

**ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE MECÂNICA**

**PROJETO DE BICO INJETOR BI COMBUSTÍVEL PARA
CÂMARA DE COMBUSTÃO DE MICROTURBINA A GÁS
DERIVADA DE TURBOCOMPRESSOR AUTOMOTIVO**

Paulo Roberto Abraham

São Paulo

2009

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE MECÂNICA

**PROJETO DE BICO INJETOR BI COMBUSTÍVEL PARA
CÂMARA DE COMBUSTÃO DE MICROTURBINA A GÁS
DERIVADA DE TURBOCOMPRESSOR AUTOMOTIVO**

Trabalho de Formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia.

Paulo Roberto Abraham

Orientador:

Prof. Dr. Guenther Carlos Krieger Filho

Área de Concentração:

Engenharia Mecânica

São Paulo

2009

FICHA CATALOGRÁFICA

Abraham, Paulo Roberto

Projeto de bico injetor bi combustível para câmara de combustão de microturbina a gás derivada de turbocompressor automotivo / P.R.Abraham. - São Paulo, 2009.

49p.

Trabalho de formatura – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica. Departamento de Engenharia Mecânica

1. Geração de energia elétrica 2. Distribuição de energia elétrica 3. Turbinas a gás 4. Combustíveis líquidos 5. Combustíveis gasosos I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.

Agradecimentos

Agradeço aos meus pais pelo apoio e educação dadas.
Aos amigos pelo apoio, motivação e por estarem sempre ao meu lado.
Aos colegas do LETE pelo auxílio no desenvolvimento desse trabalho.
Ao Departamento de Mecânica dos Fluidos por viabilizar a fabricação.

RESUMO

O mundo observa um crescimento no consumo e na necessidade de energia elétrica alavancado, principalmente, pelo desenvolvimento industrial que fez com que aumentassem os investimentos na área de geração de energia elétrica. Portanto, mostra-se de grande vantagem a diversificação das formas de geração de energia elétrica e é assim que esse trabalho se insere no contexto global nos dias de hoje.

Propõe-se a utilização de uma microturbina a gás, acoplada a um gerador elétrico (2º estágio), como forma de diversificação das fontes geradoras de energia elétrica. Tal arranjo é uma concepção bastante difundida utilizada em centrais termoeletricas. O diferencial do trabalho proposto reside no fato de se tratar de uma microturbina, de forma a se diminuir o investimento e poder ser aplicada na chamada geração distribuída, com uma capacidade de cerca de 5kW.

O desenvolvimento de um bico injetor bi combustível permite a flexibilização de operação da microturbina, de forma que ela pode operar com combustíveis gasosos (Gás Liquefeito do Petróleo – GLP e Gás Natural – GN) ou líquidos (Álcool Combustível - Etanol) separadamente sem a necessidade de substituição de componentes internos.

Esse trabalho compreende as etapas de estudos da câmara de combustão com todos os seus componentes, seleção do tipo de bico injetor, seu projeto e fabricação, desenvolvimento e fabricação de bancada de testes e testes do bico projetado.

ABSTRACT

The world observes a growth in consumption and in the need of power, leveraged especially by the industrial development that has led to increased investment in the generation of electricity. Therefore, it is of great advantage to diversify ways of generating electricity and that is how this work fits into the global context today.

It is proposed to use a small gas turbine coupled to an electric generator (the so called 2nd stage) as a way of diversifying sources of generating electricity. This arrangement is a widespread concept used in thermoelectric plants. The difference of the proposed work lies in the fact that it is a small turbine and, in this way, investment is reduced and it can be applied in distributed generation with a capacity of approximately 5 kW.

The development of a bi fuel injector nozzle allows flexibility of operation, so that it can operate with two kinds of fuels, gaseous (Liquefied Petroleum Gas – LPG, Natural Gas) or liquid (Ethanol) separately without the replacement of any internal components.

This work includes studies of the combustion chamber with all its components, selection of the type of injector nozzle and its design and manufacturing, development and manufacture of a test apparatus, and tests of the designed injector nozzle.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Objetivos	2
1.2 Justificativa.....	2
2 CONCEITOS.....	3
2.1 Turbina a gás	3
2.2 Turbocompressor	4
2.3 Câmara de combustão	6
2.3.1 Casco ou <i>Casing</i>	6
2.3.2 Combustor ou <i>Liner</i>	7
2.3.3 Misturador	7
2.4 SMD	8
3 BANCADA DE TESTES.....	9
4 BICO INJETOR.....	12
4.1 Pré-Seleção do bico injetor.....	12
4.2 Seleção do bico injetor	15
4.3 Projeto	21
4.4 Faixas recomendadas para os adimensionais	26
4.5 Resultados.....	30
5 FABRICAÇÃO	37
6 SISTEMA DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL	39
7 ANÁLISES E RESULTADOS	41
8 BIBLIOGRAFIA	42
APÊNDICE A – ROTINA	44
APÊNDICE B – DESENHOS DE FABRICAÇÃO.....	46

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Representação esquemática de TG.	3
Figura 2: Compressão, troca de calor e expansão nos diagramas P-v e T-s.	4
Figura 3: Representação de MTG derivada de turbocompressor automotivo.....	5
Figura 4: Arranjo esquemático para geração elétrica a partir de MTG.	5
Figura 5: Exemplo de câmara de combustão de MTG.	6
Figura 6: Exemplo de <i>swirler</i> (esquerda) e de <i>bluff-body</i> (direita).	7
Figura 7: Esquema do aparato de dupla turbina	10
Figura 8: Esquema de bancada acionada por soprador industrial	11
Figura 9: Modelo idealizado do mecanismo de desintegração de um jato plano.....	15
Figura 10: Recirculações obtidas com a introdução de ar com rotação.....	16
Figura 11: Nebulizador do tipo <i>Pressure Swirl</i>	17
Figura 12: Desintegração de um jato cônico.....	18
Figura 13: Desenvolvimento do <i>spray</i> com a pressão de injeção de líquido.....	18
Figura 14: Nebulizador do tipo <i>Dual Pressure Swirl</i>	20
Figura 15: Esquema de nebulizador do tipo <i>pressure swirl</i>	22
Figura 16: Perda de carga em função do ângulo do cone da câmara de <i>swirl</i>	25
Figura 17: Relação teórica entre C_d , ângulo de <i>spray</i> e geometria do nebulizador....	27
Figura 18: Influência dos diâmetros da câmara de <i>swirl</i> no C_d	28
Figura 19: Influência das dimensões da câmara de <i>swirl</i> no C_d	29
Figura 20: Variação do SMD e θ em função da pressão na câmara de combustão ...	34
Figura 21: Variação do SMD e θ em função do diferencial de pressões do injetor...	35
Figura 22: Variação do C_d em função do diferencial de pressões do injetor	35
Figura 23: Bico injetor projetado.....	37
Figura 24: Tampão e miolo para montagem do bico injetor.	38
Figura 25: Cilindro pressurizado para sistema de injeção	39

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Bicos nebulizadores de cone oco Ansatz.....	14
Tabela 2: Pressão e temperatura dos fluidos	31
Tabela 3: Dados de entrada	31
Tabela 4: Dados de saída.....	32
Tabela 5: Dados de saída ajustados	33

1 INTRODUÇÃO

A quase totalidade da energia elétrica consumida no Brasil é produzida em usinas hidrelétricas, o que deixa o país muito dependente de seus recursos hidráulicos e sensível a mudanças nos níveis de pluviosidade. Face a isso mostra-se sensata a diversificação dos meios de obtenção de energia elétrica.

As turbinas a gás são uma solução viável e inteligente para a geração alternativa de energia, devido a uma menor razão peso/potência o que proporciona maior facilidade de transporte e manejo do conjunto, favorecendo a geração elétrica descentralizada.

Pode-se, porém, apontar como desvantagens, em comparação com ciclo Rankine, uma menor potência líquida fornecida, menor rendimento e maior sensibilidade à qualidade do combustível. Entretanto, as vantagens justificam seu estudo.

No presente projeto será desenvolvida uma câmara de combustão bi combustível que será acoplada a uma microturbina e acionará um gerador de energia elétrica de aproximadamente 5kW de potência.

Será utilizado um turbocompressor automotivo, de tal forma que o projeto focará a seleção, projeto e fabricação de um bico injetor para álcool combustível, gás liquefeito de petróleo (GLP) e gás natural (GN), simulações numéricas de dispersão de gotas e desenvolvimento e fabricação de bancada de testes para que a câmara de combustão seja testada em aberto, ou seja, distante do turbocompressor, de forma e evitar danos ao conjunto.

A microturbina em questão envolve conceitos de cogeração de energia e geração distribuída, sendo esta a geração de energia *in loco* para alimentação de rede elétrica de pequeno porte ou comunidades isoladas, e aquela o reaproveitamento dos gases quentes provenientes da câmara para gerar energia elétrica / mecânica, frio e vapor / água quente para diversas utilidades ou processos.

Para o futuro, pretende-se implementar o funcionamento da câmara com biogás (gás proveniente da decomposição do lixo orgânico, principalmente metano), biodiesel e gasolina.

1.1 Objetivos

Os objetivos desse trabalho são: o desenvolvimento (projeto e fabricação) de um bico injetor que permita o acionamento da microturbina a gás com combustíveis gasosos (Gás Liquefeito de Petróleo – GLP – e Gás Natural – GN) ou líquidos (etanol) sem que seu rendimento seja prejudicado pelas características de dispersão do combustível pelo bico injetor; o desenvolvimento de uma bancada de testes que permita a realização de ensaios instrumentados da câmara de combustão; testes de nebulização e combustão do *spray* de álcool formado pelo bico injetor.

1.2 Justificativa

O trabalho propõe uma forma de diversificação dos meios de geração de energia elétrica, com o objetivo de diminuir os custos com redes de distribuição de energia e atingir comunidades isoladas. Uma maneira de tornar isso viável é através da flexibilização da operação quanto ao tipo de combustível, de forma que, independente do tipo de combustível que se tenha ao alcance, seja possível contar com um sistema de geração de energia elétrica como esse, ou ainda, seja possível avaliar qual combustível seria mais vantajoso de se utilizar, tendo em vista as grandes variações de preços observadas no mercado, principalmente dos combustíveis de origem fóssil.

2 CONCEITOS

A seguir são apresentados e explicados alguns conceitos básicos que serão tratados no decorrer desse trabalho, de forma a facilitar a compreensão. Para equipamentos ou elementos que compõem a microturbina presente no *Laboratory of Environmental and Thermal Engineering* (LETE), são apresentadas algumas figuras e/ou desenhos esquemáticos.

2.1 Turbina a gás

Em aplicações industriais pode-se gerar energia elétrica a partir de diversos sistemas térmicos, como motores de combustão interna (MCI), turbinas a vapor (TV), turbinas a gás (TG), entre outros. A turbina é um equipamento rotativo, que opera em regime permanente, dedicado à produção de trabalho de eixo (potência). O trabalho é produzido pela queda de pressão do fluido de trabalho.

A figura 1 apresenta um esquema de uma turbina a gás. A figura 2 apresenta os processos indicados pela figura 1 nos diagramas P-v e T-s.

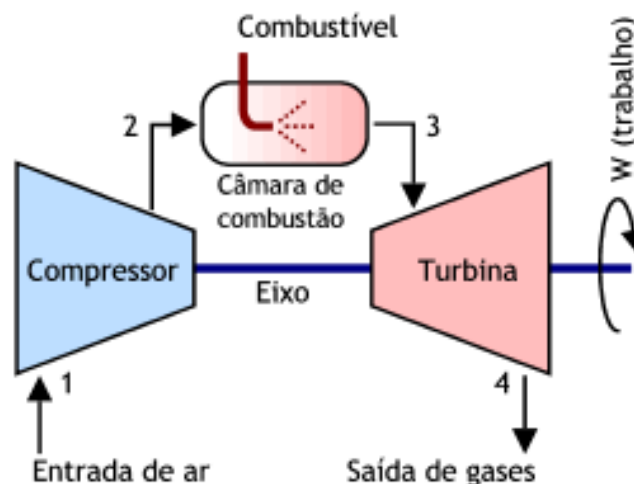


Figura 1: Representação esquemática de TG.

