona Leste, São Paulo, 2010.

RICOU, F. P.; SPALDING, D.B. Measurements of entrainment by axisymmetrical turbulent jets. **J. Fluid Mech.**, v. 11, n. 1, p 21-32, 1961.

RIZK, K.K.; LEFEBVRE, A.H. Influence of liquid film thickness on airblast atomization. **Trans. ASME J. Eng. Power**, v. 102, p. 706-710, 1980.

RIZK, N. K.; LEFEBVRE, A. H. Spray characteristics of spill-return atomizer, **AIAA J. Propul. Power**, v. 1, n. 3, p. 200-204, 1985.

RIZK, K.K.; LEFEBVRE, A.H. Pollutant formation in heterogeneous mixtures of fuel drops and air. **AIAA J Propulsion Power**, v. 3, n. 1, p. 5–10,1987.

RODKO, A. **Laser doppler anemometry of a wave affected turbulent jet**. [S.I.]: The Cooper Union, 1997.

SADASIVUNI, V.; AGRAWAL, A. K. A novel meso-scale combustion system for operation with liquid fuels. **Proceedings of the Combustion Institute**, v. 32, p. 3155–3162, 2009.

SANTOS, L. **Termografia infravermelha em subestações de alta tensão desabrigadas**. 129 f. 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2006.

SCHLIEPER, M.; SCHERER, V. E WIRTZ, S. Low-NO_x combustion of liquid fuels in gas turbines using flameless oxidation. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON COMBUSTION TECHNOLOGIES FOR A CLEAN ENVIRONMENT, 7., 2003, Lisbon. **Proceedings...** Lisbon, 2003.

SERRÃO, A. A.; OCÁCIA, G. C. Produção de biodiesel de soja no Rio Grande do Sul. **Revista Liberato**, v. 8, n. 9, p. 35 – 41, 2007.

SIMMONS, B.M.; PANCHASARA, H.V.; AGRAWAL, A.K. A Comparison of air-blast and flow-blurring injectors using phase doppler particle analyzer techniques. In: ASME TURBO EXPO, 2009, Orlando. **Proceedings...** Orlando: ASME, 2009. (Paper GT2009-60239).

SIMMONS, B.M.; AGRAWAL, A.K. Spray characteristics of a flow-blurring atomizer. **Atomization and Sprays**, v. 20, n. 9, p. 821-825, 2011a.

SIMMONS, B.M.; AGRAWAL, A.K. Drop size and velocity measurements in bio-oil sprays produced by the flow blurring injector. In: ASME TURBO EXPO, 2011, Vancouver, British Columbia, Canada. **Proceedings...** Vancouver: ASME, 2011b (GT2011).

SOBIESIAK, A.; RAHBAR, S.; BECKER, H.A. Performance characteristics of the novel low-NO_x CGRI burner for use with high air preheat. **Combustion and Flame**, v. 115, n. 1-2, p. 93–125, 1998.

SOVANI, S. D.; SOJKA, P. E.; LEFEBVRE, A. H. Effervescent atomization, **Prog. Energy Combust. Sci.**, v. 27, p. 483–521, 2001.

SUZUKI, T.; CHIU H. H. Multidroplet combustion of liquid propellants. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON SPACE TECHNOLOGY AND SCIENCE, 9., 1971, Tokio. **Proceedings...** Tokio: Japan Society for Aeronautical and Space Sciences. 1971. v. 9, p.145- 154.

SZEGÖ, G. G.; DALLY, B. B.; NATHAN, G. J. Operational characteristics of a parallel jet mild combustion burner system. **Combustion and Flame**, v. 156, n. 2, p. 429–438, 2009.

TATE, R. W. Spray patternation. **Industrial and Engineering Chemistry**, v. 52, p. 49A-53A, 1960.

TORRESI, M.; CAMPOREALE, S. M.; FORTUNATO, B.; RANALDO, S.; MINCUZZI, M.; SAPONARO, M. Diluted combustion in an aerodynamically staged swirled burner fueled by diesel oil. In: PROCESSES AND TECHNOLOGIES FOR A SUSTAINABLE ENERGY CONFERENCE, 33., 2010, Ischia, Italy. **Proceedings...** Ischia, 2010.

TSUJI, H.; MORITA, M.; GUPTA, A. K.; KATSUKI, M.; KISHIMOTO, K.; HASEGAWA, T. **High temperature air combustion: from energy conservation to pollution reduction.** [S,I.]: CRC Press LLC, 2003. Environmental & Energy Engineering.

URNS, S., R. **Introduction to combustion: concepts and applications.** McGraw-Hill series in mechanical engineering. 2. ed. Boston: McGraw-Hill, 2000.

VAZ, D. C.; BORGES, A. R. J.; VAN BUIJTENEN, J. P.; SPLIETHOFF H. On the stability range of a cylindrical combustor for operation in the flox regime. In: ASME, 2004, New York. **Proceedings...** New York: ASME, 2004. (ASME 2004-GT-53790).

