



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

METODOLOGIA NUMÉRICA PARA CARACTERIZAÇÃO DA
INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL E FORMAÇÃO DA MISTURA
PARA DESENVOLVIMENTO DE MOTORES DE COMBUSTÃO
INTERNA.

FELIPE GROSSI LAMAS AMORIM

Belo Horizonte, 09 de Maio de 2016

Felipe Grossi Lamas Amorim

**METODOLOGIA NUMÉRICA PARA CARACTERIZAÇÃO DA
INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL E FORMAÇÃO DA MISTURA
PARA DESENVOLVIMENTO DE MOTORES DE COMBUSTÃO
INTERNA.**

**Dissertação apresentada ao Programa de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica,
Universidade Federal de Minas Gerais, como
requisito parcial para a obtenção do título de
Mestre em Engenharia Mecânica.**

Orientador: Prof. Ramon Molina Valle

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2016

Aos meus pais, Lu e Isa...

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Hildemano e Paula pela imensa vontade de me ver vencer. À minha irmã, Luíza, por sempre estar ao meu lado e fazer parte de tudo isso.

Um agradecimento especial a todos do Laboratório CFD, por toda a ajuda, em especial à engenheira Deborah Domingos e aos engenheiros Raphael Meirelles e Raniro Coelho, que foram mais do que essenciais para desenvolver esse trabalho.

Ao professor Ramon Molina, pela orientação, por todas as oportunidades que me proporcionou e pela paciência, atenção e ensinamentos neste mais de um ano de convivência.

À minha namorada, Isadora, por sempre me motivar.

À FCA, Fiat Chrysler Automobiles, LATAM, por todo o incentivo e toda a ajuda técnica e financeira que possibilitaram as práticas desse trabalho e elevaram o CTM-UFGM a um nível superior.

If you don't know where you're going, any road will take you there.

Lewis Carroll

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS.....	9
LISTA DE ILUSTRAÇÕES.....	10
LISTA DE SÍMBOLOS	13
RESUMO.....	16
1 INTRODUÇÃO	17
1.1 Estrutura do Trabalho	18
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	19
2.1 Motores de Combustão Interna com Ignição por Centelha	19
2.1.1 Conceitos Fundamentais	19
2.1.2 Escoamento de Ar	22
2.1.3 Injeção direta de combustível.....	24
2.1.4 Características do Spray	28
2.1.5 Características do Combustível.....	33
2.2 Métodos Numéricos aplicados à Mecânica dos Fluidos em Motores de Combustão Interna	34
2.2.1 Dinâmica de Fluidos Computacional - CFD	34
2.2.2 Desenvolvimento de Análise CFD	35
2.2.3 Método dos Volumes Finitos	36
2.2.4 Número de Courant (CFL number).....	37
2.2.5 Modelagem da Turbulência.....	38
2.2.6 Modelos DNS e LES.....	38
2.2.7 Modelos RANS	39
2.2.8 Modelagem do Spray	42
2.3 Programas Computacionais para Aplicação dos Métodos Numéricos	49
2.3.1 SolidWorks.....	49
2.3.2 Star CCM+	50
2.3.3 <i>es-ice</i> e Star-CD	50
2.4 Tratamento Experimental do Spray	50
2.4.1 Shadowgrafia.....	50
2.5 Estado da Arte	51
3 METODOLOGIA	60
3.1 Projeto base	60

3.2	Etapas do Processo	60
3.3	Escolha dos programas computacionais a serem utilizados	61
	3.5. Etapa 1 – Caracterização Experimental e Simulação Numérica do Spray Estático	62
	3.5.1. Spray Estático Experimental em Câmara Atmosférica	62
	3.5.1.2. Tratamento das Imagens	64
	3.5.2. Simulação Numérica (CFD) do Spray em Câmara Atmosférica	66
	3.5.3. Validação do Modelo Numérica do Spray	74
3.6	Etapa 2 – Simulação Dinâmica do Spray no Motor	75
	3.6.1. Metodologia de Simulação Dinâmica do Spray	75
	3.6.2. Condições de Contorno da Simulação Dinâmica do Spray para Diferentes Condições de Injeção	90
3.7.	Forma de Apresentação dos Resultados	94
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	95
4.1	Resultados da Etapa 1	95
	4.1.1 Teste de Sensibilidade dos Resultados à Malha (Spray em Câmara Atmosférica)	95
	4.1.2 Teste de Sensibilidade dos Resultados ao Passo de tempo (Spray em Câmara Atmosférica)	98
	4.1.3 Validação Experimental	100
4.2	Resultados da Etapa 2	103
	4.2.1 Teste de Sensibilidade dos Resultados à Malha (Injeção no Motor)	103
	4.2.2 Resultados da Caracterização Numérica do Spray no Motor	110
	4.2.3 Considerações Finais Sobre os Resultados	127
5	CONCLUSÕES	128
5.1	Sugestões para trabalhos futuros	130
	ABSTRACT	131
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	133
	APÊNDICE I	138

LISTA DE TABELAS

CAPÍTULO 2

TABELA 2.1: Diferença entre a injeção indireta e direta.....	25
TABELA 2.2: Modos de <i>Break-up</i> e número de Weber.....	30
TABELA 2.3: Propriedades do e da Gasolina (HUANG <i>et al</i> , 2015).....	33

CAPÍTULO 3

TABELA 3.1: Condições Iniciais e de Contorno Experimentais para Simulação Numérica.....	64
TABELA 3.2: Comprimentos característicos de referência	70
TABELA 3.3: Passos de Tempo Analisados	72
TABELA 3.4: Condições Iniciais das Simulações Numéricas	73
TABELA 3.5: Principais Propriedades do EXXSOL D60	73
TABELA 3.6: Comprimentos característicos de referência	81
TABELA 3.7: Comprimento característico calculado para os diferentes <i>templates</i> 2D	82
TABELA 3.8: Especificação do número de células, volume e comprimento característico	84
TABELA 3.9: Definição do passo de tempo de acordo com instante do ciclo para as malhas simuladas.....	89
TABELA 3.10: Condições de Contorno do Motor	91
TABELA 3.11: Condições de injeção utilizadas na simulação	92

CAPÍTULO 4

TABELA 4.1: Resultados numéricos e experimentais da penetração do spray em câmara atmosférica.....	101
TABELA 4.2: Principais Resultados da Análise de Injeção.....	124

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIGURAS

CAPÍTULO 2

FIGURA 2.1 – Ciclos do Motor.....	20
FIGURA 2.2 – Curso do pistão.....	21
FIGURA 2.3 – Estruturas Rotacionais do Escoamento	23
FIGURA 2.4 – Diferença entre a injeção indireta e direta.....	24
FIGURA 2.5 – Injetor <i>Swirl</i> em corte.....	26
FIGURA 2.6 – Injetor <i>Swirl</i> – Visão detalhada	26
FIGURA 2.7 – Spray cônico e oco (esquema).....	27
FIGURA 2.8 – Formas de <i>Break-up</i>	29
FIGURA 2.9 – Estrutura do Spray de Cone Oco	31
FIGURA 2.10 – Estrutura do Spray de Cone Oco – Pré-spray.....	32
FIGURA 2.11 – Exemplo de análise CFD.....	35
FIGURA 2.12 – Desenvolvimento de uma análise CFD	36
FIGURA 2.13 – Camada Líquida real	43
FIGURA 2.14 – Quebras de gotas nos modelos KH e RT	46
FIGURA 2.15 – Quebras de gotas nos modelos KH e RT	46
FIGURA 2.16 – Motor operado no SolidWorks.....	49
FIGURA 2.17 – Exemplo de spray tratado com shadowgrafia.	51
FIGURA 2.18 – Plotagem de gotas em simulação numérica	52
FIGURA 2.19 – Coeficiente de Descarga (adimensional) à direita e Ângulo de Cone (°) à esquerda em função de Re e do Coeficiente de <i>Swirl</i> . (adimensionais).....	53
FIGURA 2.20 – Validação do Spray em Câmara Atmosférica Utilizando a Penetração.....	55
FIGURA 2.21 – Simulação de escoamento interno em injetor <i>swirl</i>	56

CAPÍTULO 3

FIGURA 3.1 – Fluxo das Etapas da Metodologia Desenvolvida	61
FIGURA 3.2 – Injetor Estudado	62
FIGURA 3.3 – Montagem de Bancada Experimental	63
FIGURA 3.4 – Montagem para Retirada das Imagens	64
FIGURA 3.5 – Perfil do Spray Tratado	65
FIGURA 3.6 – Ângulos interno e externo do spray	66
FIGURA 3.7 – Domínio Computacional	67
FIGURA 3.8 – Malha Volumétrica Hexaédrica	68
FIGURA 3.9 – Malhas Geradas Para o Teste, a) 1,0mm , b) 0.9mm, c) 0,82 mm d) 0,73mm	70
FIGURA 3.10 – Extração do Volume Interno	76
FIGURA 3.11 – Malha Superficial Final.....	77
FIGURA 3.12 – Reconstrução de Malha	78
FIGURA 3.13 – Malha gerada com vista de seção.....	78

FIGURA 3.14 – Criação de perfila da válvulas	79
FIGURA 3.15 – Template 2D para motor protótipo de 2 válvulas.....	79
FIGURA 3.16 – <i>Template 3D</i>	80
FIGURA 3.17 – Malha cortada.....	80
FIGURA 3.18 – Malhas geradas com vista de seção.....	81
FIGURA 3.19 – Templates 2D para o teste de malha – a) MM1, b) MM2, c) MM3, d) MM4	83
FIGURA 3.20 – Malhas para o teste de malha no ponto morto inferior - a) MM1, b) MM2, c) MM3, d) MM4.....	85
FIGURA 3.21 – Planos de Cálculo da Velocidade	88
FIGURA 3.22 – Posicionamento do Injetor.....	93

CAPÍTULO 4

FIGURA 4.1 – Forma do Spray para quatro malhas distintas.	96
FIGURA 4.2 – Forma do Spray para três passos de tempo distintos.....	99
FIGURA 4.3 – Comparativo de imagens experimental versus numérico.....	102
FIGURA 4.4 – Magnitude do tensor de gradientes no plano que corta as válvulas para o instante de máxima abertura da válvula de admissão para as quatro malhas simuladas: a) MM1, b) MM2, c) MM3, d) MM4	108
FIGURA 4.5 – Campo escalar de velocidade para o instante de 2 mm de abertura da válvula de admissão para as quatro malhas: a) MM1, b) MM2, c) MM3, d) MM4 e e) Escala de cor para a magnitude da velocidade	109
FIGURA 4.6 – Forma do spray ao fim da injeção nas condições 1 (pistão descendo) e 3 (pistão subindo), 1 ms cada.	111
FIGURA 4.7 – Campo de Velocidades no Entorno do Spray para o ar do	112
FIGURA 4.8 – Fração Mássica de Etanol comparada ao Campo de Velocidades do Escoamento a 430 ° (Condição 1).....	113
FIGURA 4.9 – Fração Mássica de Etanol para ângulos em sentido horário 404°, 480°, 560°, 703°, para condição 1 à esquerda e condição 2 à direita.	114
FIGURA 4.10 – Fração Mássica de Etanol para ângulos em sentido horário 620°, 635°, 680°, 703°, para condição 3 à esquerda e condição 4 à direita	114
FIGURA 4.11 – Acúmulo de combustível na proximidade da válvula e interferência com a válvula (410°).....	117
FIGURA 4.12 – Gotas em direção ao pórtico de admissão.....	118
FIGURA 4.13 – Gotas de líquido acumulado no momento da centelha para condições 3 e 4.	122

APÊNDICE I

Figura A1 – Datasheet do injetor IWD3+193	138
---	-----

GRÁFICOS

CAPÍTULO 3

Gráfico 3.1 – Diagrama de abertura e fechamento de válvulas	87
---	----

Gráfico 3.2 – Número de Courrant Máximo por Crank Angle.....	89
--	----

CAPÍTULO 4

Gráfico 4.1 – Penetração do Spray para quatro malhas distintas.....	97
Gráfico 4.2 – Penetração do Spray para quatro malhas distintas - Ampliação com ajuste de eixo.	97
Gráfico 4.3 – Penetração do Spray para três passos de tempo distintos.	99
Gráfico 4.4 – Validação dos resultados de penetração.	101
Gráfico 4.5 – Área da magnitude da velocidade no plano normal a direção X	103
Gráfico 4.6 – Ampliação no período de maior velocidade do GRA 4.5.....	104
Gráfico 4.7 – Média na área da velocidade V, no plano normal a direção Y	105
Gráfico 4.8 – Ampliação no período de maior velocidade do GRA 4.7.....	106
Gráfico 4.9 – Área da magnitude da velocidade no plano normal a direção Y	107
Gráfico 4.10 – Área da magnitude da velocidade no plano normal a direção Z.....	107
Gráfico 4.11 – Combustível no cilindro – condição 1	115
Gráfico 4.12 – Combustível no cilindro – condição 2	116
Gráfico 4.13 – Massa de combustível no pórtilo de admissão para as condições 1 e 2.....	116
Gráfico 4.14 – Lambda versus ângulo de virabrequim para as condições 1 e 2.....	118
Gráfico 4.15 – Combustível no Cilindro – Condição 3	119
Gráfico 4.16 – Combustível no Cilindro – Condição 4	120
Gráfico 4.17 – Lambda x crank angle para condições 3 e 4.....	121
Gráfico 4.18 - Evaporação para condições 1 e 2	123
Gráfico 4.19 – Evaporação para condições 3 e 4.....	123
Gráfico 4.20 – Coeficientes de <i>Tumble</i> em torno de X.....	125
Gráfico 4.21 – Coeficientes de <i>Swirl</i> em torno de Z.....	126

LISTA DE SÍMBOLOS

Re:	Número de Reynolds;
μ :	Viscosidade Dinâmica do Fluido [Pa.s];
ρ :	Massa específica [kg/m ³];
v:	Velocidade do escoamento [m/s];
D:	Diâmetro [m]
M:	Número de Mach;
c:	Velocidade do som [m/s];
t:	Tempo [s].
h_i :	Comprimento Característico de Elemento de Malha [mm]
p:	Pressão média [bar];
x_i :	Componente do vetor x de orientação i
\bar{p} :	Pressão [bar]
τ :	Tensão de Cisalhamento [Pa].
∂ :	Derivada Parcial
k:	Energia Cinética Turbulenta [J]
ε :	Dissipação da Energia Cinética Turbulenta [m ² /s ³]
ω :	Dissipação Específica da Energia Cinética Turbulenta [s ⁻¹]
C_μ :	Constante de Viscosidade Turbulenta
S_{ij} :	Tensor taxa de deformação
η :	Escala de Comprimento da Turbulência
N:	Rotação [N].
u_c :	Componente x da velocidade na célula c [m/s]
w_c :	Componente z da velocidade na célula c [m/s];
Z_c :	Coordenada z do centro volumétrico da célula c [m]
X_c :	Coordenada x do centro volumétrico da célula c [m];
Z_m :	Coordenada do Centro de Massa do Cilindro em Z [m];

- X_m : Coordenada do centro de massa do cilindro em X [m].
- u_{rel} : Velocidade Relativa entre a gota e o gás [m/s]
- σ : Tensão Superficial [Pa];
- ρ_g : Densidade do gás [kg/m³].
- B_0 : Constante do Modelo KH
- B_1 : Constante do modelo KH
- Λ_{KH} : Comprimento de onda do modelo KH [m]
- Λ_{RT} : Comprimento de onda do modelo RT [m]
- D_{RT} : Diâmetro estável para o modelo RT [m]
- D_s : Diâmetro estável para o modelo KH [m]
- $C\tau$: Constante do modelo RT
- x : Constante da distribuição Rosin Rammler
- q : Constante da distribuição Rosin Rammler
- C_3 : Constante do Modelo RT
- Q : Fração total ocupada pelas gotas
- C : Número de Courant
- C_d : Coeficiente de Descarga
- S : Swirl
- ϕ : Ângulo de Cone
- We_g : Número de Weber
- τ_{KH} : Tempo de escala do modelo KH [s]
- $T_{m,Y}$: Coeficiente de Tumble em torno do eixo Y.
- τ_{RT} : Tempo de Escala do modelo RT [s]
- Ω_{KH} : Taxa de crescimento da onda de taxa crescimento mais rápida

NOMENCLATURAS

UFMG:	Universidade Federal de Minas Gerais
PMS:	Ponto Morto Superior
PMI:	Ponto Morto Inferior
RANS:	Reynolds Averaged Navier-Stokes
LES:	Large Eddy Simulation
DNS:	Direct Numerical Simulation
CFD:	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CTM:	Centro de Tecnologia da Mobilidade
FCA:	Fiat Chrysler Automobiles
KH:	Kelvin-Helmholz
RT:	Rayleigh-Taylor
KHRT:	Modelo Kelvin-Helmholz - Rayleigh-Taylor
CAD:	<i>Computer Aided Design</i>

RESUMO

O crescimento da frota mundial de automóveis gera o aumento das emissões de gases nocivos ao meio ambiente. Com isso, faz-se necessário buscar o melhor entendimento sobre o funcionamento dos motores de combustão interna (MCI), a fim de melhorar o seu rendimento. Um dos fatores que influenciam a eficiência de combustão dos motores é a injeção de combustível, que resulta na formação de mistura dentro do cilindro do motor e influencia diretamente a combustão. Este trabalho visa desenvolver uma metodologia geral na qual são feitas simulações computacionais tridimensionais utilizando o programa Star-cd e o módulo *es-ice* com o intuito de realizar uma caracterização numérica completa da injeção de combustível (etanol) e formação de mistura em um motor duas válvulas em fase de projeto. A metodologia consiste em duas etapas, sendo que na primeira apenas o spray de um injetor, instalado em uma câmara à pressão atmosférica, foi caracterizado numericamente e os resultados foram validados com dados experimentais. Na segunda etapa, os parâmetros e condições utilizados anteriormente e validados para o spray do injetor são inseridos como dados de entrada para uma simulação completa do motor objetivo, com análise de diferentes condições de injeção. Dessa maneira, a metodologia proposta neste trabalho permite estudar e prever o comportamento de parâmetros importantes da injeção de combustível em um motor quando o mesmo se encontra em fase de projeto, o que pode melhorar a eficiência do produto final. A metodologia proposta apresenta excelentes resultados para a primeira etapa, na qual houve diferença de apenas 0,2% entre resultados numéricos e experimentais, considerando-se assim validada a caracterização do spray em câmara atmosférica. Os resultados da segunda etapa mostram o comportamento da formação de mistura, para as condições analisadas, indicando perdas de combustível, evaporação incompleta, misturas muito pobres, locais de acúmulo de líquido, entre outros problemas difíceis de serem detectados experimentalmente, ressaltando a importância da metodologia numérica. A metodologia proposta mostrou também bons resultados para representar a recirculação do ar no interior do cilindro e na abertura das válvulas, sendo possível observar a relação entre parâmetros, como o *tumble* e o *swirl*, durante as fases de admissão e compressão. A partir destes resultados, obtidos para uma determinada condição de injeção do motor, é possível ajustar parâmetros do projeto e atualizar condições de contorno que levem a novas condições de injeção que acarretem maiores eficiências de combustão. Desta forma, o presente trabalho pode contribuir no projeto de motores mais eficientes, com menores índices de emissões e melhores desempenhos.

Palavras-Chave: Etanol, Injeção, EDI, Escoamento de Ar, Motores, CFD, Turbulência

1 INTRODUÇÃO

O rendimento dos motores de combustão interna é diretamente influenciado por três fatores fundamentais, os quais dependem uns dos outros: o escoamento de ar dentro dos cilindros, a formação da mistura ar/combustível e a qualidade da combustão. O escoamento de ar é responsável, dentre várias outras funções, por manter a energia cinética da mistura para que ela seja dissipada em micro turbulências em um instante próximo à combustão, o que melhora a formação e a propagação da frente de chama. Em motores com injeção direta de combustível, esse movimento de ar é responsável também por melhorar a qualidade da mistura (LI *et al*, 2001). Simultaneamente ao escoamento de ar, outro fator importante para a formação de mistura ideal é a injeção de combustível e de que maneira ela é realizada. Existem motores de injeção indireta, nos quais o combustível é injetado por um injetor localizado no pórtico de admissão, e motores de injeção direta, nos quais o injetor está localizado dentro da câmara de combustão. O presente trabalho trata, especificamente, de motores de injeção direta.

Uma injeção eficiente é aquela que permite aliar fatores como tempo de injeção, momento da injeção, número de injeções, pressão de injeção, dentre outros, de forma a favorecer a melhor formação de mistura. Para isso, é muito importante que seja estudado o escoamento de ar e seus padrões de vorticidade, tais como *swirl*, *tumble* e *cross-tumble*, os quais são essenciais para dispersão do combustível dentro do cilindro. Diversos métodos permitem o estudo da injeção de combustível, o movimento do ar no motor e a interação entre eles para a análise da formação da mistura, sendo muitos deles numéricos e muitos experimentais. Os métodos numéricos consistem basicamente em simular virtualmente os fenômenos que ocorrem na realidade, utilizando-se métodos e modelos matemáticos aplicados a geometrias e domínios correspondentes ao modelo real, geralmente por meio de um programa computacional comercial ou livre, aplicando os conhecimentos das diversas áreas da engenharia, como estruturas, fluidos, térmica, entre outras.

Para análise de escoamentos e comportamentos fluidodinâmicos, o método numérico mais utilizado é o “Método dos Volumes Finitos” e a área da engenharia que aplica esse método para simulações computacionais é chamada de Mecânica dos Fluidos Computacional, mais conhecida como CFD (*Computational Fluid Dynamics*). Um modelo computacional baseado no Método dos Volumes Finitos deve passar por várias etapas antes da obtenção de resultados confiáveis. A geometria deve ser a mais próxima possível do modelo real, podendo sofrer algumas

modificações ou simplificações que facilitem as próximas etapas da simulação, desde que a fidelidade do modelo numérico não seja prejudicada.

Os resultados obtidos por modelos computacionais são extremamente dependentes da malha, uma vez que a geração de malha é basicamente o que define o Método dos Volumes Finitos. Nele divide-se a geometria em diversos pequenos volumes de controle nos quais são realizados os cálculos e obtém-se o comportamento global relacionando todos os volumes calculados. Sendo assim, o refinamento de malha influencia diretamente nos resultados encontrados, uma vez que o tamanho de cada elemento e o número de elementos podem mudar as variáveis dos cálculos e, conseqüentemente, a sua precisão. Assim como a malha, os modelos de turbulência possuem papel fundamental na obtenção dos resultados, especialmente para o escoamento de ar, e modelos específicos para caracterização de gotas (evaporação, *break-up*, etc.) são muito importantes para modelagem do spray gerado pelo injetor. Sabe-se que não existem modelos que possuam uma aplicabilidade universal, ou seja, cada modelo possui resultados adequados para diferentes fenômenos, o que torna a escolha dos modelos uma tarefa complexa. (HEYWOOD, 1988).

Objetivo: O presente trabalho tem como objetivo caracterizar numericamente a injeção direta de combustível em motor protótipo de duas válvulas, simulando diversas situações de injeção com o objetivo de melhorar a formação de mistura nos cilindros do motor. O trabalho também envolve análise do escoamento de ar para auxiliar na elaboração das estratégias de injeção e caracterização da mistura ar/combustível no final da injeção

1.1 Estrutura do Trabalho

Esta dissertação está estruturada em cinco capítulos. O Capítulo 1 apresenta a introdução e os objetivos do projeto, o Capítulo 2 apresenta a revisão bibliográfica, abordando os princípios básicos e assuntos relevantes para o entendimento do presente trabalho. O Capítulo 3 apresenta os recursos e materiais utilizados para que as simulações realizadas neste trabalho fossem possíveis, além de apresentar a metodologia desenvolvida e utilizada para se atingir os objetivos, assim como todos os procedimentos realizados. O Capítulo 4 apresenta os resultados encontrados, bem como comparações e discussões. As conclusões estão no Capítulo 5, assim como as sugestões para possíveis melhorias e trabalhos futuros. As referências consultadas estão listadas logo após o Capítulo 5, seguido pelo Apêndice, no qual podem ser encontradas informações adicionais e dados sobre o trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para a correta compreensão dos assuntos tratados no presente trabalho é necessário que alguns conceitos fundamentais sejam introduzidos, assim como uma revisão teórica sobre assuntos relevantes para a presente abordagem.

2.1 Motores de Combustão Interna com Ignição por Centelha

Uma vez que o foco do presente trabalho é a modelagem numérica do escoamento e injeção de combustível em um motor de combustão interna, faz-se necessário o entendimento de alguns conceitos básicos sobre motores de ciclo Otto, com ignição por centelha e injeção direta, já que muitos termos serão abordados.

2.1.1 Conceitos Fundamentais

Os motores de combustão interna com ignição por centelha são geralmente alimentados por uma mistura de ar e combustível homogênea e essencialmente gasosa. Ao final da compressão, uma descarga elétrica de alta intensidade é disparada na câmara de combustão, dando início ao processo de queima da mistura de ar e combustível (HEYWOOD, 1988).

O ciclo de um motor Otto, tipo mais comum de motor de combustão interna, é normalmente dividido em quatro tempos: admissão, compressão, expansão e exaustão, HEYWOOD (1988). Existem motores de dois tempos, mas estes não são o foco do presente trabalho, portanto, não serão aqui apresentados. A FIG 2.1 ilustra os tempos de um motor de combustão interna de ciclo Otto, com ignição por centelha.

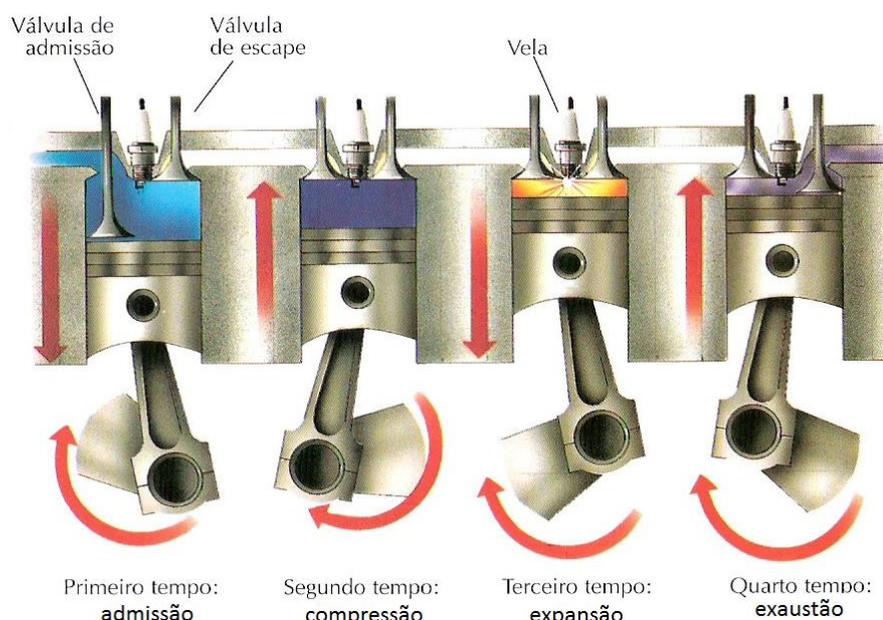


FIGURA 2.1 – Ciclos do Motor

FONTE: SANTOS (2013)

No caso, o cilindro do motor utilizado como exemplo na FIG 2.1 possui apenas duas válvulas, mas grande parte dos motores desse tipo possui quatro válvulas por cilindro, sendo duas de admissão e duas de exaustão. Na admissão, a válvula de admissão abre, permitindo a entrada do ar pelos pórticos no interior do cilindro, proveniente do ambiente externo. A quantidade de ar que entra no motor é controlada por uma válvula borboleta que é conectada ao acelerador do veículo. Quando o pedal acelerador é pressionado, a válvula borboleta se abre, permitindo a entrada de mais ar no cilindro. Cada tempo do motor corresponde a 180° de giro do virabrequim, componente do eixo de rotação do motor no qual são conectadas as bielas dos pistões. Assim, os pistões giram o virabrequim por meio das bielas, o que proporcionam o giro ao eixo de entrada da transmissão (câmbio), HEYWOOD (1988). Chama-se de Ponto Morto Superior (PMS) quando o pistão está no ponto mais alto (começo da admissão, final da compressão, início da expansão e final da exaustão). Similarmente, quando o pistão está no ponto mais baixo (final da admissão, início na compressão, final da expansão e início da exaustão), a posição é chamada de Ponto Morto Inferior (PMI). As posições são mostradas na FIG 2.2.

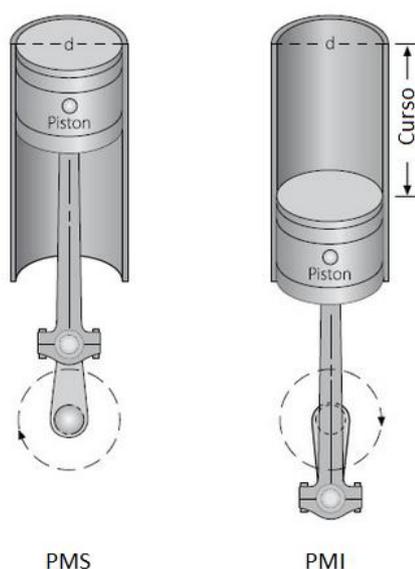


FIGURA 2.2 – Curso do pistão

FONTE: Aviation Online Magazine

O espaço que o pistão percorre durante seu deslocamento entre o PMS e PMI é denominado de curso.

Após o curso de admissão, as válvulas se fecham e começa a compressão, onde o ar é comprimido dentro da câmara de combustão até que o pistão alcance o PMS, onde o eletrodo da vela produz uma centelha que inicia o processo de combustão. Nos cursos de admissão e compressão também ocorre a injeção de combustível, para motores de injeção direta, foco deste trabalho.

Segundo BAPTISTA (2007), a ignição por centelha inicia o processo de queima por meio de uma frente de chama que pode ser guiada pelos contornos da câmara de combustão. Durante a combustão, essa frente de chama aumenta, tanto em volume quanto em área, gerando uma quantidade crescente de carga em combustão. A frente de chama cresce rapidamente, devido ao aumento do raio de propagação da chama. Essa frente de chama é limitada pelas paredes do cilindro e direcionada à mistura fresca, levando à combustão da mesma (OBERT, 1971). No início do processo de combustão, a velocidade da chama é pequena, devido à baixa turbulência e proximidade da mistura às paredes da câmara de combustão. Com o andamento do processo, essa velocidade aumenta, e seu máximo é limitado pela turbulência atingida dentro do cilindro. Assim, o aumento da velocidade é dependente da velocidade de reação do combustível com o oxidante e do aumento do número de Reynolds, OBERT (1971). Esse fenômeno ocorre no curso de expansão, onde os gases são queimados e posteriormente liberados para a atmosfera no curso de exaustão, onde as válvulas de exaustão se abrem e o motor está pronto para recomeçar o ciclo.

Um fator muito importante para motores de combustão interna é a geometria da câmara de combustão, que deve garantir segundo TAYLOR (1971):

- Alta turbulência no tempo de compressão para aumentar a rapidez da combustão e homogeneizar a mistura no interior da câmara, inclusive nos pontos próximos às paredes da mesma;

- Redução da detonação através de diminuição do comprimento efetivo da chama (ou do caminho da chama);

- Redução das perdas por bombeamento;

- Possuir menor razão superfície/volume, a fim de minimizar as perdas por transferência de calor.

Existem várias geometrias de câmaras de combustão, que variam em relação à posição das válvulas de admissão e escape, vela de ignição, número de válvulas por cilindro, e até mesmo número de velas por cilindro, além da própria forma do interior da câmara de combustão.

Segundo HEYWOOD (1988), outro fator crucial que caracteriza a combustão e é muito citado no presente trabalho se baseia na formação de mistura e é chamado de fator *Phi* (ϕ). A literatura mais atual, assim como o presente trabalho, utiliza com mais frequência o fator *lambda* (λ), que é o inverso do fator *Phi*. O fator *lambda* é uma razão de equivalência ar-combustível, que corresponde ao quociente entre a razão ar-combustível (AFR) real e a razão ar-combustível estequiométrica (teórica). A razão ar-combustível é definida pela massa de ar dividida pela massa de combustível. As EQUAÇÕES 2.1 e 2.2 definem razão ar combustível e o *lambda*, respectivamente, e *m* representa massa.

$$AFR = \frac{m_{ar}}{m_{combustível}} \quad 2.1$$

$$\lambda = \frac{AFR_{real}}{AFR_{estequiométrica}} \quad 2.2$$

Para o etanol, C₂H₅OH, a razão ar-combustível estequiométrica é aproximadamente 9.

2.1.2 Escoamento de Ar

A geometria da câmara de combustão, assim como a dos pórticos, também tem influência significativa nos movimentos característicos do escoamento dentro de cilindros de

motores de combustão interna. Esses movimentos distribuem a energia cinética turbulenta do escoamento e são essenciais para a combustão adequada.

Muitos estudos vêm sendo realizados para buscar uma melhor compreensão do escoamento no interior de uma câmara de combustão, uma vez que ele está diretamente relacionado com o rendimento do motor, além das emissões de gases. Tratando-se de um caso específico, o escoamento de ar na câmara antes do processo de combustão é avaliado por parâmetros conhecidos como *swirl*, *tumble* e *cross-tumble* e seus coeficientes. Segundo JÚNIOR (2010), o escoamento de ar na câmara de combustão possui uma natureza rotacional, avaliada por estes coeficientes, que diferem apenas no plano onde são avaliados. Outros parâmetros podem ser analisados, mas apenas esses são de interesse deste trabalho, uma vez que são os parâmetros que definem o comportamento do escoamento. Os movimentos de *tumble* e *swirl* no interior do cilindro podem ser observados na FIG 2.3:

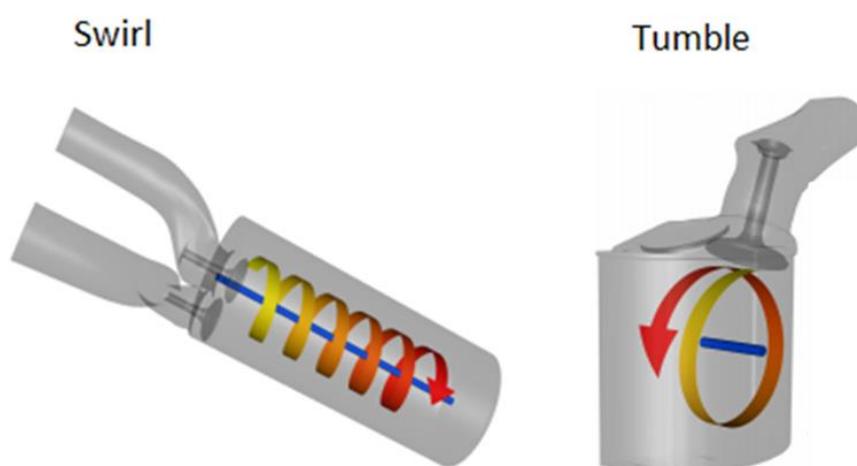


FIGURA 2.3 – Estruturas Rotacionais do Escoamento

FONTE: GARTH *et al* 2007

Na FIG 2.3 são apresentados os movimentos de *tumble* e *swirl*. O *Cross-tumble* possui o mesmo movimento do *tumble*, mas ocorre em um plano perpendicular ao deste. O fato de os movimentos estarem em diferentes planos faz com que eles se dissipem com maior facilidade devido à movimentação do pistão, que leva às colisões das partículas e à dissipação da energia (JÚNIOR, 2009). Os movimentos de *swirl*, *tumble* e *cross-tumble* podem ser desenvolvidos desde os pórticos da admissão e também estão relacionados à posição das válvulas e à distribuição da entrada de ar no interior do cilindro.

2.1.3 Injeção direta de combustível

Devido à constante demanda de eficiência energética e redução de emissões, o desenvolvimento de motores de injeção direta vem obtendo considerável avanço. Motores de injeção direta permitem um controle sistemático da injeção de combustível, o que favorece o controle da formação de mistura, permitindo melhorar consideravelmente o processo de combustão, ocasionando assim reduções nas emissões e consumo de combustível (BAUMGARTEM 2006).

A maior diferença entre os motores convencionais com injeção de combustível no coletor de admissão e os motores de injeção direta refere-se à estratégia de preparação da mistura ar-combustível (GUZZO, 2012), ilustrada esquematicamente na FIG 2.4.

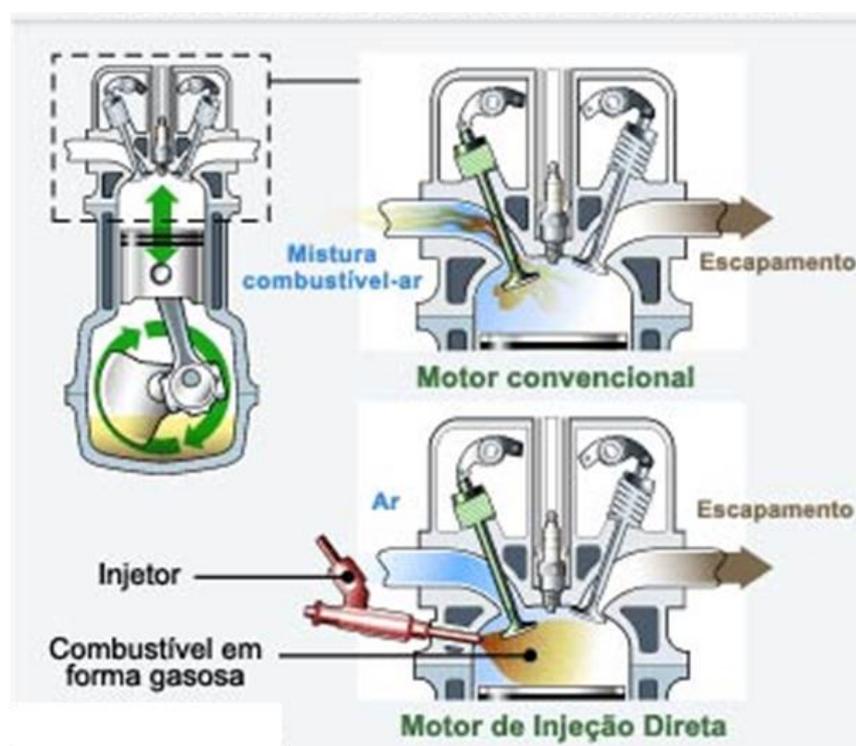


FIGURA 2.4— Diferença entre a injeção indireta e direta.