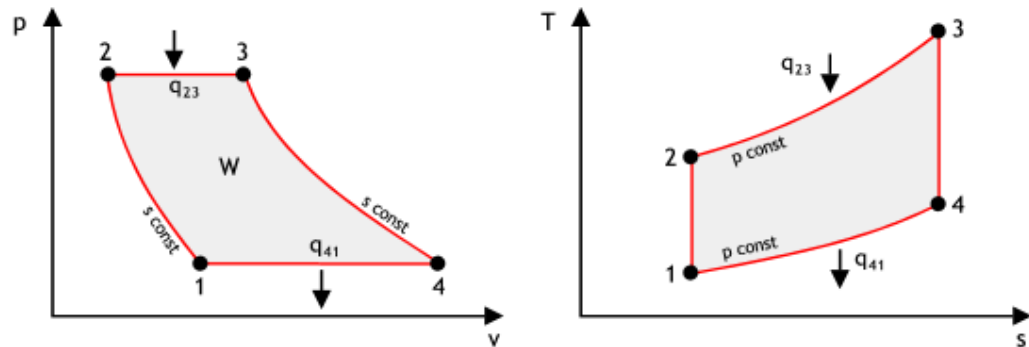


Figura 2: Compressão (1-2), troca de calor (2-3) e expansão (3-4) nos diagramas P-v e T-s.

2.2 Turbocompressor

Turbocompressor é um equipamento de eixo único constituído por um compressor e uma turbina. O trabalho produzido no eixo da turbina é gasto em parte para acionar o compressor e o restante para acionar algum equipamento externo para a geração de energia elétrica.

O ar atmosférico é aspirado para dentro do compressor, onde ocorre um aumento de pressão, depois ele é injetado numa câmara onde é misturado com combustível e ocorre a combustão. A mistura segue então para a turbina, onde ocorre uma queda de pressão que leva à produção de trabalho de eixo.

No protótipo em desenvolvimento é utilizado um turbocompressor automotivo, no caso um BorgWarner modelo K27.2, específico para aplicações em caminhões.

A figura 3 apresenta um esquema básico de uma microturbina a gás (MTG) derivada de turbocompressor automotivo.

A figura 4 representa esquematicamente o equipamento montado no LETE, constituído por um turbocompressor automotivo, uma câmara de combustão, um gerador elétrico e um segundo estágio aerodinâmico, onde ocorre a recuperação dos gases da saída da turbina para acionar o gerador elétrico.

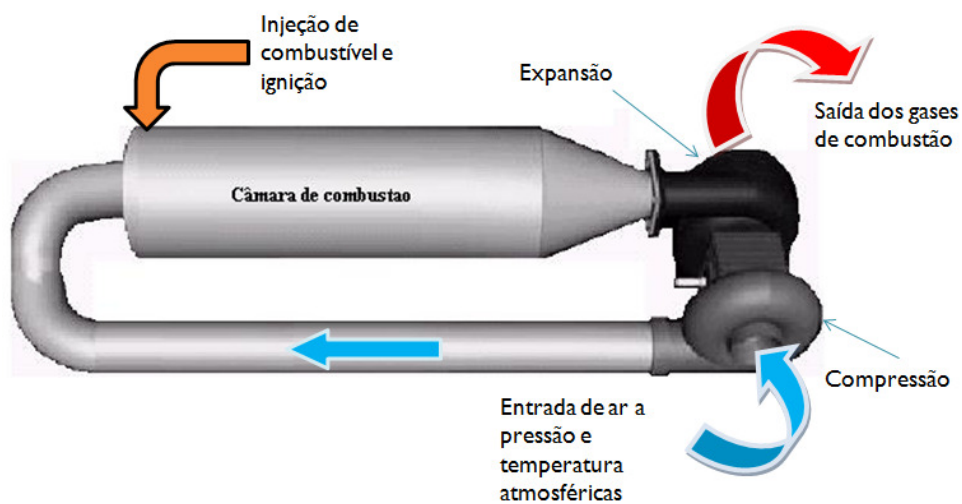


Figura 3: Representação de MTG derivada de turbocompressor automotivo.

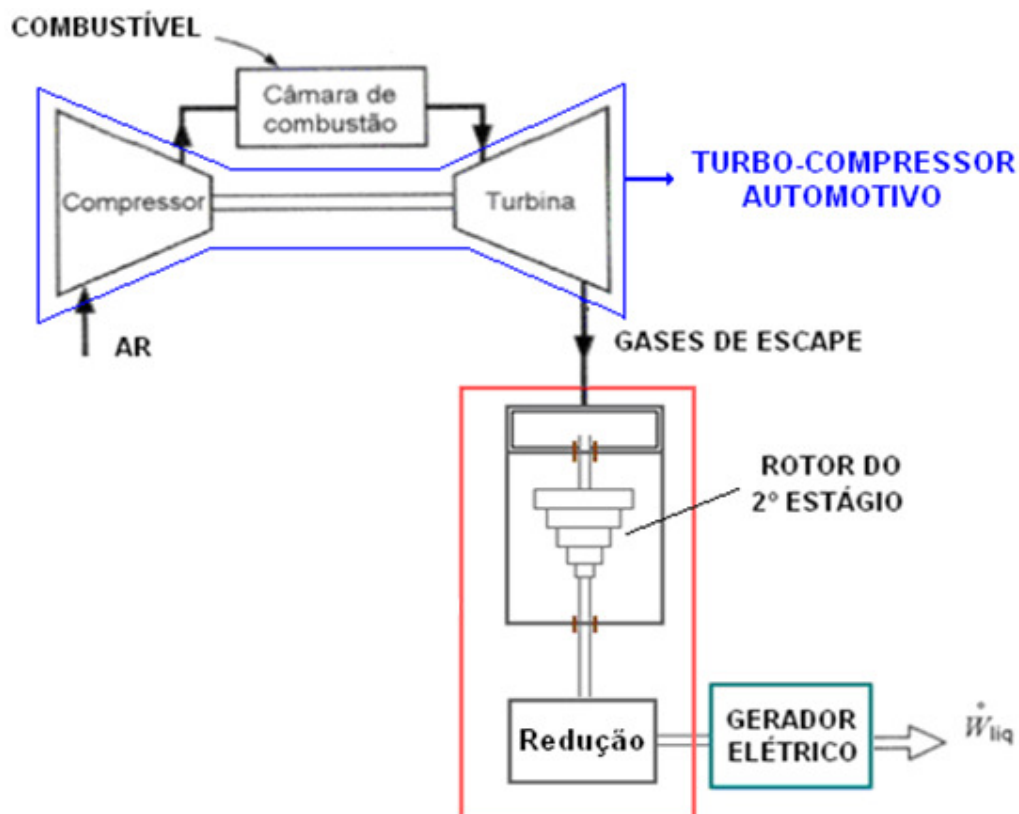


Figura 4: Arranjo esquemático para geração elétrica a partir de MTG.

2.3 Câmara de combustão

O processo de combustão em uma TG ocorre no interior de uma câmara de combustão. À primeira vista essa câmara de combustão parece um simples tubo, porém ela é formada por uma série de componentes indispensáveis para garantir a qualidade da combustão e estabilidade de chama.

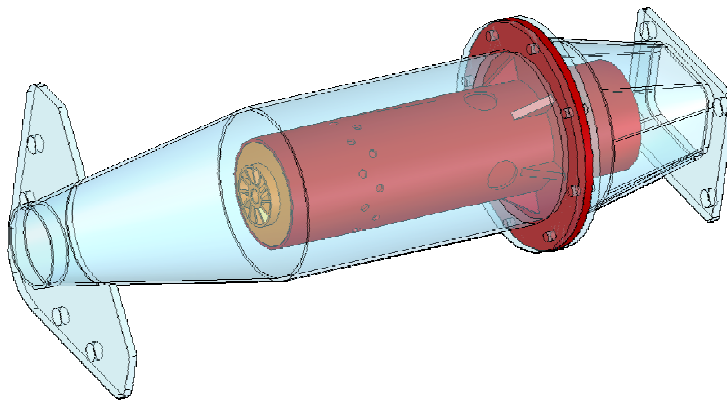


Figura 5: Exemplo de câmara de combustão de MTG.

A figura 5 apresenta a câmara de combustão projetada segundo [10] baseada na geometria proposta por [8]. Nela vê-se, em azul, o casco, em vermelho, o combustor, em laranja, o misturador do tipo *Swirler* e, à montante do combustor, a região cônica do casco recebe o nome de difusor. O turbocompressor BorgWarner K27.2 é montado à jusante da câmara, junto ao flange quadrado.

2.3.1 Casco ou *Casing*

O casco é o invólucro externo da câmara de combustão. Na figura 5 ele está representado em azul.

O casco é um tubo liso, com diâmetro importante para determinação da área da região anular formada com o combustor. É nessa região que passa parte do ar que não participa diretamente da combustão, mas que serve, entre outros, para resfriamento dos gases de combustão e resfriamento da parede do combustor.

2.3.2 Combustor ou *Liner*

O combustor é representado na figura 5 pelo tubo vermelho. Ele é um tubo que delimita a zona de combustão. A montante deste tubo está localizado o misturador e o injetor de combustível. Ao longo do seu comprimento há uma série de orifícios (orifícios da região primária, secundária e de diluição) por onde entra o ar localizado na região entre o *liner* e o *casing* para auxiliar na combustão e/ou participar do processo de resfriamento dos gases de combustão antes da entrada na turbina, uma vez que esse componente é sensível a altas temperaturas (no caso trata-se de temperaturas de aproximadamente 900°C).

2.3.3 Misturador

O misturador, representado em laranja na figura 5, tem a função de misturar o ar proveniente do compressor com o combustível, injetado por um tubo concêntrico a ele. O misturador pode ser de dois tipos principais: o *swirler* e o *bluff-body*, conforme apresentado na figura 6.

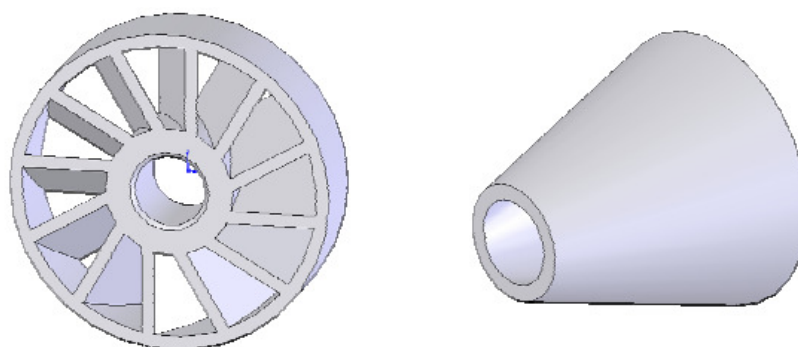


Figura 6: Exemplo de *swirler* (esquerda) e de *bluff-body* (direita).

Os dois tipos exercem a mesma função, com a diferença de que o *bluff-body* é de fabricação muito mais simples e o *swirler* é mais eficiente, pois impõe ao ar um movimento de rotação que leva a uma melhor mistura, além de proporcionar levar a um encurtamento da região da chama, o que é positivo para a redução das temperaturas na entrada da turbina.

2.4 SMD

Ao longo das seções de projeto do bico injetor o termo SMD aparece com bastante frequência. Este termo refere-se ao diâmetro médio das gotículas que compõem o *spray*.

É importante determinar o tamanho médio de gotas do *spray* gerado pelo bico injetor após a nebulização, pois gotículas muito pequenas normalmente têm baixa penetração e causam concentração de combustível próximo ao injetor; gotículas de grandes dimensões têm longo tempo de vaporização, aumentando o comprimento das regiões de mistura e queima. Porém, o *spray* formado por nebulizadores possui uma vasta gama de tamanhos de gotas e, como não existe uma teoria completa sobre a formação de *sprays*, utilizam-se correlações empíricas para obter o diâmetro médio de gotículas.

Para o caso de transferência de massa, reação, o modelo mais adequado é o proposto por Sauter, que dá o diâmetro médio de gotas de Sauter (*Sauter Mean Diameter* – SMD). O SMD é o diâmetro da gota cuja razão volume / área superficial é a mesma daquela do *spray* completo. O SMD é obtido da seguinte equação empírica:

$$SMD = \frac{\sum N_i \cdot D_i^3}{\sum N_i \cdot D_i^2}$$

Onde,

N_i = número de gotas dentro do intervalo i ;

D_i = diâmetro médio do intervalo i ;

i = tamanho do intervalo considerado.