VERÍSSIMO, A. S. **Estudo experimental de uma câmara de combustão operando no regime de combustão sem chama visível.** 126f. 2011. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Instituto Superior Técnico, Lisboa, Portugal, 2011.

WAITZ, I.A.; GAUBA, G.; TZENG, Y.S. Combustors for micro-gas turbine engines. **Journal of Fluid Engineering**, v. 120, p. 109 – 117, 1998.

WANG, X. F.; LEFEBVRE, A. H. Mean drop sizes from pressure-swirl nozzles.

Journal of Propulsion Power, v. 3, n. 1, p. 11 – 18, 1987.

WEBER, R.; VERLAAN, A. L.; ORSINO, S.; LALLEMANT, N. On emerging furnace design methodology that provides substantial energy savings and drastic reductions in CO₂, CO and NO_x emissions. **Journal of the Institute of Energy**, v. 72, p. 77–83, 1999.

WEBER, R.; ORSINO, S.; LALLEMANT, N.; VERLAAN, A. Combustion of natural gas with high temperature air and large quantities of flue gas. **Proceedings of the Combustion Institute**, v. 28, n. 1, p. 1315–1321, 2000.

WEBER, R.; SMART, J.P.; VD KAMP, W. On the (MILD) combustion of gaseous, liquid, and solid fuels in high temperature preheated air. **Proc. Combust. Inst.**, v. 30, p. 2623–2629, 2005.

WEINBERG, F. Heat-recirculating burners: principles and some recent developments. **Combustion Science and Technology**, v.121, n. 1, p. 3–22, 1986.

WESTBROOK, C. K.; DRYER, F. L. Chemical kinetic modeling of hydrocarbon Combustion. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 10, n. 1, p. 1–57, 1984.

WOOD, S.C. Select the right NO_x control technology. **Chemical Engineering Progress**, v. 90, n. 1, p. 31-34, 1994.

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

WÜNNING, J. G. Flameless combustion in the thermal process technology. In: INTERNATIONAL SEMINAR ON HIGH TEMPERATURE COMBUSTION, 2., 2000, Stockholm, Sweden. **Proceedings...** Stockholm, 2000.

WÜNNING, J. A. Flameless combustion and its applications. In: GAS TECHNOLOGY INSTITUTE: NATURAL GAS TECHNOLOGIES, 2005, Orlando, USA. **Proceedings...**, Orlando, 2005.

YETTER, R. A.; DRYER, F. L.; RABITZ, H. A comprehensive reaction-mechanism for carbon monoxide hydrogen oxygen kinetics. **Combustion Science and Technology**, v. 79, n. 1-3, p. 97–128, 1991.

ZHAO, Y. H.; HOU, M. H.; CHIN, J. S. Drop size distributions from swirl and airblast atomizers. **Atomization and Sprays Technology**, v. 2, p. 3-15, 1986.

APÊNDICE A - Características dos biocombustíveis testados

As características de um *spray* são bastante influenciadas pelas propriedades do líquido: densidade, viscosidade e tensão superficial. Desse modo, as propriedades físicas dos líquidos são parâmetros fundamentais no processo de atomização.

Os líquidos utilizados como fluido de teste no presente trabalho foram o etanol hidratado comercial e o biodiesel de soja puro. A água destilada foi empregada como líquido padrão para comparações.

A seguir é apresentada uma descrição das propriedades, a metodologia experimental para caracterização e os resultados obtidos da caracterização dos biocombustíveis.

A.1 Os biocombustíveis

Os biocombustíveis empregados nos testes do injetor foram o etanol hidratado, distribuído pela empresa Ipiranga, e o biodiesel de soja B100, fornecido pela empresa Bioverde.

A.1.1 Etanol hidratado

No Brasil, o uso intenso do etanol restringe a emissão de poluentes da crescente frota de veículos, principalmente de monóxido de carbono, óxidos de enxofre, compostos de chumbo e compostos orgânicos tóxicos como o benzeno.

O etanol ou álcool etílico ($\text{CH}_3\text{CH}_2\text{OH}$) é um composto orgânico obtido por meio da fermentação de amido ou outros açúcares. No Brasil são produzidos dois tipos de etanol, o etanol anidro e o etanol hidratado. O etanol anidro é obtido a partir da fermentação do caldo da cana-de-açúcar e, de acordo com a Portaria ANP 45/01, possui teor alcoólico mínimo de 99,3° INPM (por peso). Por lei federal o etanol anidro é adicionado à gasolina na porcentagem de 20% a 25%. O etanol hidratado possui teor de água em média de 7% (a Portaria ANP 45/01 fixa o teor alcoólico na faixa de 92,6° a 93,8° INPM). O etanol hidratado é utilizado como combustível em carros a álcool. A presença do oxigênio, elemento eletronegativo, em sua estrutura molecular, atrai elétrons de ligação, tornando-o um solvente fortemente polar citado

por Reis (2010). As características físico-químicas do etanol hidratado utilizado nos testes são apresentadas na Tabela A.1.