FONTE: GUZZO 2012

GUZZO (2012) lista as principais vantagens do sistema de injeção direta comparativamente ao sistema convencional de injeção no coletor de admissão, mostradas na TAB. 2.1.

TABELA 2.1 - Diferença entre a injeção indireta e direta.

Parâmetros	Vantagens
Economia de Combustível	<ul style="list-style-type: none"> • Substancial redução de perdas de bombeamento • Menor perda de calor • Maior razão de compressão possível
Dirigibilidade	<ul style="list-style-type: none"> • Melhor resposta transiente • Melhor início de funcionamento a frio
Controlabilidade da Razão Ar/Combustível	<ul style="list-style-type: none"> • Maior rapidez no início e estabilização da combustão • Menor necessidade de enriquecimento durante o início do funcionamento
Emissões	<ul style="list-style-type: none"> • Podem reduzir emissões de hidrocarbonetos • Redução de emissão de CO₂

Fonte: GUZZO 2012

Segundo BAUMGARTEN (2006), o principal objetivo do sistema de injeção direta é alcançar um alto grau de atomização, para que seja obtida uma evaporação suficiente em um curto espaço de tempo, alcançando assim adequados valores de penetração, a fim de se aproveitar ao máximo a energia do escoamento de ar. Caso contrário, gotículas com tempo inadequado de evaporação podem produzir emissões com alto teor de hidrocarbonetos, o que pode ser um problema para um sistema de injeção direta inadequadamente calibrado (ZHAO *et al*, 2002).

BAUMGARTEM (2006) também sugere em seu trabalho que, para alcançar os níveis de atomização e evaporação necessários para uma combustão correta, o sistema de injeção direta deve ser capaz de injetar a quantidade de combustível necessária, dependendo da velocidade e carga do motor, além de fazê-lo no tempo correto e com a duração desejada. Além disso, o formato ideal do spray também é de extrema importância e pode ser determinado para câmaras de combustão específicas. Exatamente por esses fatores citados, a parte mais importante do sistema de injeção é o injetor, uma vez que é através dele que o combustível chega à câmara de combustão e são a sua geometria e características que definem o formato do spray injetado. Sendo assim, o tipo de injetor utilizado possui enorme influência na formação da mistura. (BAUMGARTEN 2006).

De acordo com CHEN (2014), uma vez que a pressão dentro do cilindro varia significativamente, o injetor deve ser escolhido cuidadosamente para que a qualidade do spray seja garantida. Durante a evolução dos motores de injeção direta, a maioria dos pesquisadores enfatizaram quatro tipos de injetores: Injetor *Swirl*, Injetor *Slit*, Injetor *Outward-Opening* e Injetor Multifuros. Uma vez que o foco do presente trabalho é a injeção direta de etanol em um injetor *swirl*, apenas este será descrito detalhadamente.

Em injetores *swirl* o combustível em alta pressão atravessa entradas posicionadas tangencialmente, de modo que propicie um movimento rotacional dentro de uma chamada “câmara de *swirl*”, localizada dentro do injetor. Com isso, o movimento rotacional em alta pressão promove a imediata atomização do combustível, isto é, sua quebra em gotas, no momento em que ele deixa o injetor. (CHEN, 2014). A FIG. 2.5 ilustra esquematicamente a estrutura de um injetor *swirl*.

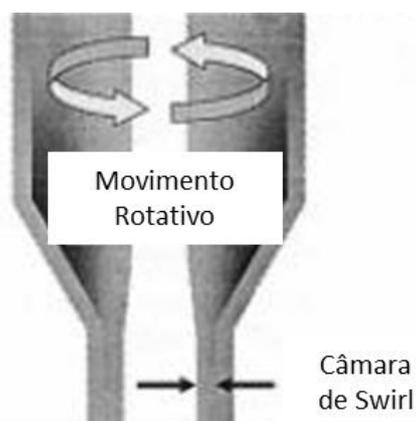


FIGURA 2.5 – Injetor *Swirl* em corte.

FONTE: <http://egloos.zum.com/> (editado)

Como pode ser observado, há uma restrição física no centro do injetor que limita a espessura da câmara de *swirl* próximo à saída do fluido. A FIG 2.6 ilustra mais detalhadamente como é a entrada do combustível no injetor, sendo denominada agulha a restrição física mencionada.

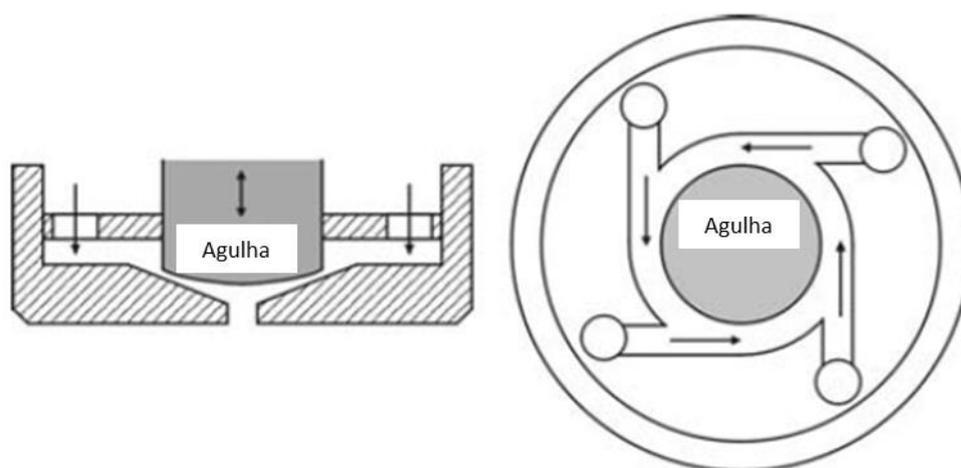


FIGURA 2.6 – Injetor *Swirl* – Visão detalhada

FONTE: BAUMGARTEM 2006 (Editado)

Percebe-se na FIG 2.6 que o injetor possui entradas posicionadas de forma que a rotação seja favorecida. O formato desse injetor propicia a formação de um spray de alta velocidade com formato cônico e oco, como mostrado simplificado na FIG. 2.7



FIGURA 2.7 – Spray cônico e oco (esquema)

FONTE: www.teejet.com (editado)

A FIG. 2.7 ilustra de forma esquemática o conceito dos injetores *swirl*. É importante ressaltar que o movimento rotativo só ocorre dentro do injetor, na câmara de *swirl*, e a partir do momento em que o fluido deixa o injetor e entra em contato com ar a rotação termina, transformando-se em um movimento levemente ondular, chamado de *wave*, que antecede o primeiro *break up* (o qual será explicado posteriormente), quando o combustível é atomizado em pequenas gotas. (VIJAY *et al* 2013).

Segundo HAYAKAWA (2002), a principal vantagem do injetor *swirl* é que ele permite que o spray seja guiado para perto do eletrodo da vela sem que seja necessário muito favorecimento do escoamento de ar, além disso, devido à natureza do spray que forma uma fina camada cônica de combustível, a atomização é facilitada, uma vez que há uma grande dispersão. No entanto, o espalhamento do combustível, ou seja, o ângulo de cone, pode ser significativamente reduzido, chegando a colapsar a forma do spray em ambientes de alta pressão, como é o caso de motores de combustão interna (DE CORSO, 1957).

2.1.4 Características do Spray

Como já mencionado anteriormente, a forma e todas as outras características do spray são de extrema importância para a formação da mistura, sendo assim necessários estudos cada vez mais aprofundados sobre o assunto. Além disso, os motores de combustão interna já alcançaram um alto patamar de sofisticação, mas ainda há possibilidade de melhorias na formação da mistura e na combustão com o objetivo de diminuir as emissões, o que aumenta ainda mais a importância do estudo do spray proveniente do injetor. Para estudo do spray, primeiramente é importante entender o processo de atomização dos fluidos, que consiste na superação da tensão superficial de forma que haja dispersão do filme líquido na forma de pequenas gotículas. Essa quebra é chamada de *break-up* e pode ocorrer em diversos momentos de um escoamento bifásico, onde há, por exemplo, substância em estado líquido em contato com o ar.

De acordo com BAUMGARTEN (2006), o *break-up* depende, basicamente, da velocidade relativa (líquido/gás) e das propriedades do líquido e do gás do entorno. Existem diversos mecanismos de *break-up* e, para o caso de injetores, são normalmente caracterizados pela distância entre o injetor e a primeira gota formada (distância é chamada de comprimento de *break-up*) e o diâmetro das gotas produzidas.

Para o caso de sprays produzidos por injetores, o *break-up* é causado pelas interações aerodinâmicas entre o líquido e o gás (atrito e pressão), induzidas pela velocidade relativa. Primeiramente, a ação das forças aerodinâmicas resulta num crescimento instável de ondas na interface líquido/gás. O aumento da instabilidade dessas ondas leva à separação do líquido e, conseqüentemente, à formação de pequenas gotas, fenômeno chamado de *break-up* primário, ou primeira quebra. Após a primeira quebra, as gotas continuam susceptíveis a forças aerodinâmicas, enquanto a tensão superficial das gotas tenta mantê-las em formato esférico, reagindo contra essas forças. Como a tensão superficial depende da curva da superfície, quanto menor a gota, maior a tensão superficial e maior a velocidade relativa, o que causa novamente instabilidade fazendo com que a gota se quebre em gotículas menores ou que se desintegre, fenômeno chamado de segunda quebra ou *break-up* secundário. Esse comportamento é expresso pelo número de Weber, que representa a razão entre pressão aerodinâmica e tensão superficial e é definido pela EQUAÇÃO 2.3 (BAUMGARTEM, 2006).

$$We_g = \frac{(\rho_g \cdot u_{rel}^2 \cdot d)}{\sigma} \quad 2.3$$

Sendo que:

u_{rel} : Velocidade Relativa entre a gota e o gás [m/s]

σ : Tensão Superficial [Pa];

ρ_g : Densidade do gás [kg/m³].

D : Diâmetro da gota.

Experimentos já mostraram que dependendo do número de Weber, podem existir várias formas de *break-up*. As formas mais relevantes podem ser observadas esquematicamente na FIG 2.8.

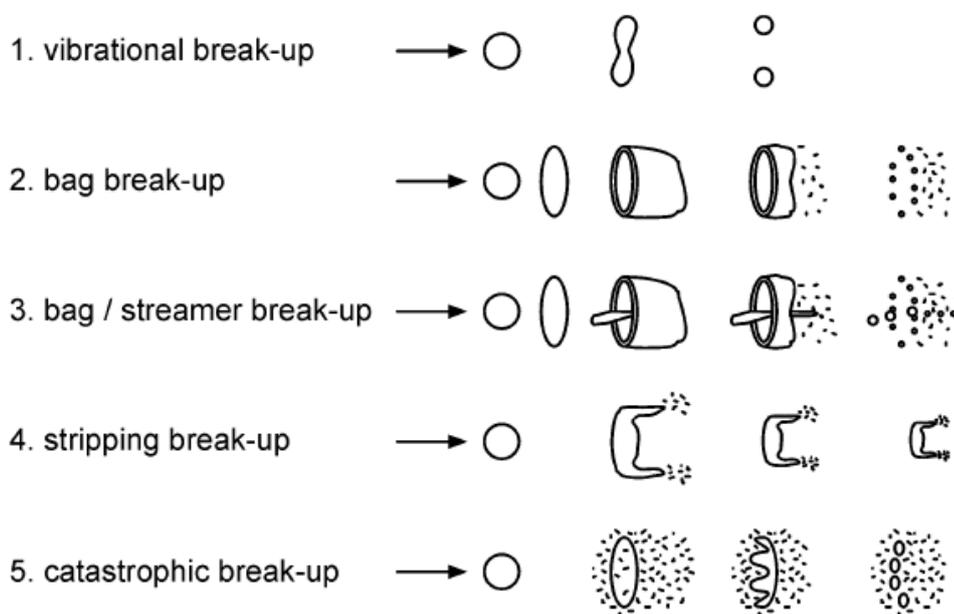


FIGURA 2.8 – Formas de *Break-up*

Fonte: BAUMGARTEM (2006)

Ainda segundo BAUMGARTEM (2006), em sprays de motores de combustão interna, todos esses tipos de *break-up* ocorrem. No entanto, a maioria dos processos de desintegração do combustível ocorre nas proximidades do injetor quando alcançam altos números de Weber. Ao longo do spray esse número tende a ser cada vez menor, uma vez que os diâmetros das gotas vão diminuindo e a velocidade relativa também, devido às forças de arrasto. Os números de Weber relacionados a cada modo de *break-up* mostrado na FIG.2.10 estão mostrados na TAB. 2.2 de acordo com BAUMGARTEN (2006) e ACHLEITNER *et al* (2004).

TABELA 2.2– Modos de *Break-up* e número de Weber.

Modo de <i>Break-up</i>	Número de Weber
<i>Vibrational</i>	~ 12
<i>Bag</i>	< 18
<i>Bag-streamer</i>	< 45
<i>Stripping</i>	< 350
<i>Catastrophic</i>	> 1000

Fonte: BAUMGARTEN (2006)

Outro fator importante para se entender o spray é referente ao estudo de sua estrutura, ou seja, de sua forma. Como já explicado, existem diversos tipos de injetor e cada tipo produz sprays de diferentes formas e estruturas. O injetor *swirl*, estudado neste trabalho, produz sprays cônicos e ocos, como foi ilustrado na FIG 2.10, sendo assim necessário um maior aprofundamento nesse tipo de estrutura.

Para que se alcance uma máxima dispersão do líquido em pressões de injeção moderadas e pressões ambientes baixas, spray cônicos ocos são normalmente utilizados. Eles são normalmente conhecidos por produzirem gotas com pequenos diâmetros, efetiva formação de mistura, penetração reduzida e, conseqüentemente, alta eficiência de atomização. Os injetores do tipo *swirl* são muito usados em motores de injeção direta, como é o caso do motor avaliado no presente trabalho. (BAUMGARTEN, 2006).

A FIG 2.9 mostra a estrutura típica de um spray de cone oco, proveniente de um injetor *swirl*.

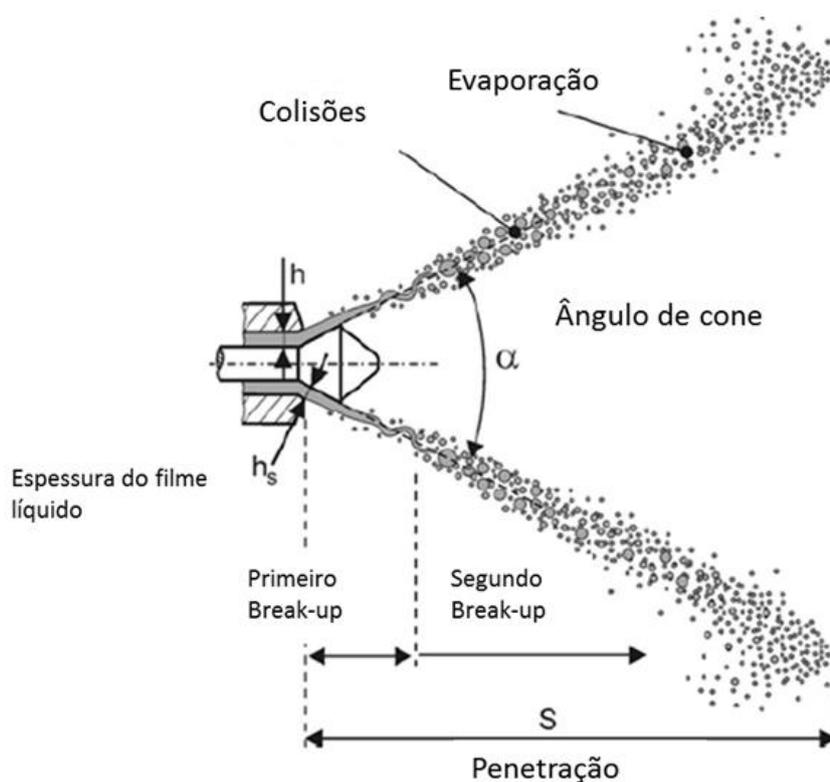


FIGURA 2.9— Estrutura do Spray de Cone Oco

FONTE: BAUMGARTEM (2006) (Editado)

É possível perceber na FIG 2.9 que o líquido que provém do injetor se desintegra em várias gotas, o que já foi explicado anteriormente como sendo o primeiro *break-up*. Essas gotas se quebram em gotas ainda menores (segundo *break-up*), até ocorrer a evaporação. A FIG 2.11 também mostra uma variável muito importante para o presente trabalho, que é a penetração, representado pela letra *S*. A penetração é a distância do ponto onde o líquido sai do injetor e entra em contato com o ar, até a última camada de gotas mais distante do injetor. Esse parâmetro mede o alcance do spray e é muito utilizado em projetos de motores de combustão interna e também para validação de modelos numéricos com resultados experimentais. (CHEN, 2014).

Outra característica importante relacionada a sprays cônicos ocos provenientes de injetores *swirl* é o pré-spray. Uma vez que o spray é formado devido à alta rotação do fluido dentro injetor, é possível que o primeiro volume de líquido que entra na câmara de *swirl* não atinja velocidade suficiente, deixando o injetor com aproximadamente zero *swirl*. Isso faz com que se forme uma pequena porção cônica maciça que deixa o injetor antes do desejado cone oco se formar. É importante ressaltar que o pré-spray não deve ser considerado na medição de penetração, já que ele não faz parte da estrutura desejada do spray de injetor *swirl* (BAUMGARTEN, 2006). A FIG 2.10 mostra o pré-spray de maneira simplificada.

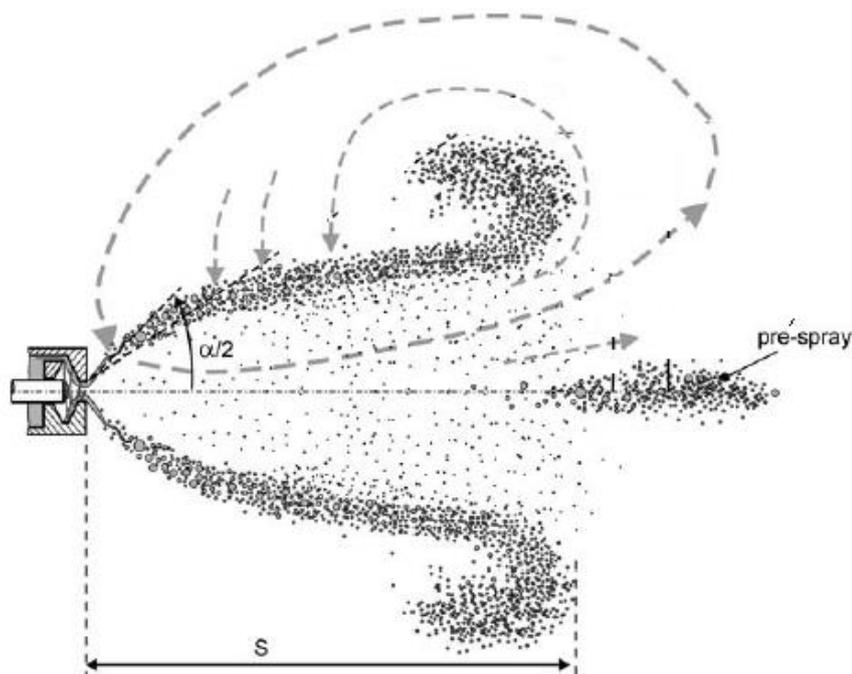


FIGURA 2.10 – Estrutura do Spray de Cone Oco – Pré-spray

FONTE: BAUMGARTEN (2006) (Editado)

O spray cônico oco começa a penetrar no ambiente (ar) com ângulo de cone α . Devido à transferência de quantidade de movimento entre as gotas do líquido e o gás do ambiente, o ar dentro do cone oco é acelerado radialmente, formando uma região de baixa pressão onde o ar é jogado para dentro e mantém o formato do cone (BAUMGARTEN, 2006). Em contrapartida, a interação da fronteira do spray (“ponta” do spray) com as forças de arrasto aerodinâmico produz uma grande desaceleração nas gotas da frente, causando a formação de vórtices, que são desejáveis para uma eficiente formação de mistura. (BAUMGARTEN, 2006).

Segundo BAUMGARTEN (2006), o fator de maior influência na penetração e no ângulo de cone do spray cônico oco é a densidade do gás com o qual ele entra em contato. No entanto, experimentos mostrados por GINDELE (2001) e HOMBURG (2002) mostraram que ambientes de altas pressões podem diminuir consideravelmente o ângulo de cone e a penetração, além de contribuir para o aumento do diâmetro médio de gotas. Esse comportamento é extremamente desvantajoso para o uso de injetores *swirl* em motores de injeção direta. Dependendo do momento da injeção, a pressão da câmara de combustão pode variar muito, de forma que diversas estruturas de spray possam ser formadas provenientes de um mesmo injetor, o que pode comprometer a qualidade da mistura.

2.1.5 Características do Combustível

No presente trabalho o combustível usado é o etanol, sendo assim, apenas esse combustível será apresentado.

O etanol é um combustível classificado como alternativo e é amplamente utilizado, além de contribuir com a sustentabilidade energética, uma vez que, apesar de emitir gases nocivos (CO₂), seu cultivo promove a retirada desses gases da atmosfera, fechando o ciclo da sustentabilidade (HUANG et al, 2015).

Comparado com a gasolina, o etanol possui maior calor latente de vaporização, maior número de octanos, maior velocidade de propagação de chama e menor razão ar /combustível estequiométrica. No entanto, o etanol possui menor taxa de evaporação em ambientes de baixas temperaturas antes da combustão, o que pode vir a ocasionar combustão incompleta. (HUANG *et al*, 2015). Segundo HSIEH *et al* (2001), o etanol também possui propriedades anti-detonação, como por exemplo, maior temperatura de autoignição e pode ser utilizado juntamente com a gasolina para diminuir ou evitar esse problema.

O etanol possui a fórmula química C₂H₅OH, e é uma substância pura completamente miscível em água em todas as proporções. Isso pode se tornar uma desvantagem, já que o combustível comercializado pode conter água em excesso, o que pode resultar em problemas de corrosão nos componentes mecânicos do motor. (FUREY e PERRY, 1991)

As propriedades do etanol padrão são comparadas com as propriedades da gasolina pura por YUHAN *et Al* (2015) e mostradas na TAB. 2.3.

TABELA 2.3– Propriedades do e da Gasolina (HUANG *et al*, 2015)

Propriedade	Etanol	Gasolina
Masse Especifica (kg/m ³)	785,5	714,9
Calor Específico (J/kg k)	2339	2041
Viscosidade (kg/m s)	0,001007	0,000455
Número de Octanos	106	95
Razão Ar/Combustível Estequiométrica	9:1	14,8:1
Temperatura de Ebulição (K)	351	372,39
Tensão Superficial (N/m)	0,02314	0,01816

2.2 Métodos Numéricos aplicados à Mecânica dos Fluidos em Motores de Combustão Interna

2.2.1 Dinâmica de Fluidos Computacional - CFD

CFD (em inglês: *Computational Fluid Dynamics*), ou dinâmica dos fluidos computacional, pode ser descrita como a simulação numérica de todos os processos físicos e/ou físico-químicos presentes em um escoamento. (VERTEEG, MALALASEKERA 2006)

Algumas aplicações representativas de CFD:

- Simulação computacional de difusão e convecção
- Planejamento e gestão de recursos hídricos;
- Aerodinâmica e aerotermodinâmica de veículos aeroespaciais;
- Aerodinâmica de veículos terrestres (trens, caminhões, carros, etc);
- Refrigeração de reatores nucleares;
- Indústria de petróleo;
- Caracterização de poluição ambiental, análise e simulação de lançamento de poluentes e contaminantes em correntes hídricas;
- Hidrodinâmica e hemodinâmica computacionais;
- Previsão de tempo;
- Projeto de sistemas propulsivos e de geração de energia em geral.

A predição dos campos de concentração, velocidade, pressão, temperatura e propriedades turbulentas é efetuada através de princípios de conservação de massa, energia e quantidade de movimento no domínio do espaço e do tempo, por meio de cálculos computacionais (VERTEEG, MALALASEKERA 2006). Na FIG 2.11, pode-se observar um exemplo de análise CFD, na qual é estudado o escoamento de ar em torno de um veículo de competição para se avaliar suas propriedades aerodinâmicas. O perfil do escoamento é determinado por meio de linhas de corrente do movimento do fluido.

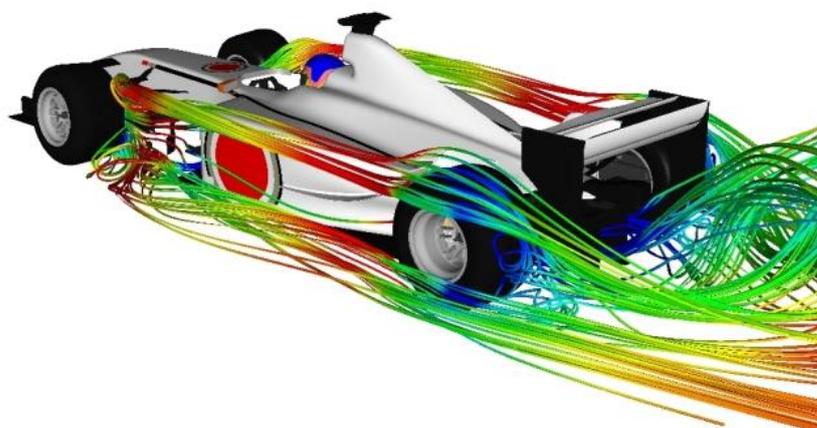


FIGURA 2.11 – Exemplo de análise CFD

Fonte: www.symscape.com

2.2.2 Desenvolvimento de Análise CFD

Antes de descrever cada etapa da metodologia, uma vez que o trabalho tem como enfoque principal a parte numérica, é importante o entendimento do desenvolvimento de uma simulação em CFD. A simulação começa com a escolha do programa a ser utilizado, sendo necessária a adaptação do usuário à ferramenta computacional. Após a definição do programa, define-se a geometria e o domínio computacional. No caso deste trabalho, o domínio diz respeito a um motor de combustão interna e será detalhado posteriormente. Após a definição da geometria e preparação do domínio, inicia-se o processo de geração da malha, no qual são criados os elementos de volume a partir da geometria inicial. Este processo requer extrema precisão e atenção, uma vez que a qualidade da malha influencia diretamente nos resultados dos cálculos..

Após essa etapa, inicia-se a definição e configuração do problema, que consiste na entrada de parâmetros e condições iniciais e de contorno que descrevem fisicamente o problema a ser resolvido. Neste passo, são definidas todas as situações que o programa deve considerar para resolução das equações e caracterização do escoamento. Todas as etapas já citadas fazem parte do pré-processamento de uma análise em CFD. Terminado o pré-processamento, o pacote computacional inicia o processamento, que consiste na resolução dos problemas configurados na etapa anterior. Nesse ponto, o usuário apenas monitora a convergência dos cálculos e o resíduo de erros decorrentes da simulação. Uma vez terminados os cálculos, inicia-se a etapa de pós-

processamento, onde os resultados são compilados pelo programa e avaliados pelo usuário, utilizando imagens, gráficos, tabelas, vídeos, animações e diversas outras ferramentas oferecidas pelo programa escolhido.

O procedimento explicado acima está ilustrado no fluxograma apresentado na FIG 2.12, que foi aplicado ao desenvolvimento da análise do presente trabalho e é aprofundado nos próximos tópicos deste capítulo.

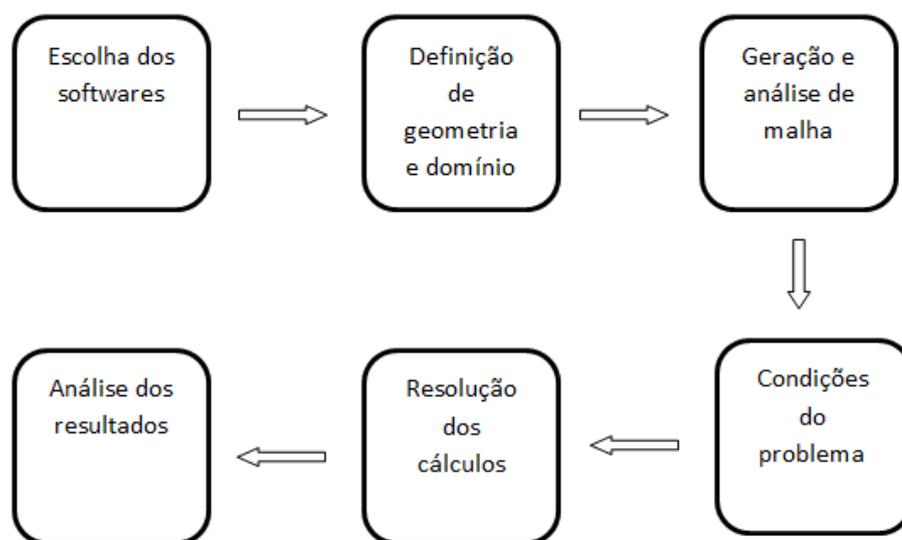


FIGURA 2.12 – Desenvolvimento de uma análise CFD

FONTE: Elaborada pelo autor

2.2.3 Método dos Volumes Finitos

O Método dos Volumes Finitos permite representar e resolver equações diferenciais parciais por meio de equações algébricas (LEVEQUE, 2002). Similar ao método dos elementos finitos, os valores são calculados em locais discretos, isto é, elementos de uma malha tridimensional. “Volumes finitos” se refere aos pequenos elementos que circundam os nós ou vértices da malha, que são basicamente as integrais de volume presentes nas equações diferenciais parciais, e são convertidos a integrais de superfície por meio do teorema da divergência, que não necessita aprofundamento para entendimento do presente trabalho. Uma vez que o fluxo que entra em um determinado volume finito deve ser igual ao fluxo de saída de outro determinado volume finito adjacente, este método pode ser considerado conservativo. (TORO, 1999). A maioria das

simulações CFD, inclusive as realizadas neste trabalho, são baseadas nesse método, que pode resolver todas as equações necessárias para a caracterização de um escoamento.

2.2.4 Número de Courant (CFL number)

Segundo COURANT *et al* (1928), o número de Courant depende da velocidade, passo de tempo (passo de tempo) e do comprimento característico, o que, no caso do método dos volumes finitos, seria o tamanho da célula. Sendo assim, para simulações transientes normalmente é calculado para cada célula, conforme a EQUAÇÃO 2.4.

$$C = \frac{u\Delta t}{\Delta x} \quad 2.4$$

Na qual,

C = Número de Courant

Δt = Passo de tempo

Δx = comprimento da célula

Esse número é necessário para controle da convergência dos cálculos realizados nas análises em CFD e pode evidenciar como o fluido se move através da malha computacional. Se o número de Courant é igual a 1, significa que as partículas fluidas se movem de uma célula para outra (atravessam uma célula) em um passo de tempo. Se o número de Courant é maior que 1, significa que as partículas atravessam mais de uma célula por passo de tempo. Números de Courant muito altos podem dificultar a convergência, ou até mesmo afetar a precisão. No entanto, alguns programas robustos conseguem lidar melhor com altos valores desse número, especialmente quando há movimentação ou deformação de malha, e o valor pode sofrer altas variações (MOLKOV, 2014). Uma boa maneira de se controlar o número de Courant, especialmente quando a malha é constante e estática e o escoamento é plenamente desenvolvido, é alterar o valor do passo de tempo, diminuindo-o caso sejam desejados menores valores de Courant e aumentando-o caso maiores valores não sejam um problema. Em análises muito complexas, onde o número de Courant pode chegar a valores muito altos, seu controle por meio de diminuição do passo de tempo pode resultar em aumento significativo dos custos computacionais, o que pode

até inviabilizar uma simulação. Portanto, caso os resultados sejam coerentes com valores experimentais e o programa utilizado para resolver as equações e o modelo de turbulência escolhido consigam lidar com esse fato, altos números de Courant também podem ser usados (BAUMGARTEN, 2006).

2.2.5 Modelagem da Turbulência

Um importante desafio para simulação do escoamento utilizando métodos numéricos é a modelagem da turbulência. Existem, basicamente, três grandes áreas de estudo da modelagem da turbulência, em simulações numérica. Essas áreas são compostas de modelos que resolvem diretamente cada fenômeno do fluido (Direct Numerical Simulation-DNS), modelos que resolvem os grandes vórtices (Large Eddy Simulation – LES) e os modelos mais utilizados e que demandam menor custo computacional, baseados na média de Reynolds das Equações de Navier-Stokes (Reynolds Averaged Navier-Stokes – RANS) (VERSTEEG & MALALASEKERA , 2006).

2.2.6 Modelos DNS e LES

O método DNS exige que a malha computacional gerada seja extremamente refinada, pois esse modelo calcula todas as equações do escoamento e as flutuações de velocidade presentes. O modelo é capaz de captar e resolver o escoamento onde ocorre a dissipação em calor, além de possuir uma discretização no tempo com passo de tempo pequeno o suficiente para resolver e calcular as mais rápidas flutuações do escoamento (RIBEIRO, 2014). Esse modelo é, inclusive, considerado de alta precisão, sendo assim o que alcança resultados mais próximos dos fenômenos reais. No entanto, devido ao alto custo computacional, não é utilizado para aplicações industriais (RIBEIRO, 2014). É um método muito pouco usado, mesmo no meio acadêmico, mas a resolução direta do escoamento é utilizada para validação de códigos para CFD (ROACHE, 2002),

Os modelos LES também exigem malha computacional refinada, mas são uma forma intermediária na modelagem numérica, pois seu objetivo principal é calcular os grandes vórtices (RIBEIRO 2014). O cálculo dos grandes vórtices é possível e tem boa precisão porque o método utiliza um filtro computacional no espaço, o que permite realizar os cálculos de maneira direta, mas não dos menores vórtices nas escalas de dissipação. Os efeitos gerados no escoamento pelos vórtices menores são modelados através de *Sub-Grid Scales* (SGS), modelos que conseguem

calcular e prever o comportamento do escoamento nos vórtices menores sem grandes erros por já se encontrarem em escala de dissipação, com comportamento isotrópico e modelagem linear (RIBEIRO 2014). Uma das desvantagens dos modelos LES é que apenas casos transientes podem ser resolvidos, aumentando os custos computacionais e os recursos. Uma vez que a computação e o processamento de dados e memória vêm evoluindo, esse método vem sendo mais utilizado no caso de geometrias muito complexas, principalmente no meio acadêmico, onde outros modelos tenham dificuldades em gerar um modelo preciso, ou onde as flutuações no tempo da velocidade devam efetivamente ser calculadas (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2006).

2.2.7 Modelos RANS

Uma vez que é muito difícil obter a capacidade computacional necessária para simulações com modelos DNS e LES, a alternativa mais comum e ainda sim eficiente é a utilização de modelos RANS, que são baseados nas médias de Reynolds das equações de Navier-Stokes. Os modelos RANS demandam menos custos computacionais que os outros disponíveis e têm capacidade suficiente de modelar escoamentos, isto é, possuem boa correlação experimental. Existem vários modelos que se encaixam na classe RANS, mas os mais comuns são da família k- ϵ e da família k- ω . Cada família possui modelos específicos, que são normalmente variações uns dos outros, na maioria das vezes diferindo-se por algumas constantes. Dentre todos os modelos existentes, três mais vistos na literatura para simulação de motores são aqui introduzidos.

2.2.7.1 Modelo k- ϵ Realizável (k- ϵ Realizable)

O modelo k- ϵ realizável é um modelo relativamente novo, mas tem sido muito utilizado para escoamentos muito turbulentos. Esse é um modelo que se diferencia dos demais e principalmente do modelo padrão, pois está de acordo com restrições matemáticas nas tensões de Reynolds, o que o torna mais consistente com a física da turbulência (RIBEIRO 2014). Esse modelo tem sido visto comumente em trabalhos que envolvem simulações de altos números de Reynolds, nas quais se incluem motores e injeção de combustível.

A maior diferença desse modelo em relação aos demais está no cálculo da viscosidade turbulenta, pois utiliza a mesma equação, mas o termo relacionado ao cálculo deste parâmetro não é uma constante. A equação da produção de energia não possui muitas diferenças em sua formulação, mas a equação de dissipação sim. O termo de produção na equação de ϵ não envolve a

produção de k . Sendo assim, este modelo se destaca por representar melhor a transferência de energia dos vórtices maiores para os menores, como mostram as EQUAÇÕES 2.5, 2.6, 2.7, 2.8 e 2.9 (RIBEIRO, 2014):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k \bar{u}_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad 2.5$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon \bar{u}_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad 2.6$$

Onde,

$$C_1 = \max \left[0,43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad 2.7$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad 2.8$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad 2.9$$

SMITS (2006) comprova que escoamentos envolvendo vórtices e escoamentos rotacionais apresentaram bons resultados utilizando este modelo, e a caracterização numérica dos vórtices fica muito próxima de resultados experimentais.