3 BANCADA DE TESTES

O estudo de um injetor de álcool para a microturbina a gás já ocorre no LETE há algum tempo e, ao longo do desenvolvimento desse trabalho, foi feita uma pré-seleção de um bico injetor comercial do fabricante Ansatz [1] utilizando-se como dados de entrada a vazão mássica de combustível, obtida através do cálculo da energia fornecida pelo álcool, que deveria ser semelhante à energia liberada pelo GLP, dado conhecido pela sua vazão, medida nas operações, pelo seu poder calorífico e pelo rendimento (cálculos apresentados no item 4.1).

Dessa forma selecionou-se um bico injetor no catálogo da Ansatz e posteriormente ele foi adquirido. Adaptou-se esse componente na câmara de combustão e foi dada a partida com GLP por meio de uma entrada lateral na câmara de combustão. Com a microturbina em funcionamento começou-se a injetar álcool e diminuir a vazão de GLP, até o momento em que o conjunto estava operando somente com álcool. A operação foi bastante estável, mas só se mantinha para altas pressões de injeção, o que resulta em altas vazões de combustível, de modo que se atingiram temperaturas muito elevadas próximo ao flange de entrada da turbina (flange quadrado na figura 5), fazendo com que um pedaço de metal se soltasse e atingisse as palhetas da turbina, danificando irreversivelmente o turbocompressor.

Para evitar a ocorrência de problemas desse tipo novamente foram tomadas algumas medidas, uma delas foi pedir junto à BorgWarner, fornecedora dos turbocompressores, que instalassem termopares na seção de entrada da turbina para que essa temperatura fosse constantemente monitorada, a outra medida tomada foi a decisão pelo projeto de uma bancada de testes para que a câmara de combustão fosse testada em aberto, ou seja, sem a presença do turbocompressor à jusante, permitindo a observação de temperaturas na saída da câmara, o comprimento da chama, a ocorrência de descolamento da chama e instabilidades.

A bancada de testes proposta segue o modelo proposto por [2], constituído por um ventilador, tubulação de PVC 6", retificador de escoamento, placa de orifício e câmara de combustão.

Para que se possam obter dados conclusivos dos testes realizados, essa bancada deve funcionar nas mesmas condições de operação da câmara de combustão na turbina. A maior dificuldade está em conseguir tamanha vazão de ar ($0,3 \text{ kg/s}$ a uma pressão de $1,0 \text{ bar}$ manométrico), dado que sopradores que forneçam tais vazões são muito caros.

O ventilador usado para dar partida na turbina é um ventilador industrial de grande porte, que fornece menos da metade da vazão de ar fornecida pela turbina quando em operação.

Uma saída encontrada para solucionar a questão da vazão de ar foi o acoplamento de uma segunda turbina em série com a microturbina a gás, de forma que a primeira operaria normalmente, fornecendo sua alta vazão de ar e, na saída da turbina, seria ligada a segunda turbina. Assim, todo o ar que passa pela microturbina passaria pela turbina do segundo turbocompressor, acionando o seu rotor e sendo lançado para o ambiente. A rotação do rotor faria com que o compressor aspirasse ar do ambiente e o liberasse num longo duto. Nesse projeto há uma grande dificuldade imposta pela incompatibilidade de pressões existente entre os turbocompressores utilizados, o que levou à seleção através de ensaio experimentais.

A figura a seguir mostra um esquema desse arranjo de dupla turbina proposto, sendo que as partes em azul representam o caracol do compressor, e, em marrom, o caracol da turbina.

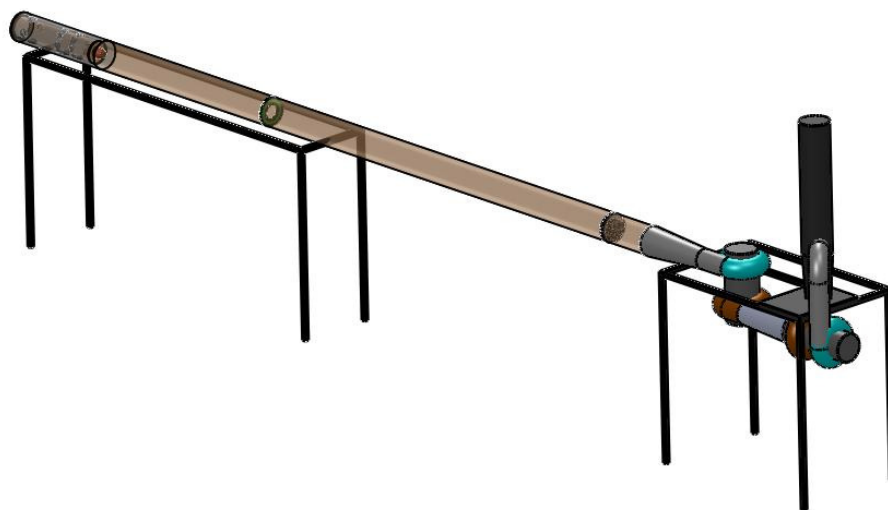


Figura 7: Esquema do aparato de dupla turbina

Recentemente, porém, foi obtida uma verba junto à ANP (Agência Nacional do Petróleo), que financiou diversos projetos na microturbina em questão, de forma que será possível adquirir um soprador de ar que atenda aos requisitos. Esse soprador já foi selecionado e está em processo de aquisição. Com isso o projeto da bancada foi bastante simplificado.

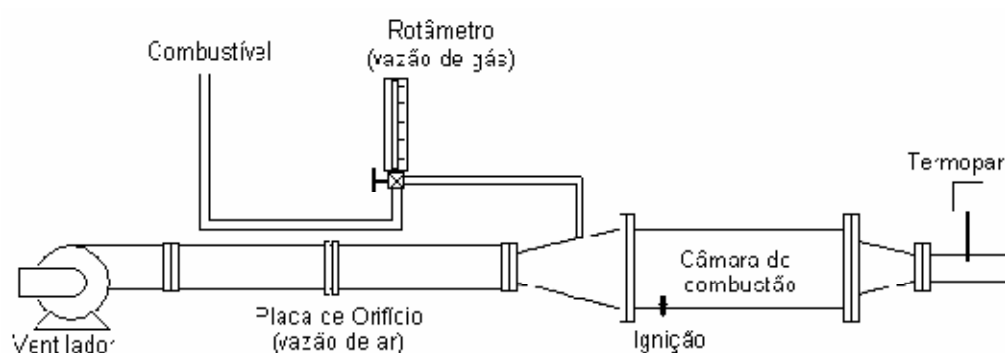


Figura 8: Esquema de bancada acionada por soprador industrial

A figura acima representa esquematicamente a bancada acionada por um soprador industrial. Ao longo do duto há um retificador de escoamento e uma placa de orifício calibrada ligada a um manômetro em “U”, de forma que se pode calcular a vazão de ar. Após a placa de orifício há mais um trecho de tubos e então a entrada do difusor que leva à câmara de combustão, onde se pode montar o misturador desejado ou o bico injetor e realizar todos os testes desejados, medindo-se vazão de ar e combustível, temperatura na saída da câmara concentração de monóxido de carbono e oxigênio e observar fatores ligados à combustão.

4 BICO INJETOR

O projeto do bico injetor foi dividido nas seis etapas apresentadas a seguir, a saber:

- Pré-Seleção;
- Seleção;
- Projeto.

Posteriormente foi realizado o projeto de fabricação do nebulizador. Os desenhos foram então encaminhados para que o dispositivo fosse fabricado.

Com o bico injetor fabricado devem-se realizar testes na bancada de testes e, posteriormente, a caracterização do *spray* formado.

4.1 Pré-Seleção do bico injetor

A pré-seleção do bico injetor foi feita da seguinte forma:

$$\begin{array}{l}
 PCI_{GLP} = 46400 \text{ kJ/kg} \\
 \dot{W} = 5 \text{ kW} \\
 \eta = 0,03 \\
 \eta = \frac{\dot{W}}{Q_H} \Rightarrow Q_H = 166,67 \text{ kW}
 \end{array}
 \left. \vphantom{\begin{array}{l} PCI_{GLP} = 46400 \text{ kJ/kg} \\ \dot{W} = 5 \text{ kW} \\ \eta = 0,03 \\ \eta = \frac{\dot{W}}{Q_H} \Rightarrow Q_H = 166,67 \text{ kW} \end{array}} \right\} GLP$$

Assim, obtém-se para o álcool:

$$PCI_{álcool} = 26900 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_H = 166,67 \text{ kW}$$

$$\dot{m} = \frac{Q_H}{PCI_{álcool}} \Rightarrow \dot{m} = 0,00619 \text{ kg/s}$$

$$\rho = 0,785 \text{ kg/dm}^3$$

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \cdot 60 \Rightarrow Q = 0,47 \text{ l/min}$$

Com essa vazão foi possível selecionar um bico injetor comercial do fabricante Ansatz [1]. Pelas características de dispersão de gota selecionou-se o *spray* de cone oco e, a partir da vazão necessária e ângulo de abertura desejado do *spray* foi obtido o modelo de bico e a pressão de injeção de combustível, conforme dados apresentados na tabela 1.

O modelo selecionado foi o CO3 – 43, que a uma pressão de 405 kPa (4,0 bar) fornece um jato com abertura entre 85° e 90° e uma vazão de 0,6 L/min. Foram conduzidos alguns testes com esse nebulizador (como explicitado no item 3), porém observou-se sua restrição a faixas de operação, ou seja, ele funciona bem em uma faixa de operação apenas. Tal problema deve ser solucionado a partir da seleção de um bico injetor de um tipo que garanta boas características de nebulização em faixas de operação mais largas.

Tabela 1: Bicos nebulizadores de cone oco Ansatz

BICO SPRAY CONE OCO

MODELO
CO3

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

- Ângulos e jatos variáveis de acordo com a pressão
- Provido de filtro para evitar entupimentos
- Atomização com alto grau de penetração
- Rosca 1/4" BSP/NPT - Externa
- Baixo volume de vazão
- Formação de névoa

APLICAÇÕES

- Pulverização de cera em frutas
- Lavagens de ar e gases
- Umidificação ambiental
- Câmaras frigoríficas
- Abatimento de espumas e pó
- Resfriamentos
- Dosadores
- Queimadores

TABELA DE DESEMPENHO

Conexão ↓	Código ↓	Vazão l/min							Ângulo de Aspersão		
		Pressão kg/cm ²									
		2	3	4	5	10	15	20	3	5	20
1/4"	11		0,13	0,15	0,17	0,24	0,29	0,33	70°	75°	80°
	16	0,16	0,20	0,22	0,25	0,35	0,43	0,50	65°	70°	75°
	21	0,21	0,26	0,30	0,34	0,48	0,58	0,66	75°	80°	85°
	32	0,32	0,40	0,44	0,50	0,71	0,88	1,02	75°	80°	85°
	43	0,43	0,52	0,60	0,67	0,95	1,16	1,35	85°	90°	95°
	53	0,53	0,64	0,74	0,83	1,18	1,47	1,66	80°	85°	90°
	63	0,63	0,77	0,94	1,05	1,43	1,75	2,01	80°	85°	85°
	75	0,75	0,92	1,05	1,18	1,66	2,05	2,36	85°	90°	95°
	95	0,95	1,16	1,34	1,50	2,15	2,63	3,03	80°	85°	90°
	117	1,16	1,42	1,65	1,85	2,61	3,21	3,67	70°	75°	75°
	140	1,38	1,69	1,96	2,19	3,10	3,75	4,34	75°	75°	80°

MATERIAL: LATÃO - INOX 304 - INOX 316 - Outros materiais sob consulta.

ESPECIFICAR NO PEDIDO: MODELO, CÓDIGO, TIPO DE ROSCA E MATERIAL.

4.2 Seleção do bico injetor

Tendo em vista garantir a boa nebulização do combustível líquido foi selecionado o tipo de bico injetor mais adequado. A seguir são apresentadas as principais características desejáveis para o jato nebulizado e alguns tipos de bicos injetores aplicáveis.

Existem diversos tipos de componentes capazes de exercer a função de nebulização, porém, quando se trata de turbinas a gás, o leque de opções se reduz bastante devido aos seus requisitos:

- Necessidade de que os processos físicos ocorram rapidamente (nebulização e vaporização do combustível e mistura entre reagentes) devido às altas velocidades no interior da câmara de combustão;
- Distribuição de temperatura uniforme na saída da câmara de combustão (segurança das pás da turbina);
- *Spray* de combustível deve ter um ângulo de abertura de cerca de 90° , em função da necessidade do comprimento da zona de queima ser reduzido.