Tabela A.1 - Características do etanol hidratado fornecido pela empresa Ipiranga.

Aspecto	
Cor:	Incolor.
Odor:	Característico.
pH:	6,0 a 8,0.
Temperaturas específicas	
Faixa de temperatura de ebulição:	77 °C @ 101,325 k Pa (760 mHg).
Ponto de fusão:	-118 °C.
Ponto de fulgor:	15 °C.
Temperatura de auto-ignição:	> 400 °C.
Limites de explosividade no ar	
Superior (LSE):	19%.
Inferior (LIE):	3,3%.
Pressão de vapor:	0,13 kgf/cm ² @ 37,8 °C.
Densidade:	809,3 kg/cm ³
Solubilidade	
Na água:	Solúvel.
Em solventes orgânicos:	Solúvel.
Viscosidade:	1,20 cP @ 20 °C.

A.1.2 Biodiesel

O biodiesel é um combustível biodegradável proveniente de fontes renováveis que pode ser obtido por diferentes processos tais como o craqueamento, a esterificação ou pela transesterificação. Pode ser produzido a partir de gorduras animais ou de óleos vegetais, existindo dezenas de espécies vegetais no Brasil que podem ser utilizadas, tais como mamona, dendê, girassol, babaçu, amendoim, pinhão manso e soja, dentre outras.

O biodiesel é produzido principalmente pelo processo de transesterificação de óleos vegetais, a partir da combinação do óleo vegetal com álcool para a remoção da glicerina do óleo, deixando o óleo mais fino e reduzindo a sua viscosidade, que consiste na reação destes óleos com um intermediário ativo formado pela reação de um álcool de baixo peso molecular, como o metanol ou etanol anidro, com um catalisador (hidróxido de potássio ou hidróxido de sódio), geralmente alcalino, que resulta em uma mistura de ésteres e glicerol. A esta mistura de ésteres com

características semelhantes às do óleo diesel, que pode ser usada pura ou misturada ao diesel nos motores de ignição por compressão, é dada a denominação biodiesel (Serrão *et al.*, 2007).

Mundialmente passou-se a adotar uma nomenclatura bastante apropriada para identificar a concentração do Biodiesel na mistura. É o biodiesel Bx, onde x refere-se à percentagem em massa do biodiesel à mistura. Por exemplo, o B2, B5, B20 e B100 são combustíveis com uma concentração de 2%, 5%, 20% e 100% de biodiesel, respectivamente. As misturas em proporções volumétricas entre 5% e 20% são as mais usuais, sendo que para a mistura B5, não é necessário nenhuma adaptação dos motores.

Por ser biodegradável, não tóxico e essencialmente livre de compostos sulfurados e aromáticos a queima de biodiesel pode ser considerada uma “queima limpa”, resultando numa redução substancial de monóxido de carbono e de hidrocarbonetos não queimados quando comparada com a queima do diesel mineral.

Em virtude das características semelhantes ao óleo diesel mineral, o biodiesel pode ser utilizado em motores do ciclo diesel sem a necessidade de significantes ou onerosas adaptações. As características físico-químicas do biodiesel de soja puro (B100) utilizado nos testes são apresentadas na Tabela A.2.

Tabela A.2. - Características do biodiesel de soja fornecido pela empresa Bioverde.

Massa específica a 20 °C:	880.6 kg/m ³
Viscosidade cinemática a 40 °C:	4.21 mm ² /s
Ponto de fulgor:	143.0 °C.
Teor de éster:	98.7 % m/m.
Índice de acidez:	0.43 mgKOH/g
Glicerina livre:	0.010 % m/m.
Glicerina total:	0.140 % m/m.
Monoglicerídeos:	0.010 % m/m.
Diglicerídeos:	0.300 % m/m.
Triglicerídeos:	0.780 % m/m.
Metanol:	0.020 % m/m.
Índice de iodo:	129
Teor de contaminação total:	22 mg/kg
Número de cetano:	52
Estabilidade à oxidação a 110 °C:	18 h

A.2 Metodologia experimental para caracterização dos líquidos

A.2.1 Medição da densidade

Para a determinação da densidade dos biocombustíveis foi utilizada técnica de picnometria. Para tanto foi utilizado um picnômetro do tipo Gay-Lussac, conforme mostrado na Figura A.1.



Figura A.1 - Picnômetro de 50 ml usado na medida das massas específicas dos líquidos.

Os materiais utilizados foram uma balança digital modelo BL-3200H, da marca Shimadzu, com precisão de 0,01 g usada para medida das massas dos líquidos e dos picnômetros, um béquer, um termômetro de mercúrio para registrar as temperaturas dos líquidos testados e três picnômetros.

A densidade de um líquido é definida então como:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (\text{A.1})$$

onde m e V são a massa e o volume do líquido, respectivamente.