2.2.7.2 Modelo RNG k-ε

O modelo RNG k-ε é um modelo derivado do modelo k-ε padrão, mas utiliza uma técnica matemática um pouco diferente (Re-Normalization Group – RNG), o que fez com que novas constantes fossem geradas neste modelo, para que se possa prever ou caracterizar melhor algumas situações não tão bem caracterizadas por outros modelos da família. (RIBEIRO, 2014).

Para o cálculo da energia cinética turbulenta e da dissipação surgiram novos termos e funções neste modelo, tanto no cálculo da energia cinética turbulenta quanto no cálculo da dissipação, conforme mostrado nas EQUAÇÕES 2.10 e 2.11.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k \bar{u}_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\alpha_k \mu_{eff}) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad 2.10$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon \bar{u}_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\alpha_k \mu_{eff}) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \quad 2.11$$

A diferença principal deste modelo em relação aos demais está no termo adicional R_ε na equação da dissipação turbulenta ε (RIBEIRO, 2014) e é definido pela EQUAÇÃO 2.12.

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{(1 + \beta \eta^3) k} \quad 2.12$$

Com isso, na prática o modelo RNG k- ε tende a atuar exatamente como o modelo k- ε padrão atua em regiões com baixas taxas de deformação, porém, em regiões onde as taxas de deformação são altas. (RIBEIRO, 2014).

2.2.7.3 Modelo Menter k- ω SST

O modelo Menter k- ω SST é um modelo de turbulência desenvolvido para utilizar o melhor dos comportamentos dos modelos k- ε como dos modelos k- ω . O modelo se diferencia pelas chamadas *blending functions* ou funções de amortecimento, em que o último termo da equação é multiplicado por uma variável que é calculada através desta função de amortecimento, conforme mostrado nas equações 2.13 e 2.14 (RIBEIRO 2104).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k \bar{u}_l)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \text{grad } k \right] + P_k - \beta^* \rho k \omega \quad 2.13$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega \bar{u}_l)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (C_{\varepsilon 1} - 1) \frac{P \omega}{k} - (C_{\omega 2} - 1) \omega^2 + \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \frac{2 \nu_t}{\sigma_\omega k} \quad 2.14$$

Essas *blending functions* são o que permite que próximo à parede o modelo corresponda à equação para o cálculo de ω no modelo k- ω padrão, pois nestes locais a função é zero. Já quando se afasta da parede a função tende a um, fazendo com que o modelo se aproxime do modelo k- ε , com o cálculo da dissipação correspondendo ao cálculo do ε padrão (POPE, 2003).

2.2.8 Modelagem do Spray

Uma vez que o presente trabalho tem como temática o estudo de um injetor *swirl*, apenas a modelagem do spray cônico oco será aqui apresentada.

2.2.8.1 Método Euleriano/ Lagrangiano

Sabe-se que o spray é um escoamento bifásico, onde há a presença de substâncias no estado líquido (combustível) e no estado gasoso (ar e combustível). Para se modelar escoamentos bifásicos é usado o método Euleriano/Lagrangiano, no qual as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia para fase dispersa (partículas líquidas, como gotas, por exemplo) são resolvidas para cada elemento individualmente. As equações para a fase gasosa são expressas na forma Euleriana, modificadas apenas para considerar a presença da fase líquida dispersa. (STAR- CD ES-ICE, 2013)

De acordo com REIS (2015), na abordagem Lagrangiana, todas as quantidades ou propriedades do escoamento são função apenas da partícula e tempo enquanto na abordagem Euleriana cada propriedade de uma partícula é dada em função da sua posição no espaço tridimensional (x,y,z) e no tempo t. Sendo assim, utilizando-se a abordagem Lagrangiana é possível determinar a posição, a pressão, a densidade, a temperatura e a velocidade de cada elemento líquido dentro do campo de escoamento. Dessa forma esse tratamento é adequado para a

descrição de fases dispersas, como o spray que é constituído de gotas líquidas, BAUMGARTEN (2006)

Segundo BAUMGARTEN (2006), para escoamentos envolvendo um número pequeno de partículas dispersas é possível resolver as equações da forma Lagrangiana para cada elemento. No entanto, se o número de partículas é muito grande, como é o caso de um spray, uma aproximação estatística se torna mais prática. Neste caso, o total de partículas é representado por um número finito de parcelas computacionais, chamadas de *Parcel Streams*. Cada parcela representa um grupo (cluster) de elementos com a mesma propriedade. Sendo assim, o número de partículas não é arbitrário, pois deve ser grande o suficiente para que as propriedades do montante total sejam bem representadas.

2.2.8.2 Modelagem do *Break-up*

Como apresentado por BAUMGARTEN (2006), existem diversas formas de se modelar o *break-up* do spray numericamente. Existem diversos modelos desenvolvidos para caracterização tanto do primeiro quanto do segundo *break-up*. Para simulações de sprays provenientes de injetores *swirl*, as condições iniciais das gotas logo após o primeiro *break-up* podem ser utilizadas como dados de entrada para os cálculos em CFD da formação do spray. Na aproximação numérica, ainda que haja modelos que caracterizem a primeira quebra a partir da camada líquida, para sprays cônicos ocorre-se que a camada líquida de combustível não interage com a fase gasosa antes de ocorrer atomização. A camada líquida é representada por parcelas ditas “dormentes” já que elas são injetadas com velocidade baseada no coeficiente de descarga do injetor. A FIG. 2.13 ilustra como é a camada líquida na realidade.

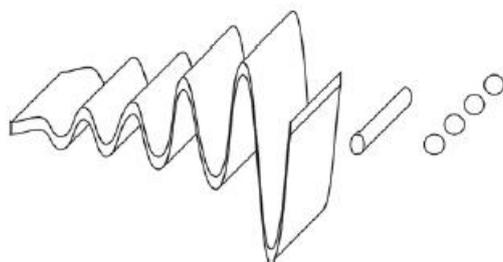


FIGURA 2.13 – Camada Líquida real

FONTE: BAUMGARTEN (2006)

Essas primeiras parcelas não estão sujeitas a nenhum arrasto, evaporação ou colisão até atingir o ponto e distância de primeiro *break-up*, onde elas passam a ter um tamanho definido pelo modelo Rosin-Rammler de distribuição de gotas (BAUMGARTEN, 2006), que é descrito pela EQUAÇÃO 2.15 (STAR- CD ES-ICE, 2013).

$$Q = 1 - \exp\left[-\left(\frac{D}{x}\right)^q\right] \quad 2.15$$

Nessa equação, Q é a fração de volume total ocupado pelas gotas, normalmente calculado pelo programa, D é o diâmetro médio e x e q são constantes definidas pelo usuário, usualmente assumidas por tentativa e erro, por meio de comparações com resultados experimentais (STAR- CD ES-ICE, 2013).

A partir da distribuição de gotas efetuada, as parcelas passam a interagir com a fase gasosa, estando sujeitas a forças aerodinâmicas assim como *break-up* e colisões. Sendo assim, é necessária a escolha um modelo de *break-up* que caracterize bem a segunda quebra para concluir a modelagem.

Como já dito anteriormente, o *break-up* secundário é a desintegração das gotas já existentes em gotas ainda menores e existem diversos modelos para se modelar essa segunda quebra. Todos os modelos de *break-up* são baseados no número de Weber, citado anteriormente, que representa a razão entre as tensões aerodinâmicas e superficiais. Para o presente trabalho, três modelos diferentes são analisados e apenas um é escolhido, com base nos resultados apresentados e nas referências da literatura. Essa escolha será explicada em mais detalhes no Capítulo 3.

O programa escolhido para as simulações do presente trabalho (mais detalhes sobre a escolha serão abordados posteriormente) possui apenas quatro modelos de *break-up* disponíveis, o que limita um pouco o experimento, já que muitos modelos populares, como por exemplo, os modelos LISA, TAB e DBB não podem ser utilizados. No entanto, alguns dos modelos disponíveis são também muito utilizados. Os quatro modelos são:

- Modelo Reitz and Diwakar
- Modelo Pilch and Erdman
- Modelo Hsiang and Faeth

- Modelo KHRT

Como o Modelo Hsiang and Faeth é apenas utilizado para modelagem de sprays provenientes de injetores Diesel (STAR- CD ES-ICE, 2013) este não será analisado. É importante ressaltar que uma vez que o estudo minucioso dos modelos de *break-up* não é o foco deste trabalho, apenas as características mais relevantes de cada modelo serão apresentadas.

Modelo Reitz and Diwakar:

Ainda que existam muitos modos de *break-up* (TAB 2.1), no modelo proposto por REITZ (1989), apenas os modos *Bag* e *Stripping* são previstos. Este modelo é baseado em um parâmetro chamado de diâmetro de gota estável, a partir do qual é calculada a escala de tempo do processo de *break-up*, comparando-se o diâmetro instantâneo de cada gota com o valor desse parâmetro. A partir dessa comparação se define um critério sobre qual dos dois modos ocorrerá, com base no número de Weber (We).

Modelo Pilch and Erdman

De acordo com PILCH (1987), o *break-up* ocorre se o número de Weber (We) for maior que o número de Weber crítico, chamado pelo autor de We_c . Esse número crítico é baseado no número de Ohnesorge, Oh , que relaciona parâmetros como viscosidade, massa específica, diâmetro da gota e tensões superficiais. O número de Weber crítico é definido pela EQUAÇÃO. 2.16:

$$We_c = 12 (1 + 1.077(Oh)^{1.6}) \quad 2.16$$

Nesse modelo, os cinco modos de *break-up* presentes na TAB. 2.1 são passíveis de ocorrer, mas apesar de ter boa capacidade de previsão, não é tão utilizado na literatura quanto os modelos de Reitz and Diwakar e KHRT.

Modelo KHRT.

O modelo KHRT é um modelo híbrido amplamente usado tanto para simulações de sprays ocios quanto para sprays que não apresentam ângulo interno. Descrito por PATTERSON E REITZ (1998), consiste em uma composição de modelos, na qual as instabilidades aerodinâmicas

de Kelvin-Helmholtz (KH) que crescem na superfície da gota são simultaneamente calculadas com as instabilidades de Rayleigh-Taylor (RT), resultantes da desaceleração das gotas injetadas. Basicamente, os dois modelos (KH e RT) competem entre si, e o modelo que conseguir prever primeiro a maior instabilidade de uma gota é escolhido para modelar a *break-up* daquela gota. No *break-up* decorrente do modelo KH, a gota é quebrada formando mais uma gota, chamada de *child*, que é menor que a que restou, denominada *mother*. No *break-up* decorrente do modelo RT, as gotas são quebradas em várias outras gotas, de diferentes tamanhos, ajustados pela lei de conservação da massa. Dessa maneira, o modelo KH normalmente é o utilizado para os cálculos das gotas maiores e o RT para menores, como mostra FIG. 2.14 (BAUMGARTEN 2006)

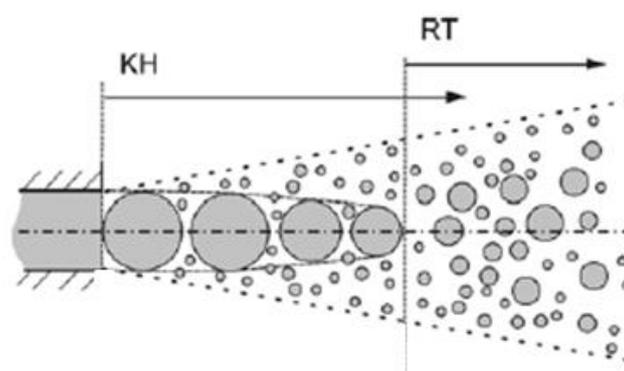


FIGURA 2.14 – Quebras de gotas nos modelos KH e RT

FONTE: BAUMGARTEN 2006

A metodologia descrita por STAR-CD ES-ICE (2013), ilustra esquematicamente o funcionamento de cada um dos dois modelos presentes no modelo híbrido KHRT, como mostrado na FIG 2.15.

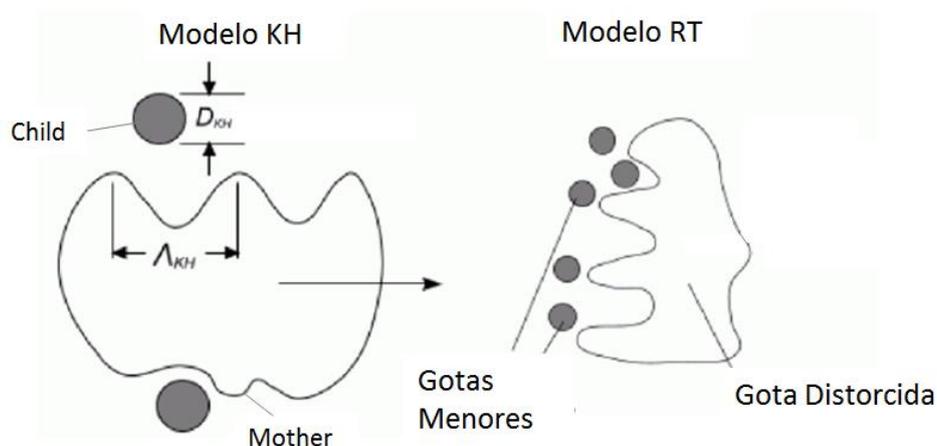


FIGURA 2.15 – Quebras de gotas nos modelos KH e RT

FONTE: STAR- CD ES-ICE, 2013.

No modelo KH as gotículas menores formadas a partir do *break-up* secundário apresentam o diâmetro da gota estável é dado de acordo com a EQUAÇÃO 2.17, na qual B_0 é uma constante, igual a 0,61, e Λ_{KH} é o comprimento de onda:

$$D_S = 2B_0 \Lambda_{KH} \quad 2.17$$

Sendo assim, o diâmetro de gota D varia de acordo com o tempo de escala τ_{KH} , segundo a EQUAÇÃO 2.18:

$$\frac{dD}{dt} = \frac{D - D_S}{\tau_{KH}} \quad 2.18$$

O tempo de escala mostrado pela EQUAÇÃO 2.19, na qual Ω_{KH} é a taxa de crescimento da onda de taxa crescimento mais rápida.

$$\tau_{KH} = \frac{1,894B_1 D_p}{\Lambda_{KH} \Omega_{KH}} \quad 2.19$$

No modelo RT, segundo BAUMGARTEN (2006), é permitido que o *break-up* ocorra caso o comprimento da onda seja menor que o diâmetro da gota. As equações para o tempo de escala e o diâmetro para o modelo RT (EQUAÇÃO 2.20 e 2.21) são mostradas a seguir, nas quais $C\tau=1$ e C_3 pode assumir qualquer valor entre 0,1 e 5,33.

$$\tau_{RT} = \frac{C_\tau}{\Omega_{RT}} \quad 2.20$$

$$D_{RT} = C_3 \Lambda_{RT} \quad 2.21$$

Na EQUAÇÃO 2.21, D_{RT} é o diâmetro estável para o modelo RT, chamado de D_s na EQUAÇÃO 2.18. Sua variação segue a mesma EQUAÇÃO 2.18, mas utilizando o tempo de escala do modelo RT.

Segundo BAUMGARTEN (2006), o modelo híbrido KHRT é o mais popular dentre todos os modelos híbridos utilizados, e isso pode ser verificado também na literatura atual, na qual se encontram diversos experimentos realizados utilizando este modelo (melhor exemplificado na seção 2.6).

2.2.8.3 Modelagem da Evaporação

Em conjunto com a modelagem do *break-up* do spray e os processos de mistura entre ar e combustível, a evaporação das gotas líquidas também tem um papel significativo na ignição, combustão e formação de poluentes. A formação de vapor de combustível na câmara de combustão é pré-requisito para as reações químicas subsequentes. O processo de evaporação é o que determina a distribuição espacial da mistura ar combustível, o que afeta diretamente os valores de λ , e, conseqüentemente, afeta o momento e local da ignição. (BAUMGARTEN, 2006)

A energia para evaporação é transferida da câmara de combustão para as gotas frias por convecção, radiação e condução, resultando em transferência de massa difusiva e convectiva. Para descrever o processo de evaporação matematicamente, a transferência de calor por radiação é desprezada por ser insignificante comparada com as outras formas. Uma vez que é simplesmente inviável avaliar o escoamento de ar e suas variações no entorno de uma gotícula, o cálculo da evaporação é baseado nas condições e coeficientes médios do ambiente ao redor dessas gotículas. Sendo assim, estes cálculos são baseados nas equações clássicas de transferência de calor e massa, que não serão abordadas no presente trabalho (Podem ser consultadas em BAUMGARTEN (2006), Capítulo 4). É importante ressaltar que o cálculo da evaporação é extremamente dependente do diâmetro da gota, o que torna a modelagem do *break-up* ainda mais importante para se chegar a resultados coerentes.

2.2.8.4 Modelagem das Colisões

BAUMGARTEN (2006) afirma que a modelagem numérica desse processo é complicada e os modelos apresentados não são capazes de descrever esse fenômeno de forma

completa e totalmente precisa. No modelo utilizado pelo programa STAR-CD, que é apenas tratado como Standard, segundo STAR- CD ES-ICE (2013), é realizada uma análise estatística das possíveis colisões que podem ocorrer em uma célula durante um determinado intervalo de tempo. Além disso, se ocorre colisão, dependendo das condições desse fenômeno, o modelo detecta se haverá coalescência, colisão elástica ou separação das gotas. É importante ressaltar que o intervalo de tempo associado com a colisão idealmente deve ser maior que o passo de tempo utilizado nos cálculos da simulação. No entanto, a metodologia do programa afirma que com a distribuição estatística aplicada, essa regra pode ser quebrada sem comprometer significativamente a precisão dos resultados gerais. (STAR- CD ES-ICE, 2013).

2.3 Programas Computacionais para Aplicação dos Métodos Numéricos

2.3.1 SolidWorks

O pacote SolidWorks é hoje um dos programas CAD mais utilizados para tratamento de geometrias. Foi escolhido neste trabalho devido a pratica anterior do autor, e a comunicação com os outros programas utilizados neste trabalho. Sua interface simples permitiu um rápido tratamento da geometria utilizada assim com fáceis modificações na mesma. Nele foram realizadas as extrações de volume interno e simplificações geométricas, assim como adição do plano de simetria. A utilização desse programa será explicada posteriormente. A FIG 2.16 mostra um motor de exemplo sendo operado no SolidWorks.

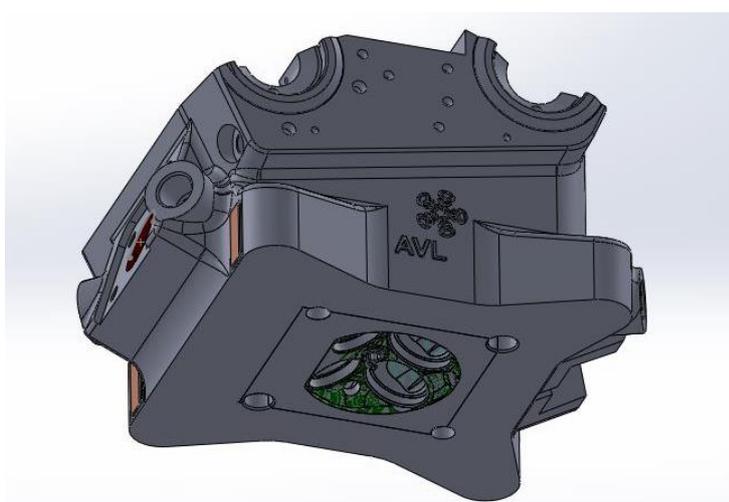


FIGURA 2.16 – Motor operado no SolidWorks

FONTE: Elaborado pelo autor

2.3.2 Star CCM+

O programa Star CCM+ é desenvolvido pela mesma empresa do restante dos programas utilizados neste trabalho (*es-ice* e Star-cd), a *cd-adapco*. É um pacote computacional que tem a capacidade de realizar todas as etapas de uma análise em CFD e é amplamente usado na indústria atualmente. No entanto, é utilizado neste trabalho apenas para criação da malha superficial que caracteriza o domínio computacional, além de correções de imperfeições provenientes da geometria gerada na ferramenta CAD explicada no tópico anterior.

2.3.3 es-ice e Star-CD

Os dois programas são citados juntamente porque o *es-ice* é oficialmente apenas um módulo do Star-cd, utilizado para análise em motores de combustão interna. Este módulo permite a geração da malha volumétrica na geometria, assim como a configuração da maioria das condições iniciais e de contorno referentes a motores de combustão. O Star-CD é o solver que resolve as equações, mas antes o modelo deve ser levado ao Pro-Star, que conclui o pré-processamento e prepara a carta do modelo que será lido pelo *solver*.

2.4 Tratamento Experimental do Spray

2.4.1 Shadowgrafia

Segundo GUZZO (2012), Shadowgrafia é um termo que se refere a um método simples de visualização de um determinado fenômeno ou mesmo um objeto no qual se faz necessário apenas uma fonte de luz, um meio de distúrbio à sua propagação e um dispositivo para captar a sombra projetada. A grande vantagem da shadowgrafia é a sua extrema simplicidade. Além disso quando as características de escala lateral do objeto ou meio de distúrbio são pequenas, o método apresenta a vantagem adicional de possibilitar grande sensibilidade na detecção de tais características, SETTLES (2006). Um dos procedimentos experimentais deste trabalho consistiu na associação da técnica de shadowgrafia com a filmagem a alta velocidade do processo de injeção de fluidos por meio de um injetor de injeção direta.

No método da Shadowgrafia, uma imagem é representada como uma coleção de partes muito pequenas, chamadas de pixels. Assim, valores numéricos são associados a esses pixels,

deste modo a imagem pode ser interpretada como essencialmente uma matriz numérica. As imagens resultantes, como a mostrada na FIG 2.17, são representações matemáticas de uma matriz com número 225 representando a cor branca e o número 0 representando a cor preta. Todos os valores intermediários representam escalas de cinza (GUZZO, 2012). A FIG. 2.17 mostra um exemplo de spray em sua forma real e a sua representação matemática em escalas de cinza, após tratamento pelo método da shadowgrafia.

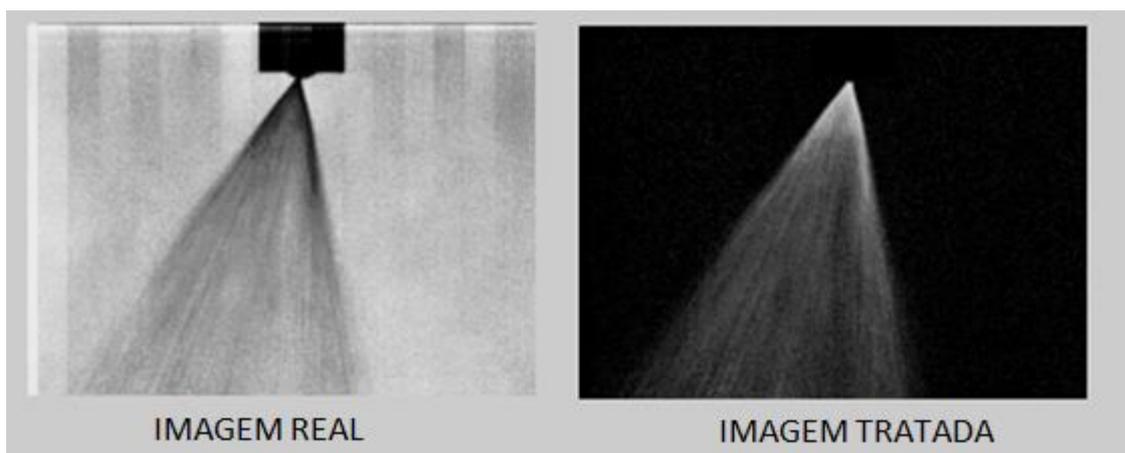


FIGURA 2.17 – Exemplo de spray tratado com shadowgrafia.

FONTE: GUZZO (2012)

2.5 Estado da Arte

Esta seção faz uma abordagem dos trabalhos relevantes realizados nos últimos anos na área de escoamento de ar e injeção de combustível em motores, considerando análises numéricas e experimentais envolvendo vários modelos de turbulência e misturas de ar e combustível, destacando os mais recentes e relevantes para a realização do presente trabalho. Alguns trabalhos mais antigos são também citados devido à relevância e influência nos estudos atuais. Estes trabalhos são apresentados seguindo uma ordem cronológica.

O estudo numérico de motores de combustão interna é relativamente novo no campo da Engenharia Mecânica, especialmente quando há relação com escoamento bifásico e técnicas de medição ópticas. Ainda assim, apesar de estarem em evolução, devido à complexidade do tema, muitos trabalhos de dez ou até quinze anos atrás ainda são considerados como estado da arte. PONTOPPIDAN *et al* (1999), por exemplo, já estudavam maneiras de otimizar a geometria da câmara de combustão utilizando modelos numéricos para análise da injeção e da combustão em

motores, avaliando a influência do tipo e local do injetor além de estratégias de varias ignições. Os autores mostraram a importância de se ajustar a geometria do spray de modo que a injeção se adeque melhor à geometria da câmara em que é injetado o combustível. Além disso, os autores mostraram que pode haver grande variabilidade cíclica nos resultados da injeção. Apesar de se tratar de um trabalho de dezessete anos atrás, seus resultados e a capacidade gráfica do trabalho, como mostrado na FIG 2.18, são extremamente atuais, servindo assim como uma das principais referências para esse trabalho.

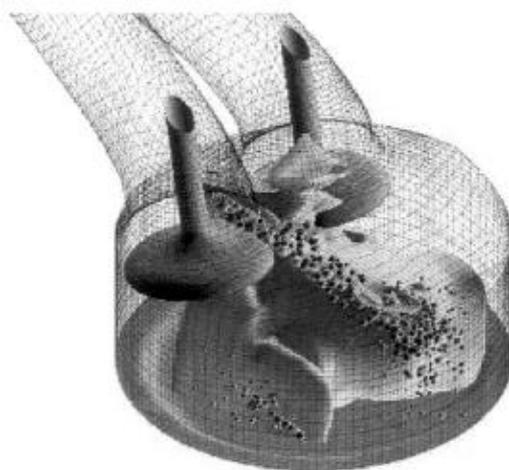


FIGURA 2.18 – Plotagem de gotas em simulação numérica

FONTE: PONTOPPIDAN (1999)

Já em relação a trabalhos experimentais envolvendo o mesmo assunto, é possível encontrar estudos muito antigos que também são referência nos dias atuais, como por exemplo, o trabalho de LEE (1938), que realizou experimentos sobre o escoamento de ar no motor e comprovou naquela época a influência da válvula na formação do *swirl* e do *tumble*. Muitos estudos foram realizados para investigar o comportamento do ar na câmara de combustão e criar as bases para a otimização dos coeficientes de *swirl*, *tumble* e *cross-tumble*, acarretando em melhorias na formação da mistura e na eficiência da combustão.

Nas últimas décadas os avanços computacionais e o desenvolvimento de novos sistemas de medição usando técnicas óticas tem permitido observar e descrever melhor os fenômenos que acontecem dentro do motor, contribuindo enormemente com a melhoria das eficiências dos motores de combustão interna. Desta forma, são descritos a seguir diversos estudos experimentais e análises que utilizam CFD para estudar a injeção de diversos combustíveis em diversos tipos de motores.

BIANCHI *et al* (2002) analisaram o modelo k- ϵ padrão, baseado na viscosidade turbulenta, linear e não-linear e concluíram que a relação cúbica para tensões médias de Reynolds apresenta melhor concordância com dados experimentais. Em outro trabalho, BIANCHI e FONTANESI (2003) investigaram o modelo para altos e baixos Reynolds, com tratamento próximo à parede, ambos com função de interpolação cúbica entre as tensões médias de Reynolds e deformações. Concluíram que a aproximação para baixos Reynolds, embora com aumento do esforço computacional, apresenta maior capacidade de capturar os detalhes do escoamento no coletor de admissão.

HALDER *et al* (2004) investigaram um spray proveniente de injetor *swirl* de forma numérica e experimental, avaliando principalmente o coeficiente de descarga e os ângulos de cone. Os autores concluem que o coeficiente de descarga (C_d) só é influenciado quando o coeficiente de *swirl* (S) do injetor tem um módulo alto, ou seja, quando há grande variação do coeficiente. Já os ângulos de cone (ϕ) sofrem variações com qualquer variação do coeficiente *swirl* do injetor. A FIG 2.19 ilustra a conclusão citada.

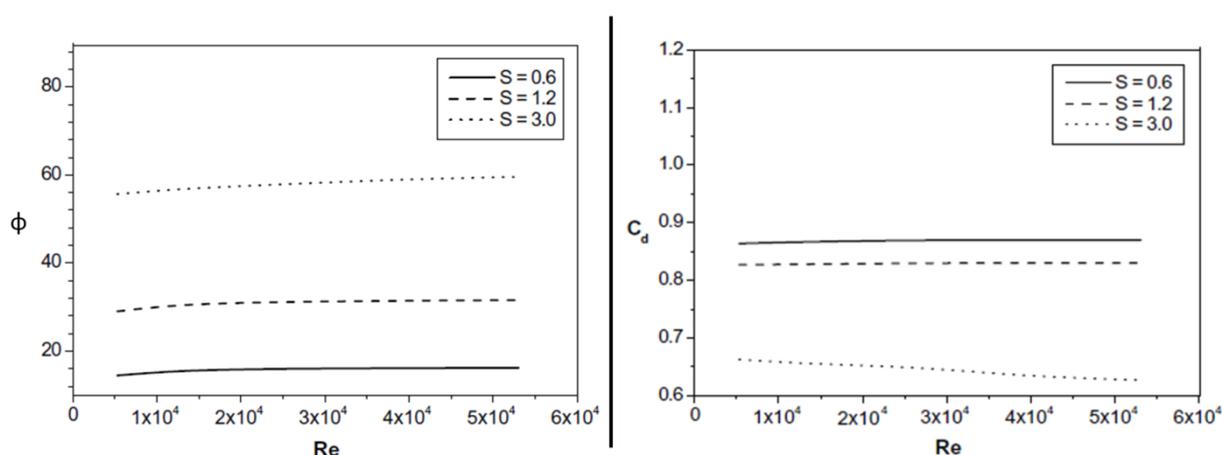


FIGURA 2.19 – Coeficiente de Descarga (adimensional) à direita e Ângulo de Cone ($^{\circ}$) à esquerda em função de Re e do Coeficiente de *Swirl*. (adimensionais)

FONTE: HALDER *et al* (2004) – editado pelo autor

SMITS (2006) fez estudos dos modelos de turbulência para o escoamento de ar em um motor diesel de duas válvulas, mas aplicados em geometrias mais simples como o escoamento em um degrau e o escoamento do jato de ar para prever como poderiam se comportar no interior do cilindro. Deste modo, o autor concluiu que o modelo de turbulência k- ϵ *Realizable* era o mais adequado para ser aplicado na simulação do motor.

BAUMGARTEN (2006) é nos dias atuais, considerado uma das maiores referências em spray e formação de mistura na área de motores de combustão interna. Seu livro aborda de forma completa a caracterização, modelagem e equacionamento da injeção de combustível e é utilizado como base teórica para alguns programas comerciais.

KURNIAWAN *et al* (2007), investigaram os efeitos da geometria do pistão na caracterização do escoamento dentro da câmara de combustão para o curso de admissão e compressão, realizando uma análise tridimensional e transiente, assim como a realizada no presente trabalho. Os autores concluíram que a variação na geometria da coroa do pistão pode fazer com que o escoamento melhore a formação da mistura ar/combustível resultando em uma combustão mais eficiente.

SON *et al.* (2007) exploram a capacidade de três modelos de turbulência não-lineares na aplicação em motores de combustão interna, confrontando os resultados com modelos k- ϵ padrão linear e RNG. Os autores concluíram que apenas os modelos cúbicos apresentaram melhoramentos nos resultados.

JIANG *et al* (2009) avaliaram a atomização e o escoamento bifásico utilizando modelagem LES e concluíram que o fato do escoamento dentro do injetor não ser considerado na simulação afeta diretamente os resultados.

SOM e AGGARWAL (2009) avaliaram os efeitos de diferentes modelos de *break-up* primário no spray e nas características da combustão, utilizando como um dos modelos o KH e um modelo híbrido KH-ACT, concluindo que modelos híbridos se adaptam melhor para modelar a atomização em injetores de motores de combustão interna.

NAJAFI *et al* (2009) realizaram estudos numéricos que concluíram que estruturas com vórtices no escoamento de ar em motores possuem influência direta no escoamento bifásico e no direcionamento das partículas que se movimentam no cilindro.

O trabalho de FUCHIMOTO *et al* (2009) é um dos mais relevantes para a primeira etapa da metodologia desenvolvida no presente trabalho, uma vez que ele caracteriza numericamente um spray proveniente de injetor *swirl* em câmara atmosférica e utiliza uma metodologia, tanto experimental quanto numérica, extremamente similar, variando por alguns fatores como o combustível (gasolina), o modelo de *break-up* (TAB) e o programa utilizado. Sua validação também é realizada utilizando a penetração, mostrando também o aparecimento do pré-spray, o qual é responsável pelas diferenças entre as curvas experimentais e numéricas de

penetração em alguns pontos, como mostrado na FIG 2.20, na qual a penetração é chamada de S e os resultados numéricos de cal.

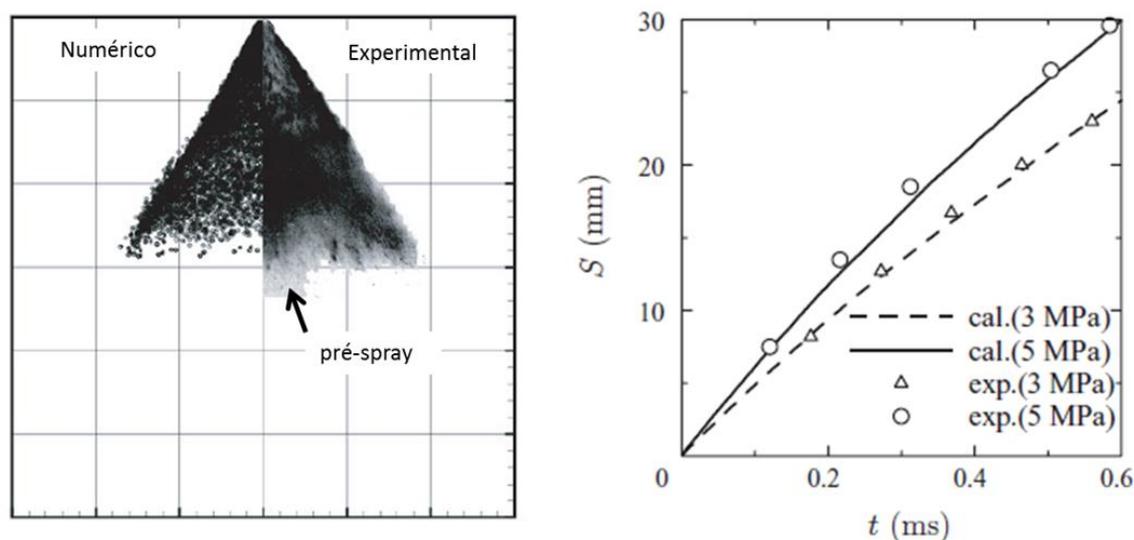


FIGURA 2.20 – Validação do Spray em Câmara Atmosférica Utilizando a Penetração.

FONTE: FUCHIMOTO (2009) – editado pelo autor

No entanto, o objetivo do trabalho de FUCHIMOTO (2009) difere do objetivo aqui proposto, uma vez que visa avaliar as estruturas vorticiais do spray, o que faz com que suas conclusões sobre os resultados além da validação da penetração não sejam tão relevantes para o presente estudo.

JÚNIOR (2010) realizou simulações computacionais que foram de grande importância para a escolha do modelo de turbulência para o presente estudo. Em seu trabalho, foram realizadas simulações em um motor monocilíndrico e obtidos valores para convergência de malha e dados para convergência de passo de tempo. Estes estudos estabelecem bases à análise do escoamento turbulento em motores, e ainda puderam mostrar que a utilização do modelo de turbulência $k-\omega$ não proporcionou grandes ganhos em refino de malha próximo a parede para este tipo de simulação, justificando a sua não escolha para a simulação.

SUKUMARAN e KONG (2010) utilizaram um motor a hidrogênio para avaliar a injeção numericamente. Apesar de não se tratar de um escoamento bifásico, sua metodologia de caracterização é de alta relevância.

No mesmo ano, RECH (2010) desenvolveu metodologias para simular o comportamento dinâmico do escoamento e da transferência de calor em motores de combustão

interna. Em seu trabalho as análises foram realizadas a partir do coeficiente de descarga e diferentes aberturas de válvulas em regime permanente e transiente. O autor valida os resultados experimentalmente.

NEROORKAR *et al* (2011) realizaram um estudo sobre o escoamento no interior de um injetor *swirl*. Os autores não utilizaram modelos de atomização e de quebra, uma vez que o objetivo da simulação era avaliar a mudança de fase instantânea do combustível devido à temperatura ao deixar o injetor (*flash boiling*) e a influência dessa temperatura nos ângulos de cone. Por conta disso, foi necessário modelar a parte interna do injetor, já que os ângulos de cone são parâmetros de saída e não de entrada como em simulações convencionais. O combustível utilizado foi o n-hexano e o solver foi HR, baseado no OpenFOAM. A FIG 2.21 mostra um dos resultados qualitativos e a formação de um cone oco como no caso de injetores *swirl*.