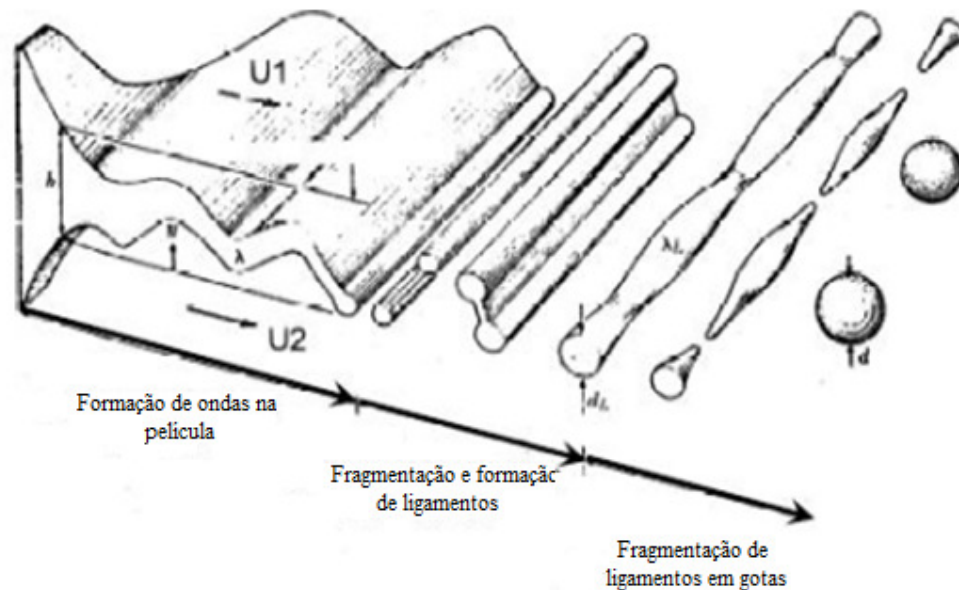


Figura 9: Modelo físico idealizado do mecanismo de desintegração de um jato plano.

A figura 9 apresenta um mecanismo de desintegração de um jato plano. O fluido é injetado através de um orifício de descarga na forma de um filme líquido de pequena espessura. O ar nas proximidades do jato leva a instabilidades, que provocam o rompimento do jato e a formação de ligamentos. Estes ligamentos se quebram em pequenas gotículas. Esse processo leva algum tempo para ocorrer e a o *spray* só estará com um diâmetro médio de gotas satisfatório a partir de uma dada distância do orifício de descarga, o que acaba levando a grandes comprimentos de chama.

O comprimento de chama pode ser diminuído com a introdução de recirculação, obtida com a injeção de ar com rotação, conforme apresentado na figura 10. O comprimento da chama é reduzido, pois se intensificam os ritmos de evaporação das gotas logo à saída do bico nebulizador e aproxima-se assim a região onde é dada a ignição do bocal do nebulizador.

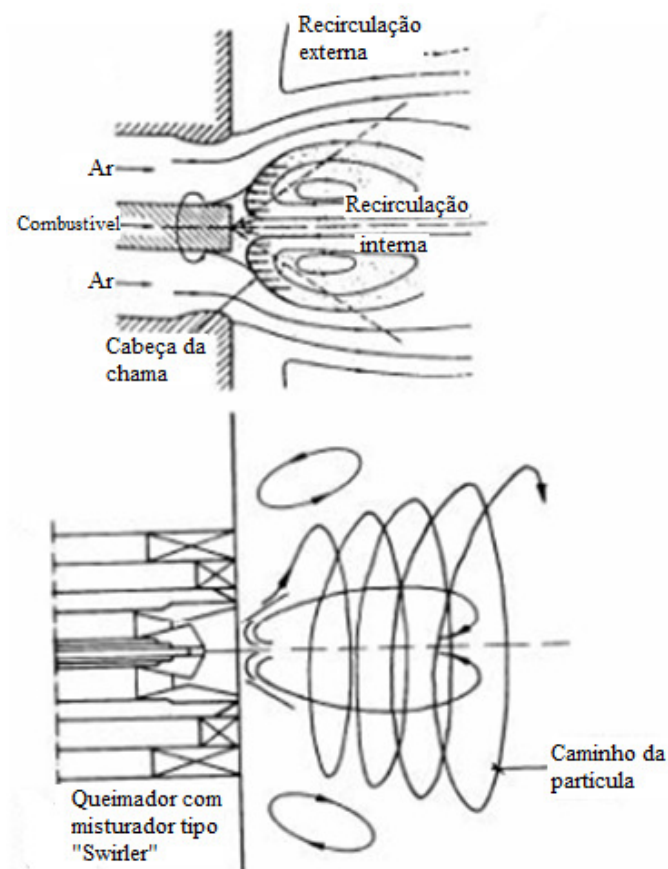


Figura 10: Recirculações obtidas com a introdução de ar com rotação

A simples passagem sobre pressão do combustível por um orifício não é suficiente para que essas condições sejam atendidas, de forma que dispositivos mais elaborados são desenvolvidos.

Um tipo de atomizador que se mostra muito adequado para a aplicação em turbinas a gás por atender aos requisitos acima expostos é o atomizador tipo *Pressure Swirl*, cujo funcionamento e figuras são apresentados na seqüência.

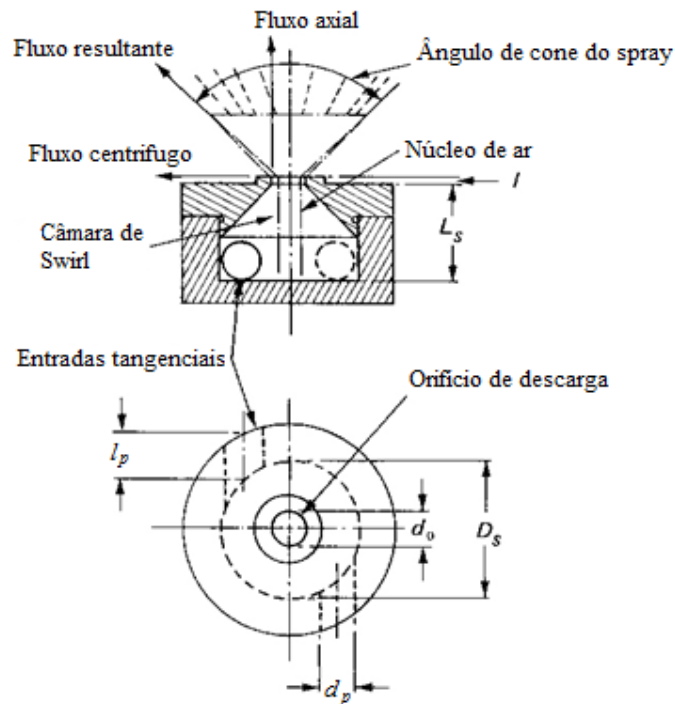


Figura 11: Nebulizador do tipo *Pressure Swirl*

- Escoamento de combustível entra tangencialmente em uma câmara cilíndrica (câmara de *swirl*), adquirindo movimento rotativo com elevada velocidade angular;
- À medida que se caminha para o orifício de descarga, a área da seção transversal da câmara vai reduzindo, acelerando o movimento rotativo;
- Como o escoamento de combustível se desenvolve próximo à parede da câmara cria-se uma baixa pressão em seu centro e o ar externo acaba penetrando (*air core*);
- Emerge do orifício um escoamento semelhante a uma folha oca cônica, resultado de uma combinação entre o escoamento axial e tangencial;
- Rapidamente esta folha cônica se rompe em finas gotículas.

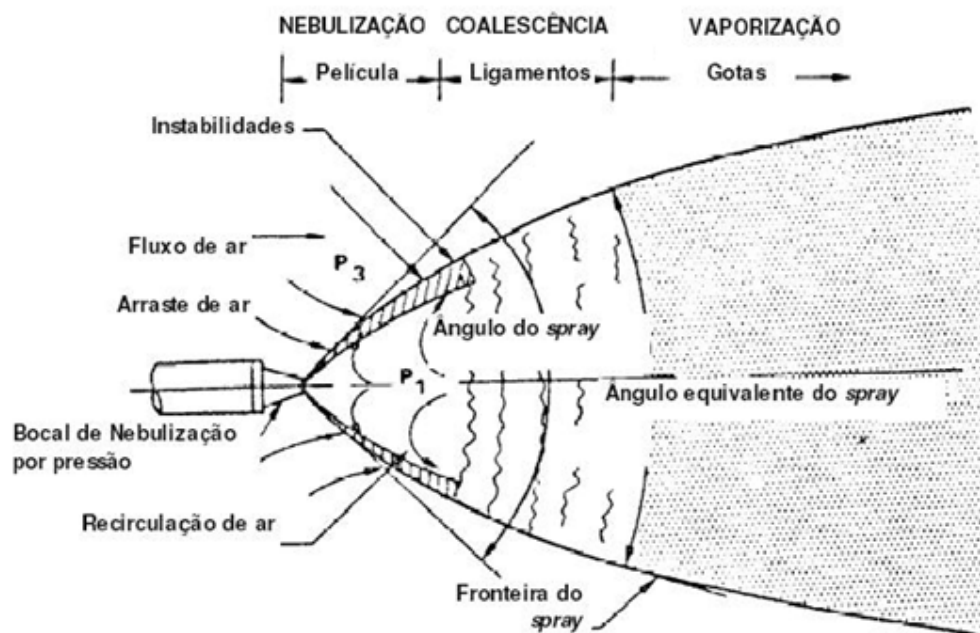


Figura 12: Desintegração de um jato cônico.

A figura 12 apresenta um modelo de desintegração de um jato cônico, como o formado pelo nebulizador do tipo *pressure swirl*. Nela podem-se identificar as regiões em que o jato está na forma de um filme líquido (película), depois seu rompimento em ligamentos e, por fim, a quebra em gotículas e vaporização.

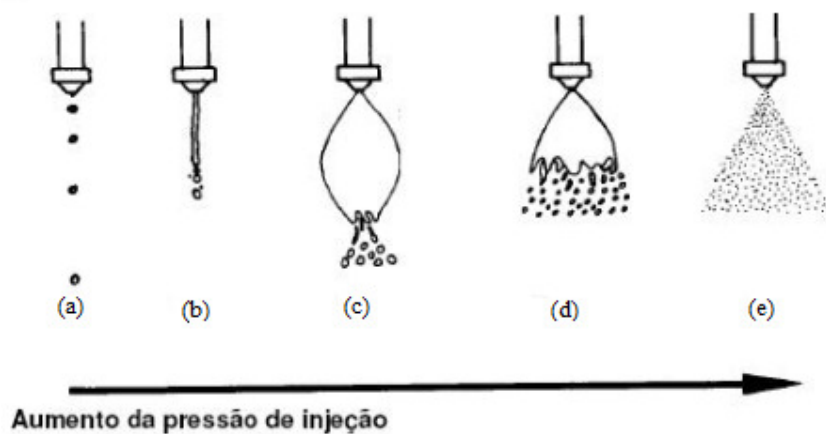


Figura 13: Desenvolvimento do *spray* com o aumento da pressão de injeção de líquido

A figura 13 apresenta os vários estágios de *spray* com o aumento da pressão de injeção no processo de nebulização de um filme líquido, conforme apresentado a seguir:

- (a) Estágio gotas – O líquido goteja pelo orifício;
- (b) Estágio lápis distorcido – O líquido deixa o injetor como um jato distorcido;
- (c) Estágio cebola – O líquido forma um cone mas é contraído pelas forças de tensão superficial, formando uma bolha fechada;
- (d) Estágio tulipa – a bolha se abre e assume o formato oco de uma tulipa que termina de forma desigual, onde o líquido é desintegrado em gotas de maior diâmetro;
- (e) *Spray* totalmente desenvolvido – a superfície curva se desfaz, formando um filme cônico. Como o filme expande a espessura diminui, tornando-se instável e rompendo os ligamentos e desintegrando o filme em gotas e posteriormente em gotículas.

O nebulizador tipo *Pressure Swirl*, não consegue, porém, uma boa nebulização sobre toda a faixa de vazão do combustível. Se o projeto for feito para baixas vazões, o orifício de descarga será estreito para vazões maiores, requerendo uma pressão de injeção muito elevada. Caso o dimensionamento seja feito considerando-se vazões mais elevadas, em operação com baixa vazão a nebulização não será adequada. Para contornar esse problema pode-se usar um bico injetor do tipo *Dual Pressure Swirl*, cujo funcionamento é apresentado abaixo:

- Sistema de injeção com dois orifícios concêntricos;
- Orifício interno (piloto) é menor e opera apenas em condições de baixa vazão, com uma boa atomização;
- Quando a vazão aumenta, o aumento de pressão provoca a abertura de uma válvula, de forma que o combustível passa pelo orifício externo (principal), mas o piloto é mantido em funcionamento.