O procedimento experimental consiste em medir a temperatura do líquido cuja densidade será determinada, medir a temperatura da água destilada, medir massa de cada picnômetro vazio (m_1), medir a massa de cada picnômetro com o líquido cuja densidade será determinada (m_2), medir a massa de cada picnômetro com água (m_3) e por fim obter a média das massas m_1 , m_2 e m_3 medidas nos três picnômetros.

A massa do líquido cuja densidade vai ser determinada pode ser calculada pela relação $m_{\text{líquido}} = m_2 - m_1$, enquanto a massa da água é dada por $m_{\text{água}} = m_3 - m_1$.

Desse modo, a densidade do líquido é determinada pela seguinte equação:

$$\rho_{\text{liquido}} = \left(\frac{m_2 - m_1}{m_3 - m_1} \right) \rho_{\text{agua}} \quad (\text{A.2})$$

sendo ρ_{agua} a densidade da água à temperatura da água registrada no momento da medição, obtida da Tabela A.3.

Tabela A.3 - Densidade da água a diferentes temperaturas.

T [°C]	ρ_{agua}	T [°C]	ρ_{agua}	T [°C]	ρ_{agua}
0	0,99987	11	0,99963	22	0,99782
1	0,99993	12	0,99952	23	0,99756
2	0,99997	13	0,99940	24	0,99732
3	0,99999	14	0,99927	25	0,99707
4	1,00000	15	0,99913	26	0,99681
5	0,99999	16	0,99897	27	0,99654
6	0,99997	17	0,99880	28	0,99626
7	0,99993	18	0,99862	29	0,99597
8	0,99988	19	0,99843	30	0,99567
9	0,99981	20	0,99823	31	0,99535
10	0,99973	21	0,99802	32	0,99502

Admite-se que a temperatura da água e do líquido problema sejam iguais porque elas são medidas quase simultaneamente no mesmo ambiente.

Erro experimental no cálculo da densidade

O erro experimental da medição da densidade do líquido problema é obtido pelo cálculo da propagação de erros, ou seja:

$$\begin{aligned} (\Delta\rho_{\text{liquido}})^2 = & \left(\frac{\partial\rho_{\text{liquido}}}{\partial m_1} \right)^2 (\Delta m_1)^2 + \left(\frac{\partial\rho_{\text{liquido}}}{\partial m_2} \right)^2 (\Delta m_2)^2 \\ & + \left(\frac{\partial\rho_{\text{liquido}}}{\partial m_3} \right)^2 (\Delta m_3)^2 \end{aligned} \quad (\text{A.3})$$

onde as derivadas parciais são:

$$\frac{\partial\rho_{\text{liquido}}}{\partial m_1} = \frac{m_2 - m_3}{(m_3 - m_1)} \rho_{\text{agua}} \quad (\text{A.4})$$

$$\frac{\partial \rho_{\text{liquido}}}{\partial m_2} = \frac{\rho_{\text{agua}}}{m_3 - m_1} \quad (\text{A.5})$$

$$\frac{\partial \rho_{\text{liquido}}}{\partial m_3} = \frac{m_2 - m_1}{m_3 - m_1} \rho_{\text{agua}} \quad (\text{A.6})$$

Substituindo as Equações A.6, A.5 e A.4 na Equação A.3 e dividindo pelo o quadrado da Equação A.2, é possível se obter então a expressão do erro relativo:

$$\left(\frac{\Delta \rho_{\text{liquido}}}{\rho_{\text{liquido}}} \right)^2 = \frac{(m_2 - m_3)^2 m_1^2}{(m_3 - m_1)^2 (m_2 - m_1)^2} \left(\frac{\Delta m_1}{m_1} \right)^2 + \frac{m_2^2}{(m_2 - m_1)^2} \left(\frac{\Delta m_2}{m_2} \right)^2 + \frac{m_3^2}{(m_3 - m_1)^2} \left(\frac{\Delta m_3}{m_3} \right)^2 \quad (\text{A.7})$$

onde $\Delta m_i / m_i$ são os erros de medida da massa $i = 1,2,3$, dados pela precisão da balança.

A.2.2 Medição da viscosidade

A viscosidade de um fluido é a medida da resistência de um fluido a uma tensão cisalhante. A viscosidade, η , é definida como a constante de proporcionalidade entre a tensão de cisalhamento, τ , e a taxa de deformação, dV/dy , em uma direção:

$$\tau = \eta \frac{dV}{dy} \quad (\text{A.8})$$

A viscosidade é uma característica do fluido que depende da temperatura, mas não depende da velocidade do escoamento.

Para a determinação da viscosidade dinâmica $\eta = \nu / \rho$ dos biocombustíveis utilizados no presente trabalho foi utilizado o viscosímetro de Ostwald Cannon

Fenske (Figura A.2). O viscosímetro é constituído por um tubo em forma de U contendo um reservatório e um tubo capilar ligado uma expansão do tubo.