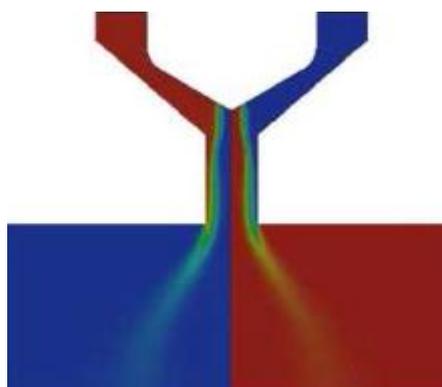


FIGURA 2.21 – Simulação de escoamento interno em injetor *swirl*

FONTE: NEROORKAR *et al* (2011) – editado pelo autor

Os autores concluem que maiores temperaturas de injeção ocasionam uma diminuição no ângulo de cone e a mudança de fase repentina pode ocasionar um colapso da estrutura cônica do spray.

BELHADEF *et al* (2011) modelaram e validaram experimentalmente (em câmara atmosférica) um injetor *swirl* com metodologias muito similares às utilizadas no presente trabalho. O modelo de turbulência foi o RNG k- ϵ utilizando malha tetraédrica. Os autores utilizam água como fluido de estudo com o objetivo apenas de verificar sua metodologia de modelagem. Concluem que a metodologia utilizada por eles é suficiente para caracterizar e validar um spray proveniente de injetor *swirl*. YOON *et al* (2011) em seu trabalho puramente experimental também avalia um injetor *swirl* com água, utilizando diversas técnicas de medição óptica e tratamento de imagem. Em seus resultados, os autores encontraram diâmetros médios de gota mais de mil vezes

maiores que os encontrados no presente trabalho e o valor desse diâmetro tende a variar de acordo com a variação do diâmetro do furo do injetor, ficando menor à medida que o furo diminui, como concluem os autores.

BOTTONE *et al* (2012) realizaram um trabalho sobre o escoamento em motores de combustão interna avaliando a influência de diferentes modelos de turbulência. A simulação foi realizada para vários ciclos do motor, para poder ressaltar a importância de se avaliar a variação cíclica. Os resultados mostraram como o modelo LES apresenta diferenças consideráveis com relação aos demais.

SREENIVASULU *et al* (2012) realizaram um estudo com uma abordagem diferente dos demais. Nesse estudo foi avaliada a influência do *swirl* nas características do spray. Ainda que o estudo tenha sido feito com spray diesel, sua metodologia inspirou alguns procedimentos realizados no presente trabalho. Suas conclusões mostram que o *swirl* auxilia na formação de mistura ar combustível, mas coeficientes de *swirl* muito altos produziram um aumento nas emissões de NO_x, o que não é desejável. Nesse trabalho, os autores buscaram um coeficiente de *swirl* ideal que favorecesse a mistura ar/combustível e a combustão.

COSTA *et al* (2014) desenvolveram um estudo numérico sobre a formação de mistura para avaliar a propagação de chama. Como se tratava de um motor de injeção direta, o spray também foi modelado. Os autores não utilizam modelos de *break-up* para essa modelagem, mas apenas um modelo de distribuição inicial de gotas. A principal conclusão sobre a parte de injeção diz que a geometria da coroa do pistão, assim como o tempo de injeção tiveram enorme influência na propagação da chama da combustão, devido à formação de mistura ser diferente quanto se varia esses parâmetros.

FONSECA (2014) realizou um estudo minucioso de caracterização do escoamento a frio em motor de combustão interna utilizando CFD, para a avaliação da variabilidade cíclica do motor. Em seu trabalho, o autor analisa todas as estruturas rotacionais do escoamento utilizando o modelo RNG k- ϵ , além de realizar um teste de sensibilidade de malha e de passo de tempo utilizando a mesma geometria utilizada no presente trabalho. Seus resultados foram validados experimentalmente por meio da curva de pressão, obtendo-se correlações significativas e detectando variabilidade cíclica nas simulações numéricas realizadas.

RIBEIRO (2014) apresenta uma análise numérica completa da turbulência em um motor monocilíndrico. Sua análise envolve a comparação e caracterização de todos os parâmetros do escoamento. O objetivo foi entender qual a influência dos principais modelos de turbulência no

escoamento de ar no motor. Na mesma linha de estudo e utilizando os mesmos recursos computacionais, AMORIM et al. (2014) realizaram simulações, onde diferentes modelos de turbulência são comparados em um estudo do escoamento a frio em um motor de combustão interna. O modelo RNG k- ϵ foi escolhido como o mais adequado para simulações em motores utilizando-se a metodologia proposta pelo solver Pro Star, mesmo utilizada no presente trabalho.

COELHO et al (2014) também utilizaram um motor monocilíndrico para simulações numéricas do escoamento. Eles avaliam o coeficiente de descarga das válvulas em regime estático, tanto numericamente quanto experimentalmente. Alguns parâmetros do escoamento, tais como *tumble e lift* das válvulas são avaliados por COELHO et al (2014). Foi escolhido o modelo de turbulência RNG k- ϵ e obtidos resultados numéricos que mostraram boa correlação com dados experimentais.

ZANCANARO JUNIOR (2014) desenvolveu uma metodologia de validação numérica e experimental para avaliar o comportamento dinâmico e reativo do escoamento em motores de combustão interna. A simulação é aplicada a um motor de roçadeira, utilizando um programa comercial. O trabalho utiliza o modelo k- ω SST e também avalia a combustão para uma mistura ar/combustível pré-mixada. Seus resultados para combustão não atingiram as expectativas, obtendo dados numéricos com grandes diferenças quando comparados com dados experimentais, principalmente no que diz respeito aos picos de pressão, que são fatores importantes na análise da combustão.

AMORIM et al (2015) realizaram um estudo numérico do spray em câmara atmosférica. Os autores validam experimentalmente o spray de injetor *swirl*, em regime estático, utilizando a câmara atmosférica para várias condições de injeção. Os autores concluem no trabalho que o passo de tempo possui enorme influência na forma do spray e na disposição das gotas. Após o aperfeiçoamento da metodologia e dos resultados desse estudo, foi possível realizar uma parte importante desta dissertação.

ZHOU E LI (2015) optaram por uma análise mais específica e analisaram numericamente o comportamento de uma única gota, avaliando sua evaporação e posteriormente a sua combustão. Nesse estudo, os autores concluíram que a taxa de evaporação e os parâmetros da combustão estão de acordo com as soluções analíticas. No entanto, a força de arrasto se mostrou muito menor nos modelos numéricos, o que leva os autores a concluírem que os modelos atuais que preveem arrasto deveriam sofrer modificações.

ROCHA (2015) utiliza a mesma metodologia proposta no presente trabalho para simular o spray em câmara atmosférica. No entanto, a autora utiliza outro solver e compara a influência do modelo de colisão na simulação com dados experimentais. Foi concluído que o modelo de colisão utilizado pelo programa computacional possui grande influência na forma do spray e ainda não é robusto o suficiente.

JÚNIOR *et al* (2015) realizaram testes experimentais e as análises do spray em câmara atmosférica, cujos resultados são utilizados no presente trabalho como fonte de dados para o modelo. Os autores utilizaram instrumentação óptica para obter resultados experimentais da injeção e a metodologia experimental é reproduzida neste trabalho, sendo descrita no próximo capítulo.

Observa-se claramente que, à medida que os anos se passaram, as técnicas numéricas e experimentais de análise de motores de combustão interna foram se aperfeiçoando, permitindo atualmente uma análise mais precisa dos motores de combustão interna. As técnicas numéricas tiveram maior aplicação devido à evolução das ferramentas computacionais, tanto hardware quanto programa, além do maior interesse da indústria nesse tipo de estudo. Todos os trabalhos citados foram de extrema importância para o presente trabalho, inspirando metodologias e motivando diferentes tipos de experimentos.

A partir das metodologias estudadas na revisão bibliográfica fica claro que uma metodologia numérica que permita ajustar variáveis do projeto e atualizar condições de contorno que levem a novas condições de injeção que acarretem maiores eficiências de combustão é de vital importância no projeto de motores. Desta forma, o presente trabalho pode contribuir no projeto de motores mais eficientes, com menores índices de emissões e melhores desempenhos.

3 METODOLOGIA

Neste capítulo é apresentada a metodologia proposta e utilizada na realização deste trabalho, desde a escolha dos programas computacionais utilizados, passando pela descrição dos domínios físicos e virtuais, além dos processos de validações experimentais e todos os procedimentos necessários para a análise em CFD.

3.1 Projeto base

O trabalho é resultado de um projeto em parceria entre a FCA (Fiat Chrysler Automobiles) e o CTM-UFGM (Centro de Tecnologia da Mobilidade, Universidade Federal de Minas Gerais). Nesse projeto são realizadas simulações numéricas utilizando CFD com o intuito de desenvolver um motor conceito a etanol, seguindo as diretrizes do programa Inovar Auto, do Governo Federal. Uma vez que o motor analisado é ainda um protótipo em desenvolvimento e se encontra no presente momento sob sigilo industrial, alguns procedimentos realizados nesta dissertação são ilustrados utilizando-se geometrias de outros motores, para fins de compreensão. Desta forma, a geometria detalhada do motor utilizado não é aqui mostrada.

3.2 Etapas do Processo

A metodologia desenvolvida no presente trabalho pode ser dividida em duas etapas, que são mais bem detalhadas posteriormente. É importante ressaltar que os procedimentos presentes em cada etapa muitas vezes foram realizados em paralelo, para que o tempo fosse mais bem aproveitado. A Etapa 1 se refere ao spray gerado em uma câmara atmosférica sem contrapressão e sem o movimento do pistão, e diz respeito à parte estática da metodologia, sendo aqui chamado de spray estático. Nesta etapa o injetor é caracterizado numericamente e experimentalmente, permitindo a validação estática do spray. Após a validação da simulação do spray proveniente do injetor em regime estático, os dados e condições utilizadas para a análise numérica são aplicados em uma simulação dinâmica, que representa a Etapa 2 do projeto e se baseia em uma metodologia numérica validada por FONSECA (2014). Essa simulação utiliza condições de contorno do motor protótipo e do spray estático gerado experimentalmente. Algumas das condições de contorno do motor podem ser obtidas de experimentos físicos, feitos com o próprio protótipo, ou de experimentos virtuais utilizando-se programas unidimensionais como o GT Power. Deste modo é possível coletar resultados coerentes relativos à injeção de combustível

do motor e a simulação pode ser realizada para várias condições utilizando-se a geometria do motor.

A FIG 3.1 mostra de forma esquemática todas as etapas da metodologia desenvolvida no presente trabalho. Nela é possível entender o que acontece em cada etapa do processo. Ao longo deste capítulo, cada procedimento mostrado na figura 3.1 é explicado detalhadamente.

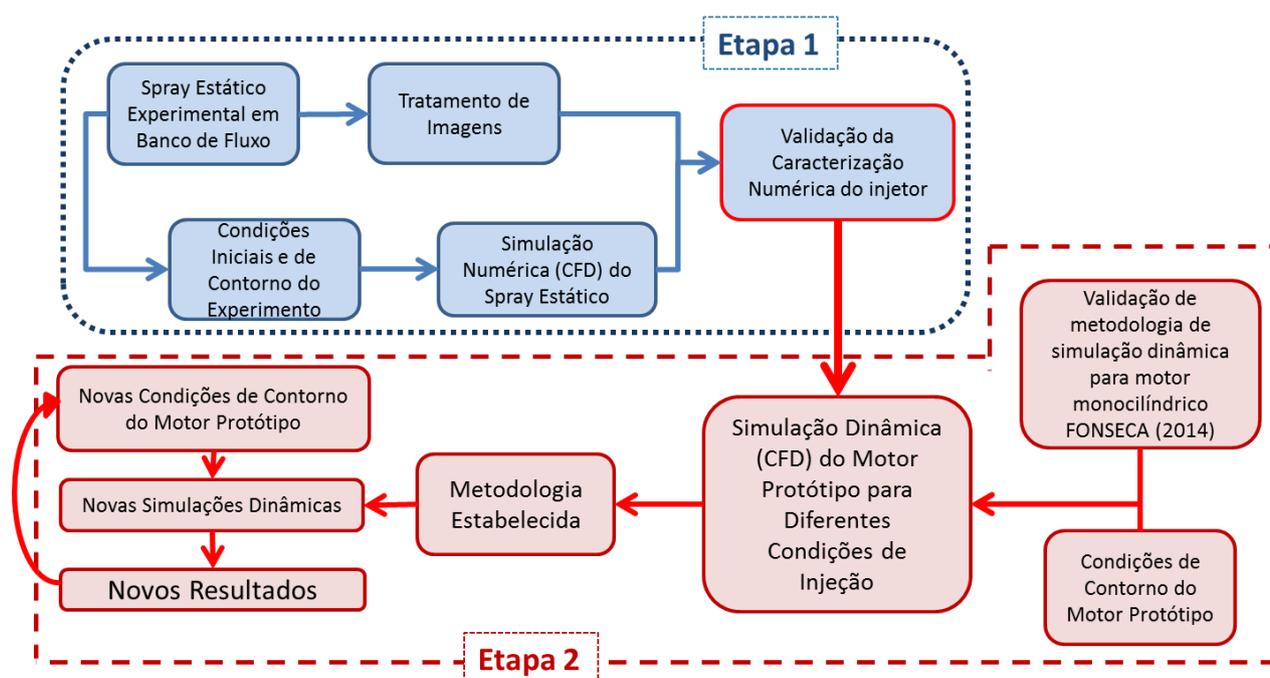


FIGURA 3.1 – Fluxo das Etapas da Metodologia Desenvolvida

FONTE: Elaborado pelo autor

3.3 Escolha dos programas computacionais a serem utilizados

Para realização das simulações numéricas referentes ao motor de estudo e ao injetor em banco de fluxo, foi escolhido o programa comercial Star-CD como *solver*, utilizando-se do módulo *es-ice*, que é específico para simulações com motores de combustão interna. Para o tratamento da geometria, este programa exige o apoio de outros programas de CAD e geração de malha de superfície como SolidWorks 2014 e Star CCM+9.

As próximas seções contêm todo o detalhamento das etapas que compõem a metodologia desenvolvida e que foram previamente introduzidas na Seção 3.2 e ilustradas na FIG 3.1

3.5. Etapa 1 – Caracterização Experimental e Simulação Numérica do Spray Estático

Como já mencionado, a Etapa 1 se refere à metodologia da parte estática do spray, onde o spray proveniente do injetor foi testado em uma câmara atmosférica e as mesmas condições experimentais são reproduzidas na simulação numérica com o objetivo de validar a caracterização do spray antes de aplicar essa simulação no motor.

3.5.1. Spray Estático Experimental em Câmara Atmosférica

O primeiro procedimento da Etapa 1 é puramente experimental, e serve de entrada para a análise numérica. Diversas condições de contorno são necessárias para a correta simulação do spray e ainda alguns resultados servem como parâmetro de comparação entre os valores experimentais e numéricos, possibilitando a validação do modelo.

3.5.1.1. Montagem Experimental

O objeto de estudo do presente trabalho é um injetor *swirl* Magneti Marelli IWD3+193 com furo de diâmetro 0,5628 mm, que produz um cone oco devido às suas propriedades físicas, conforme explicado no Cap. 2. A FIG. 3.2 mostra o injetor utilizado neste trabalho e o APÊNDICE I contém o *datasheet* fornecido pelo fabricante:



FIGURA 3.2– Injetor Estudado

FONTE: Laboratório de Motores, CTM- UFMG

Este experimento permite a medição da vazão mássica de Etanol proveniente do injetor, além de oferecer as condições necessárias para utilização do método da Shadowgrafia para tratamento de imagens e medição de outros parâmetros do spray.

A bancada experimental foi montada pela equipe do Laboratório de Motores do CTM-UFG, conforme mostrado na FIG. 3.3. Um computador ligado a um driver controla o pulso de injeção e quantidade de disparos. Um tanque de nitrogênio comprimido, ligado a um acumulador contendo o etanol, controla a pressão de injeção. O injetor despeja o combustível em um Becker que é recolhido e avaliado para se calcular a massa de combustível injetada em cada pulso. Obviamente o sistema Becker-injetor é coberto e isolado do ambiente para que se minimizem as perdas de combustível para o ar. Cinco medições são realizadas para minimizar os erros. A montagem é a mesma realizada em JUNIOR (2015).

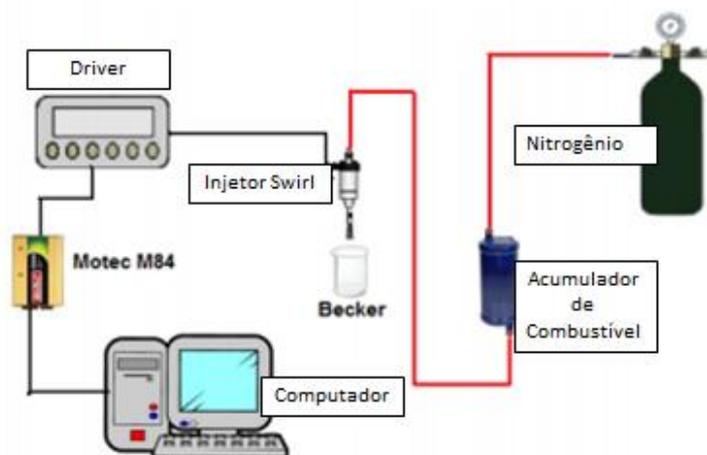


FIGURA 3.3 – Montagem de Bancada Experimental

FONTE: JÚNIOR (2015)

O procedimento experimental foi realizado para diferentes pressões de injeção (30, 50, 70, 90, 100 e 120 bar) e o combustível injetado na câmara em condições atmosféricas. O pulso foi fixado em 1,5 ms e o fluido utilizado foi o EXXSOL D60, que possui propriedades semelhantes as do Etanol.

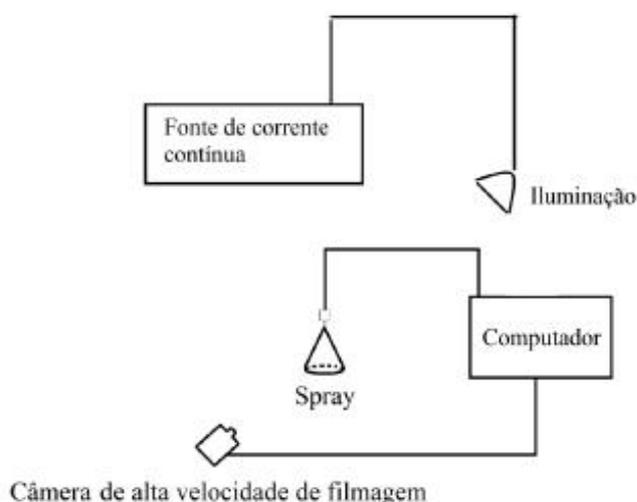
Sendo assim, algumas das condições iniciais e de contorno para a simulação numérica do spray e a vazão mássica são obtidas experimentalmente e utilizadas para as simulações numéricas. Os dados experimentais utilizados na simulação são apresentados na TAB 3.1

TABELA 3.1-Condições Iniciais e de Contorno Experimentais para Simulação Numérica

Pressão Ambiente	Atmosférica
Temperatura Ambiente	25°C
Pressões de Injeção	30, 50, 70, 90, 100, 110 e 120 bar
Tempo de injeção	1,5 ms
Diâmetro do Furo	0,5628 mm
Combustível	Etanol
Vazão Mássica	11,31 g/s para 100 bar

3.5.1.2. Tratamento das Imagens

Após a avaliação da vazão mássica, foi necessário que fossem feitas imagens do spray, utilizando-se uma câmara de alta velocidade e que essas imagens fossem tratadas pelo método da Shadowgrafia, introduzido na Seção 2.5.1. Para que isso fosse possível, a bancada experimental é reorganizada e adaptada para tal procedimento, o que é mostrado na FIG 3.4:

**FIGURA 3.4** – Montagem para Retirada das Imagens

FONTE: GUZZO (2012)

As adaptações incluem, como pode ser visto na FIG 3.4, uma câmera de alta velocidade ligada a um computador que processa as imagens e uma fonte de iluminação.

A aquisição e o tratamento das imagens a partir de dados experimentais visa obter os ângulos internos e externos do spray, que representam condições de contorno para a simulação. Com esse tratamento também é possível avaliar a penetração, que é um dos resultados mais importantes deste trabalho, uma vez que é o parâmetro de comparação entre os resultados numéricos e experimentais, além de servir para o teste de malha da análise numérica.

Segundo a metodologia desenvolvida por GUZZO (2012), o procedimento para medir o ângulo de cone externo do spray consiste em traçar um arco com centro no orifício do injetor, que passe por toda a imagem obtida por meio de shadowgrafia. Este arco pode varrer também toda a distância entre o orifício e o limite do spray. A FIG 3.5 mostra um exemplo da técnica aplicada a um spray também proveniente do mesmo injetor utilizado no presente trabalho, a uma pressão de 6 bar e com o arco situado a 0,7 cm do orifício do injetor.

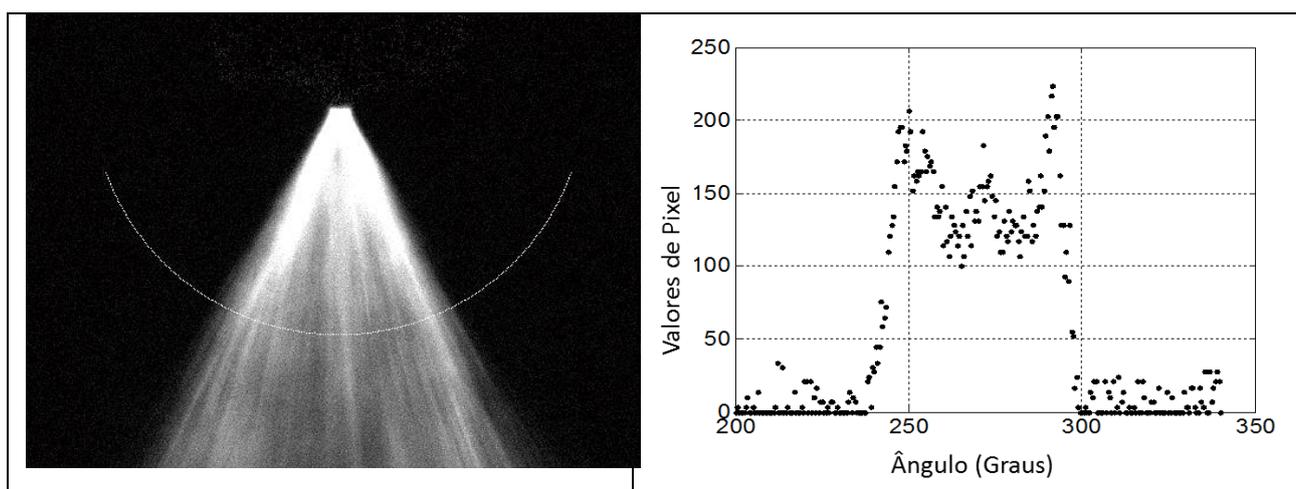


FIGURA 3.5 – Perfil do Spray Tratado

FONTE: AMORIM et al (2015)

Na mesma figura, ao lado direito, é mostrado o valor de pixels em função do ângulo do arco. Esse gráfico é gerado por uma rotina de Matlab desenvolvida por GUZZO (2012), que distingue a presença ou ausência de spray baseada no valor dos pixels. Quando o pixel possui valor maior que 50, significa que há spray e quando o valor é menor que 50 não há presença de spray. Sendo assim é possível traçar um perfil do spray injetado e assim medir os ângulos internos e externos baseado na diferença em graus das regiões e extremidade localizadas no gráfico, como pode ser visto na FIG 3.6.

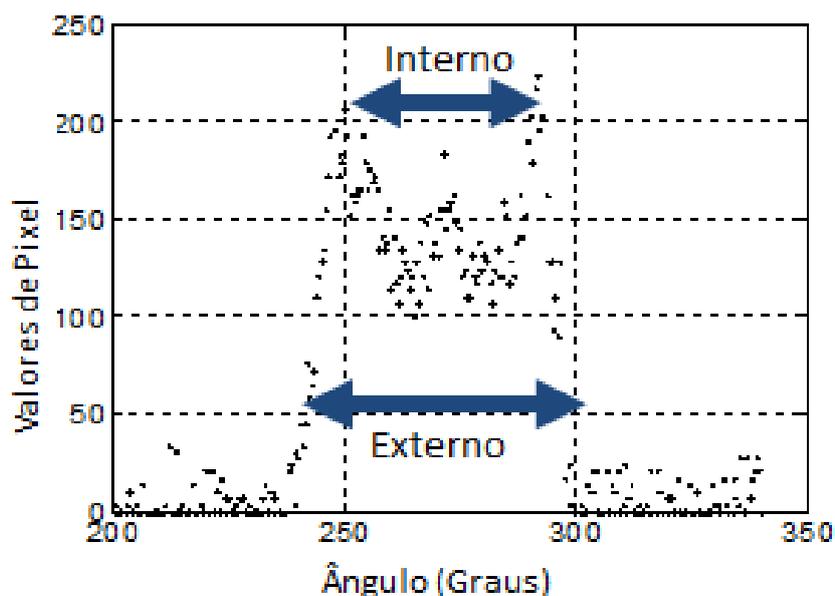


FIGURA 3.6 – Ângulos interno e externo do spray

FONTE: AMORIM *et al* (2015), editado pelo autor

É importante ressaltar que o spray possui bordas curvas, portanto o procedimento deve ser repetido para várias distâncias em relação ao orifício, obtendo-se assim o valor de ângulo mais correto para a simulação, ou até mesmo um valor médio caso seja desejado uma análise mais simplificada.

3.5.2. Simulação Numérica (CFD) do Spray em Câmara Atmosférica

3.5.2.1. Geometria e Domínio Computacional

Como o objetivo da simulação é reproduzir o procedimento experimental, o domínio da análise numérica deve definir o ambiente no entorno do spray, que no caso é a atmosfera. Para reduzir os custos computacionais, utiliza-se um cilindro, de altura 15 cm e diâmetro idêntico ao diâmetro do cilindro do motor, de forma que a geração de uma malha seja facilitada, com comprimento característico dos elementos semelhantes ao da simulação do motor. Deste modo, os elementos gerados nesse cilindro representam o ar presente no ambiente em que o spray é injetado. A FIG. 3.7 mostra o cilindro utilizado.

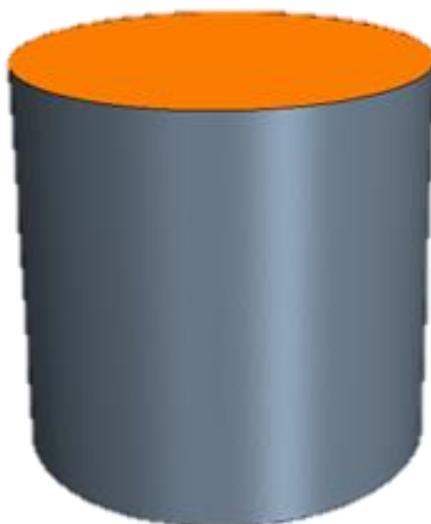


FIGURA 3.7 – Domínio Computacional

FONTE: AMORIM *et al* (2015), editado pelo autor

Para melhor adequação ao experimento, definiu-se a face superior como parede (*wall*) e as outras regiões foram mantidas abertas ao ambiente como fronteira de saída de pressão (*pressure outlet*). O injetor está localizado no centro da circunferência superior.

3.5.2.2. Geração de Malha Volumétrica

Após a geração da Geometria em CAD é iniciado o processo de discretização do domínio, no qual faz-se uma malha para representar a região dessa câmara onde o spray é injetado. Essa malha foi feita a partir de uma malha superficial, “extrudando” elementos provenientes de uma malha planar. Devido à simplicidade da geometria, esta é uma malha extremamente fácil de ser gerada, facilitando e agilizando o processo, o que já não ocorre para simulações de motores. A FIG. 3.8 mostra uma das malhas utilizadas.

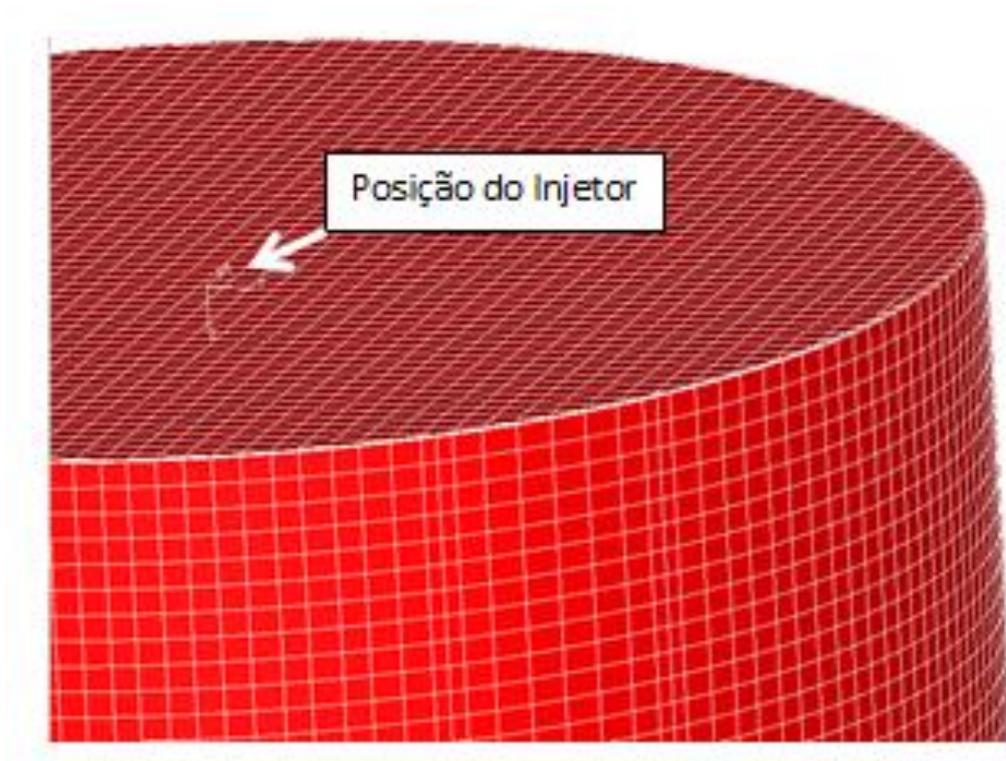


FIGURA 3.8 – Malha Volumétrica Hexaédrica

FONTE: AMORIM *et al* (2015), editado pelo autor

3.5.2.3. Teste de Sensibilidade da Malha

Uma das partes mais importantes de uma simulação CFD é o teste de sensibilidade da malha. Após a geração e tratamento da geometria de modo que imperfeições e pequenos erros sejam eliminados ou reduzidos, deve-se gerar uma malha adequada aos objetivos do trabalho e ao tipo de escoamento analisado. Para isso, um teste de sensibilidade da malha computacional, mais conhecido como teste de malha, é realizado. Este teste consiste em realizar a mesma simulação com diferentes tamanhos de elementos (volumes finitos) e comparar os resultados para um ou mais parâmetros específicos para se escolher uma malha na qual os resultados não tenham tanta alteração com o refinamento dos elementos. Tem-se a percepção de que a malha produziria resultados mais precisos quando está mais refinada, uma vez que se minimizam erros numéricos provenientes da discretização das equações de conservação quando se diminui o tamanho do elemento. No entanto, muitos estudos já mostraram isso pode não ser verdade e, além disso, à medida que se refina a malha, a capacidade computacional necessária para os cálculos aumenta de forma que muitas vezes as simulações tornam-se impraticáveis, dependendo do grau de refinamento demandado. Com isso, procura-se um ponto (número de volumes ou tamanho de

volume) no qual os resultados já possuam um grau de aceitação, de forma que um refinamento de malha adicional não seja mais necessário. Resultados completamente independentes da malha são praticamente impossíveis de alcançar, pois a resposta numérica pode variar muito dependendo do grau de refinamento. Como alternativa ao teste de sensibilidade pode-se realizar também uma análise de incerteza numérica, que indica um grau de aceitação para a malha utilizada.

O critério de refinamento, que também foi o mesmo utilizado para o motor, foi fundamentado no parâmetro de comprimento característico (h_i , referente à malha de número 'i'), ou também chamado de comprimento de malha representativo, que é descrito pelas equações encontradas em CELIK *et al* (2008).

Quando calculado em um plano:

$$\text{Área característica} = \frac{\text{Área}}{N^\circ \text{ de faces}} \quad 3.1$$

$$\text{Comprimento característico} = h_i = \sqrt{\text{Área característica}} \quad 3.2$$

Quando calculado em um volume:

$$\text{Volume característico} = \frac{\text{Volume}}{N^\circ \text{ de células}} \quad 3.3$$

$$\text{Comprimento característico} = h_i = \sqrt[3]{\text{Volume característico}} \quad 3.4$$

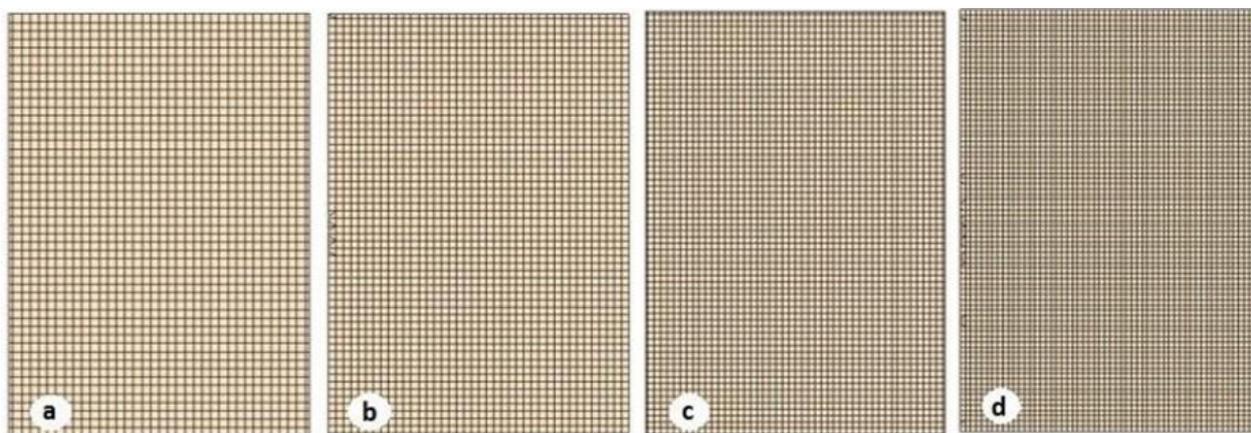
A primeira malha gerada foi a malha de referência, com o comprimento característico de 1,0 mm. CELIK *et al* (2008) recomendam uma variação de 30% entre cada malha, mas o tipo de geometria utilizada não permitiu uma variação tão grande entre as malhas. Sendo assim, as outras malhas foram refinadas com uma redução de 10% no valor do comprimento característico em relação à malha anterior. A tabela 3.2 contém os comprimentos utilizados nessa análise e a sigla ME (Malha Estática).

TABELA 3.2– Comprimentos característicos de referência

Malha	Comprimento Característico [mm]
ME1	1,0
ME2	0,9
ME3	0,81
ME4	0,73

O topo do cilindro utilizado no domínio possui aproximadamente a mesma área da seção transversal do cilindro (3848 mm^2) e o mesmo número de faces. Deste modo, garante-se que a área característica será a mesma e conseqüentemente o comprimento característico também. Apesar da altura do cilindro ser diferente, o comprimento dos elementos em z é também igual ao utilizado no motor, garantindo um número de células proporcional, mantendo-se assim a relação do comprimento característico.

As malhas volumétricas geradas para a geometria cilíndrica utilizada nesta etapa são mostradas na FIG 3.9 em seção vista de frente.

**FIGURA 3.9**– Malhas Geradas Para o Teste, a) 1,0mm , b) 0.9mm, c) 0,82 mm d) 0,73mm

FONTE: Elaborado pelo autor

Uma vez que o injetor validado com esta simulação será aplicado também nas simulações do motor em fase de projeto, é importante que o domínio do entorno do spray, neste caso, a câmara atmosférica, tenha elementos do mesmo tamanho dos elementos utilizados no cilindro do motor, que no caso é o domínio em torno do spray daquela simulação. Portanto, os mesmos comprimentos característicos e o mesmo critério de refinamento são usados no teste de sensibilidade de malha descrito na seção 3.6.1.3, para que se garanta a mesma condição de

sensibilidade no espaço. Ao final dos dois testes de malha, devem-se comparar os resultados das duas etapas e se escolher uma malha comum, da qual os resultados para as duas simulações são menos sensíveis à malha.

É importante ressaltar que o teste de malha foi realizado com o menor passo de tempo possível para que não fossem necessárias dezenas de simulações com vários passos de tempo diferentes. O passo de tempo utilizado no teste de malha foi de 3×10^{-7} s.

3.5.2.4. Teste de Sensibilidade do Passo de tempo

Uma vez que simulações CFD são transientes, os cálculos são realizados no incremento temporal adicionado ao estado atual da análise, até que todo o tempo de análise seja completado. Em outras palavras, a simulação deixa seu estado inicial com um incremento temporal, chamado de passo de tempo ou *time step*. Após o primeiro passo de tempo, mais um incremento é adicionado (segundo passo de tempo), e depois o terceiro e assim por diante até completar o tempo total configurado para simulação. Do mesmo modo que os resultados devem ser pouco sensíveis à malha (espaço), eles também devem ser pouco sensíveis ao passo de tempo (tempo). Uma análise que possui um incremento temporal muito pequeno, comparado com uma que possui um muito grande pode apresentar diferenças nos resultados, que podem causar imprecisão e muitas vezes até divergência nos cálculos. Para que isso não ocorra é normalmente necessário um teste de passo de tempo.