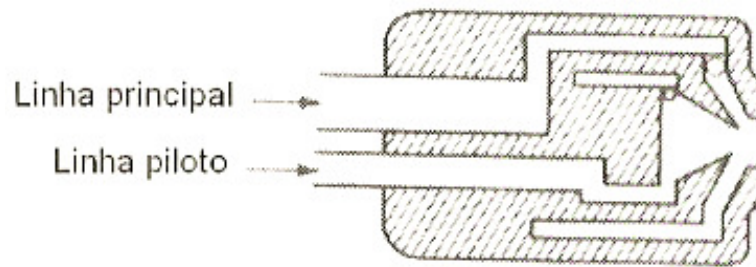


Figura 14: Nebulizador do tipo *Dual Pressure Swirl*

Porém, quando ocorre a abertura da válvula de passagem para o escoamento principal, há uma queda de pressão no sistema, piorando a atomização. Com o aumento contínuo de pressão a atomização volta a ser satisfatória. Dessa forma, deve-se evitar a operação por muito tempo na condição em que se dá a abertura da válvula.

Esse é o tipo de nebulizador que deveria ser utilizado, de forma a evitar problemas de diminuição na eficiência da nebulização quando da variação da vazão de combustível, como ocorreu nos testes com álcool, conforme apresentado no item 4, porém verifica-se uma grande dificuldade na sua fabricação, muito mais complexa que a do *Pressure Swirl*, que já é bastante complicada, como será visto no capítulo de Fabricação (item 5).

4.3 Projeto

A função do bico injetor é inserir combustível na região de mistura da câmara de combustão. Para combustíveis líquidos esse componente não tem apenas a função de injetá-lo na câmara, mas sim de injetá-lo em gotas de tamanho satisfatório para facilitar a evaporação. A essa injeção de combustível em gotas, ou seja, na forma de um *spray* dá-se o nome de nebulização. Este é um processo caracterizado pelo rompimento de um filme líquido em gotas, aumentando a área superficial e as taxas de vaporização e combustão. O processo afeta:

- Estabilidade da chama;
- Eficiência de combustão;
- Qualidade transversal (temperatura homogênea na saída da câmara);
- Emissão de poluentes;
- Taxa de transferência de calor para a parede da câmara;
- Confinamento da chama na região primária.

Em nebulizadores do tipo *pressure swirl* é imposto ao combustível um movimento de rotação (*swirl*), que, pela ação da força centrífuga, leva à separação do filme líquido em um cone oco quando sai pelo orifício. A necessidade de se minimizar o comprimento do combustor leva a um ângulo de *spray* desejado de cerca de 90°.

Segundo a metodologia de projeto proposta por [14], em que se considera o diâmetro médio das gotículas e o ângulo de *spray*, utiliza-se o seguinte procedimento para dimensionar o nebulizador.

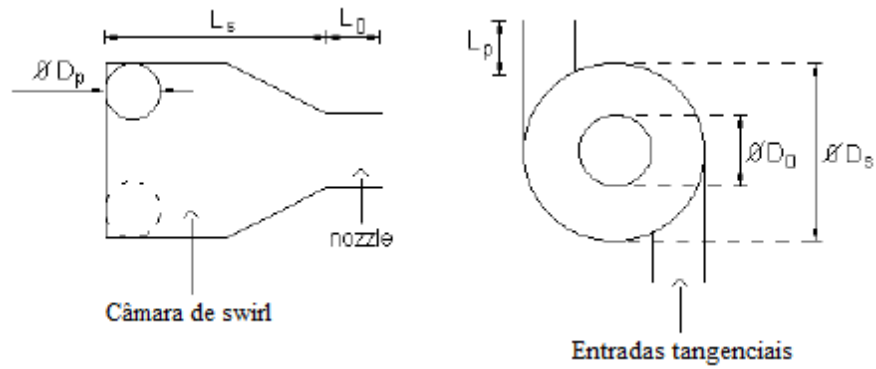
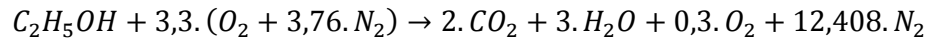


Figura 15: Esquema de nebulizador do tipo *pressure swirl*

Primeiramente, calcula-se a vazão mássica de combustível a partir da relação ar-combustível da mistura, obtida através da reação química de combustão de etanol com 10% de excesso de ar, conforme proposto por Donadio [8].



$$n_{ar} = 15,708 \text{ mol}$$

$$n_{comb} = 1,0 \text{ mol}$$

$$AC_{molar} = \frac{n_{ar}}{n_{comb}} = 15,708$$

$$M_{ar} = 28,97 \text{ kg/kmol}$$

$$M_{comb} = 46,07 \text{ kg/kmol}$$

$$AC_{mássica} = AC_{molar} \cdot \frac{M_{ar}}{M_{comb}} = 9,88 \text{ kg}_{ar}/\text{kg}_{comb}$$

Na microturbina projetada no LETE, o ar de combustão corresponde a cerca de 35% do ar total, sendo o restante utilizado para diluição, portanto, tem-se que:

$$\dot{m}_{ar_{total}} = 0,16 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{ar} = 0,35 \cdot \dot{m}_{ar_{total}}$$

$$\dot{m}_L = \frac{\dot{m}_{ar}}{9,88} = 0,00567 \text{ kg/s}$$

Com a vazão mássica de combustível e as propriedades dos fluidos, calcula-se o número de fluxo FN, a partir da vazão de combustível ($\dot{m}_L$), da sua densidade (ρ_L) e do diferencial de pressões do injetor (ΔP_L):

$$FN = \frac{\dot{m}_L}{\sqrt{\rho_L \Delta P_L}} \quad (1)$$

O diâmetro do orifício de descarga (D_0) (vide figura 15) deve ser escolhido arbitrariamente, de forma que os demais parâmetros do nebulizador são obtidos considerando-se os adimensionais: $A_p/(D_s \cdot D_0)$, D_s/D_0 , L_s/D_s , L_0/D_0 e L_p/D_p ; onde A_p é a área da seção transversal de entrada.

Utilizando-se a equação (2) calcula-se o coeficiente de descarga e, a partir das equações (3), (4) e (5) calculam-se os adimensionais acima citados, observando-se se os valores obtidos estão nos intervalos recomendados pela literatura, conforme apresentado no item 4.4.

$$Cd = \frac{\dot{m}_L}{A_0 \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_L \cdot \Delta P_L}} \quad (2)$$

De relações empíricas encontradas em [4], [18] e [13] obtêm-se, respectivamente:

$$Cd^2 = \left(0.0616 \frac{D_s}{D_0} \cdot \frac{A_p}{D_s \cdot D_0} \right) \quad (3)$$

$$Cd = 0.35 \cdot \left(\frac{D_s}{D_0} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{A_p}{D_s \cdot D_0} \right)^{0.25} \quad (4)$$

$$Cd = 0.45 \cdot \left(\frac{D_0 \cdot \rho_L \cdot U_0}{\mu_L} \right)^{-0.02} \cdot \left(\frac{L_0}{D_0} \right)^{-0.03} \cdot \left(\frac{L_s}{D_s} \right)^{0.05} \cdot \left(\frac{A_p}{D_s \cdot D_0} \right)^{0.52} \cdot \left(\frac{D_s}{D_0} \right)^{0.23} \quad (5)$$

O semi-ângulo de *spray* (θ) pode ser estimado pela expressão desenvolvida por [11]:

$$\sin \theta = \frac{(\pi/2).Cd}{K.(1+\sqrt{X})} \quad (6)$$

Onde, $K = A_p/(D_s.D_0)$ e X é a razão entre as áreas do núcleo de ar (A_a) e do orifício de saída (A_0), estimado na equação a seguir:

$$D_0 = 2.\sqrt{\frac{FN}{\pi.(1-X).\sqrt{2}}} \quad (7)$$

Com os valores de FN e θ é possível estimar a espessura do filme líquido na ponta do bocal, h_0 , como sugerido em [7]:

$$h_0 = \frac{0.00805.FN.\sqrt{\rho_L}}{D_0.\cos \theta} \quad (8)$$

Couto et al. [7], indica que a folha cônica possui um raio de ruptura muito maior que sua espessura, que uma vez que a folha cônica está formada a amplitude de qualquer distúrbio distante da ponta do injetor é muito menor do que o diâmetro do cone e que o comprimento de onda de quaisquer distúrbios formados no filme líquido cresce até que a amplitude seja igual ao raio de ligamento, de forma que uma gotícula seja formada por comprimento de onda. Portanto, o diâmetro de ligamento é dado por:

$$D_L = 0.9615 \cos \theta \left(\frac{h_0^4 \sigma^2}{U_0^4 \rho_a \rho_L} \right)^{1/6} \left[1 + 2.6 \mu_L \cos \theta \left(\frac{h_0^2 \rho_a^4 U_0^7}{72 \rho_L^2 \sigma^5} \right)^{1/3} \right]^{0.2} \quad (9)$$

Onde, σ é a tensão superficial do líquido, ρ_a é a densidade do ar na câmara de combustão, μ_L é a viscosidade dinâmica do líquido e U_0 é a velocidade do líquido na ponta do nebulizador, dada pela equação (10).

$$U_o = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_L}{\rho_L}} \quad (10)$$

De acordo com o mecanismo de Rayleigh [15], assumindo que o colapso de um ligamento com diâmetro D_L vai gerar uma gotícula, então, de [7], obtém-se:

$$SMD = 1.89 D_L \quad (11)$$

Os passos anteriormente apresentados sugerem a metodologia completa para o projeto de um nebulizador do tipo *pressure swirl* de forma que o único dado que falta é o ângulo do cone da câmara de *swirl*. Esse ângulo pode ser selecionado a partir do gráfico a seguir, que apresenta curvas da perda de carga em função do ângulo do cone.

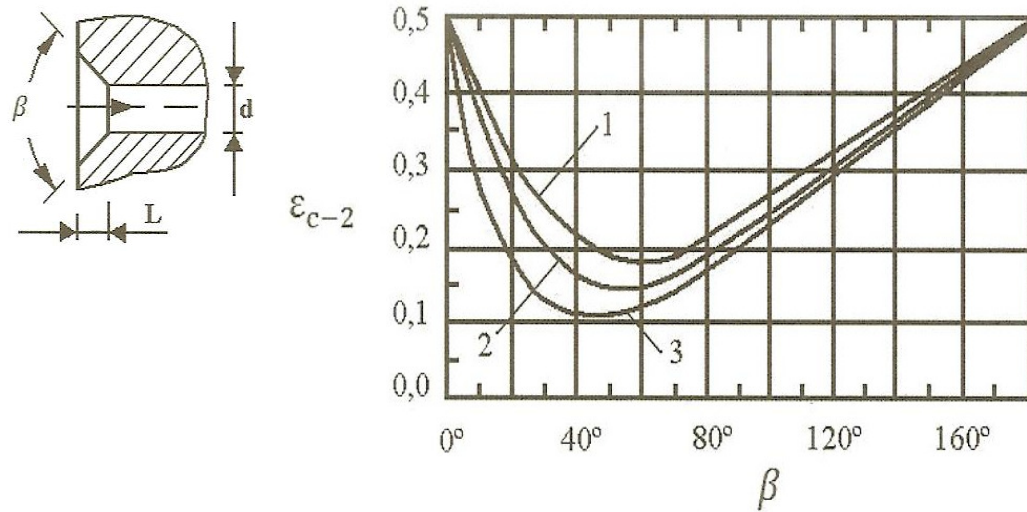


Figura 16: Perda de carga em função do ângulo do cone da câmara de *swirl*.

As curvas 1, 2 e 3 da figura 16 representam as perdas hidráulicas para os seguintes valores de L/d , respectivamente: $L/d = 0,1$; $L/d = 0,15$ e $L/d = 0,6$. L e d estão representados no esquema da figura 16.

Seguindo-se essa metodologia foi projetado fabricado o bico injetor, atentando-se para todas as recomendações propostas na literatura, como relações de área e diâmetros e analisando-se também a viabilidade de fabricação.

4.4 Faixas recomendadas para os adimensionais

A metodologia de projeto apresentada acima faz uso de uma série de parâmetros adimensionais que têm faixas de valores aconselhados pela literatura de forma a melhorar o desempenho do bico injetor.