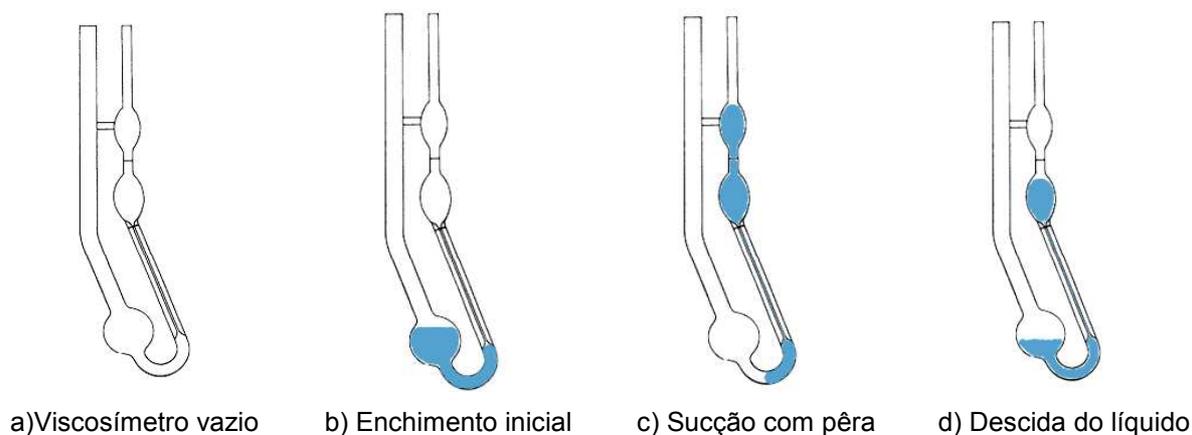


Figura A.2 - Esquema de operação de um viscosímetro de Ostwald Cannon Fenske.

Inicialmente o viscosímetro é colocado em um béquer contendo água a uma temperatura conhecida, de modo a se conhecer a temperatura do líquido cuja viscosidade será determinada. Em seguida o viscosímetro é preenchido com certa quantidade do líquido em análise no reservatório, até a extremidade de baixo do capilar, como mostrado na Figura A.2 b. Logo após, succiona-se o líquido com uma pêra de borracha até que o nível do líquido esteja acima da marca existente sobre a seção expandida imediatamente acima do capilar, como mostrado na Figura A.2 c. Em seguida, deixa-se o fluido escoar através do tubo capilar pela ação da gravidade, registrando-se o tempo decorrido pelo escoamento do líquido, até que a superfície livre do líquido no reservatório acima do capilar atinja a marca existente na extremidade de cima do capilar, como mostrado na Figura A.2 d. De posse dos dados referentes ao tempo realiza-se uma comparação com o tempo da água destilada, o líquido padrão mais comum.

A viscosidade da água varia significativamente com a temperatura. Kingham *et al.*, 1974 apresentaram um trabalho experimental mostrando a variação da viscosidade dinâmica da água com a temperatura, os dados obtidos são apresentados na Tabela A.4.

Tabela A.4 - Viscosidade dinâmica da água a diferentes temperaturas.

T [°C]	$\eta_{\text{água}}$ [cp]	T [°C]	$\eta_{\text{água}}$ [cp]	T [°C]	$\eta_{\text{água}}$ [cp]
0,49	1,7608	5,96	1,4732	30,73	0,7861
0,99	1,7311	6,96	1,4287	39,67	0,6623
1,48	1,7018	7,46	1,403	47,03	0,5761
1,98	1,6737	7,96	1,3863	55,54	0,501
2,48	1,6465	8,46	1,366	63,98	0,4416
2,98	1,6196	8,96	1,3461	72,54	0,3915
3,48	1,5936	9,46	1,3265	80,75	0,3524
3,98	1,568	9,96	1,3072	89,87	0,3164
4,48	1,5433	5,47	1,4929	98,09	0,2889
4,98	1,5191	13,53	1,1808		
5,46	1,4964	22,02	0,955		

Admite-se que o escoamento do fluido no capilar do viscosímetro é laminar. Neste regime, a velocidade do escoamento é máxima no centro do tubo e decresce radialmente segundo uma parábola, alcançando uma velocidade nula na parede do tubo.

O volume de fluido ΔV que atravessa a seção do tubo, em um intervalo de tempo Δt , é dado por:

$$\Delta V = \frac{\pi r^4}{8\eta} \frac{\Delta P}{\Delta l} \Delta t \quad (\text{A.9})$$

sendo $\frac{\Delta P}{\Delta l}$ o gradiente de variação da pressão (ΔP é a pressão ao longo do tubo Δl) e r o raio do tubo cilíndrico. A expressão acima permite conhecer a viscosidade η da substância que flui pelo tubo cilíndrico, desde que seja medida a quantidade de fluido escoado ΔV durante o intervalo de tempo Δt (Almeida *et al.*, 1995).

São realizadas medições consecutivas da viscosidade de dois fluidos distintos, denominados como fluido “1” e fluido “2”, utilizando-se o mesmo equipamento. Faz-se a medida do mesmo volume de fluido ΔV nas duas experiências.