Para se escolher corretamente o passo de tempo para a simulação, considerou-se o diâmetro das gotas presentes no spray, que, segundo os experimentos da equipe do CTM UFMG, está na ordem de 10^{-5} , e a velocidade das gotas de aproximadamente 30m/s. Sendo assim, o passo de tempo deve ser pequeno o suficiente para que distância percorrida pela gota em um passo de tempo seja comparável ao seu diâmetro e assim a simulação seja mais precisa. Com um grande incremento temporal, menos interações das partículas com o ambiente são detectadas e a penetração poderia ficar incoerente com a realidade. Desta forma, escolhe-se o valor de 3×10^{-6} s como sendo o valor máximo de passo de tempo admissível testado, que corresponde a um deslocamento aproximado de 10^{-4} m a cada passo de tempo. Apesar de esse valor ser nove ou dez vezes maior que o diâmetro de gota médio, pode se mostrar satisfatório para muitas gotas presentes no resultado. O menor passo de tempo analisado, então, é escolhido como sendo 3×10^{-7} s por dois motivos específicos: Primeiramente, o deslocamento das gotas fica comparável ao

diâmetro de gota médio e ainda atende bem a gotas com diâmetros menores. Em segundo lugar, este valor alcançou o limite utilizado no teste de malha da simulação do motor protótipo, que, além de esbarrar no limite de custo e tempo computacionais, é baseado no número de Courant, como será explicado posteriormente. Como parte da metodologia, o mesmo passo de tempo usado na simulação do spray em condições atmosféricas deve ser usado no momento da injeção na simulação do motor, portanto o valor de 3×10^{-7} é o menor testado neste trabalho. Escolheu-se também um passo de tempo aproximadamente intermediário, 1×10^{-6} , que é três vezes menor que o maior passo de tempo e um pouco mais de três vezes maior que o menor passo de tempo. Deste modo, podem-se comparar três passos de tempo diferentes obtidos por essa metodologia e mostrados na TAB 3.3.

TABELA 3.3 – Passos de Tempo Analisados

Teste	Passo de tempo (s)
TS1	3E-06
TS2	1E-06
TS3	3E-07

Parâmetros qualitativos usando imagens do spray e parâmetros quantitativos envolvendo a penetração são comparados para definir o passo de tempo final a ser utilizado na simulação. Estes mesmos parâmetros são utilizados posteriormente para validação do modelo.

3.5.2.5. Condições iniciais e de Contorno

Para a simulação numérica que reproduz o experimento do spray em câmara atmosférica, as mesmas condições do experimento, parâmetros do injetor e propriedades do Etanol foram utilizados. Além disso, os resultados de vazão e os ângulos de cone interno e externo obtidos do tratamento de imagens foram utilizados como parâmetros de entrada no modelo. As TAB. 3.4 e TAB 3.5 apresentam os valores utilizados para o spray e as propriedades do etanol, respectivamente.

TABELA 3.4 – Condições Iniciais das Simulações Numéricas

Pressão de injeção [bar]	100,0
Diâmetro do Injetor [m]	5.6E-4
Posição do injetor (x,y,z) [m]	(0; 0; 0,012)
Direção de injeção (x,y,z) [m]	(0,00209; 0; 0,9999)
Vazão Mássica [g/s] *Seção 4.x	11,34
Ângulo de Cone Externo [°] *Seção 4.x	69,1
Ângulo de Cone Interno [°] *Seção 4.2	40,0

TABELA 3.5 – Principais Propriedades do EXXSOL D60

Densidade [kg/m ³]	784,885
Viscosidade dinâmica [Pa*s]	0,00108407
Calor de formação [J/kg]	-5998370
Pressão de saturação [Pa]	7871,66
Calor específico [J/kg*K]	2434,31
Tensão superficial [N/m]	0,0223

3.5.2.6. Escolha de modelos do Spray.

Para modelagem da turbulência no spray em câmara atmosférica escolheu-se o mesmo modelo de turbulência utilizado na simulação do escoamento de ar do motor, o RNG k-ε. Sua escolha é melhor explicada no decorrer deste capítulo.

De acordo com BAUMGARTEN (2006), para a implementação do spray de injetor *swirl* em modelo numérico é assumido que a primeira camada de combustível não interage com o ar, não havendo assim modelagem da primeira quebra. O que ocorre nesse caso é que a camada de líquido é representada por parcelas injetadas com velocidade correspondente às condições de contorno. Essas parcelas não sofrem fenômenos de interação com o ar até que a distância do orifício seja igual ao comprimento do primeiro *break-up*. A partir deste ponto as parcelas ganham tamanhos especificados por uma distribuição Rosin-Rammler de diâmetro de gotas, conforme explicado pela EQUAÇÃO 2.15. A partir dessa distribuição, as parcelas se comportam como gotas e passam a interagir com o ar, estando sujeitas a outras quebras. Para se modelar as próximas quebras, o modelo de *break-up* utilizado foi híbrido KHRT, por ser o mais indicado na literatura, como visto em BEAL e REITZ (1999) e em KAH (2012). Este último estudo verificou que os

valores ideais para as constantes B1 e C3 utilizando injetores *swirl* com etanol eram 18 e 2, respectivamente, e esses foram os valores utilizados nesse trabalho.

Para modelagem da evaporação na simulação, utilizou-se o modelo padrão do programa, que assume que as gotas são homogêneas internamente e consistem em um único componente líquido. A modelagem da evaporação é mais bem explicada na Seção 2.3.7.3.

É importante ressaltar que o modelo prevê que a fase lagrangiana do escoamento bifásico pode trocar massa, quantidade de movimento e energia com a fase contínua de forma recíproca. Os efeitos da gravidade, força de arrasto e distorção de gotas também foram considerados no modelo.

Por ainda não ser muito robusto e por não ser recomendado pelo fabricante do programa, não foi utilizado modelo de colisão de partículas neste trabalho. O modelo de colisão de partículas ainda pode ser melhorado e atualmente pode ser uma fonte de erros para as simulações numéricas de spray, o que também foi observado por SCHMIDT ET AL. (2002). Portanto, como ainda não há um consenso sobre o uso e representatividade desse modelo na literatura, optou-se por não considerar seus efeitos.

3.5.3. Validação do Modelo Numérica do Spray

Para se validar a simulação numérica utiliza-se a penetração, que é basicamente a distância que o spray alcança no tempo de injeção estipulado. Primeiramente, plota-se a posição de cada gota proveniente dos resultados numéricos em diferentes tempos até o momento final da injeção. Como há uma grande dispersão das gotas e algumas gotas específicas eventualmente podem alcançar distâncias maiores que o conjunto principal, optou-se por analisar a distância das últimas 10, 20, 200 e 500 gotas mais distantes do orifício. Depois, traça-se uma curva de penetração com os valores médios das quatro curvas encontradas. Deste modo, as penetrações das gotas mais distantes são consideradas, mas tem apenas influência parcial no resultado final. Por fim, comparam-se então as curvas de penetração encontrada na simulação numérica e experimental, obtendo-se a validação do modelo do spray em câmara atmosférica.

3.6 Etapa 2 – Simulação Dinâmica do Spray no Motor

A Etapa 2 diz respeito à simulação dinâmica do spray com o injetor fixo ao motor em movimento. Neste caso, portanto, trata-se de uma malha móvel adaptativa que acompanha o movimento do pistão e das válvulas. As dimensões do motor não podem ser divulgadas, mas pode-se dizer que é um motor três cilindros de duas válvulas, injeção direta e alimentado com etanol.

A metodologia de simulação dinâmica obedece todos os processos de um desenvolvimento de análise CFD, descrito na seção 2.2.2. No entanto, há diversos outros procedimentos adicionais característicos de uma análise com malha móvel. Alguns desses procedimentos são naturais da metodologia utilizada pelos programas escolhidos, Star CD e es-ice..

3.6.1. Metodologia de Simulação Dinâmica do Spray

3.6.1.1. Geometria e Domínio Computacional

A geometria final utilizada neste trabalho e que serve como domínio da simulação numérica deve ser referente ao volume interno dos pórticos, com extração das válvulas, e câmara de combustão do motor, uma vez que se deve representar apenas o fluido em uma simulação CFD. A FIG 3.10 mostra o procedimento de extração do volume interno, subtraindo-se a geometria negativa da câmara de combustão do cabeçote da geometria original do motor, utilizando-se a geometria de um motor genérico como exemplo a título ilustrativo.

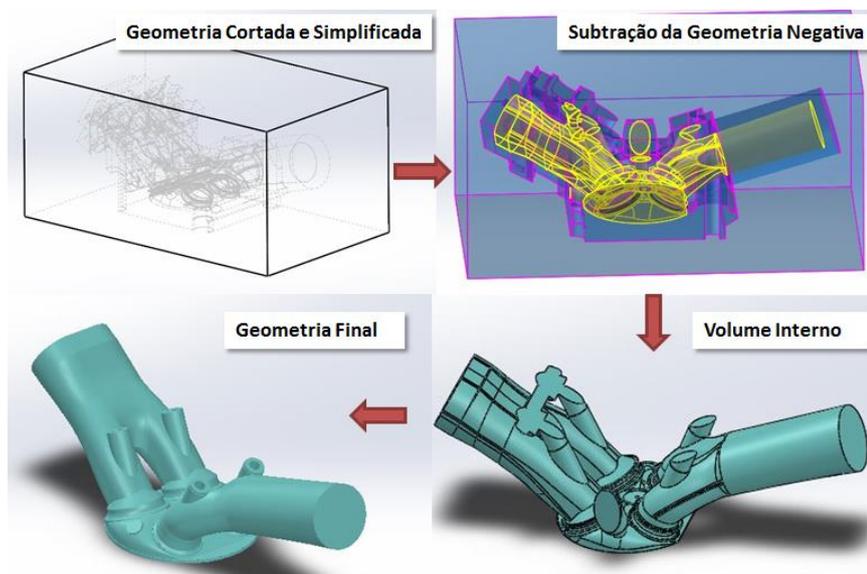


FIGURA 3.10 – Extração do Volume Interno

FONTE: Elaborado pelo Autor

No processo observado na FIG 3.10 a extração do volume interno ocorre primeiramente simplificando-se ao máximo a geometria do motor. São realizados cortes para que apenas os espaços referentes à câmara de combustão e aos pórticos continuem no modelo. Após esta etapa, subtrai-se a geometria de um bloco prismático a fim de obter-se o volume interno referente à câmara de combustão e aos pórticos. Esse volume interno é então simplificado, retirando-se as rebarbas e partes não relevantes para o estudo, chegando-se a uma geometria final.

É importante ressaltar que para título de facilitação da análise, a geometria passou por simplificações, tais como a retirada do espaço correspondente à vela e a retirada da folga do pistão, que elevaria a análise a um nível de complexidade maior do que o esperado para o objetivo proposto, além de aumentar os gastos computacionais e não afetar com tanta contundência resultados comparativos.

Terminada a preparação da geometria, o domínio geométrico reconhecido pelo módulo es-ice do programa utilizado deve ser uma malha superficial correspondente à geometria analisada. A geração dessa malha é realizada por meio do programa Star-CCM+9 e deve ser bem detalhada para que não haja imperfeições no domínio que possam levar a quaisquer erros de cálculo. É importante que na malha superficial não haja fronteiras livres ou abertas, isto é, descontinuidades. Neste caso, o tamanho do elemento não é tão importante, desde que os elementos acompanhem as linhas da geometria original proveniente do CAD. A FIG 3.11 mostra a malha superficial gerada para o estudo apresentado no presente trabalho.

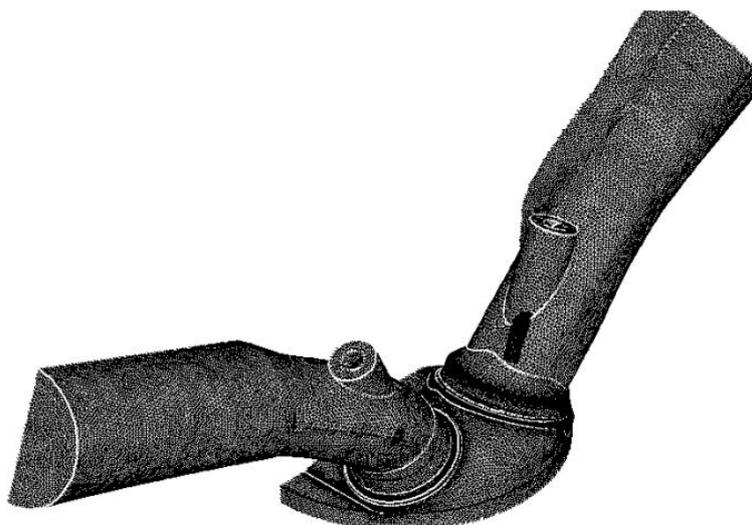


FIGURA 3.11 – Malha Superficial Final

FONTE: RIBEIRO (2014)

3.6.1.2. Geração de Malha Volumétrica

Após a geração da malha superficial, o modelo é importado para o módulo es-ice, onde é gerada a malha volumétrica e é feito a maior parte do pré-processamento. O módulo es-ice trabalha com malhas prismáticas extrudáveis, predominantemente hexaédricas, geradas utilizando o método *Trimming*, sendo que a movimentação de malha é baseada na reconstrução de malha de acordo com a necessidade dos movimentos da geometria. Essa necessidade é intrínseca a motores de combustão interna, uma vez que o pistão se move, alterando a forma e o volume da câmara de combustão com o tempo, necessitando uma adaptação da malha a essas modificações. O fato da malha ser predominante hexaédrica é o que permite essa reconstrução de malha, tanto nos locais por onde passa o pistão, quanto nos locais por onde passam as válvulas. A FIG 3.12 ilustra como ocorre essa reconstrução e a FIG 3.13 exemplifica mostrando uma simulação realizada pelo autor no motor de exemplo, na qual se pode observar perfeitamente a deformação da malha devido ao movimento das válvulas.

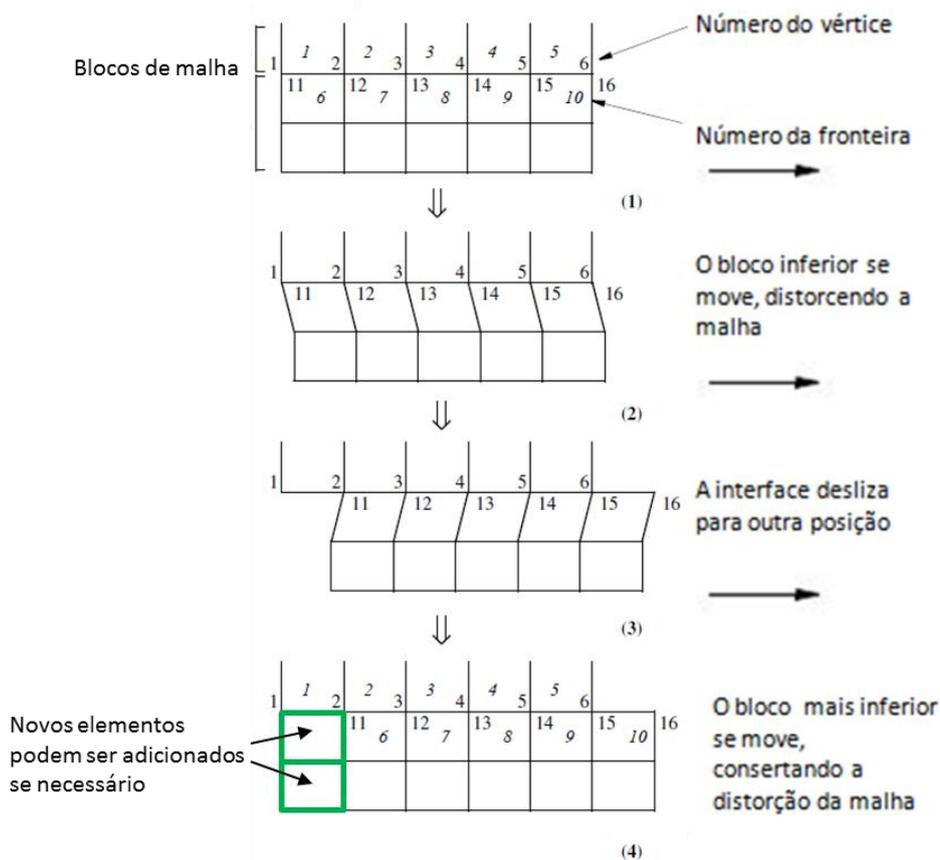


FIGURA 3.12 – Reconstrução de Malha

FONTE: STAR- CD ES-ICE, 2013 (editada pelo autor)



FIGURA 3.13 – Malha gerada com vista de seção

FONTE: Elaborado pelo autor

Essa movimentação de válvulas é possível devido à criação do perfil e de um sistema de coordenadas para cada válvula (FIG 3.14). Nessa etapa é importante que as válvulas estejam “fechadas”, ou seja, com uma abertura menor do que um valor estabelecido pelo usuário, o qual o *programa* entende como fechado e considera o escoamento nessa região como nulo. O valor de abertura mínima considerada nas simulações foi de 0,1 mm.

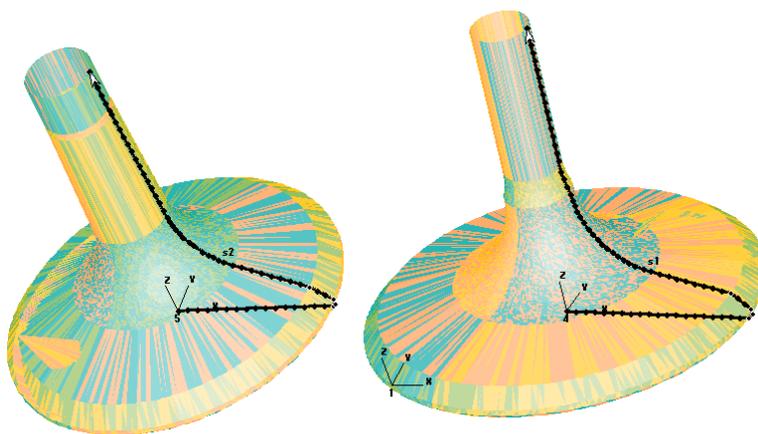


FIGURA 3.14 – Criação de perfila da válvulas

FONTE: Elaborado pelo autor

Após essa etapa é feito a separação das regiões do domínio em três principais grupos: pistão, cilindro (ou cilindro mais plano de simetria do cilindro) e o restante do domínio (com exceção das válvulas). Os dois primeiros grupos irão movimentar, conseqüentemente serão necessárias a adição e remoção de camadas de células durante esse processo. O terceiro grupo é o que ficará fixo.

Para a geração da malha volumétrica tridimensional, o módulo es-ice utiliza o método *trimming*. Esse método consiste na construção de um *template* 2D, no qual se define o tamanho dos elementos e a disposição do mesmo, como mostrado na FIG 3.15.

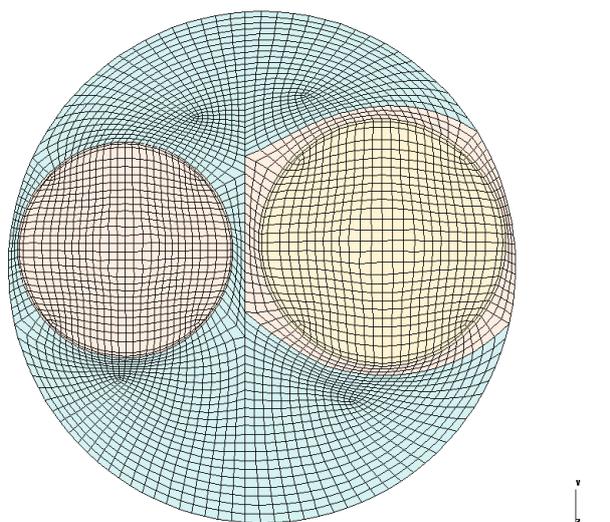


FIGURA 3.15 – Template 2D para motor protótipo de 2 válvulas

FONTE: Elaborado pelo autor

Este *template* é extrudado, gerando um *template* 3D, que é utilizado para cortar a geometria do cilindro e dos pórticos com o formato de elemento pré-estabelecido. A FIG. 3.16 mostra o *template* 3D na etapa anterior ao corte da geometria.

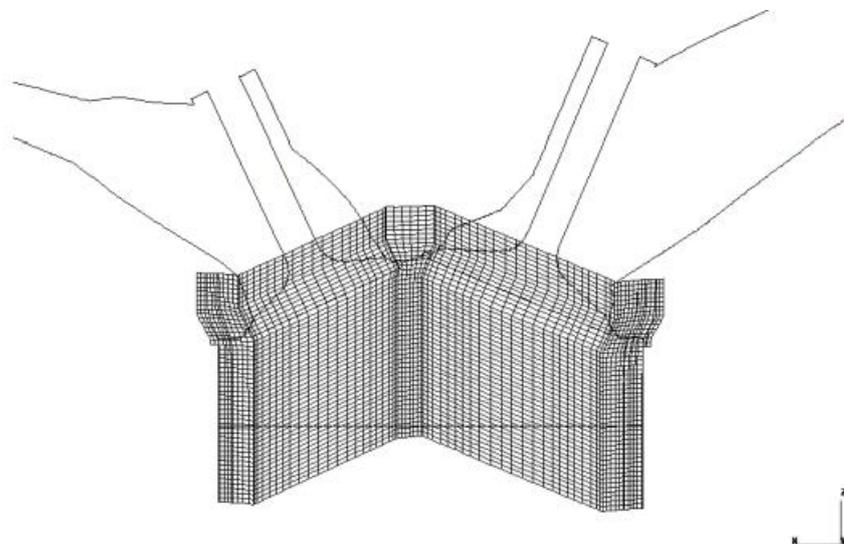


FIGURA 3.16 – *Template* 3D

FONTE: RIBEIRO (2014)

A FIG. 3.17 apresenta a geometria cortada, com a malha tridimensional gerada.

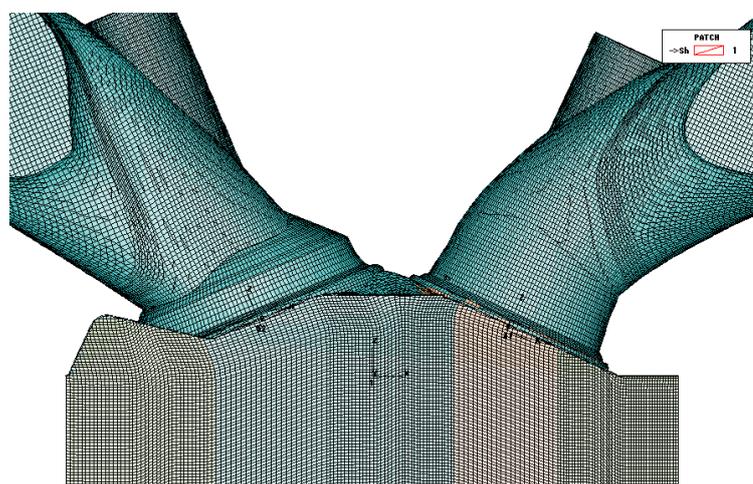


FIGURA 3.17 – Malha cortada

FONTE: Elaborado pelo autor

A FIG 3.18 mostra as malhas geradas para o ponto morto inferior, à direita, e superior à esquerda.

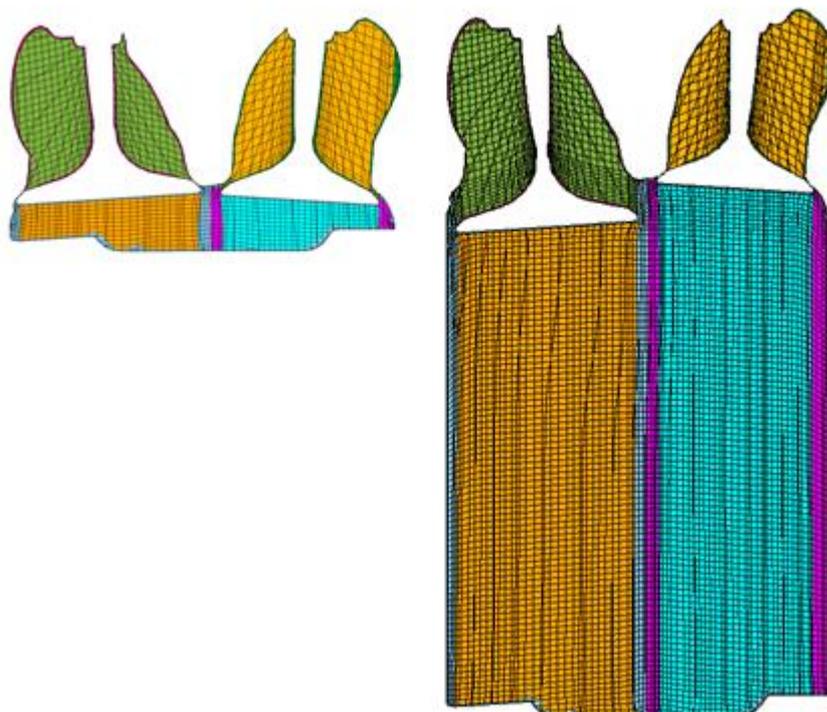


FIGURA 3.18 – Malhas geradas com vista de seção

FONTE: Elaborado pelo autor

3.6.1.3. Teste de Sensibilidade da Malha

Como critério de refinamento foi utilizado a mesma metodologia e os mesmos comprimentos característicos usados na simulação do spray em câmara atmosférica. Com adequação da nomenclatura para diferenciar as malhas da Etapa 1 e Etapa 2, a TAB 3.6 mostra os comprimentos característicos para as malhas do motor protótipo, onde a sigla MM significa Malha Móvel.

TABELA 3.6 – Comprimentos característicos de referência

Malha	Comprimento Característico [mm]
MM1	1,00
MM2	0,90
MM3	0,81
MM4	0,73

Para que o comprimento característico fosse apenas um valor por malha e o refinamento de malha fosse padronizado para todo o motor, foi estabelecido que cada região fosse refinada igualmente, ou seja, que todas as regiões tivessem o mesmo comprimento característico. Dessa forma, consegue-se garantir que a malha tenha um comprimento de células aproximadamente homogêneo. Para os quatro *templates* foram calculados a área total e o número de células e os valores são apresentados na TAB 3.7. Os cálculos da Área característica e do comprimento característico foram realizados utilizando as EQUAÇÕES 3.1 e 3.2, respectivamente.

TABELA 3.7 - Comprimento característico calculado para os diferentes *templates* 2D

Malha	MM1	MM2	MM3	MM4
Área [mm²]	3846	3846	3846	3846
Número de faces	3844	4747	5860	7214
Área característica [mm²]	1.001	0.810	0.656	0.533
Comprimento característico [mm]	1.000	0.900	0.810	0.730

Para a geração dos *templates* 2D seguiu-se as recomendações do manual do ES-ICE, o qual define alguns parâmetros para que as faces apresentem uma boa qualidade, uma distribuição uniforme, transição suave das maiores para as menores e com menos distorções possíveis. Assim, busca-se refinar a malha planar presente no que corresponde basicamente à região do cilindro, juntamente com o refinamento da “altura” das células do cilindro. A FIG 3.19 ilustra os quatro *templates* 2D referentes a cada malha.

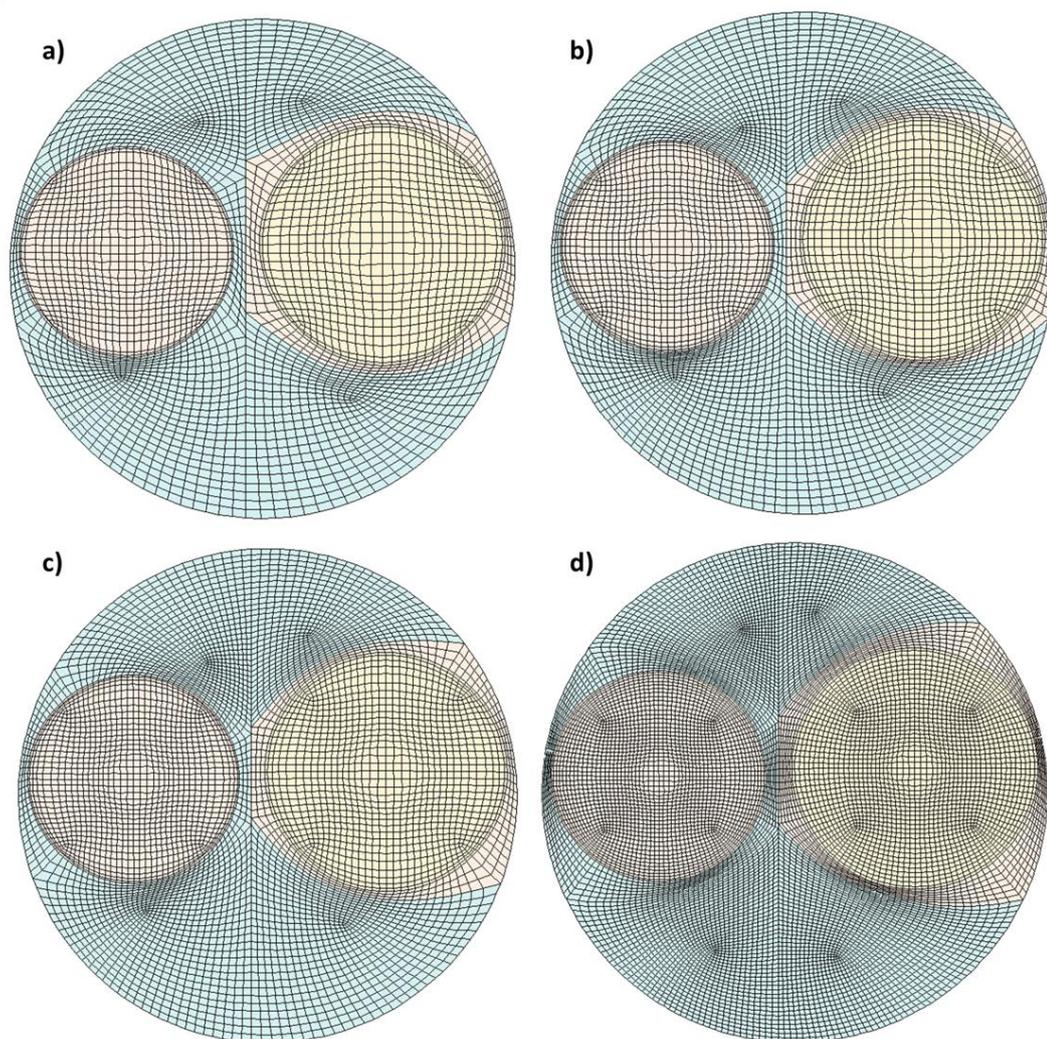


FIGURA 3.19 – Templates 2D para o teste de malha – a) MM1, b) MM2, c) MM3, d) MM4

FONTE: Laboratório CFD – CTM UFMG

Como a simulação faz uso de uma malha móvel adaptativa, ou seja, existe a adição e remoção de camadas de células durante os tempos do motor, o número de células é função do ângulo do virabrequim, que governa o movimento vertical do pistão. Deste modo, escolheu-se o ponto de maior volume do domínio, que corresponde ao instante do ponto morto inferior do pistão durante a admissão, como ângulo de referência para analisar o número de células da malha. Para a determinação do comprimento característico, levou-se em consideração o número de células e o volume de cada região do domínio. A TAB 3.8 mostra o número de células, o volume e o comprimento característico das três regiões do domínio e o total para as quatro malhas utilizadas no teste de sensibilidade da malha.

TABELA 3.8 - Especificação do número de células, volume e comprimento característico em cada região

Malha 1				
Região	Nº de Células	Volume [mm ³]	Volume Característico [mm ³]	Comprimento Característico [mm]
Cilindro	354164	353856,1	0,9991	0,9997
Admissão	63856	63501,2	0,9944	0,9981
Exaustão	35562	35390,7	0,9952	0,9984
Total	453582	452748,0	0,9982	0,9994
Malha 2				
Região	Nº de Células	Volume [mm ³]	Volume Característico [mm ³]	Comprimento Característico [mm]
Cilindro	485415	353907,8	0,7291	0,9000
Admissão	87582	63521,8	0,7253	0,8985
Exaustão	49443	35416,5	0,7163	0,8947
Total	622440	452846,1	0,7275	0,8994
Malha 3				
Região	Nº de Células	Volume [mm ³]	Volume Característico [mm ³]	Comprimento Característico [mm]
Cilindro	666260	353955,4	0,5313	0,8099
Admissão	119476	63537,0	0,5318	0,8102
Exaustão	65991	35430,7	0,5369	0,8128
Total	851727	452923,1	0,5318	0,8102
Malha 4				
Região	Nº de Células	Volume [mm ³]	Volume Característico [mm ³]	Comprimento Característico [mm]
Cilindro	932589	353984,1	0,3796	0,7240
Admissão	166120	63546,8	0,3825	0,7259
Exaustão	92863	35438,1	0,3816	0,7253
Total	1191572	452969,0	0,3801	0,7244

Destacados em vermelho estão o total de células para cada malha, com o pistão no ponto morto inferior.

A FIG 3.20 mostra a evolução da malha ao longo do processo de refinamento, ilustrando os quatro comprimentos característicos utilizados no instante de maior volume do domínio, o pistão no ponto morto inferior.

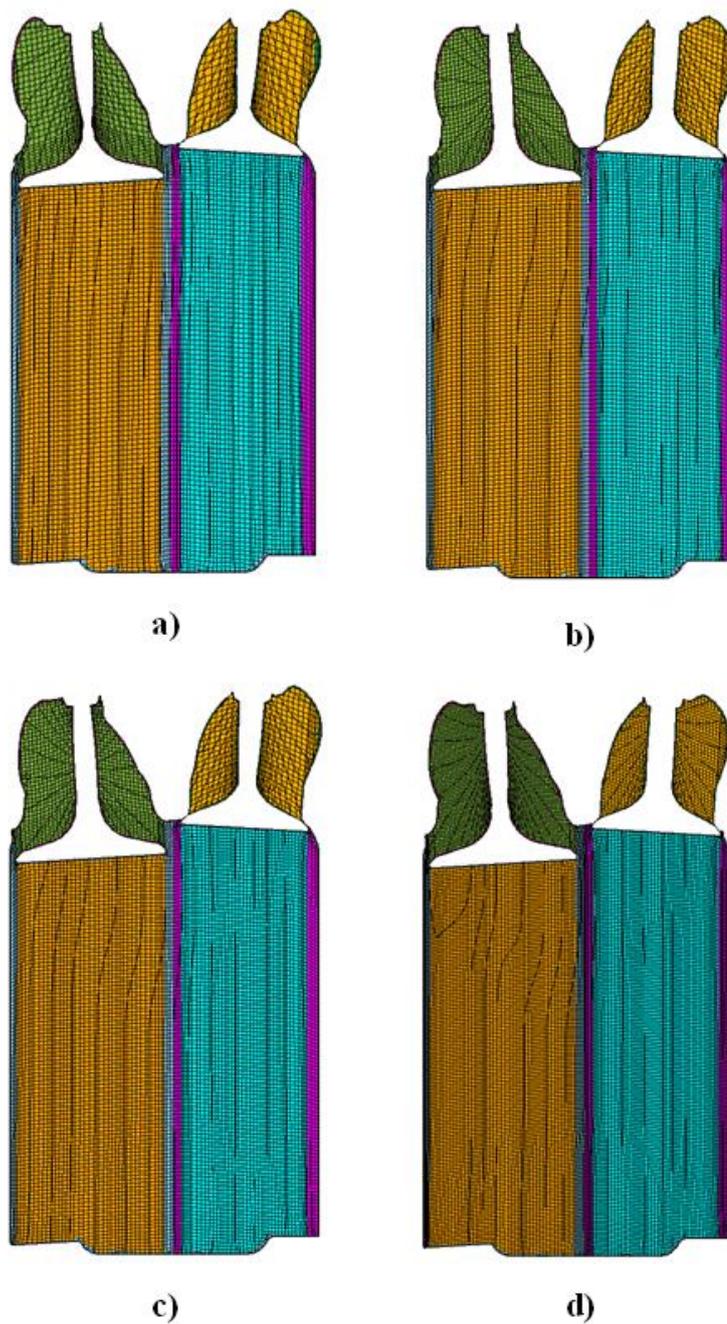


FIGURA 3.20– Malhas para o teste de malha no ponto morto inferior - a) MM1, b) MM2, c) MM3, d) MM4

FONTE: Laboratório CFD – CTM UFMG

Após a correta geração das malhas para o teste de malha, simulações são realizadas com o intuito de compará-las e escolher a melhor malha em relação aos parâmetros de comparação, e analisados os resultados versus custo computacional. Essas simulações são detalhadas a seguir.

3.6.1.4. Escolha dos modelos de Turbulência

Como parte importante do pré-processamento, é necessário escolher corretamente o modelo de turbulência a ser utilizado, principalmente quando a simulação diz respeito a motores, onde a turbulência é muito presente. Para este trabalho, devido aos recursos computacionais disponíveis, decidiu-se adotar um modelo de turbulência proveniente da família RANS. Dentre os modelos RANS, o RNG k- ϵ foi escolhido devido à grande utilização em simulações numéricas de motores encontradas na literatura e devido à recomendação do fabricante do programa. Em relação a recomendações do meio acadêmico, AMORIM *et al* (2015) e RIBEIRO (2014) fizeram trabalhos em que mostram a eficiência desse modelo em comparação aos outros modelos disponíveis. FONSECA (2014) validou suas simulações experimentalmente, avaliando justamente a turbulência no cilindro e provando que o modelo apresenta resultados consistentes. Além desses fatores, soma-se que BERTOLDI (2007), em sua tese, ressalta que o modelo RNG k- ϵ requer um esforço computacional modesto visto que ele é numericamente estável viabilizando uma taxa de convergência do procedimento iterativo.