A maior preocupação que se tem são as perdas por atrito. Essas perdas representam uma dissipação da energia de nebulização que reduz o diferencial de pressões efetivo no nebulizador e, conseqüentemente, o coeficiente de descarga. Além disso, ao impedir o fluxo rotativo no interior da câmara de *swirl*, o atrito reduz o diâmetro do núcleo de ar, aumentando o coeficiente de descarga. Dessa forma, o nebulizador opera num ponto totalmente diferente do projetado.

Essas faixas de valores foram obtidas comparando-se resultados teóricos e empíricos. A seguir são apresentadas essas faixas, conforme Lefebvre [16], bem como explicados os motivos de se seguirem esses valores.

- $A_p/(D_s \cdot D_o)$:

Razão entre a área dos orifícios de entrada da câmara de *swirl* e os diâmetros da câmara de *swirl* e do orifício de descarga: quando não se considera a viscosidade, essa relação é a única responsável pela determinação do coeficiente de descarga, como mostra o gráfico a seguir:

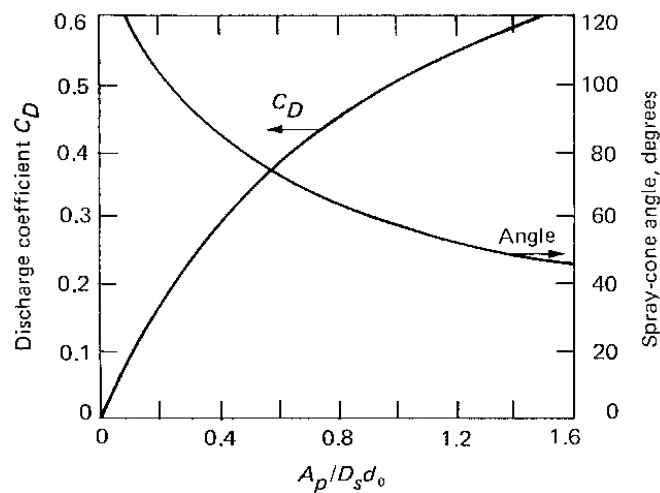


Figura 17: Relação teórica entre coeficiente de descarga, ângulo de *spray* e geometria do nebulizador

Para essa relação recomenda-se valores entre 0,19 e 1,21, sendo possível observar do gráfico que um valor mais alto é interessante se observarmos apenas o maior coeficiente de descarga, já que resulta num ângulo de *spray* menor.

- D_s/D_0 :

Razão entre os diâmetros da câmara de *swirl* e do orifício de descarga: observando-se o gráfico abaixo, retirado de [16], o aumento dessa razão promove um aumento do coeficiente de descarga, porém valores muito elevados dessa razão aumentam demais as perdas por atrito, portanto deve-se mantê-la num valor abaixo de 5,0, sendo recomendado um valor de aproximadamente 3,3, pois, além de ser consistente com as recomendações da bibliografia, pela observação do gráfico, o menor desvio entre o valor medido e o calculado ocorre por volta de 3,3.

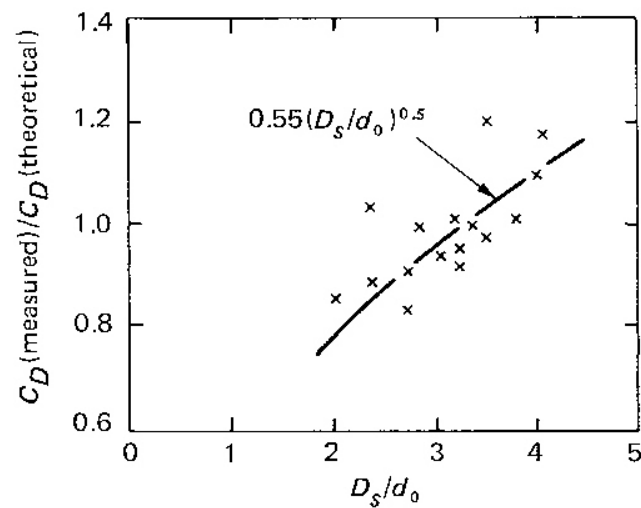


Figura 18: Influência dos diâmetros da câmara de *swirl* no coeficiente de descarga

- L_s/D_s :

Razão entre o comprimento e o diâmetro da câmara de *swirl*: deve ser mantido um valor baixo para minimizar as perdas por atrito, porém, deve haver um comprimento suficiente para que os jatos de combustível que entram pelos orifícios de entrada formem uma folha. Recomendam-se valores entre 0,5 e 1,0, porém razões de até 2,75 resultam em melhoras na nebulização.

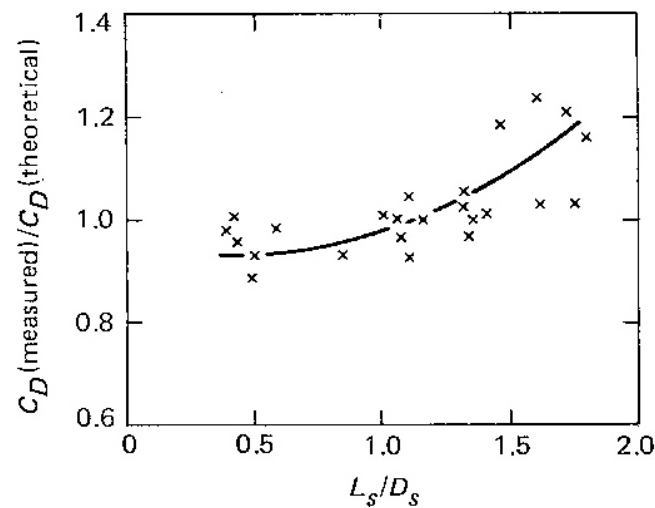


Figura 19: Influência das dimensões da câmara de *swirl* no coeficiente de descarga

- L_0/D_0 :

Razão entre comprimento e diâmetro do orifício de descarga: essa relação deve ser a menor possível para diminuir ao máximo as perdas por atrito, sendo recomendado um valor de 0,2 em nebulizadores de grandes dimensões, porém, para nebulizadores pequenos, as dificuldades de fabricação envolvidas permitem que se trabalhe com valores de cerca de 0,5 (mesmo assim o comprimento ainda seria muito pequeno, então, para essa relação foi adotado o valor 1,0, de forma a viabilizar a fabricação).

- L_p/D_p :

Razão entre comprimento e diâmetro das entradas na câmara de *swirl*: recomenda-se um valor mínimo de 1,3, pois canais de pequeno comprimento promovem uma descarga difusa de combustível na câmara de *swirl*, resultando numa nebulização instável.

4.5 Resultados

O projeto foi feito conforme a metodologia proposta por Lacava [14], descrita no item 4.3 com algumas adaptações para facilitar a convergência. Além de se adotar um valor inicial para D_0 (baseado na facilidade de fabricação da peça pelo processo mais simples e, consequentemente, barato) arbitrou-se também um valor para o semi-ângulo de *spray* θ (buscando valores que levassem a uma abertura do jato nebulizado para reduzir o comprimento de chama), avaliando-se os resultados obtidos com base nos valores dos adimensionais (conforme recomendações da bibliografia apresentadas em 4.4), no *SMD* e nas características geométricas, como medidas de orifícios muito distantes das medidas de ferramentas disponíveis no mercado.

Os dados de entrada para determinação das propriedades dos fluidos estão apresentados na tabela a seguir:

Tabela 2: Pressão e temperatura dos fluidos

Parâmetro	Valor	Unidade
P_{ar}	$2,00 \times 10^5$	Pa (absoluto)
P_{comb}	$7,50 \times 10^5$	Pa (absoluto)
T_{ar}	1.700,0	°C
T_{comb}	25,0	°C

Com esses dados foi possível obter as propriedades dos fluidos, que estão apresentadas na tabela 3 juntamente com os demais dados de entrada.

Tabela 3: Dados de entrada

Parâmetro	Valor	Unidade
ρ_a	$3,53 \times 10^{-1}$	kg/m ³
ρ_L	786,10	kg/m ³
μ_L	$1,06 \times 10^{-2}$	kg/m.s
σ	$2,23 \times 10^{-2}$	kg/s ²
ΔP_L	$5,50 \times 10^5$	Pa
$\dot{m}_L$	$5,67 \times 10^{-3}$	kg/s
D_0	$1,0 \times 10^{-3}$	m
θ	45	°

Foi implementada uma rotina no *software* EES, impondo-se os valores dos parâmetros apresentados anteriormente. Com base nesses parâmetros foram obtidos os resultados apresentados na tabela 4.

Tabela 4: Dados de saída

Parâmetro	Valor	Unidade
FN	$2,73 \times 10^{-7}$	m^2
X	$7,55 \times 10^{-1}$	-
h_0	$8,70 \times 10^{-5}$	m
U_0	37,41	m/s
D_L	13,17	μm
SMD	24,89	μm
C_d (equação 2)	0,25	-
$A_P / (D_S \cdot D_0)$	0,29	-
D_S / D_0	3,35	-
L_S / D_S	1,00	-
L_0 / D_0	1,00	-
L_P / D_P	2,5	-
D_0	$1,00 \times 10^{-3}$	m
D_S	$3,35 \times 10^{-3}$	m
D_P	$7,89 \times 10^{-4}$	m
L_0	$1,00 \times 10^{-3}$	m
L_S	$3,35 \times 10^{-3}$	m
L_P	$1,97 \times 10^{-3}$	m
A_P	$9,78 \times 10^{-1}$	mm^2
θ	45,00	°

Como se pode observar, os parâmetros geométricos apresentam valores não inteiros, o que encareceria e dificultaria bastante a fabricação, tanto pela precisão muito grande que exige quanto pela indisponibilidade de ferramentas de tais dimensões, portanto, mantendo-se os mesmos valores de entrada, os resultados geométricos foram levados à medida comercial mais próxima, resultando nos valores finais apresentados na tabela 5.

Tabela 5: Dados de saída ajustados

Parâmetro	Valor	Unidade
FN	$2,73 \times 10^{-7}$	m^2
h_0	$8,85 \times 10^{-5}$	m
U_0	37,41	m/s
D_L	13,10	μm
SMD	24,76	μm
D_0	$1,00 \times 10^{-3}$	m
D_S	$3,50 \times 10^{-3}$	m
D_P	$8,00 \times 10^{-4}$	m
L_0	$1,00 \times 10^{-3}$	m
L_S	$3,50 \times 10^{-3}$	m
L_P	$2,00 \times 10^{-3}$	m
A_P	1,01	mm^2
θ	45,92	°

Pela análise dos resultados da tabela acima se pode concluir que a variação dimensional imposta não afeta o desempenho do nebulizador, uma vez que os adimensionais permanecem praticamente inalterados e ainda dentro dos intervalos recomendados, o ângulo de *spray* aumentou, o que é positivo, e o SMD permaneceu praticamente inalterado. Portanto, a tabela acima apresenta as características geométricas, bem como as características operacionais teóricas do injetor projetado. Na rotina implementada em ambiente EES®, foram mantidos os parâmetros geométricos e alteradas as pressões de injeção de álcool e a pressão no interior da câmara, mantendo-se sempre o diferencial de pressões no bico injetor, observando-se a variação no comportamento do SMD e do θ , conforme mostra o gráfico a seguir:

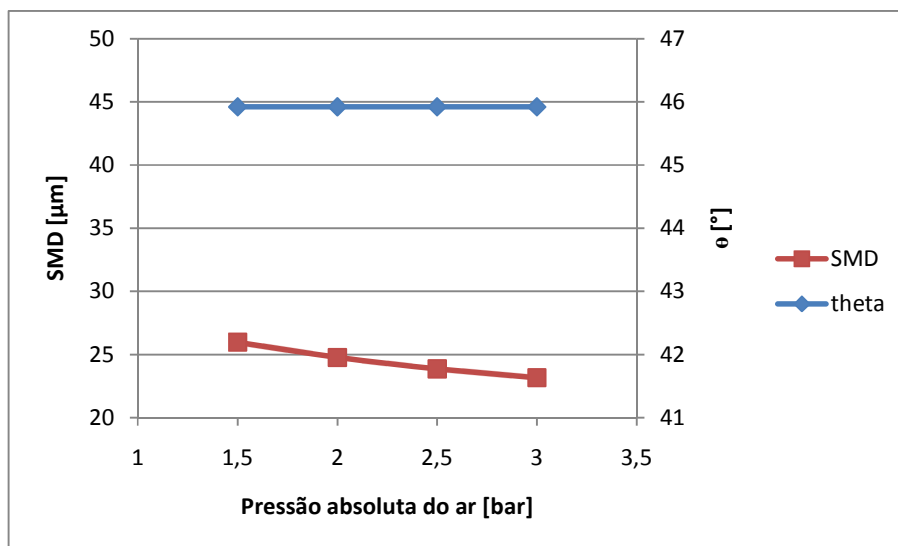


Figura 20: Variação do SMD e θ em função da pressão no interior da câmara de combustão

Observa-se que, se mantido o diferencial de pressões, o semi-ângulo não se altera e o SMD varia muito pouco com as variações de pressões do ar no interior da câmara de combustão e do combustível no bico injetor.