Portanto, para o fluido “1” e para o fluido “2” têm-se que:

$$\Delta V = \left(\frac{\pi r^4}{8\eta} \right) \frac{\Delta P_1}{\Delta l_1} \Delta t_1 \quad (\text{A.10})$$

$$\Delta V = \left(\frac{\pi r^4}{8\eta} \right) \frac{\Delta P_2}{\Delta l_2} \Delta t_2 \quad (\text{A.11})$$

Considerando que a força que move o fluido é a gravidade, a variação de pressão ΔP depende somente da altura h entre o nível superior e inferior do bojo superior, como ilustra a Figura A.4, isto é: $\Delta P = \rho g \Delta h$, onde g é a aceleração da gravidade. Expressando a altura h em função do volume V , isto é, $h = h(V)$ e integrando-se a equação resultante tem-se que:

$$S(V) = \frac{\rho_1}{\eta_1} \Delta t_1 = \frac{\rho_2}{\eta_2} \Delta t_2 \quad (\text{A.12})$$

Considerando que o fluido “1” é água e o fluido “2” é o líquido cuja viscosidade será determinada, têm-se,

$$\eta_{\text{líquido}} = \eta_{\text{água}} \frac{\rho_{\text{líquido}} t_{\text{líquido}}}{\rho_{\text{água}} t_{\text{água}}} \quad (\text{A.13})$$

Erro experimental na determinação da viscosidade

O erro experimental da medição da viscosidade dinâmica é obtido pelo cálculo da propagação de erros:

$$\begin{aligned} (\Delta \eta_{\text{líquido}})^2 = & \left(\frac{\partial \eta_{\text{líquido}}}{\partial \rho_{\text{líquido}}} \right)^2 (\Delta \rho_{\text{líquido}})^2 + \left(\frac{\partial \eta_{\text{líquido}}}{\partial t_{\text{líquido}}} \right)^2 (\Delta t_{\text{líquido}})^2 \\ & + \left(\frac{\partial \eta_{\text{líquido}}}{\partial t_{\text{água}}} \right)^2 (\Delta t_{\text{água}})^2 \end{aligned} \quad (\text{A.14})$$

onde as derivadas parciais são:

$$\frac{\partial \eta_{\text{líquido}}}{\partial \rho_{\text{líquido}}} = \eta_{\text{água}} \frac{t_{\text{líquido}}}{\rho_{\text{água}} t_{\text{água}}} \quad (\text{A.15})$$

$$\frac{\partial \eta_{\text{líquido}}}{\partial t_{\text{líquido}}} = \eta_{\text{água}} \frac{\rho_{\text{líquido}}}{\rho_{\text{água}} t_{\text{água}}} \quad (\text{A.16})$$

$$\frac{\partial \eta_{\text{líquido}}}{\partial t_{\text{água}}} = -\eta_{\text{água}} \frac{\rho_{\text{líquido}} t_{\text{líquido}}}{\rho_{\text{água}} t_{\text{água}}} \quad (\text{A.17})$$

Substituindo as Equações A.15, A.16 e A.17 na Equação A.14 e dividindo a Equação A.14 pelo quadrado da Equação A.13 é possível se obter a expressão para o erro experimental na medida da viscosidade dinâmica:

$$\left(\frac{\Delta \eta_{\text{líquido}}}{\eta_{\text{líquido}}} \right)^2 = \left(\frac{\Delta \rho_{\text{líquido}}}{\rho_{\text{líquido}}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta t_{\text{líquido}}}{t_{\text{líquido}}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta t_{\text{água}}}{t_{\text{água}}} \right)^2 \quad (\text{A.18})$$

A.2.3 Medição da tensão superficial

A tensão superficial representa a força de resistência à formação de uma nova área superficial e está relacionada com o efeito que ocorre na camada superficial de um líquido. As moléculas da superfície do líquido sofrem forças de atração das moléculas do líquido ao seu redor ou das que estão embaixo delas, de modo a sofrendo apenas atração lateral e inferior, enquanto que uma molécula imersa no líquido sofre atração de outras moléculas em todas as direções, de modo que a resultante das forças que atuam sobre cada molécula é praticamente nula.

A tensão superficial ou densidade de energia superficial é definida pelo quociente $\sigma = \Delta E / \Delta A$, sendo obtida a partir da energia ΔE acrescentada para efetuar uma mudança da área superficial ΔA , à temperatura constante.

Para a determinação de tensão superficial dos líquidos utilizados no presente trabalho foi empregado o método do anel. Tal método do anel consiste em mergulhar um anel metálico totalmente no líquido analisado e em seguida retirá-lo, medindo-se a força utilizada, conforme mostrado na Figura A.3.

Ao se retirar o anel, o mesmo arrasta uma película de líquido. A superfície desta película, do lado interno e externo do anel, aumenta quando o anel é puxado adicionalmente de uma distância Δx . A variação de área quando o anel é suspenso de Δx é:

$$\Delta A = (4\pi r_{anel}) \Delta x \quad (A.19)$$

sendo r_{anel} é o raio do anel.