É importante ressaltar que não existe um modelo de turbulência universal e cada um possui sua aplicabilidade. O modelo RNG k- ϵ é um modelo que resolve duas equações de transporte, uma para a energia cinética turbulenta e outra equação relacionada à escala de comprimento ou tempo. SMITS (2006) realizou um trabalho sobre simulação de motores e concluiu que os modelos k- ϵ Realizável, RNG k- ϵ e k- ω são modelos que conseguem prever muito bem escoamentos de separação e recirculações que são fenômenos que ocorrem no interior do cilindro, principalmente nas fases de admissão e exaustão, que são cruciais ao motor. No entanto, segundo POPE (2003), para modelos k- ω são necessárias malhas mais refinadas para que algumas estruturas vorticiais sejam mais bem caracterizadas, o que torna os modelos k- ϵ ainda mais vantajosos, justificando ainda mais a escolha do modelo RNG k- ϵ para modelar a turbulência neste trabalho.

3.6.1.5. Condições e Procedimentos para Simulações do Teste de Malha

Para as simulações do teste de malha foi escolhida a rotação de 1500 rpm. O critério residual admitido foi de 10^{-4} para as equações de conservação da massa, quantidade de movimento, entalpia e turbulência e o número de iterações internas máximas foi de 1000.

Algumas outras condições de contorno necessárias para a simulação foram fornecidas pela FCA, adquiridas por meio de programas unidimensionais. O diagrama de válvulas utilizado está mostrado no GRA 3.1

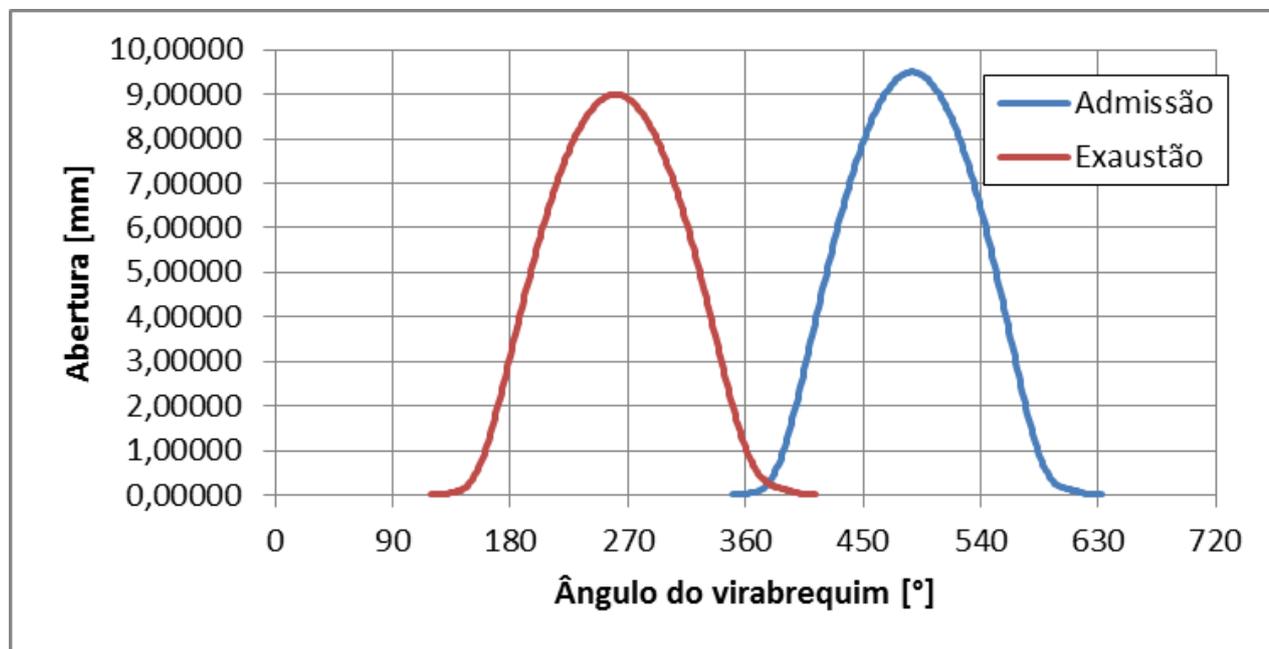


GRÁFICO 3.1 – Diagrama de abertura e fechamento de válvulas

FONTE: Laboratório CFD – CTM UFMG

Como já houve o teste de malha para a caracterização do spray líquido em escoamento bifásico na Etapa 1, o teste de malha da Etapa 2 foi realizado utilizando-se uma pré-mistura ar/combustível ao invés de injeção direta, para que a malha também possa ser eficiente com a presença de combustível vapor e o tempo computacional se reduza. Sendo assim, alguns parâmetros do escoamento são analisados a fim de detectar as diferenças de resultados para as malhas testadas. Como critério de comparação entre as malhas do teste de malha foi utilizado as velocidades em planos dentro do cilindro (média na área da componente normal a cada eixo e média da magnitude da velocidade em cada eixo).

A FIG 3.21 mostra os planos nos quais as velocidades foram calculados. Em cada plano foi calculada a média na área da componente da velocidade normal e média da magnitude da velocidade, por exemplo, no plano normal a X foi calculada a média da componente U e a magnitude da velocidade nesse plano.

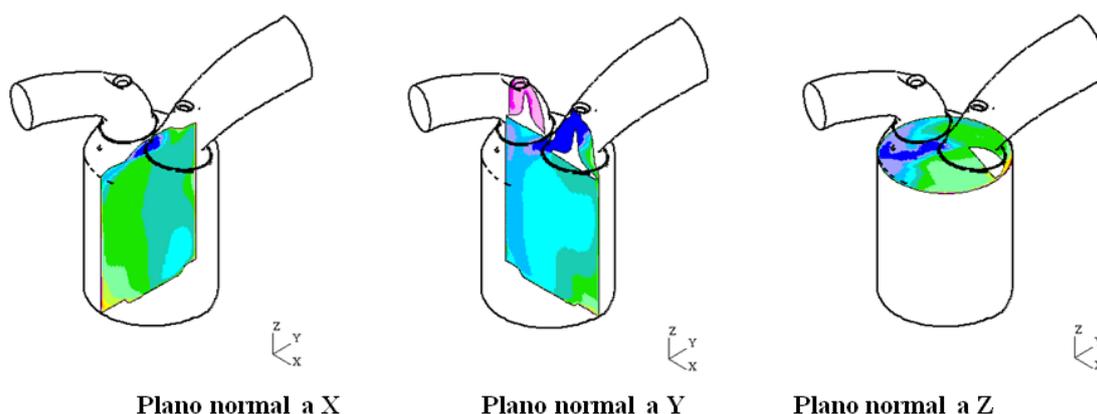


FIGURA 3.21 – Planos de Cálculo da Velocidade

FONTE: Laboratório CFD – CTM UFMG

Visando-se reduzir o número de simulações, o passo de tempo foi determinado para as simulações do teste de malha com base no valor máximo do número de Courant para cada malha. Como apresentado na Seção 2.2.4, se o número de Courant é igual a 1, significa que as partículas fluidas se movem de uma célula para outra (atravessam uma célula) em um tempo equivalente a 1 passo de tempo. Deste modo, para o teste de malha buscou-se definir um passo de tempo fosse suficiente para manter o número de Courant médio próximo a 1, para que o incremento de tempo seja tão pequeno que o fluido não atravessasse uma célula sequer em cada passo de tempo, o que dispensaria o teste de passo de tempo. Obviamente este procedimento possui imenso custo computacional, uma vez que com o valor de passo de tempo muito baixo as simulações demoram um tempo muito maior para serem finalizadas. É importante ressaltar que pós-processar os resultados é também uma tarefa que demanda enorme quantidade de tempo e deve ser contabilizada. Tendo em vista esses fatores, a conclusão é que a utilização de um passo de tempo baixo para essa análise, ainda que consuma tempo, é mais viável do que um teste de passo de tempo.

Sabe-se que o número de Courant é diretamente proporcional ao passo de tempo utilizado. Com uma simulação com o dobro do passo de tempo da outra, percebe-se que o Courant máximo em determinados intervalos também é o dobro. Dessa forma, chegou-se a um valor de passo de tempo suficientemente aceitável para manter o número de Courant médio da simulação igual a 1. Como a simulação trata de um motor, que possui rotações por minuto, o passo de tempo é reconhecido pelo programa como um acréscimo de ângulo de virabrequim. Sendo assim, o passo de tempo encontrado para análise foi na verdade variável, ou seja, uma tabela de valores de passo

de tempo para cada momento da simulação. A TAB. 3.9 apresenta, em 10^{-3} graus de ângulo de virabrequim o passo de tempo para vários ângulos e malhas.

TABELA 3.9– Definição do passo de tempo de acordo com instante do ciclo para as malhas simuladas

Ângulo	Passo de tempo [10^{-3} °]			
	MM1	MM2	MM3	MM4
320	5,0	4,0	3,5	3,0
360	2,5	2,0	2,0	2,0
420	7,0	5,0	5,0	5,0
620	10	10	10	10
720	20	20	20	20
860	2,0	2,0	2,0	2,0
940	5,0	4,0	3,5	3,0

O GRA 3.2 mostra detalhadamente a última coluna da tabela (malha de elementos menores) plotada em relação ao número de Courant e ao ângulo de manivela. É possível perceber como o número de Courant se mantém próximo de 1 por todo o ciclo.

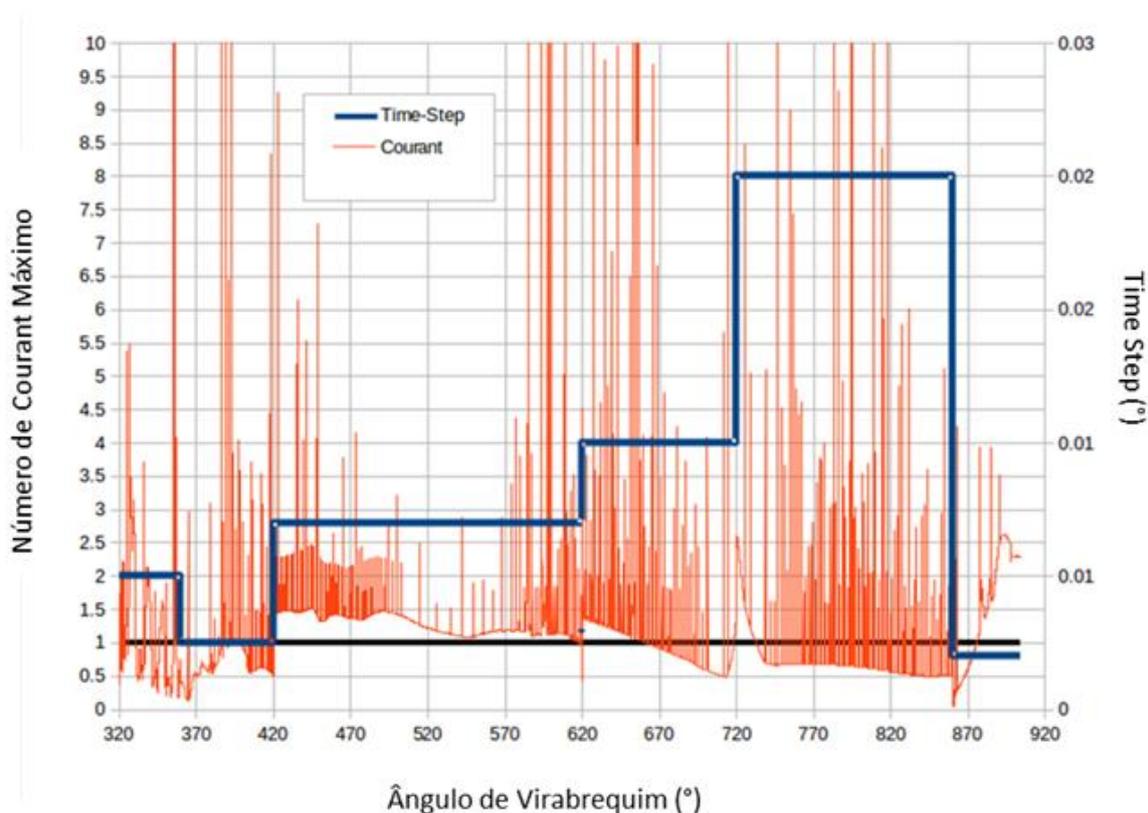


GRÁFICO 3.2 – Número de Courant Máximo por ângulo de virabrequim

FONTE: Laboratório CFD – CTM UFMG

Nota-se que o passo de tempo é notado em graus de ângulo de virabrequim para a simulação em motores. Esta unidade corresponde ao produto entre a rotação do motor, o número de graus em uma rotação (360°) e o passo de tempo dado em tempo.

3.6.2. Condições de Contorno da Simulação Dinâmica do Spray para Diferentes Condições de Injeção

Para toda simulação numérica transiente é necessário que se configurem corretamente as condições iniciais e de contorno que descrevem o problema. Para se adicionar o spray nas simulações com a malha escolhida, é necessário que se façam ajustes. Diferentemente das simulações do teste de malha, as simulações da injeção no motor foram realizadas ao longo de praticamente meio ciclo do motor, uma vez que só as partes onde há injeção e formação de mistura são interessantes para a análise.

Primeiramente, é importante ressaltar que foi usado o mesmo diagrama de válvulas do teste de malha (GRA 3.1), com abertura da válvula de admissão em 370° e fechamento a 610° . Portanto, para que se evitem erros e o escoamento possa se estabilizar, iniciam-se os cálculos 50° antes da abertura da válvula da admissão, de modo que a pressão no pórtico de admissão esteja estabilizada antes mesmo da abertura da válvula, que se dá cerca de 10° após o Ponto Morto Superior (PMS) da admissão. Esse é um procedimento recomendado pelo desenvolvedor do módulo es-ice e é comum para simulações desse tipo. Sendo assim, o ângulo de início da simulação se dá em 320° , sendo o PMS da admissão 360° e o PMI da admissão 540° . O fim do ciclo é em 1080° , mas como o que está sendo avaliado neste trabalho é apenas a injeção de combustível, apenas os resultados até o momento exato considerado como o ponto de ignição, ou momento da centelha (703°) são computados, para que seja avaliado o comportamento da mistura ar/combustível apenas até o ponto de início da combustão. Exclusivamente para a simulação com injeção, a rotação utilizada foi de 2000 rpm e a malha escolhida foi a que melhor se comportou no teste de malha, e é mostrada no Cap. 4, onde são apresentados e discutidos os resultados.

O resumo das principais condições iniciais e de contorno relacionadas ao motor e ao injetor é mostrado na TAB 3.10. As dimensões dos componentes não são mostradas por questões de contrato.

TABELA 3.10 – Condições de Contorno do Motor

CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DO MOTOR	
Rotação	2000 [rpm]
Carga	90 [kPa]
Ciclo Total	1080°
PMS Admissão (Início da Admissão)	360°
PMI Admissão (Início da Compressão)	540°
Elevação de válvulas de referência	0,25 [mm]
Abertura da Válvula de Admissão	370°
Fechamento da Válvula de Admissão	610°
Abertura da Válvula de Exaustão	393°
Fechamento da Válvula de Exaustão	153°
TEMPERATURAS	
Válvulas	Adiabático
Cabeçote	473 [K] (Estimado)
Pistão	473 [K] (Estimado)
Parede do Cilindro	423 [K] (Estimado)
Temperatura do ar na admissão	332 [K]
DADOS REFERENTES À INJEÇÃO	
Pressão de Injeção	158,4 [bar]
Diâmetro do Injetor	5.6E-4 [m]
Vazão Mássica	14,41 [g/s]
Ângulo de Cone Externo [°]	69,1
Ângulo de Cone Interno [°]	40,0
DADOS REFERENTES À CENTELHA	
Avanço de ignição	17 ° APMS
Momento da Centelha	703°

Em relação ao passo de tempo, devem-se usar valores diferentes para o momento de escoamento a frio, o momento em que há injeção e o momento em que há formação de mistura, já que o nível de complexidade é diferente para cada situação. O passo de tempo utilizado para a parte de escoamento a frio foi baseado em FONSECA (2014), que realizou um teste de sensibilidade dos resultados em relação ao passo de tempo para a mesma geometria utilizada neste trabalho, avaliando o escoamento a frio. O autor conclui que não há diferença significativa nos resultados para passos de tempo 0,05° e 0,025° e escolhe o valor 0,05°. Como os elementos da malha são um pouco menores na presente simulação, o valor utilizado como padrão do escoamento a frio para o presente trabalho foi então de 0,30°. Exatamente no momento onde se inicia a injeção, para cada condição analisada, o passo de tempo foi alterado para o mesmo utilizado na simulação de caracterização do injetor estático em câmara atmosférica (Seção

3.5.3.4), que é muito menor do que o utilizado para o escoamento a frio. Deste modo o spray é simulado do mesmo modo que foi validado na Etapa 1, o que é o ponto chave deste trabalho. Após o final da injeção quando está ocorrendo a formação de mistura e ainda há escoamento bifásico, o passo de tempo é ajustado para aumentar gradativamente até chegar novamente ao valor configurado para o escoamento a frio.

Visando mostrar que é possível analisar a injeção e a mistura a partir da metodologia desenvolvida, foram simuladas quatro condições diferentes de injeção no motor. Duas condições no curso de admissão, no mesmo momento, mas com tempos de injeção diferentes e duas condições logo após o final da admissão, com os mesmos tempos de injeção das primeiras condições. As condições são mostradas na TAB 3.11.

TABELA 3.11 – Condições de injeção utilizadas na simulação

Condição	Início da Injeção [°]	Duração da Injeção [°]	Tempo de Injeção [ms]
1	393,2	12,0	1,0
2	393,2	24,0	2,0
3	610,0	12,0	1,0
4	610,0	24,0	2,0

Nota-se comparando as TAB 3.10 e 3.11 que as condições de injeção 1 e 2 ocorrem logo após o fechamento da válvula de exaustão (393°) e um pouco depois da abertura da válvula de admissão. Já as condições 3 e 4 ocorrem logo após o fechamento da válvula de admissão (610°), com a válvula de exaustão também fechada e o pistão comprimindo a mistura no cilindro. A intenção dessas escolhas é avaliar os efeitos do instante e do tempo de injeção na formação da mistura, assim como concentração de combustível líquido remanescente acumulado em partes do motor, o escape de combustível para os pórticos e avaliação de parâmetros importantes para a combustão, como por exemplo, o fator lambda.

Todos os parâmetros e condições do injetor e do spray, como por exemplo, o modelo de *break-up*, modelo de distribuição de gotas, ângulos de cone, vazão, entre outros, foram

retirados da simulação numérica validada do spray em câmara atmosférica, com procedimentos já explicados anteriormente. A posição do spray no motor é definida no programa por um sistema de coordenadas no qual o eixo z define a direção da injeção. Assim como nas simulações da Etapa 1, esse sistema de coordenadas foi configurado com base no *datasheet* fornecido pelo fabricante do injetor (APÊNDICE I) e adequado à superfície do cabeçote, no local onde o bocal se encontra. A FIG. 3.22 ilustra essa configuração.

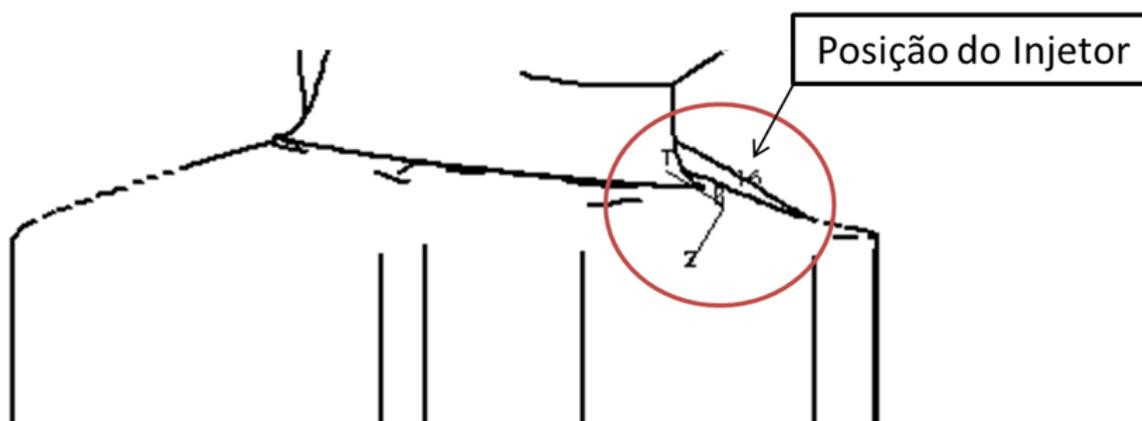


FIGURA 3.22 – Posicionamento do Injetor

FONTE: Elaborado pelo Autor

Como o presente trabalho analisa também o comportamento do escoamento de ar, é importante entender a metodologia de cálculo dos coeficientes utilizados para a análise.

Os modelos matemáticos utilizados para caracterizar e modelar parâmetros do escoamento pode diferir de alguns outros encontrados na literatura, assim, é importante que esses métodos sejam explicitados neste trabalho. Na EQUAÇÃO 3.5, define-se a metodologia para se calcular o coeficiente adimensional de *Tumble* em relação ao centro de massa do cilindro e em torno do eixo Y, sugeridos por STAR- CD ES-ICE (2013)

$$T_{m,Y} = \frac{\sum_{cyl} m_c [u_c (Z_c - Z_m) - w_c (X_c - X_m)]}{\frac{2\pi N}{60} \sum_{cyl} m_c [(X_c - X_m)^2 + (Z_c - Z_m)^2]} \quad 3.5$$

Onde,

u_c e w_c : componentes x e z da velocidade na célula c [m/s];

Z_c e X_c : coordenadas z e x do centro volumétrico da célula c [m];

Z_m e X_m : as coordenadas do centro de massa do cilindro [m].

N: rotação do motor

Há também o coeficiente de *Tumble* em torno do eixo X, chamado de *cross-tumble*, que possui a equação praticamente idêntica à EQUAÇÃO 3.5, mas apenas mudando os eixos das coordenadas das componentes e o coeficiente de *swirl*, que também possui a mesma equação, mas em torno do eixo Z.

3.7. Forma de Apresentação dos Resultados

Para apresentar os resultados referentes à metodologia proposta é respeitada a ordem cronológica das etapas mencionadas. Primeiramente, apresenta-se os resultados da Etapa 1 e são abordados os resultados referentes à sensibilidade dos parâmetros do escoamento para diferentes malhas e passos de tempo. Neste tópico, as malhas utilizadas são comparadas entre si utilizando-se o campo de velocidades. Análises quantitativas e qualitativas do comportamento do spray para cada malha e passo de tempo são realizadas para a escolha das simulações que alcançaram sensibilidade dos resultados. Em seguida, apresenta-se a validação experimental realizada na mesma etapa.

Posteriormente, apresentam-se os resultados para a Etapa 2, seguindo a mesma ordem de apresentação da Etapa 1. Primeiramente, mostra-se o teste de malha e suas definições,. Em seguida se analisa todos os resultados para todas as condições de injeção propostas no presente trabalho. São avaliados componentes da mistura e todo o seu processo de formação. Também se avalia o comportamento do spray e do próprio combustível, com relação à sua evaporação e interações com o escoamento. Por fim, analisa-se a influência da presença do spray nos principais parâmetros do escoamento de ar.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Resultados da Etapa 1

4.1.1 Teste de Sensibilidade dos Resultados à Malha (Spray em Câmara Atmosférica)

Para se chegar a uma conclusão sobre a malha adequada para a simulação, analisam-se os resultados qualitativamente e quantitativamente. Na análise qualitativa, observa-se a forma do spray resultante para cada malha, no tempo de 1,5 ms utilizando-se o menor passo de tempo possível especificado para o teste de passo de tempo, de modo a reduzir o número de simulações. Os resultados para as quatro malhas são mostrados na FIG. 4.1.

Pode-se perceber que a forma do spray da malha ME1 se aproxima mais da forma encontrada na malha ME2. Seguindo a mesma ideia, os sprays ME3 e ME4 possuem a maior semelhança entre todas as comparações possíveis no teste. Para essas últimas malhas, pode-se observar que o comportamento das partes finais do spray (base do cone) seguem a mesma inclinação, e uma distribuição de gotas bem similar. Como a parte final do spray define a penetração, logo deve ser considerado relevante em uma análise qualitativa.

Observa-se também que todos os sprays iniciam com o mesmo ângulo de abertura, que tende a diminuir à medida que as gotas se distanciam do orifício. Essa diminuição é semelhante nas malhas ME3 e ME4 e diferente comparando-se com as outras malhas.

As imagens mostram que os resultados qualitativos da malha ME3 tendem a se aproximar dos resultados para a malha ME4, enquanto os resultados das malhas ME1 e ME2 se mostram distantes dos resultados da malha mais refinada. Isso pode indicar uma possível sensibilidade de resultados a partir da malha ME3, mas dados quantitativos devem ser analisados para que se conclua mais precisamente.

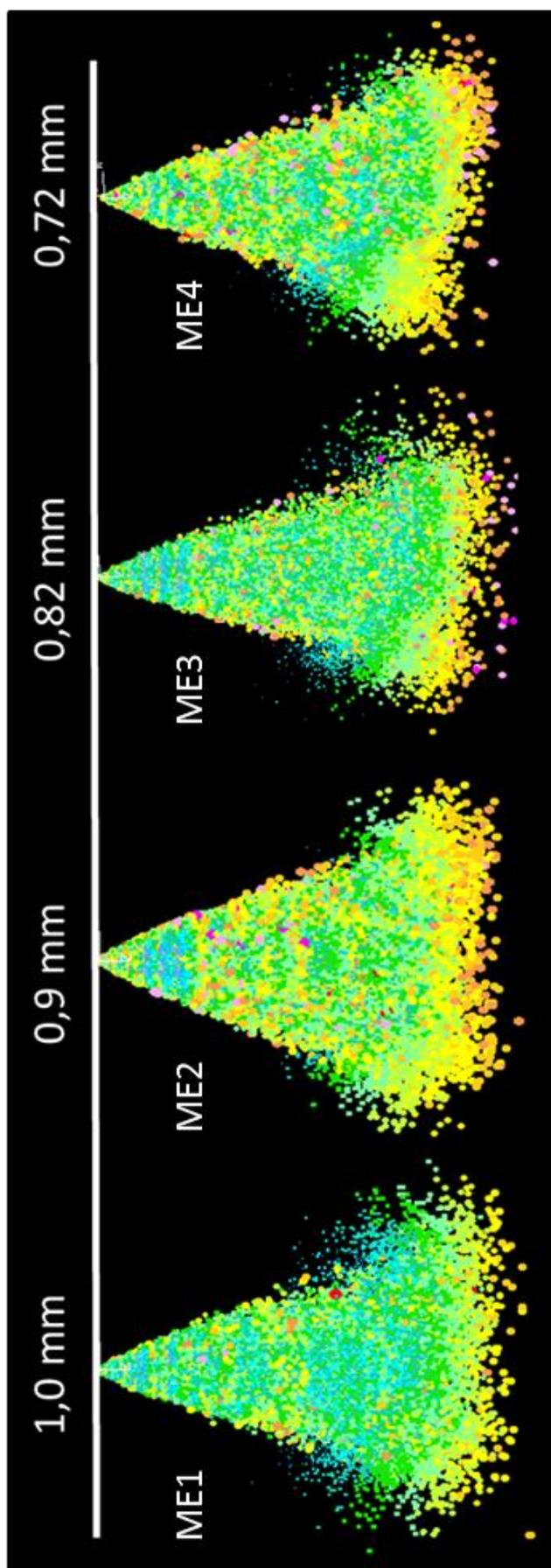


FIGURA 4.1 – Forma do Spray para quatro malhas distintas.

FONTE: Elaborado pelo Autor

Sendo assim, são analisadas então as curvas de penetração para cada malha gerada, com o intuito de ajudar na escolha da mais adequada para o presente estudo. O GRA 4.1 mostra o comparativo das penetrações para cada malha e o GRA 4.2 mostra o mesmo gráfico com imagem aumentada na região onde se observa maior diferença nos resultados.

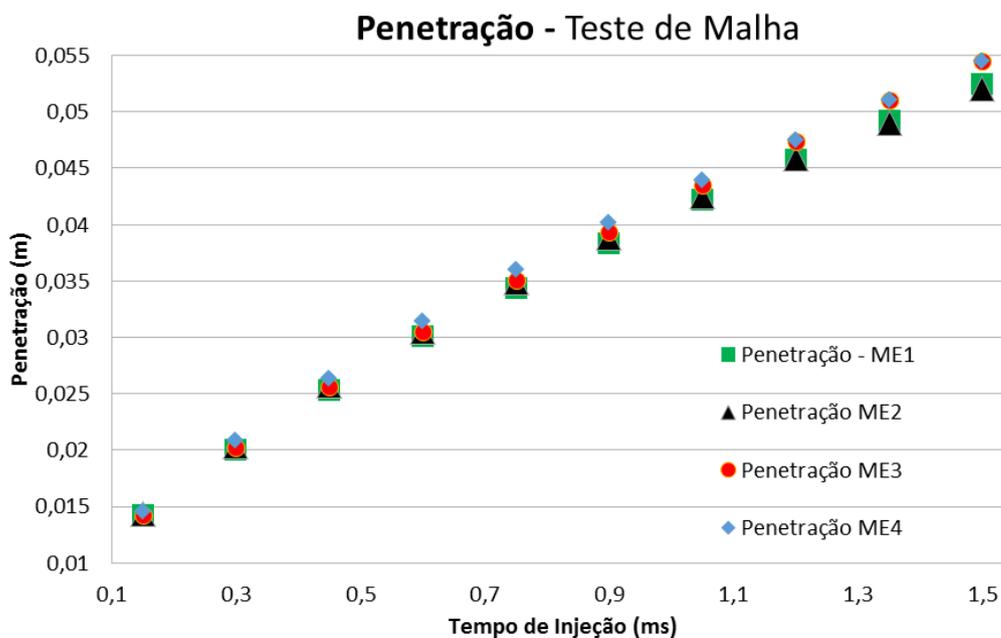


GRÁFICO 4.1 – Penetração do Spray para quatro malhas distintas

FONTE: Elaborado pelo Autor

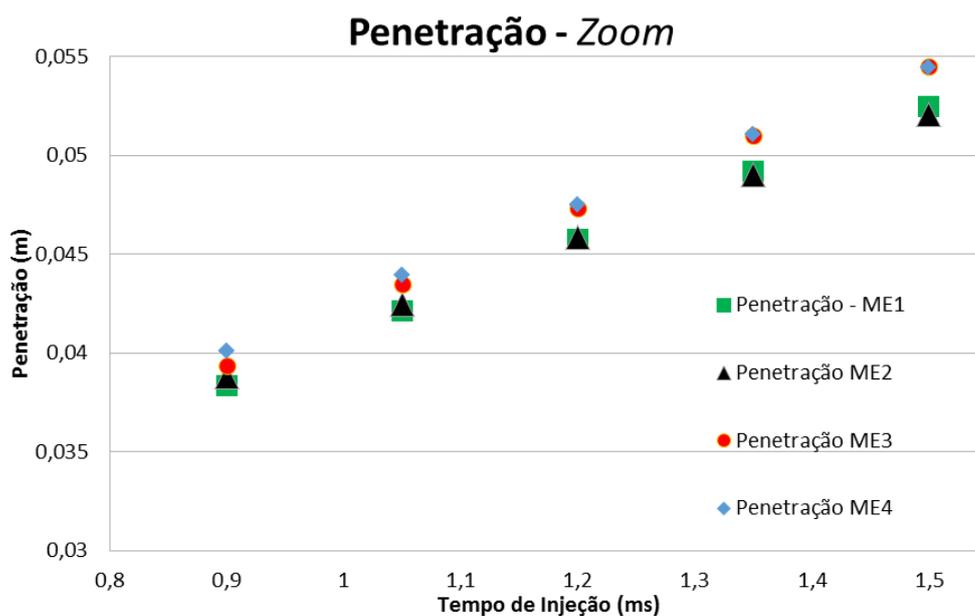


GRÁFICO 4.2 – Penetração do Spray para quatro malhas distintas - Ampliação com ajuste de eixo.

FONTE: Elaborado pelo Autor

Conforme indicado na análise qualitativa, é comprovado pelos dados que os resultados das duas primeiras malhas (ME1 e ME2) são semelhantes e que as penetrações encontradas na malha ME3 se aproximam muito das encontradas na malha ME4. Isso indica que a partir da malha de 0,82 mm os resultados passam a não mais diferir tanto (menos de 2%), não havendo necessidade de aumentar custos computacionais e tempo de simulação por uma malha mais refinada (0,73 mm), que traria resultados semelhantes. Obviamente, dependendo do poder computacional do usuário ou da empresa que estiver reproduzindo esta metodologia, o teste pode ser feito com malhas mais refinadas, para que se aumente a precisão e tenham-se resultados ainda mais independentes da resolução da malha.

Portanto, conclui-se que a malha ME3 é a mais adequada para este estudo. No entanto, há de se considerar que este spray é simulado com o intuito de aplica-lo em outra simulação, a do motor em funcionamento, que também passa por um teste com as mesmas malhas deste teste. Neste caso, há de se encontrar uma malha que seja adequada para as duas situações, atendendo aos critérios de comparação em todos os casos. O que já se sabe é que as malhas ME1 e ME2 não apresentaram resultados adequados para caracterização do spray, o que leva a crer que mesmo que uma malha de comprimento característico 0,9 mm seja considerada mais adequada para a simulação do motor, deverá se optar pela malha de 0,82 mm, mesmo que seja necessário mais custo computacional.

Portanto, uma vez que a malha escolhida foi a de 0,82 mm, antes de partir para a validação verifica-se a sensibilidade dos resultados em relação ao tempo (passo de tempo).

4.1.2 Teste de Sensibilidade dos Resultados ao Passo de tempo (Spray em Câmara Atmosférica)

Assim como no teste de malha, para se avaliar a sensibilidade dos resultados em relação ao passo de tempo compara-se os resultados qualitativos e quantitativos. Os resultados qualitativos já mostram uma discrepância entre o TS1 e os outros passos de tempo, que parecem mais próximos com relação à forma. Percebe-se também um aumento do ângulo final à medida que se diminui o passo de tempo e uma diminuição da penetração parece ocorrer. A FIG 4.2 mostra a comparação entre as formas do cone encontradas em cada passo de tempo .

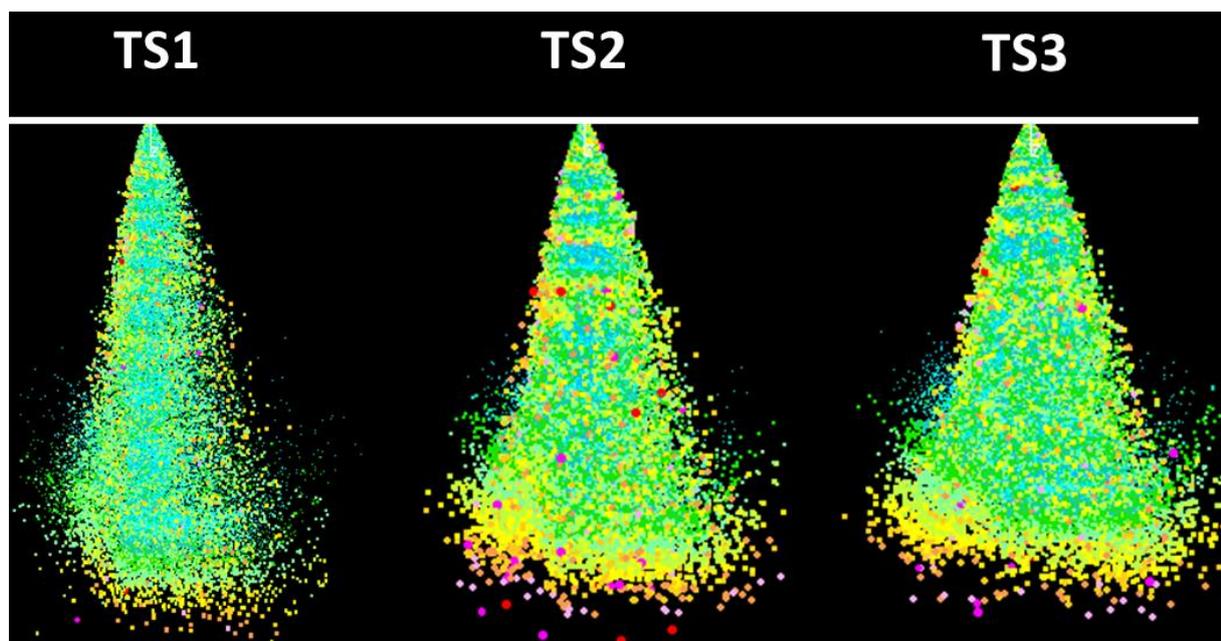


FIGURA 4.2 – Forma do Spray para três passos de tempo distintos.

FONTE: Elaborado pelo Autor

Como dito no capítulo 3, passos de tempo muito altos produzem deslocamentos muito altos comparados ao diâmetro das gotas, o que pode levar a resultados incongruentes, podendo deixar de prever, por exemplo, algumas interações das partículas com o ambiente, o que ocasiona maior penetração e menor ângulo final.

Analisando-se a curva de penetração, este comportamento fica mais evidente. O GRA 4.3 mostra as curvas de penetração para cada passo de tempo analisado.