Essa observação é muito importante para avaliar as respostas obtidas na bancada de testes. Isso demonstra que não há necessidade de impor uma restrição ao escoamento a jusante da câmara de forma a aumentar a pressão no interior. A operação pode ser feita a pressão ambiente, bastando alterar a pressão de injeção do combustível de forma a manter o diferencial de pressões.

No próximo gráfico (figura 21), observa-se a resposta do SMD e do semi-ângulo de *spray* em função da variação do diferencial de pressões no injetor, tendo sido mantidos os parâmetros geométricos do nebulizador e a pressão no interior da câmara de combustão constante e igual a 2,0 bar (abs.). No gráfico da figura 22 observa-se o comportamento do coeficiente de descarga na mesma situação do gráfico da figura 21.

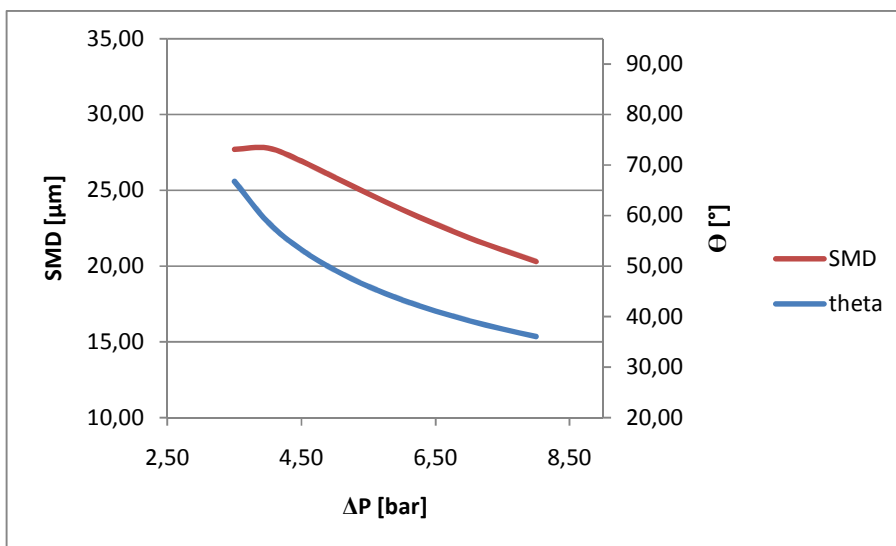


Figura 21: Variação do SMD e θ em função do diferencial de pressões do injetor

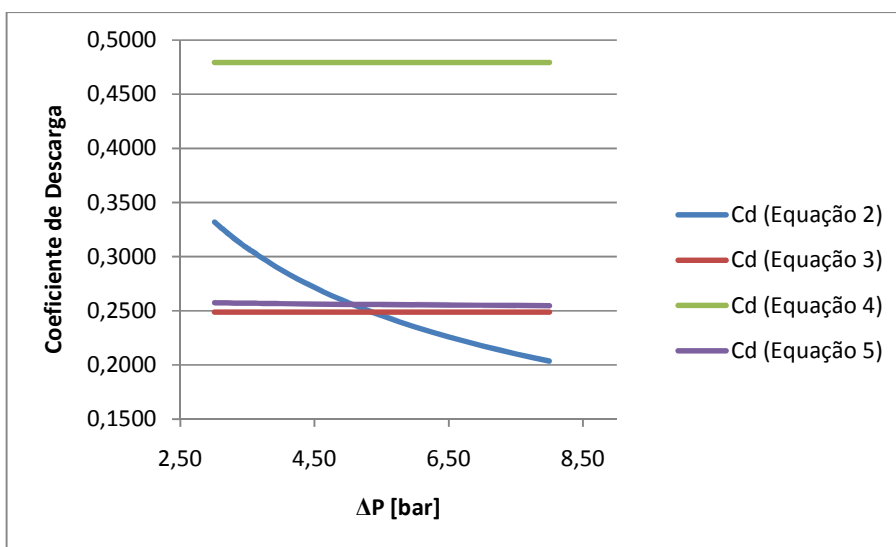


Figura 22: Variação do coeficiente de descarga em função do diferencial de pressões do injetor

Observa-se a diminuição no SMD e a diminuição do ângulo θ com o aumento do diferencial de pressões. Esse comportamento é esperado e descrito pela literatura como “colapso” do ângulo do cone de *spray*, uma das principais causas da formação de fuligem e fumaça nesse tipo de nebulizador.

Nessa mesma faixa de variação de diferencial de pressões do injetor, observa-se o comportamento do coeficiente de descarga, que, como esperado, manteve-se

inalterado para C_d (Equação 3), pois, nesse, depende exclusivamente de fatores geométricos. O mesmo comportamento é observado para C_d (Equação 4), que também depende apenas de parâmetros geométricos, porém esse coeficiente não está sendo considerado, uma vez que seu valor está bem diferente de todos os demais, portanto, por enquanto, os resultados não serão avaliados com base nesse coeficiente. A observação de C_d (Equação 5) mostra uma ligeira variação do seu valor com o diferencial de pressões, devido à variação da densidade e da viscosidade do combustível e da sua velocidade na ponta do nebulizador (U_0). O coeficiente C_d varia bastante com o diferencial de pressões, pois está diretamente relacionado a ele. Pelo gráfico da figura 22 observa-se que no ponto de projeto ($\Delta P_L = 5,5bar$) os coeficientes de descarga considerados estão bem próximos, por isso sendo válida sua utilização no dimensionamento do nebulizador.

5 FABRICAÇÃO

A fabricação é um fator limitante na escolha do tipo de bico injetor a ser utilizado e na definição de parâmetros geométricos do projeto.

Na seleção do tipo de bico injetor (item 4.2), foi descartado o estudo e projeto do *Dual Pressure Swirl*, pois esse, apesar de apresentar características bem satisfatórias para a aplicação em questão, como apresentado anteriormente, apresenta fabricação muito complexa, o que inviabiliza seu projeto, já que o componente deve ser fabricado e testado, com tempo e recursos limitados.

Como o *Pressure Swirl* foi o tipo selecionado e projetado por atender aos requisitos básicos de projeto e ser de fabricação menos complexa, foi feito o projeto de fabricação desse nebulizador. Os desenhos de fabricação são apresentados no apêndice B.

A partir da análise dos resultados obtidos no projeto do nebulizador observa-se que sua fabricação é complicada em função das dimensões muito reduzidas dos orifícios e câmaras que o compõem, porém foram elaboradas diversas formas de fabricá-lo, e essas foram desenvolvidas e refinadas com o objetivo de se chegar a um resultado final que viabilize a fabricação garantindo as condições de operação dentro das condições de projeto. A seguir um desenho do nebulizador projetado.

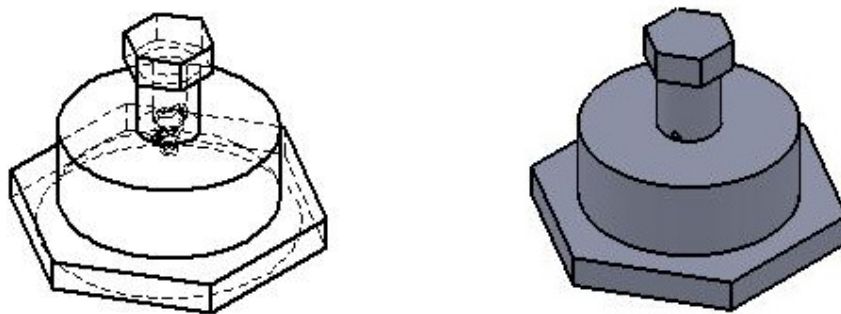


Figura 23: Bico injetor projetado.

Também faz parte dessa etapa a fabricação do sistema de injeção de combustível (descrito no item 6), a fabricação do miolo, onde são montados o bico injetor, a vela para ignição e uma entrada de gás para chama piloto. Todos os desenhos de fabricação são apresentados no apêndice B.

A figura a seguir apresenta os desenhos do tampão e miolo, soldados um ao outro. Essa peça é fixada, por meio de flanges a montante do *liner*. Sendo que ao redor do miolo é montado o *swirler*.

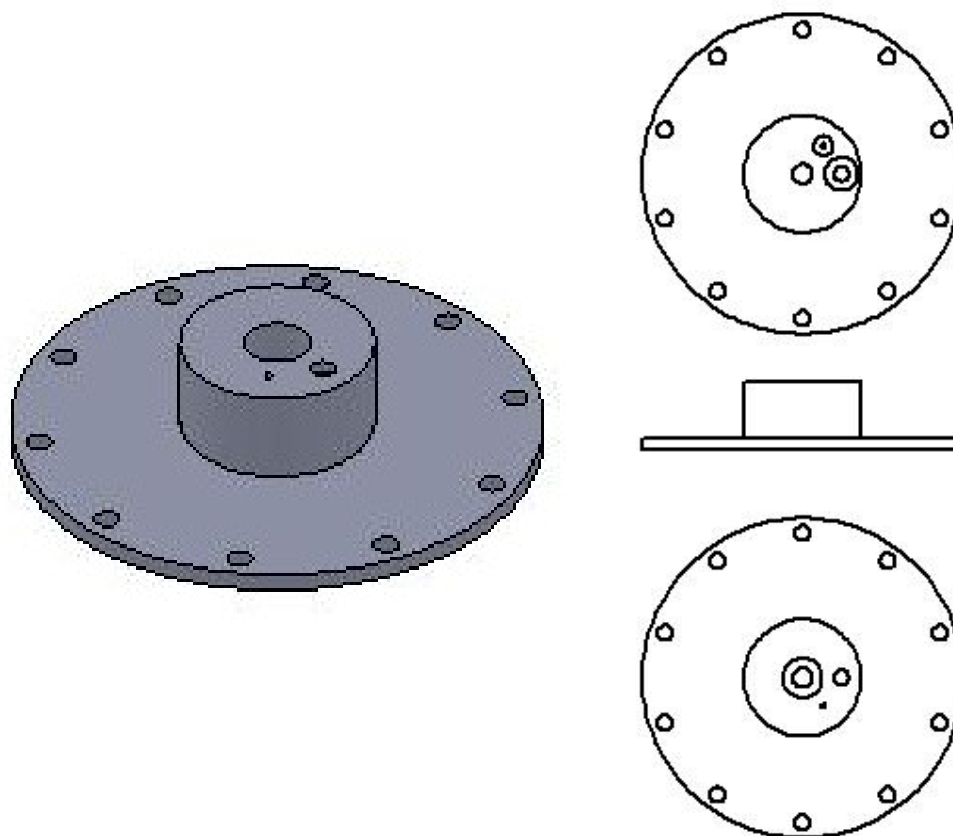


Figura 24: Tampão e miolo para montagem do bico injetor.

6 SISTEMA DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL

Por requisito de projeto e fabricação, afim de que se obtenham diâmetros de orifício de descarga do bico injetor não tão pequenos, é necessário que se trabalhe com altas pressões de combustível, ou melhor, com grandes diferenciais de pressão entre o combustível e o interior da câmara de combustão.

A forma mais convencional de se obter pressão num combustível líquido é através do uso de uma bomba de combustível, do tipo encontrado em automóveis. Esse tipo de bomba fornece uma pressão de cerca de 3,0 – 4,0 bar (manométrico), o que está bastante aquém da pressão de 6,5 bar(man.) para a qual o bico foi projetado.

Para contornar esse problema, o sistema de injeção será composto por um cilindro pressurizado com ar, conforme o esquema a seguir.