A força que deve ser aplicada é dada pela expressão:



Figura A.3 - Arranjo experimental para realizar a medição da tensão superficial de um líquido.

$$F_0 = \frac{\Delta E}{\Delta x} = 4\pi r_{anel} \sigma \quad (A.20)$$

Se força adicional (F) ultrapassar a força necessária para suspender o anel (F_0) a película de líquido se rompe. A tensão superficial é determinada quando ocorre a quebra da película do líquido em estudo e é calculada pela expressão:

$$\sigma = \frac{F_2 - F_1}{4\pi r_{anel}} \quad (A.21)$$

sendo $F_0 = F_2 - F_1$ em que F_1 é o peso do anel e F_2 é a força medida no momento da quebra da película a partir da utilização de um dinamômetro de precisão.

Erro experimental na determinação da tensão superficial

O erro experimental na medida da tensão superficial pode ser estimado por:

$$(\Delta\sigma_{\text{líquido}})^2 = \left(\frac{\partial\sigma_{\text{líquido}}}{\partial F_1}\right)^2 (\Delta F_1)^2 + \left(\frac{\partial\sigma_{\text{líquido}}}{\partial F_2}\right)^2 (\Delta F_2)^2 + \left(\frac{\partial\sigma_{\text{líquido}}}{\partial r_{\text{anel}}}\right)^2 (\Delta r_{\text{anel}})^2 \quad (\text{A.22})$$

onde as derivadas parciais são:

$$\frac{\partial\sigma_{\text{líquido}}}{\partial F_1} = \frac{1}{4\pi r_{\text{anel}}} \quad (\text{A.23})$$

$$\frac{\partial\sigma_{\text{líquido}}}{\partial F_2} = \frac{1}{4\pi r_{\text{anel}}} \quad (\text{A.24})$$

$$\frac{\partial\sigma_{\text{líquido}}}{\partial r_{\text{anel}}} = \frac{F_2 - F_1}{4\pi r_{\text{anel}}} \quad (\text{A.25})$$

Substituindo as derivadas parciais A.23, A.24 e A.25 na Equação A.22 e dividindo

por $\sigma_{\text{líquido}}^2 = \left(\frac{F_2 - F_1}{4\pi r_{\text{anel}}}\right)^2$, tem-se que o erro experimental na medida da tensão superficial é dado por:

$$\left(\frac{\Delta\sigma_{\text{líquido}}}{\sigma_{\text{líquido}}}\right)^2 = \frac{F_1^2}{(F_2 - F_1)} \left(\frac{\Delta F_1}{F_1}\right)^2 + \frac{F_2^2}{(F_2 - F_1)} \left(\frac{\Delta F_2}{F_2}\right)^2 + \left(\frac{\Delta r_{\text{anel}}}{r_{\text{anel}}}\right)^2 \quad (\text{A.26})$$

A.2.4 Índice de refração

O índice de refração de um líquido é definido como a razão entre a velocidade da luz no vácuo e a velocidade da luz no líquido.

Durante a realização dos testes para determinação do tamanho de gotas utilizando o sistema laser Spraytec[®] é necessário se conhecer o índice de refração dos

líquidos analisados. A Tabela A.5 mostra os índices de refração para os líquidos usados no presente trabalho.

Tabela A.5 - Índices de refração dos líquidos testados.

Líquido	IR
Água	1,330
Etanol	1,361
Biodiesel de Soja	1,476

A.3 Resultados das medidas das propriedades dos líquidos

A.3.1 Resultados obtidos das características da água

A densidade e a viscosidade da água foram apresentadas nas Tabelas A.3 e A.4. A Tabela A.6 mostra os valores medidos da tensão superficial da água e a média calculada.

Tabela A.6 - Medidas da tensão superficial da água a 26 °C.

Teste	Peso do anel [N]	Força medida antes da quebra da lâmina líquida [N]	Tensão superficial da água [N/m]
1	0,0480	0,0750	0,0750
2	0,0480	0,0750	0,0750
3	0,0475	0,0745	0,0750
4	0,0480	0,0745	0,0736
5	0,0480	0,0750	0,0750
6	0,0480	0,0740	0,0722
7	0,0490	0,0750	0,0722
8	0,0480	0,0750	0,0750
Médias	0,0481	0,0748	0,0741

De acordo com a Tabela A.6, e fazendo uso da Equação A.35, tem-se que o valor da tensão superficial da água para uma temperatura de 26 °C é:

$$\sigma_{\text{agua}} = (0,074 \pm 0,001) \text{ N/m}$$

A.3.2 Resultados obtidos das características do etanol

As Tabelas A.7, A.8 e A.9 mostram, respectivamente, os valores medidos da densidade, da viscosidade e da tensão superficial do etanol e as médias calculadas.

Tabela A.7 - Medidas de densidade do etanol a 25 °C .