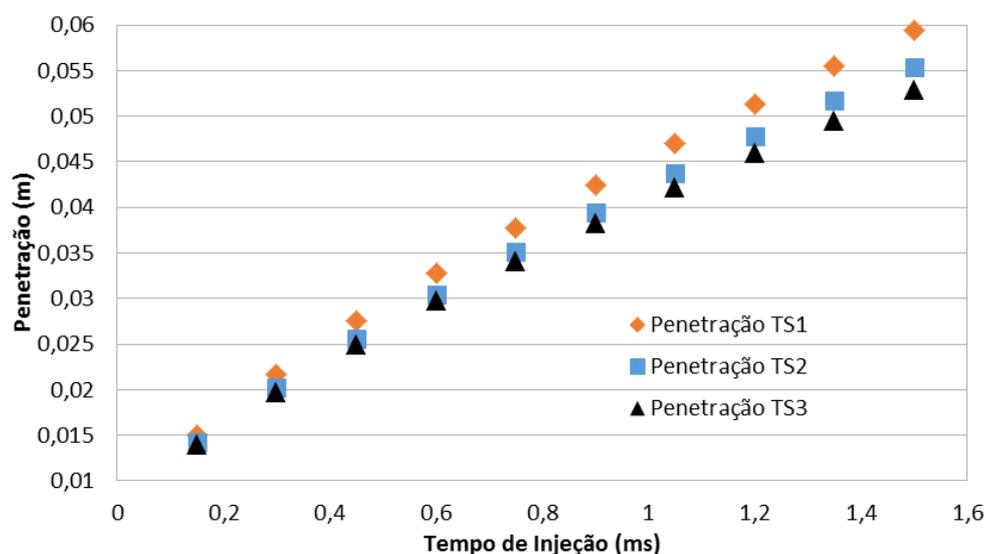


GRÁFICO 4.3 – Penetração do Spray para três passos de tempo distintos.

FONTE: Elaborado pelo Autor

Pode-se observar pelas imagens da FIG 4.2 e pelo GRA 4.2 que há certa discrepância entre os resultados para os três passos de tempo, o que prova a importância desse parâmetro nas simulações. Sendo assim, é perceptível que não foi possível se alcançar a sensibilidade dos resultados com relação ao tempo, para se escolher um passo de tempo que custe menos computacionalmente. Portanto, prossegue-se com o menor passo de tempo para uso na simulação do motor, que é o TS3, 3×10^{-7} s, ainda que isso aumente em pelo menos três vezes o tempo de simulação no momento da injeção.

4.1.3 Validação Experimental

Conforme explicado no Cap. 3, utilizam-se os valores de penetração para validar o modelo experimentalmente. Os valores experimentais foram obtidos pela equipe do Laboratório de Motores do CTM – UFMG e possuem os mesmos instantes de tempo retirados nos dados numéricos. Por se tratar de um desenvolvimento de uma metodologia, uma análise de incertezas experimentais completas não foi realizada. No entanto, para se minimizar os erros, utilizou-se valores de penetração média, dentro de um desvio padrão calculado com base em todas as penetrações analisadas. Sendo assim, a curva experimental pode ser vista no GRA 4.4.

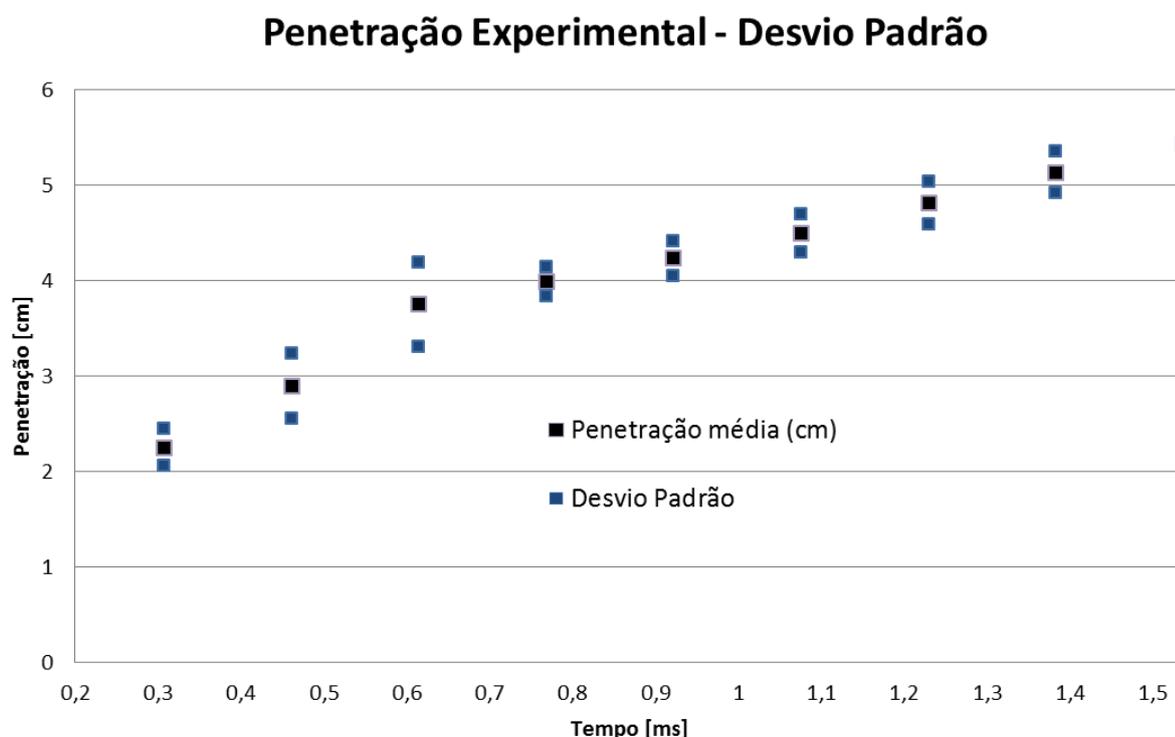


GRÁFICO 4.4 – Validação dos resultados de penetração.

FONTE: Elaborado pelo Autor

A TAB. 4.1 mostra os resultados de penetração obtidos numericamente e experimentalmente (penetração média), assim como uma comparação entre eles em questão de diferença percentual. É importante lembrar que, conforme já mostrado nas seções 4.1.1 e 4.1.2, a malha escolhida foi a ME3 (0,82mm) e o passo de tempo utilizado foi o TS3 (3×10^{-7} s).

TABELA 4.1 – Resultados numéricos e experimentais da penetração do spray em câmara atmosférica

Tempo de Injeção (ms)	Penetração (cm)		Diferença Num-Exp (%)
	Numérico	Experimental	
0,30	2,027	2,252	-10,0
0,45	2,562	2,899	-11,6
0,60	3,050	3,754	-18,8
0,75	3,504	3,991	-12,2
0,90	3,938	4,233	-7,00
1,05	4,348	4,501	-3,40
1,20	4,735	4,816	-1,70
1,35	5,102	5,138	-0,70
1,50	5,449	5,438	0,20

O GRA 4.4 apresenta os mesmos dados da TAB 4.1, e fornece uma melhor visão comparativa sobre os resultados de validação.

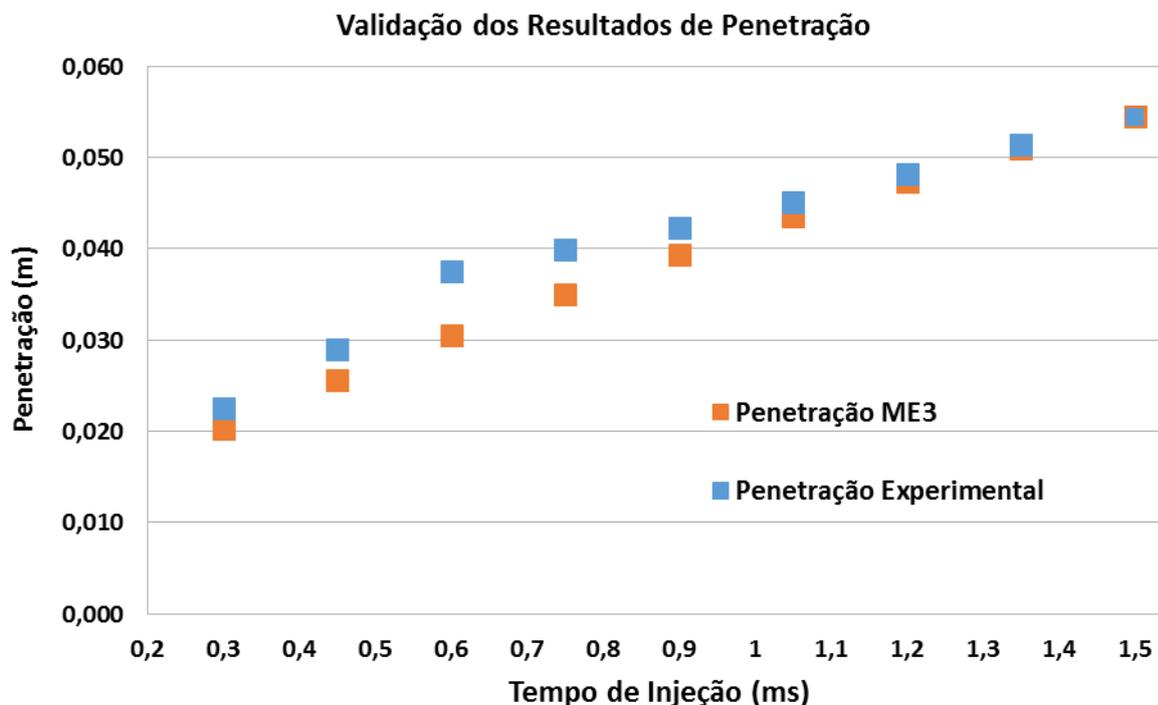


GRÁFICO 4.5 – Validação dos resultados de penetração.

FONTE: Elaborado pelo Autor

Como é perceptível, há uma diferença entre as curvas durante a injeção até o instante 1,1 ms, diminuindo a diferença nos últimos três instantes, que se mantém até o final com resultados muito semelhantes. Esse comportamento é natural e pode ser explicado. No método experimental, o valor de penetração é calculado utilizando-se as imagens provenientes da shadowgrafia tratadas no Matlab, que reconhece os valores de pixel como presença de spray ou não presença de spray. Como mostrado no CAP. 2, injetores *swirl* possuem uma característica peculiar que é a presença do pré-spray, que consiste em uma pequena porção cônica maciça de combustível que restou do injetor na última injeção e que deixa o injetor antes do desejado cone oco se formar. Deste modo, o pré-spray é considerado na medição experimental e não é considerado na análise numérica, o que explica a maior penetração experimental no início. No entanto, como há apenas um pouco de combustível no pré-spray, este evapora rapidamente e a curva de penetração experimental passa a acompanhar a curva numérica com diferenças cada vez menores, até o ponto em que praticamente se igualam, que é o instante final da injeção (1,5 ms).

Esse fato é comprovado pela FIG 4.3, que compara as imagens do spray nas condições numéricas e experimentais.

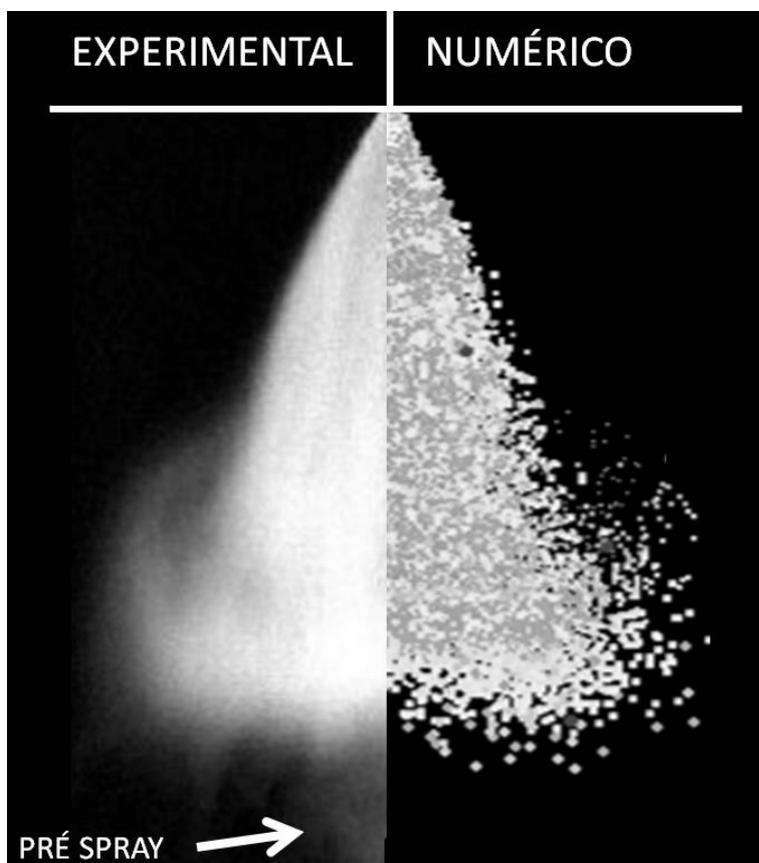


FIGURA 4.3 – Comparativo de imagens experimental versus numérico.

Fonte: Elaborado pelo Autor

Pode-se observar na FIG 4.3 que os sprays possuem boa semelhança, e visualmente atingem a mesma distância no tempo de 1.5 ms. No entanto, na imagem experimental o pré-spray se mostra presente e na numérica não. Neste caso, para validação, a curva de penetração considerando-se os valores finais é suficiente. Portanto, para a validação do modelo estático serão considerados apenas os valores finais da penetração do spray em câmara atmosférica, para eliminar os efeitos do pré-spray que não é considerado na simulação. Sendo assim, considerando-se os últimos três pontos do GRA 4.4 e a comparação qualitativa entre spray numérico e experimental (FIG 4.3), esta simulação pode ser considerada validada experimentalmente.

Com isso, todos os parâmetros e condições do injetor e do spray validados experimentalmente, como por exemplo, o modelo de *break-up*, modelo de distribuição de gotas, ângulos de cone, vazão, dimensões do injetor, entre outros podem ser aplicados na simulação do spray em condição dinâmica, ou seja, aplicados no motor (Etapa 2), que é o objetivo do trabalho.

4.2 Resultados da Etapa 2

4.2.1 Teste de Sensibilidade dos Resultados à Malha (Injeção no Motor)

Analisa-se as velocidades nos planos para as malhas em um ciclo nos GRA 4.5 e 4.6.

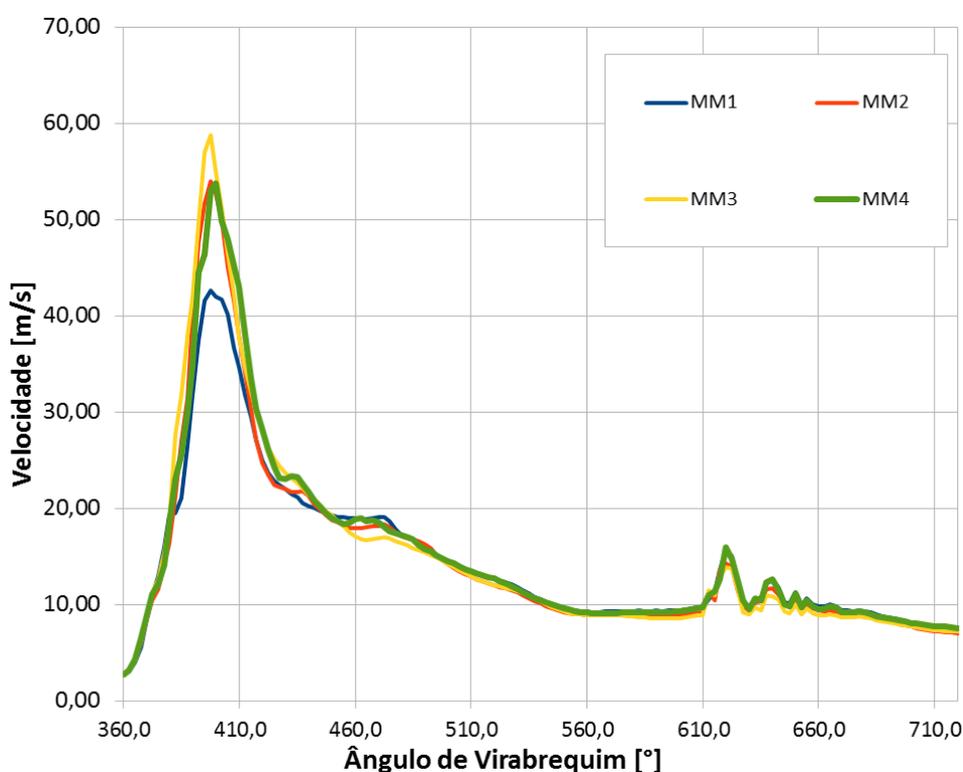


GRÁFICO 4.6 – Área da magnitude da velocidade no plano normal a direção X

FONTE: Laboratório de CFD – CTM UFMG

O PMS da admissão é em 360° e a válvula de admissão se abre em 370° e se fecha em 610° . A centelha ocorre em 703° e só meio ciclo foi analisado (até 720°), uma vez que é durante a admissão e a compressão que ocorrem a injeção e formação de mistura, objetivos deste trabalho.

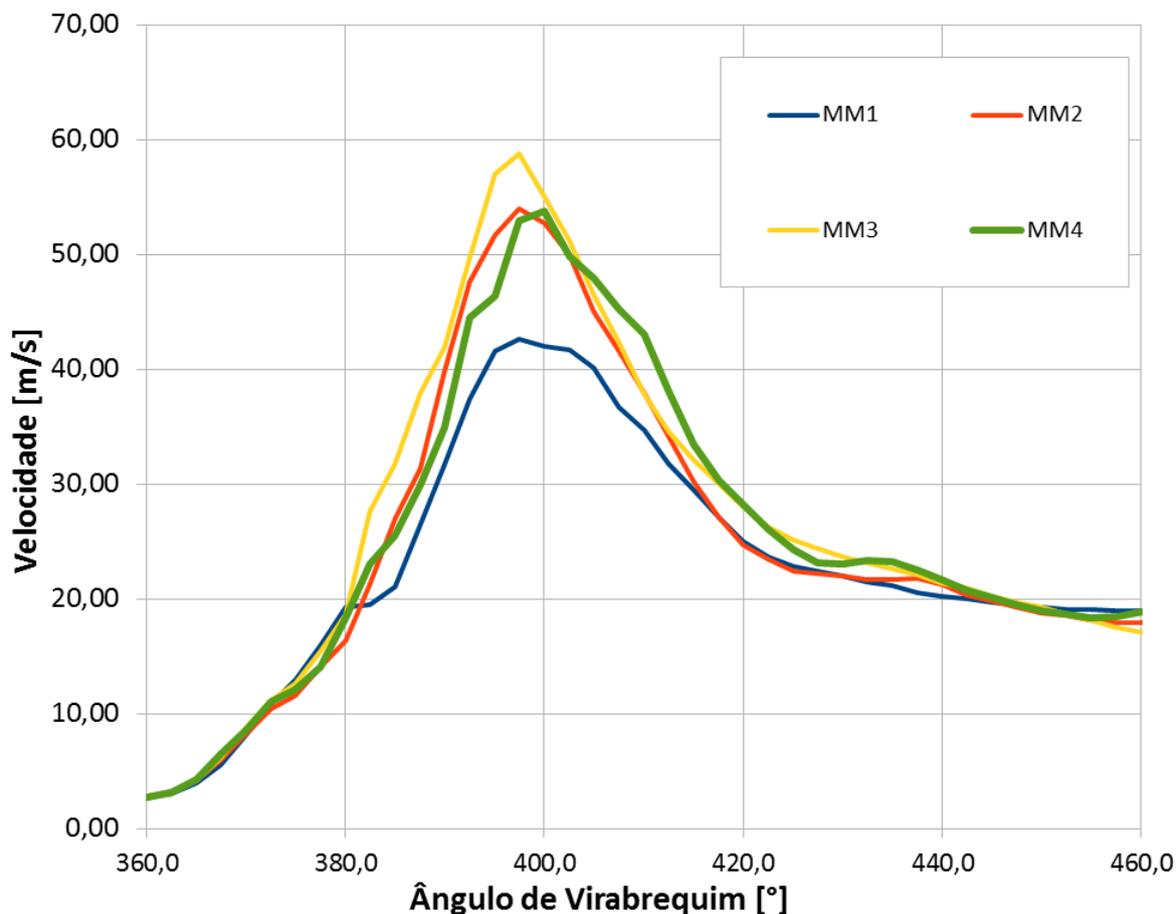


GRÁFICO 4.7 – Ampliação no período de maior velocidade do GRA 4.5

FONTE: Laboratório de CFD – CTM UFMG

É possível identificar pelos GRA 4.5 e 4.6 que a malha MM1, a mais grosseira, apresenta um menor valor de pico e a malha MM3 apresenta o maior valor; a malha MM2 apresenta um valor de pico intermediário entre essas duas malhas e a malha MM4, mais refinada, acompanha esse resultado na curva da média da magnitude da velocidade no plano normal a X. Isso ocorre no instante do pico de velocidade devido à abertura da válvula de admissão, o que mostra um comportamento atípico da malha MM3 para essa situação pontual. No entanto, é possível perceber que para essa análise as malhas possuem um comportamento similar no restante da simulação.

Já o GRA 4.7, analisa mais especificamente uma componente de velocidade e mostra a média na área da velocidade V , no plano normal à direção Y

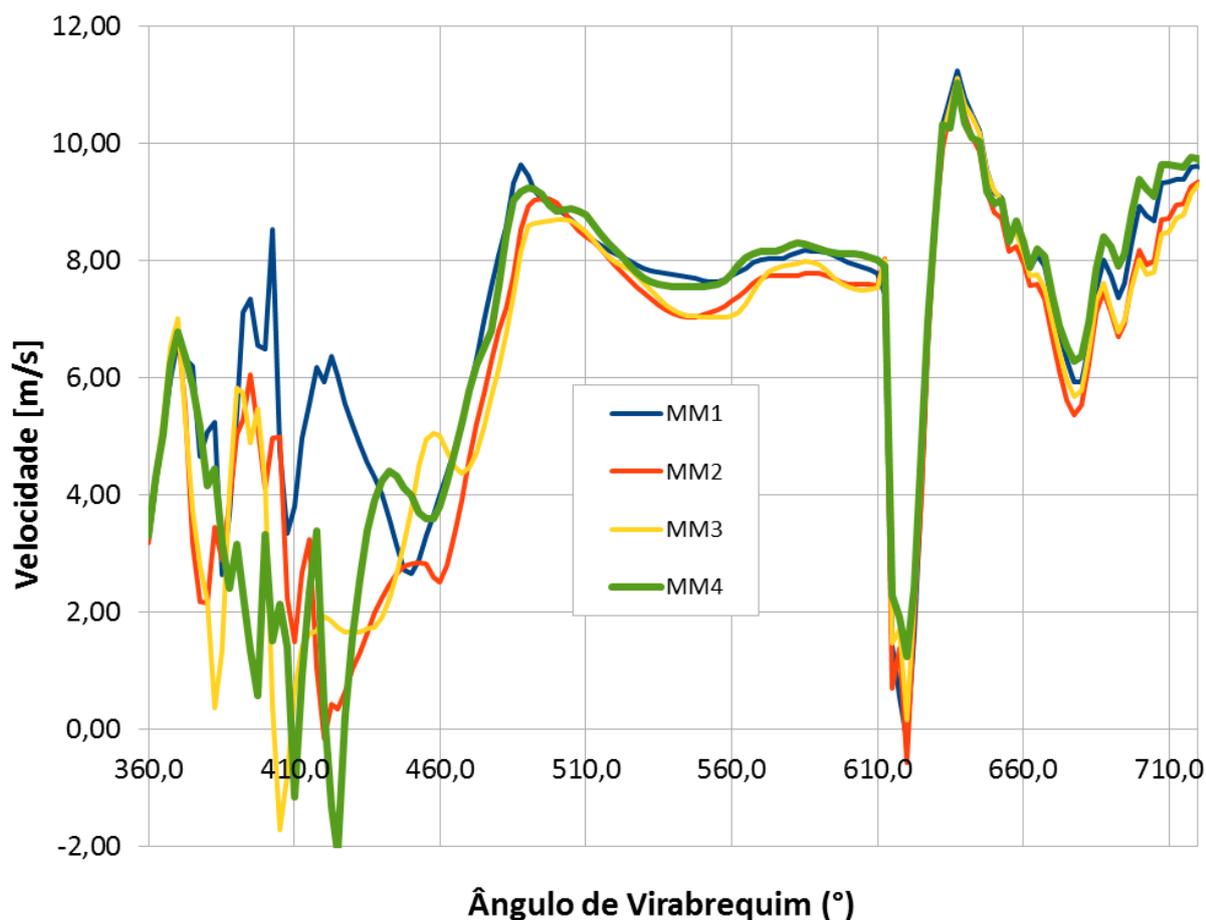


GRÁFICO 4.8 – Média na área da velocidade V , no plano normal a direção Y

FONTE: Laboratório de CFD – CTM UFMG

Percebe-se que assim como na direção X , as curvas são semelhantes na maior parte da simulação, o que é bom, pois faz com que as imperfeições dos resultados sejam amenizadas independentemente da malha escolhida. No entanto, há um momento, entre 360° e 460° em que as malhas apresentam grande diferença entre elas, o que é analisado no GRA 4.8, que detalha essa região.

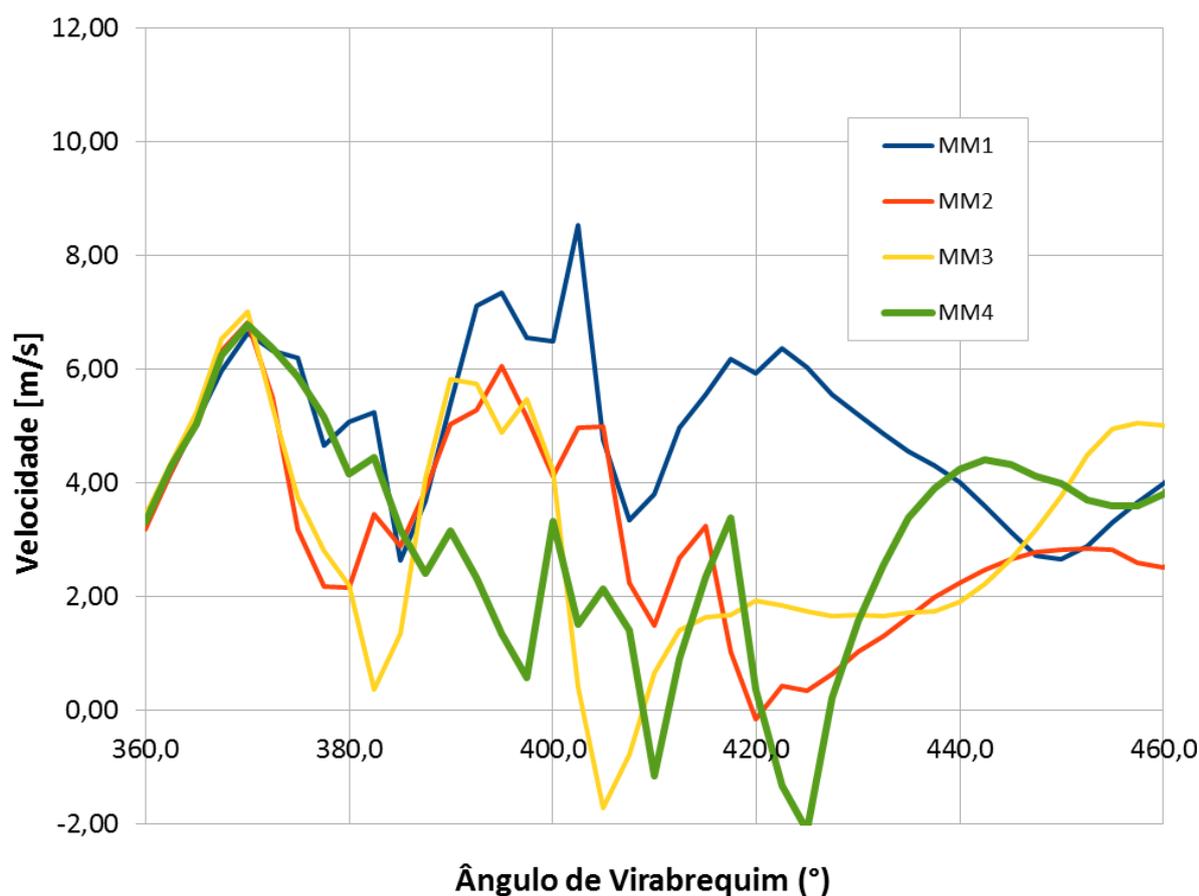


GRÁFICO 4.9 – Ampliação no período de maior velocidade do GRA 4.7

FONTE: Laboratório de CFD – CTM UFMG

Percebe-se que no instante de 360° a 460° há uma discrepância relevante entre todas as malhas. No instante em que a válvula de admissão já possui uma abertura considerável e o escoamento aumenta sua velocidade (30° após o início do ciclo) o resultado apresenta uma forte oscilação com o refino de malha. Porém, é possível perceber que a malha MM3 apresenta um resultado intermediário entre as malhas MM2 e MM4. A malha mais grosseira, (MM1), apresenta um comportamento muito diferente das outras malhas.

Analisando de um modo mais geral, considerando-se a magnitude no plano Y, A média da magnitude da velocidade reforça a tendência de que a malha MM3 apresenta resultados intermediários entre a MM2 e MM4, o que também se percebe analisando-se o a magnitude da velocidade no plano na direção normal a Z. Isso pode ser detectado observando-se os GRA 4.9 e 4.10. É importante ressaltar que novamente os resultados tendem a ser praticamente iguais na maior parte da simulação.

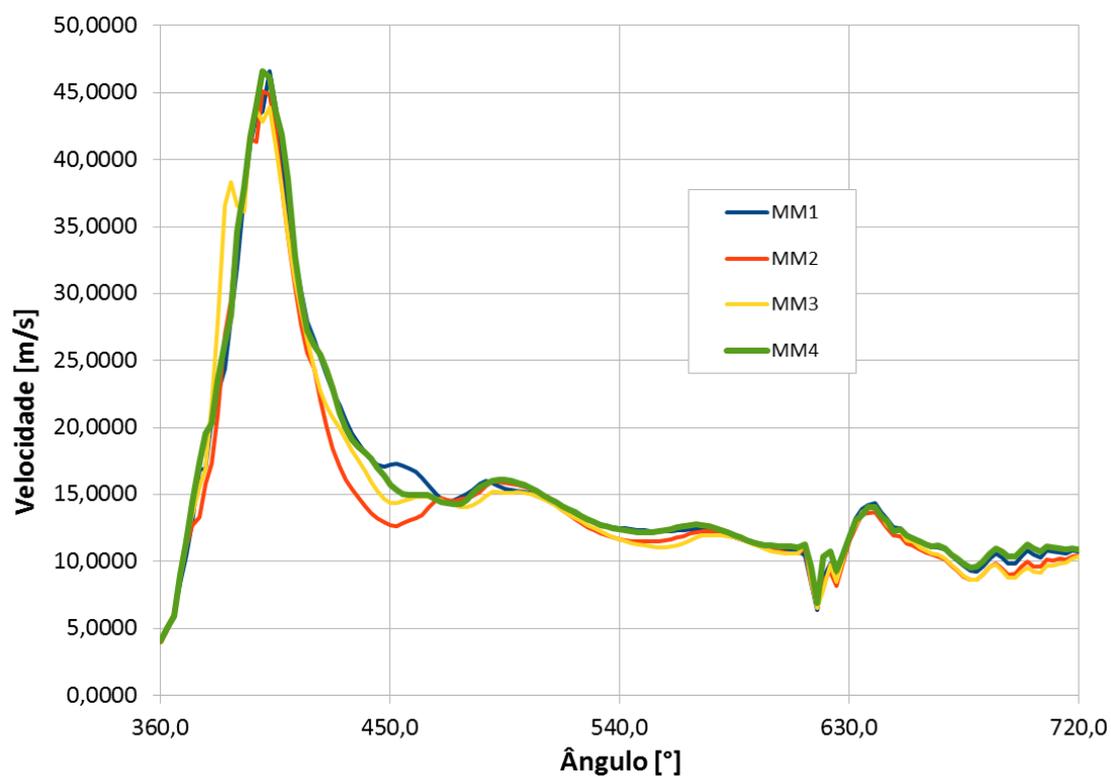


GRÁFICO 4.10 – Área da magnitude da velocidade no plano normal a direção Y

FONTE: Laboratório de CFD – CTM UFMG

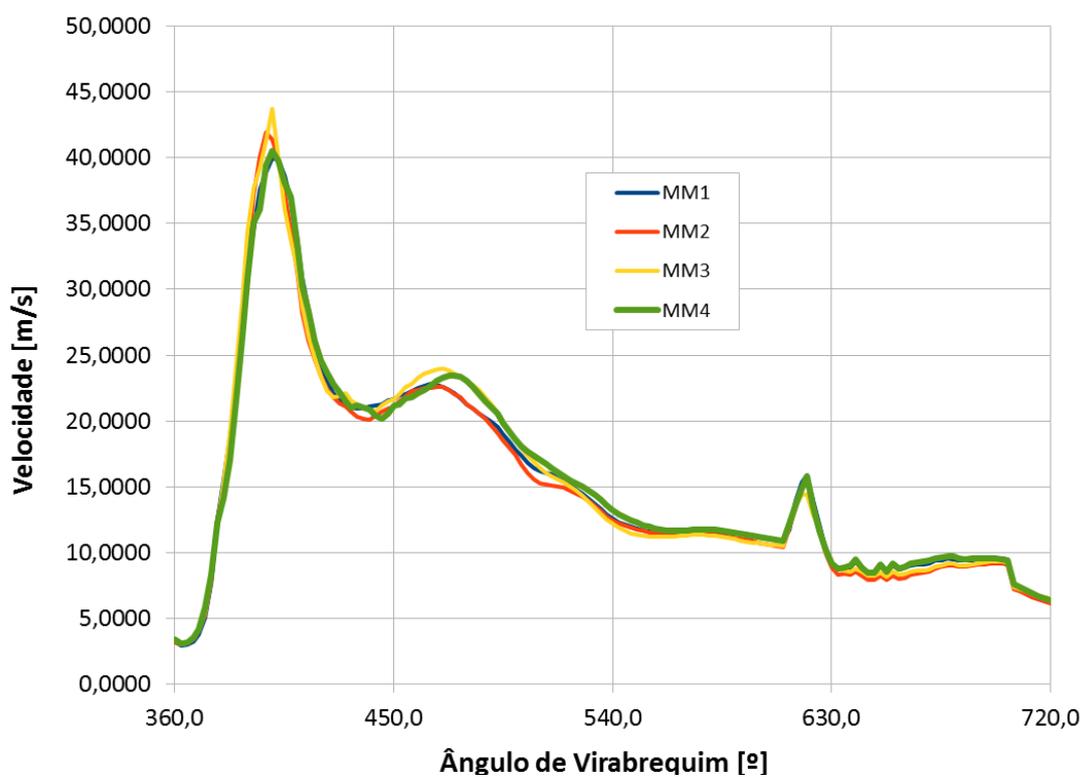


GRÁFICO 4.11 – Área da magnitude da velocidade no plano normal a direção Z

FONTE: Laboratório de CFD – CTM UFMG

Os resultados dos gráficos mostraram uma tendência da malha MM3 se aproximar da malha MM4, mas as discrepâncias encontradas ainda tornam as análises inconclusivas em relação à escolha da malha mais adequada.

Pode-se perceber pelos gráficos que as maiores variações de velocidade ocorrem nos momentos de abertura e fechamento das válvulas. Deste modo, em uma aproximação mais visual, analisa-se nas FIG. 4.4 o tensor de gradientes de velocidade no plano que corta as válvulas para o instante de máxima abertura da válvula de admissão. O tensor gradiente de velocidades pode ser interpretado como um tensor de velocidade relativa, que engloba todos os movimentos de um corpo, como translação, deformação e rotação. Em outras palavras, é puramente um conceito cinemático que descreve o movimento macroscópico do fluido (FRANCESCHINI, 2002). O objetivo é avaliar áreas de maior variação de gradientes de velocidade num instante.