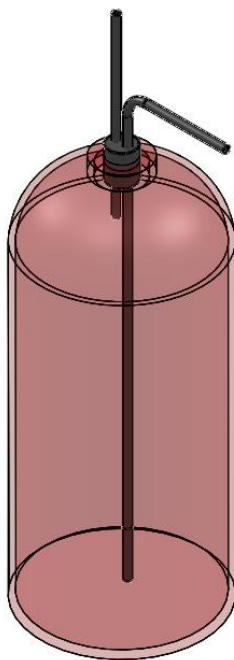


Figura 25: Cilindro pressurizado para sistema de injeção

Esse cilindro é composto por dois tubos, sendo que um deles termina a poucos milímetros do fundo do cilindro. É por esse tubo que ocorre a saída do combustível. Na parte superior há um outro tubo, por onde ocorre a entrada de ar de uma linha de ar comprimido. Assim, o cilindro é pressurizado com a pressão desejada, o ar e o combustível ficam em contato direto e a operação e reabastecimento são fáceis.

A pressão é controlada por meio de válvulas e um manômetro acoplado à tubulação de descarga do cilindro. A vazão é medida por meio de um rotâmetro montado na tubulação de descarga do cilindro, ou seja, aquela que alimenta o bico injetor.

7 ANÁLISES E RESULTADOS

Ao longo desse projeto foi efetuado um levantamento bibliográfico e realizou-se um estudo acerca da seleção e projeto de bicos injetores. Foi selecionado o tipo de bico injetor a ser fabricado, um *pressure swirl* devido às características satisfatórias de nebulização e viabilidade de fabricação.

Logo no início dos estudos descartou-se o bico injetor do tipo *Y-Jet*, pois esse bico, apesar de ser o de fabricação mais fácil, caracteriza-se por promover um longo comprimento de chama, o que é adequado a câmaras de combustão de grandes dimensões, e não a microturbinas a gás.

Desenhos encontrados na bibliografia indicam que o bico injetor do tipo *Dual Pressure Swirl*, apesar de apresentar características de operação satisfatórias para o caso de estudo, é de fabricação muito mais complexa e apresenta componentes que podem falhar ao longo da operação (caso das molas e esferas de vedação do canal secundário), portanto esse tipo foi também descartado.

Quanto à bancada de testes, está sendo utilizada a bancada desenvolvida por [2] com as modificações citadas no item 3. Alguns componentes para fixação da câmara de combustão estão sendo fabricados.

Foram conduzidos alguns testes para observar se o sistema de dupla turbina vai ser eficiente, mas ainda não se obtiveram resultados conclusivos, pois, primeiramente utilizou-se um turbocompressor BorgWarner K16, muito menor do que o K27.2, da microturbina principal, observando-se uma incompatibilidade de pressões que impedia a microturbina de se manter em funcionamento estável. Substituiu-se por um BorgWarner K24, mais próximo do K27.2, mas ainda não foi possível realizar testes. Como está sendo adquirido um soprador para suprir a vazão de ar necessária, essa parte da dupla turbina ficará como um recurso de emergência. E a bancada de testes fica pronta para usar assim que o soprador for entregue.

8 BIBLIOGRAFIA

- [1] ANSATZ, <http://www.ansatz.com.br> (acessado em junho de 2008)
- [2] BATISTA, C.E.S., Projeto, construção e montagem de bancada experimental para câmara de combustão de micro-turbina a gás. Trabalho de Graduação, EPUSP, S. Paulo, 2006.
- [3] BRODKEY, R.S.; "The Phenomena of Fluid Motions", Addison-Wesley Publishing Company, 1967.
- [4] CARLISLE, D. R.; "Communication on the Performance of a Type of Swirl Atomizer", by A. Radcliffe. *Proc. Inst. Mech. Eng.*, Vol. 169, p. 101, 1955.
- [5] CHIGIER, N.; Drop Size and Velocity Instrumentation, *Prog. Energy Combust. Sci.*, 1983.
- [6] COHEN H, Gas Turbine Theory. Editora Longman Group UK Limited. 3ª ed., 1972.
- [7] COUTO, H. S.; CARVALHO Jr., J. A. and BASTOS-NETTO, D.; "Theoretical Formulation for Sauter Mean Diameter of Pressure-Swirl Atomizers" *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 13, No. 5, pp. 691-696, 1987
- [8] DONADIO, D.L.S., Projeto de uma Câmara de Combustão para Micro turbina a Gás a partir de Conjunto Turbo-compressor pré-existente, Trabalho de Graduação, EPUSP, S. Paulo, 2004.
- [9] ELKOTB, M. M.; RAFAT, N. M. and HANA, M. A.; "The Influence of Swirl Atomizer Geometry on the Atomization Performance" *Proceedings of the 1st International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*, Tokyo, pp. 109-115, 1978
- [10] FUKUMASU, NK. Projeto aero-termodinâmico de uma câmara de combustão para micro-turbina a gás derivada de um turbo-compressor automotivo. Trabalho de Graduação, EPUSP, S. Paulo, 2006.

- [11] GIFFEN, E. and MURASZEW, A.; “Atomization of Liquid Fuels” Chapman & Hall, London, 1953.
- [12] IPT, Curso de Combustão Industrial, Cap. 3 – Combustão de Líquidos, 2007.
- [13] JONES, A. R.; “Design Optimization of a Large Pressure-Jet Atomizer for Power Plant” *Proceedings of the 2nd International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*, Madison, Wis., pp. 181-185, 1982.
- [14] LACAVA, P.T.; PIMENTA, A.P.; BASTOS-NETTO, D.; “Design procedure and experimental evaluation of Pressure-Swirl Atomizers.” In: 24th International Congress of The Aeronautical Sciences, 2004, Yokohama. Anais, 2004.
- [15] LEFEBVRE, A.H.; “Atomization and sprays”, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1989.
- [16] LEFEBVRE, A.H.; “Gas turbine combustion”, Ed. McGraw-Hill, São Paulo, Brasil, 1983.
- [17] PACIFICO, A. L.; "Análise teórico experimental do escoamento bifásico no interior de bocais nebulizadores do tipo “Y-Jet”, Tese Doutorado, EPUSP, S. Paulo 2000.
- [18] RISK, N. K. and LEFEBVRE, A. H.; “Internal Flow Characteristics of Simplex Swirl Atomizers” *Journal of Propulsion Power*, Vol. 1, No. 3, pp. 193-199, 1985
- [19] SCHETTINI, H.F.D., "Análise experimental de Nebulizadores tipo 'Y-Jet'", Dissertação Mestrado, EPUSP, S. Paulo 2005.
- [20] TURNS, S.R., 2000, “An introduction to combustion: concepts and applications”, Ed. McGraw-Hill, 2^o edição, São Paulo, Brasil.
- [21] VERSTEEG, H.K., MALALASEKERA, W., 1998, “An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method”, Addison Wesley Longman Ltd., Reino Unido.

Apêndice A – Rotina

"Projeto de bico injetor Pressure-Swirl"

"
"
"
"

"Dados de entrada"

"Combustível"

$m_{\dot{L}} = m_{\dot{ar}} \text{ combustao} / 9,878$ "Vazão de combustível -----> pela estequiometria com 10% de excesso de ar"

$\rho_L = \text{density}(\text{Ethanol}; T=T_{\text{comb}}; P=P_{\text{comb}})$ "Densidade do combustível"

$\mu_L = \text{viscosity}(\text{Ethanol}; T=T_{\text{comb}}; P=P_{\text{comb}})$ "Viscosidade do combustível"

$\sigma = \text{SurfaceTension}(\text{Ethanol}; T=T_{\text{comb}})$ "Tensão superficial do combustível"

$\Delta P_L = P_{\text{comb}} - P_{\text{CC}}$ "Diferencial de pressão do injetor"

$T_{\text{comb}} = 25$ [C] "Temperatura do combustível na entrada do bico injetor"

$P_{\text{comb}} = 750000$ [Pa] "Pressão ABSOLUTA do combustível no bico injetor"

"Ar no interior da câmara de combustão"

$m_{\dot{ar}} = 0,16$ [kg/s]

$m_{\dot{ar}} \text{ combustao} = 0,35 * m_{\dot{ar}}$ "O ar para combustão é de cerca de 35% do ar total"

$\rho_a = \text{density}(\text{air}; T=T_{\text{ar}}; P=P_{\text{CC}})$ "Densidade do ar no interior da câmara de combustão"

$T_{\text{ar}} = 1700$ [C] "Temperatura do ar no interior da câmara de combustão na região do bico injetor"

$P_{\text{CC}} = 200000$ [Pa] "Pressão ABSOLUTA no interior da câmara de combustão"

"Parâmetros geométricos"

$D_0 = 0,001$ [m] "Diâmetro do orifício de descarga ---> faz-se um chute inicial e determina-se os adimensionais A, B, C, D e E para avaliação"

$n = 2$ "Número de orifícios tangenciais"

$A_0 = \pi * D_0^2 / 4$ "Área do orifício de descarga"

$A_P = n * (\pi * (D_P^2) / 4)$ "Área do orifício de descarga"

"Parâmetros de spray"

$\theta = 45$ "Arbitra-se o semi-ângulo de spray e confere-se o SMD"

"
"
"
"

"Adimensionais"

$A = A_P / (D_S * D_0)$ "Lefebvre recomenda que esteja no intervalo $0,19 < A < 1,21$ "

$B = D_S/D_0$ "Lacava recomenda que esteja no intervalo $1,21 < B < 8,13$ "

$C = L_S/D_S$ "Deve ser reduzido para minimizar as perdas por atrito. Um valor limite deve ser escolhido para atingir a estabilização de fluxo e a formação de um filme uniforme ----> Deve ser $> 0,5$, sendo o ideal $\sim 1,0$ "

$D = L_0/D_0$ "Deve ser reduzido para minimizar perdas por atrito na saída do nebulizador"

$E = L_P/D_P$ "Não pode ser $< 1,3$, pois canal tangencial de entrada muito curto pode gerar uma descarga difusa, levando a um spray instável"

$C = 1,0$

$D = 1,0$

$E = 2,5$

"Rotina"

$FN = m_{\dot{L}} / (\sqrt{\rho_L \cdot \Delta P_L})$ "Flow Number ----->Eq 01"

$Cd = m_{\dot{L}} / (A_0 \sqrt{2 \cdot \rho_L \cdot \Delta P_L})$ "Coeficiente de descarga para estimativa dos adimensionais ----->Eq 02"

$Cd^2 = (0,0616 \cdot (D_S/D_0) \cdot (A_P/(D_S \cdot D_0)))$ "Para avaliação dos adimensionais A e B ----->Eq 03"

$Cd_4 = 0,35 \cdot (D_S/D_0)^{0,5} \cdot (A_P/(D_S \cdot D_0))^{0,25}$ "Para checar discrepâncias nos adimensionais A e B ----->Eq 04"

$Cd_5 = 0,45 \cdot ((D_0 \cdot \rho_L \cdot U_0) / \mu_L)^{-0,02} \cdot (L_0/D_0)^{-0,03} \cdot (L_S/D_S)^{0,05} \cdot (A_P/(D_S \cdot D_0))^{0,52} \cdot (D_S/D_0)^{0,23}$ "Para checar discrepâncias nos adimensionais A e B ----->Eq 05"

$\sin(\theta) = ((\pi/2) \cdot Cd) / (A \cdot (1 + \sqrt{X}))$ "Para obtenção do semiângulo de spray theta ----->Eq 06"

$X = 1 - (4 \cdot FN) / (D_0^2 \cdot \pi \cdot \sqrt{2})$ "Para obtenção de X ----->Eq 07"

$h_0 = (0,00805 \cdot FN \cdot \sqrt{\rho_L}) / (D_0 \cdot \cos(\theta))$ "Para obtenção da espessura do filme na ponta do nebulizador ----->Eq 08"

$D_L = 0,9615 \cdot \cos(\theta) \cdot ((h_0^4 \cdot \sigma^2) / (U_0^4 \cdot \rho_a \cdot \rho_L))^{1/6} \cdot (1 + 2,6 \cdot \mu_L \cdot \cos(\theta)) \cdot ((h_0^2 \cdot \rho_a^4 \cdot U_0^7) / (72 \cdot \rho_L^2 \cdot \sigma^5))^{1/3})^{0,2}$ "Para obtenção do diâmetro de ligamento ----->Eq 09"

$U_0 = \sqrt{(2 \cdot \Delta P_L / \rho_L)}$ "Para obtenção da velocidade na ponta do nebulizador ----->Eq 10"

$SMD = 1,89 \cdot D_L$ "Para obtenção do diâmetro médio de gotas ----->Eq 11"

Apêndice B – Desenhos de Fabricação