Teste	Massa picnômetro vazio [g]	Masa picnômetro + água [g]	Massa picnômetro + etanol [g]	Densidad e do etanol [g/cm3]
1	41,38	96,01	85,53	0,8058
2	41,38	96,02	85,56	0,8062
3	41,37	96,02	85,6	0,8069
4	41,37	96,01	85,65	0,8080
Médias	41,38	96,02	85,59	0,8067

De acordo com a Tabela A.7 e fazendo uso da Equação A.10 a densidade do etanol hidratado para uma temperatura de 25 °C é:

$$\rho_{\text{etanol}} = (0,8067 \pm 0,0002) \text{ g/cm}^3$$

ou

$$\rho_{\text{etanol}} = (806,7 \pm 0,02) \text{ kg/m}^3$$

Tabela A.8 - Medidas da viscosidade do etanol a 28 °C.

Teste	Tempo para água [s]	Tempo para etanol [s]	Viscosidade dinâmica do etanol [cp]
1	40,12	74	1,21
2	40,37	74,25	1,21
3	40,13	74,38	1,21
4	40,31	74,32	1,21
5	40,28	74,15	1,21
6	40,38	74,52	1,21
7	40,25	74,56	1,21
8	40,47	75,06	1,22
Média	40,29	74,41	1,21

De acordo com a Tabela A.8, e fazendo uso da Equação A.26, a viscosidade dinâmica do etanol hidratado para uma temperatura de 28 °C é:

$$\eta_{\text{etanol}} = (1,21 \pm 0,01) \text{ cP}$$

Tabela A.9 - Medidas da tensão superficial do etanol a 26 °C.

Teste	Peso do anel [N]	Força antes da quebra da lâmina líquida [N]	Tensão superficial do etanol [N/m]
1	0,047	0,056	0,024
2	0,048	0,057	0,024
3	0,048	0,057	0,024
4	0,048	0,056	0,022
5	0,048	0,057	0,025
6	0,048	0,056	0,022
7	0,048	0,057	0,025
8	0,048	0,057	0,025
Média	0,048	0,056	0,024

De acordo com a Tabela A.9 e fazendo uso da Equação A.35, a tensão superficial do etanol hidratado para uma temperatura de 26 °C é :

$$\sigma_{\text{etanol}} = (0,024 \pm 0,004) \text{ N/m}$$

A.3.3 Resultados obtidos das características do biodiesel de soja

As Tabelas A.10, A.11 e A.12 mostram, respectivamente, os valores medidos da densidade, da viscosidade e da tensão superficial do biodiesel de soja B100 e as médias calculadas.

Tabela A.10 - Medidas da densidade do biodiesel a 28 °C.

Teste	Massa picnômetro vazio [g]	Massa picnômetro + água [g]	Massa picnômetro + biodiesel [g]	Densidade do biodiesel [g/cm ³]
1	41,38	95,99	89,38	0,8757
2	42,02	94,72	88,37	0,8762
3	41,38	95,85	89,23	0,8752
4	42,02	94,86	88,47	0,8758
Média	41,70	95,36	88,86	0,8757

De acordo com a Tabela A.10 e fazendo uso da Equação A.10, a densidade do biodiesel de soja para uma temperatura de 28 °C é:

$$\rho_{\text{biodiesel}} = (0,8757 \pm 0,0002) \text{ g/cm}^3$$

ou

$$\rho_{biodiesel} = (875,7 \pm 0,02) \text{ kg/m}^3$$

Tabela A.11 - Medidas da viscosidade do biodiesel a 28 °C.

Teste	Tempo para água [s]	Tempo para biodiesel [s]	Viscosidade dinâmica do biodiesel [cp]
1	38,38	261,16	4,87
2	38,20	261,57	4,90
3	38,44	261,48	4,86
4	38,43	261,75	4,87
5	38,37	261,89	4,88
6	38,28	261,41	4,88
7	38,51	261,37	4,85
8	38,06	261,00	4,90
Média	38,33	261,45	4,88

De acordo com a Tabela A.11 e fazendo uso da Equação A.26, a viscosidade dinâmica do biodiesel de soja para uma temperatura de 28 °C é:

$$\eta_{biodiesel} = (4,88 \pm 0,01) \text{ cP}$$

Tabela A.12 - Medidas da tensão superficial do biodiesel a 28 °C.

Teste	Força do anel pendurado no ar [N]	Força antes da quebra da lâmina líquida [N]	Tensão superficial do biodiesel [N/m]
1	0,0480	0,0590	0,030
2	0,0480	0,0580	0,027
3	0,0485	0,0570	0,024
4	0,0490	0,0600	0,030
5	0,0490	0,0580	0,024
6	0,0480	0,0595	0,031
7	0,0485	0,0590	0,028
8	0,0485	0,0590	0,028
Média	0,0480	0,0590	0,028

De acordo com a Tabela A.12 e fazendo uso da Equação A.35, a tensão superficial do biodiesel de soja para uma temperatura de 28 °C é:

$$\sigma_{\text{biodiesel}} = (0,028 \pm 0,004) \text{ N/m}$$