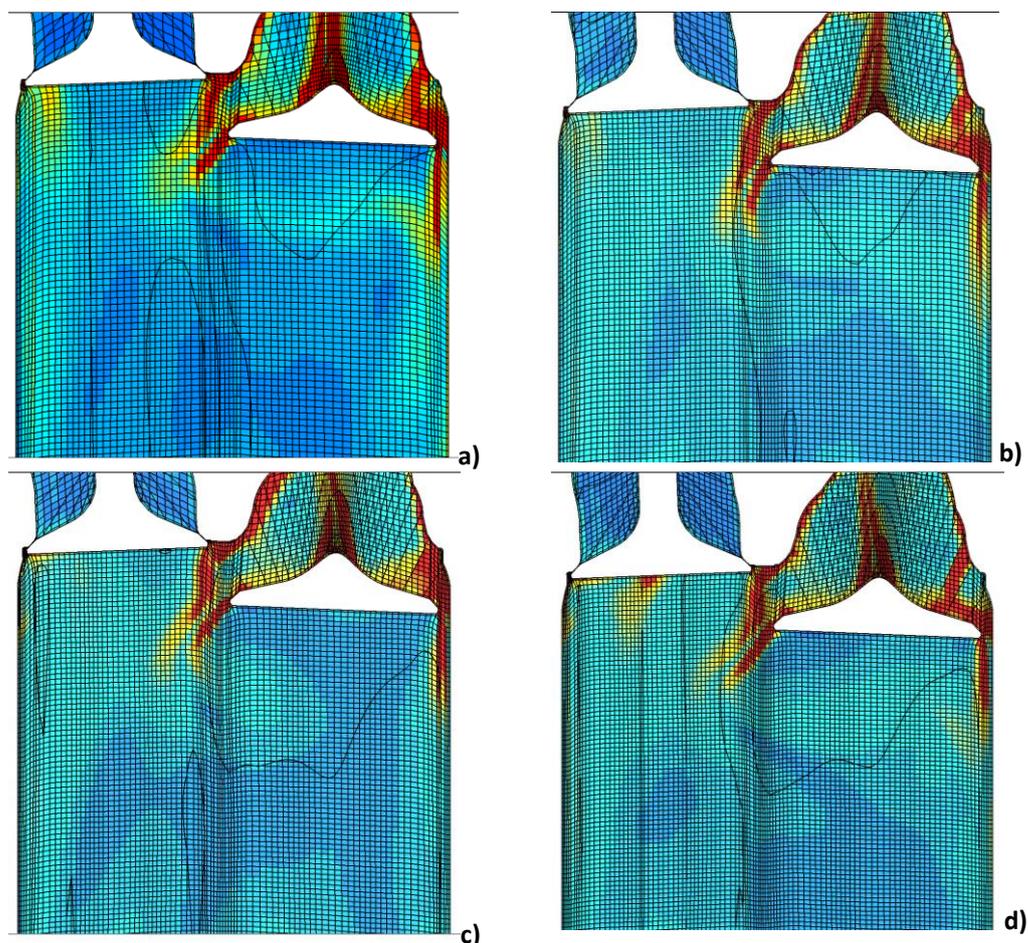


FIGURA 4.4 – Magnitude do tensor de gradientes no plano que corta as válvulas para o instante de máxima abertura da válvula de admissão para as quatro malhas simuladas: a) MM1, b) MM2, c) MM3, d) MM4

FONTE: Laboratório de CFD – CTM UFMG

Pode-se observar que a malha MM3 apresenta maior similaridade com o comportamento encontrado na malha MM4, principalmente nas regiões de maiores tensores gradientes. Essa mesma similaridade pode ser vista na FIG 4.5, que mostra o campo escalar de velocidade para o instante de 2 mm de abertura de válvula de admissão. É possível perceber claramente a discrepância da malha MM1 em relação às outras e a maior similaridade entre as malhas MM3 e MM4, observando-se principalmente as regiões em vermelho e amarelo presentes na figura.

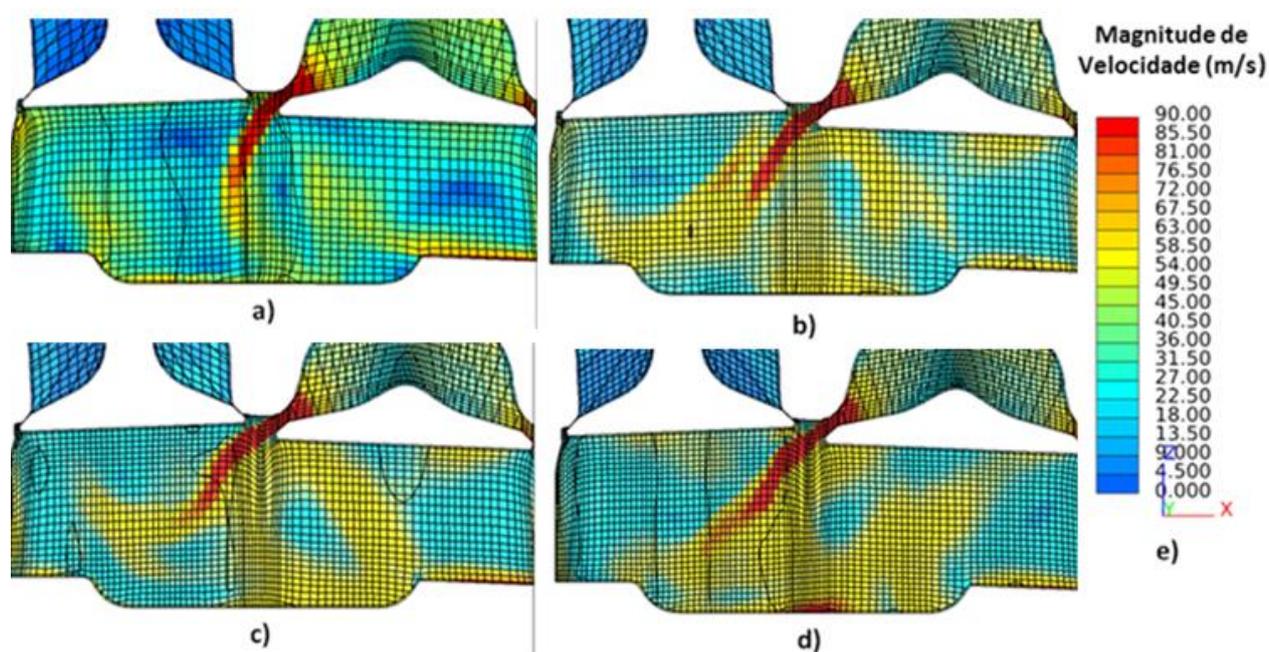


FIGURA 4.5 – Campo escalar de velocidade para o instante de 2 mm de abertura da válvula de admissão para as quatro malhas: a) MM1, b) MM2, c) MM3, d) MM4 e e) Escala de cor para a magnitude da velocidade

FONTE: Laboratório de CFD – CTM UFMG

Com base nas imagens do campo escalar de velocidades e da magnitude do tensor de gradientes no plano, além dos dados quantitativos é possível perceber que a malha MM1 apresenta resultados bastante diferentes das outras três malhas, fato que era esperado por ser uma malha grosseira.

Alguns parâmetros escalares do motor como pressão, temperatura, massa no cilindro ou mesmo vazão na cortina da válvula de admissão não apresentaram mudanças significativas durante o teste de sensibilidade de malha. Estes parâmetros estão relacionados às características geométricas do modelo e propriedades termodinâmicas. Como não houve mudanças nestes fatores,

não houve nenhuma alteração realmente significativa nos resultados, mesmo alterando-se a malha nas simulações.

Como conclusão definiu-se então que a malha mais adequada é a malha MM3, ao levar em consideração os resultados fornecidos por ela no geral e o custo computacional demandado. Nota-se, porém que os resultados ainda possuem sensibilidade em relação à malha e para obter resultados mais confiáveis demandaria muito mais tempo e recursos computacionais, sendo necessário um teste de malha mais completo, com mais malhas analisadas e, se possível, um maior refinamento. A escolha da terceira malha foi definida obedecendo aos critérios comparativos estabelecidos e também de forma que as simulações pudessem ser rodadas em tempo factível com a duração do projeto. Além disso, é necessário que o comprimento característico escolhido para os elementos seja o mesmo que a simulação do spray em câmara atmosférica. É importante mais uma vez ressaltar que todas as malhas obtiverem comportamentos semelhantes na maior parte do ciclo analisado, o que torna ainda mais aceitável a escolha realizada.

4.2.2 Resultados da Caracterização Numérica do Spray no Motor

A metodologia desenvolvida neste trabalho permite que se analise a injeção e a formação de mistura de diversas maneiras, o que pode ser de grande utilidade em um projeto de motor, uma vez que se pode definir a melhor estratégia de injeção baseando-se nos resultados das análises numéricas. O mais interessante das simulações numéricas é a possibilidade de avaliação de resultados qualitativos e quantitativos que muitas vezes são inviáveis de se analisar experimentalmente.

Os resultados da caracterização numérica do spray no motor dizem respeito às quatro condições de injeção introduzidas no Capítulo 3, TAB 3.11. As condições 1 e 2 ocorrem a 390° de ângulo virabrequim e possuem duração de 12° e 24° , respectivamente. As condições 3 e 4 ocorrem na compressão, a partir do ângulo 610° , durando também 12° e 24° , respectivamente. Lembrando que a 2000 RPM de rotação, cada 12° equivale a 1 ms .

Começando a análise com uma abordagem mais qualitativa, a FIG 4.6, ilustra das condições 1 e 3 analisada no momento final de cada injeção, ou seja a 402° para a condição 1 e 634° para a condição 3. Obviamente as gotas não estão representadas em escala e todas estão com o mesmo diâmetro, para que seja possível vê-las com clareza. Uma vez que as condições 2 e 4 só

diferem das condições 1 e 3, respectivamente, pelo tempo de injeção, apenas duas condições foram ilustradas

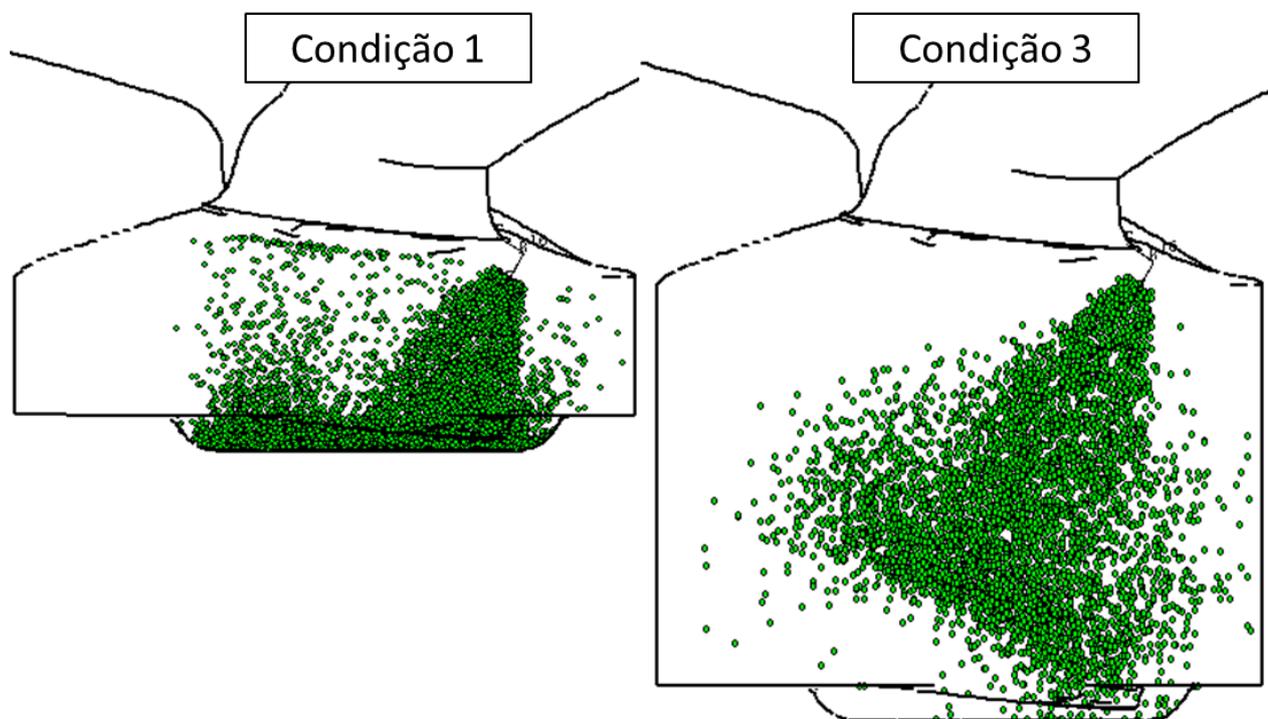


FIGURA 4.6 – Forma do spray ao fim da injeção nas condições 1 (pistão descendo) e 3 (pistão subindo), 1 ms cada.

FONTE: Elaborado pelo Autor

Pode-se perceber observando as imagens da FIG 4.6 que, na condição 1, que ocorre na admissão enquanto o pistão está descendo, o combustível líquido toca o *bowl* do pistão, o que pode dificultar a evaporação do combustível e causar acúmulo nas paredes. Já o spray injetado na condição 3, que ocorre no curso de compressão enquanto o pistão sobe, possui espaço para se desenvolver, o que permite uma evaporação mais uniforme. Porém, uma vez que o pistão vai de encontro ao spray e a injeção termina a apenas 69° antes da centelha, pode ser que haja menos tempo para o fluido se evaporar antes da centelha.

É possível perceber também que os sprays mantem o formato cônico característico de sprays provenientes de injetores *swirl*. No entanto, o spray injetado no motor encontra condições de pressão variadas, além de escoamento turbulento de alta velocidade e diferentes temperaturas.

A FIG 4.7 mostra que é possível, através da metodologia proposta, analisar também a interação do escoamento com a presença do combustível líquido, ilustrando a influência do spray a alta pressão no campo de velocidades.

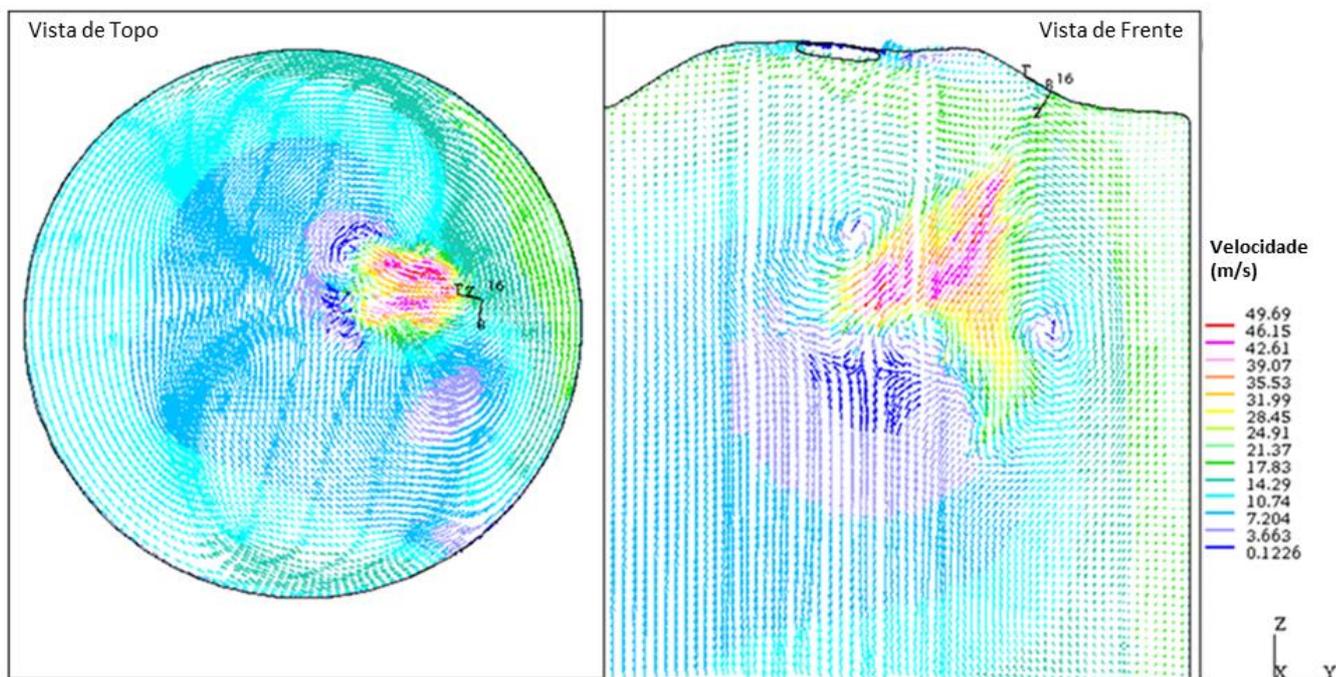


FIGURA 4.7 – Campo de Velocidades no Entorno do Spray para o ar do

FONTE: Elaborado pelo Autor

Pode-se destacar na FIG 4.7 que também é possível visualizar a resistência por parte do ar que o combustível sofre ao ser injetado por um atomizador. Essa interação gera turbulência nas bordas do spray, o que faz com que apareçam vórtices devido à presença de áreas de baixa pressão logo antes da frente de contato do spray com a massa de ar. Pode-se perceber também que, na imagem à direita, que se trata de uma seção que corta o spray longitudinalmente, o cone oco é fielmente representado, já que as bordas possuem velocidade maior que o centro do spray. Na imagem à esquerda pode-se observar o fenômeno de *swirl*, muito comum em motores duas válvulas como o estudado. Esse movimento, junto com o *tumble* e a pressão fazem com que o spray não tenha o formato cônico perfeitamente arredondado como o encontrado nas simulações em câmara atmosférica, o que já era esperado.

Outro exemplo de interação do escoamento com o líquido injetado que merece ser destacado é o momento que sucede a injeção da condição 1. A FIG 4.8 mostra a fração mássica de combustível em uma seção que corta o centro do cilindro e o campo de velocidades na mesma seção longitudinal.

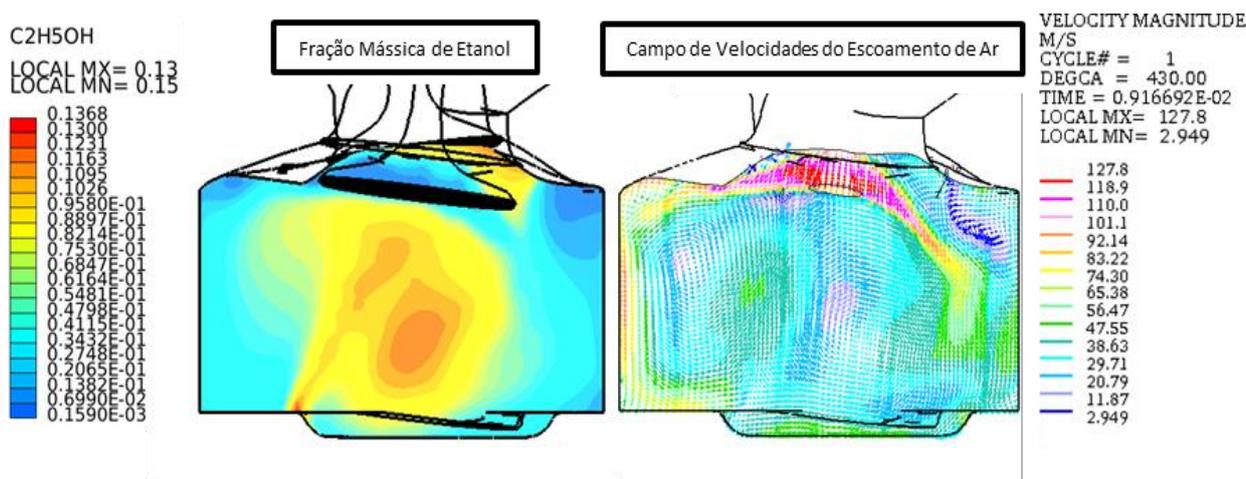


FIGURA 4.8 - Fração Mássica de Etanol comparada ao Campo de Velocidades do Escoamento a 430 ° (Condição 1)

FONTE: Elaborado pelo Autor

Percebe-se que combustível que toca o pistão no momento da injeção é levado para o centro do cilindro pelas estruturas vorticiais produzidas pelo movimento de *tumble* que está ocorrendo no local, proveniente da entrada do ar pelo pórtilo de admissão. Pode-se observar que o etanol se concentra no centro do vórtice causado pelo movimento rotacional, que auxilia na evaporação das gotas fornecendo energia cinética para as mesmas. O maior valor de velocidade é perceptível logo acima da válvula de admissão que está aberta, evidenciando a entrada do ar e o início da formação do *tumble*. As duas imagens são muito semelhantes, apesar de se tratarem de dados completamente diferentes, o que prova que o comportamento das partículas de combustível dentro do cilindro após a injeção é basicamente governado pelos movimentos do escoamento de ar.

Como as FIGs 4.7 e 4.8 já mostraram, é possível avaliar visualmente a concentração de combustível líquido no motor para todos os instantes do ciclo, verificando assim locais de possível acúmulo ou até evasão. As FIGs 4.9 e 4.10 mostram como se comporta o combustível durante todo o ciclo para cada condição analisada, mostrando valores de fração de massa em cada célula do volume discretizado, mas em forma de contorno suavizado para melhor visualização.

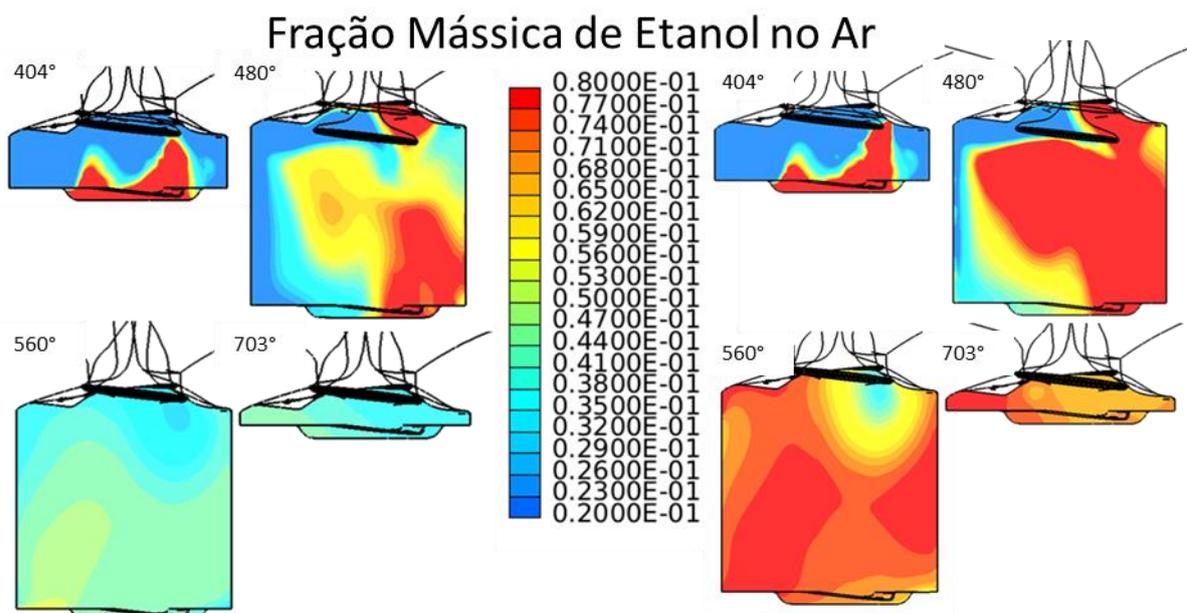


FIGURA 4.9 – Fração Mássica de Etanol para ângulos 404°, 480°, 560°, 703°, para condição 1 à esquerda e condição 2 à direita.

FONTE: Elaborado pelo Autor

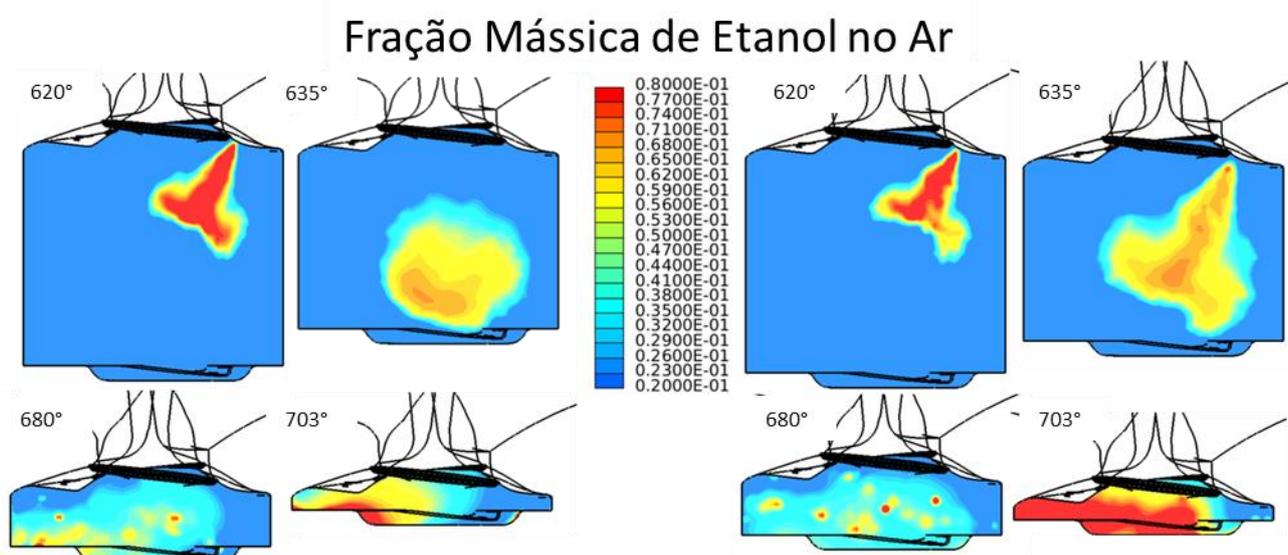


FIGURA 4.10 – Fração Mássica de Etanol para ângulos 620°, 635°, 680°, 703°, para condição 3 à esquerda e condição 4 à direita

FONTE: Elaborado pelo Autor

As imagens permitem inferir novamente que os sprays produzidos nas injeções realizadas no ciclo de admissão (1 e 2) tocam o pistão e que o combustível tende a, primeiramente, se

acumular no bowl do pistão, e depois ser jogado para o centro. Depois, percebe-se para essas injeções que o combustível passa a interagir com outros movimentos rotacionais enquanto evapora, movendo-se assim para outros pontos do cilindro até o final da compressão, quando a mistura ar/combustível já é praticamente homogênea. Fica clara também as diferenças de concentração final para as simulações com 1 ms e com 2 ms, o que, obviamente era esperado. Nota-se nas condições 3 e 4 uma sobra de combustível no momento da centelha, o que não ocorre tanto nas condições 1 e 2.

No entanto, quando se avalia, para as condições 1 e 2 o comportamento do combustível dentro do cilindro de modo quantitativo, percebe-se que há uma diminuição da massa de combustível função do ângulo de virabrequim, mostrada no GRA 4.11 e no GRA 4.12

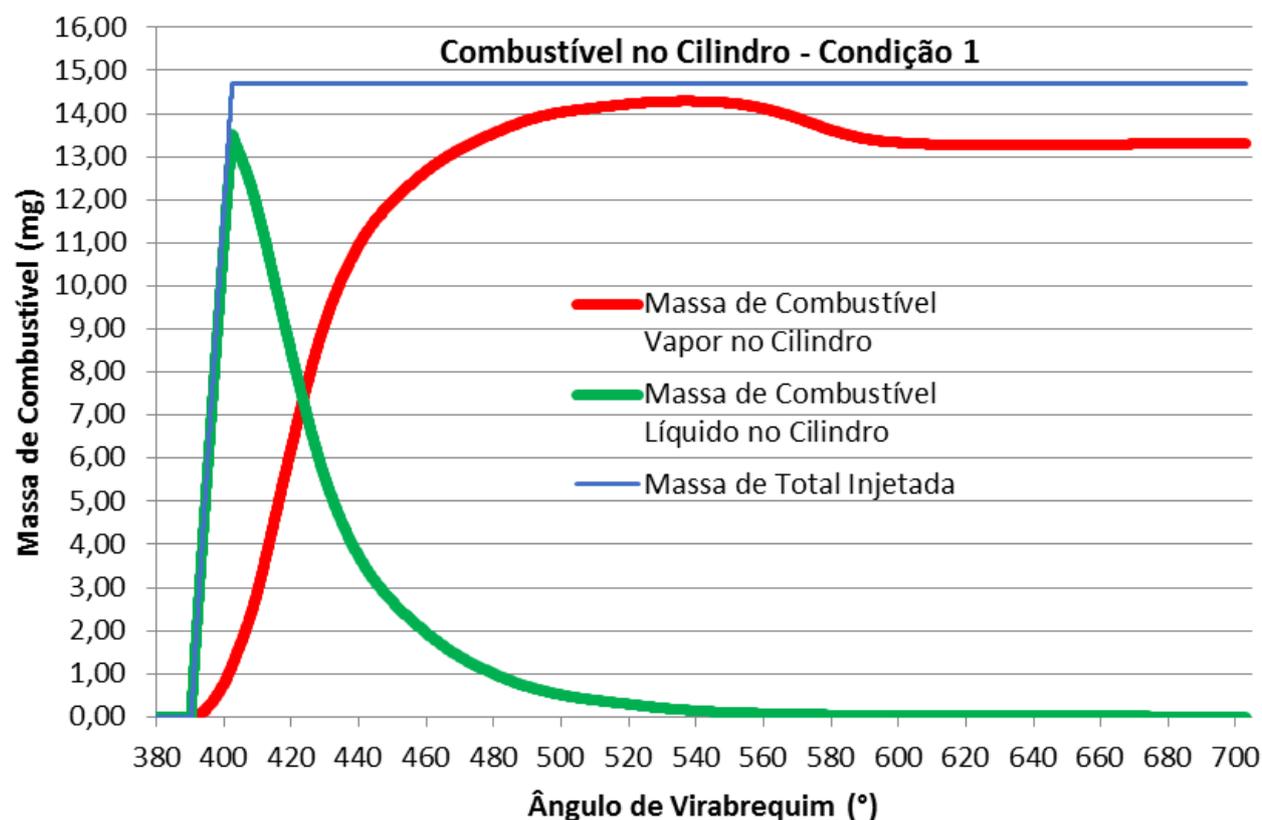


GRÁFICO 4.12 – Combustível no cilindro – condição 1

FONTE: Elaborado pelo Autor

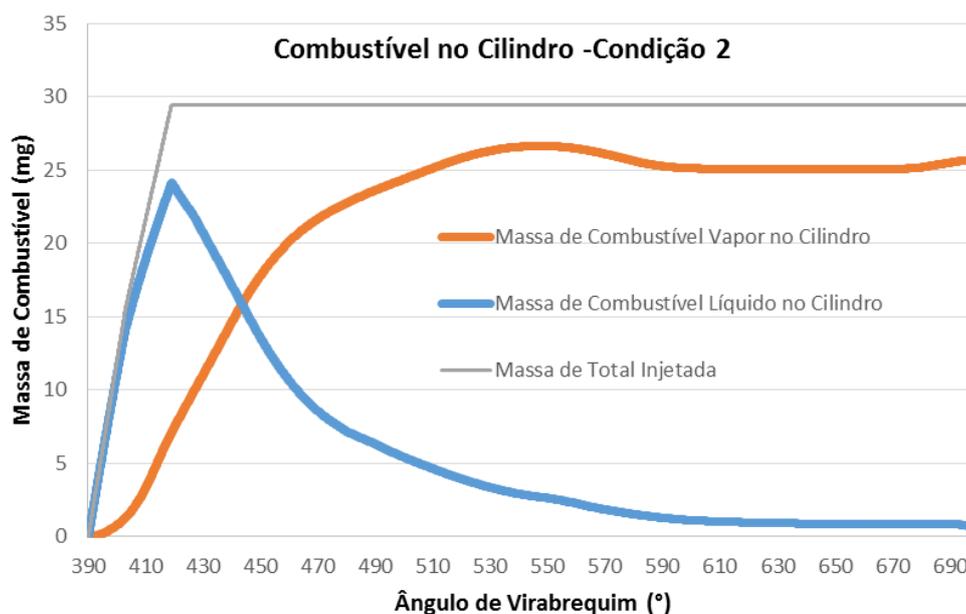


GRÁFICO 4.13 – Combustível no cilindro – condição 2

FONTE: Elaborado pelo Autor

Nota-se que a massa de vapor de combustível não atinge a massa total injetada em nenhuma das condições, mas o que mais chama a atenção nesses gráficos é a queda na massa a partir do ponto morto inferior (540°), quando a válvula de admissão ainda está se fechando. Essas variações de massa encontradas nos GRA 4.11 e 4.12 demonstram que há uma perda de combustível, já que o duto de admissão está aberto no começo da compressão, e ainda há presença de líquido no cilindro. O GRA 4.13, mostra a massa de combustível no pórtilco de admissão, o que comprova a hipótese levantada nos gráficos anteriores.

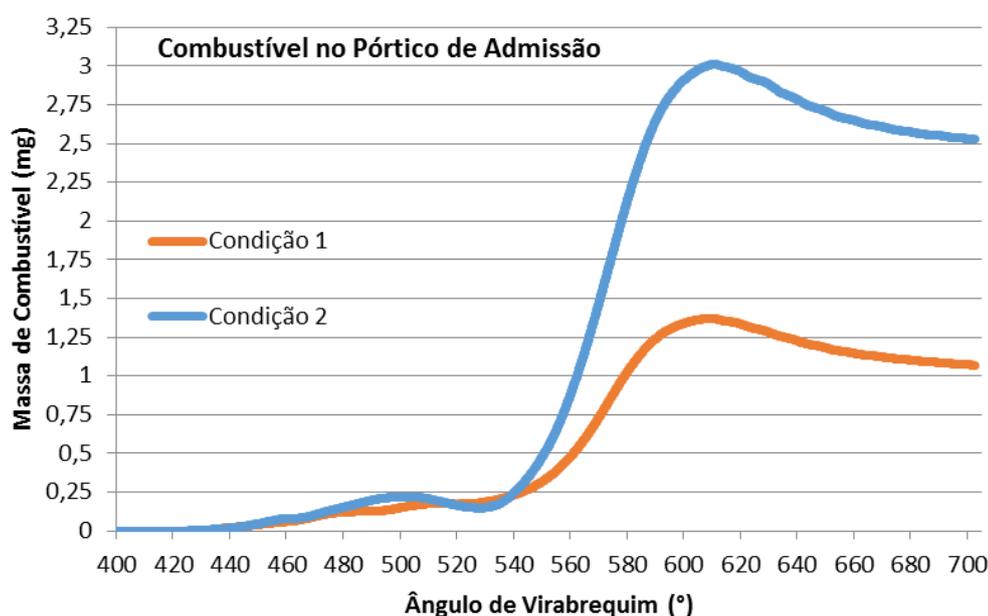


GRÁFICO 4.14 – Massa de combustível no pórtilco de admissão para as condições 1 e 2.

FONTE: Elaborado pelo Autor

A saída de combustível pela admissão provavelmente ocorre devido à baixa rotação do motor e a um atraso no fechamento da válvula de admissão muito grande nesse caso. Quando a rotação é muito baixa e a válvula de admissão se fecha depois do ponto morto inferior, as energias cinéticas dos gases do escoamento juntamente com a pressão de compressão podem fazer com que a mistura interna vença a entrada de ar admitido, e parte da mistura pode ser jogada para fora pelo próprio duto de admissão. Algumas imagens retiradas da simulação mostram também que o combustível está atingindo a válvula no momento da injeção, havendo acúmulo do mesmo no local. A FIG. 4.11 mostra a concentração no plano e a concentração na superfície da válvula, evidenciando o acúmulo de combustível e o fato de estar havendo combustível na válvula.

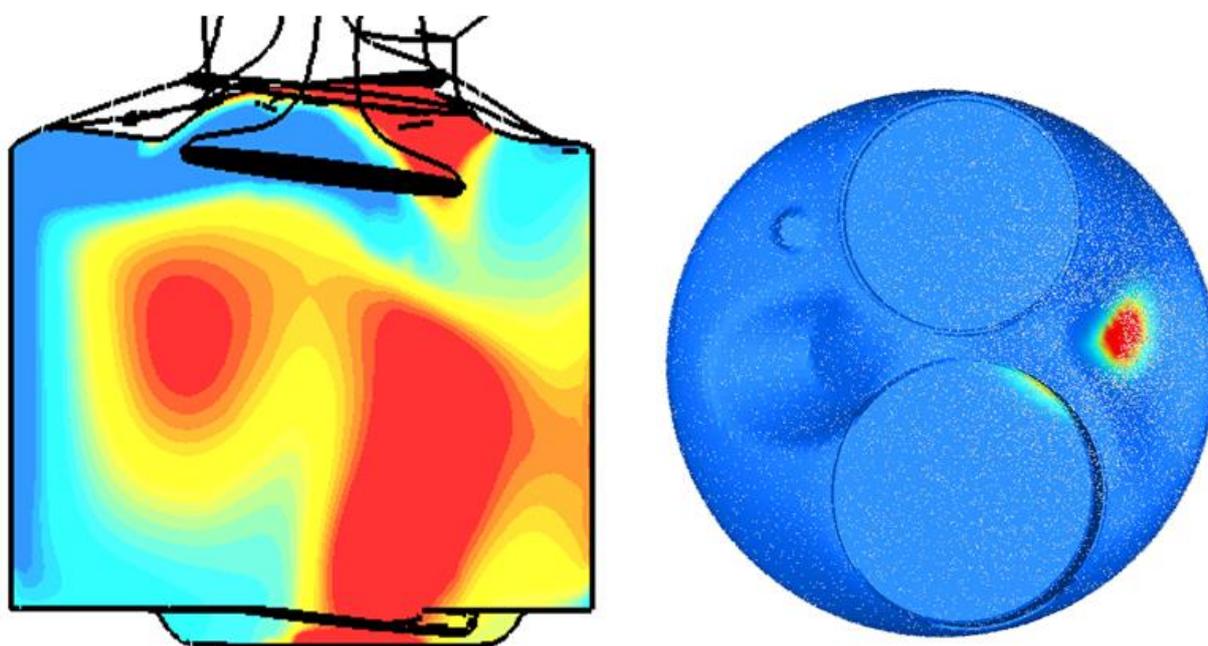


FIGURA 4.11 — Acúmulo de combustível na proximidade da válvula e interferência com a válvula (410°)

FONTE: Elaborado pelo Autor

A FIG.4.12 deixa ainda mais clara, por meio da representação gráfica de algumas gotas restantes, que há de fato a presença de combustível no pórtico de admissão, conforme sugeriam os gráficos. Nela é possível também observar vetores apontando os sentidos de cada gota, sendo possível notar que muitas tentem a entrar no pórtico de admissão e deixar a câmara de combustão.

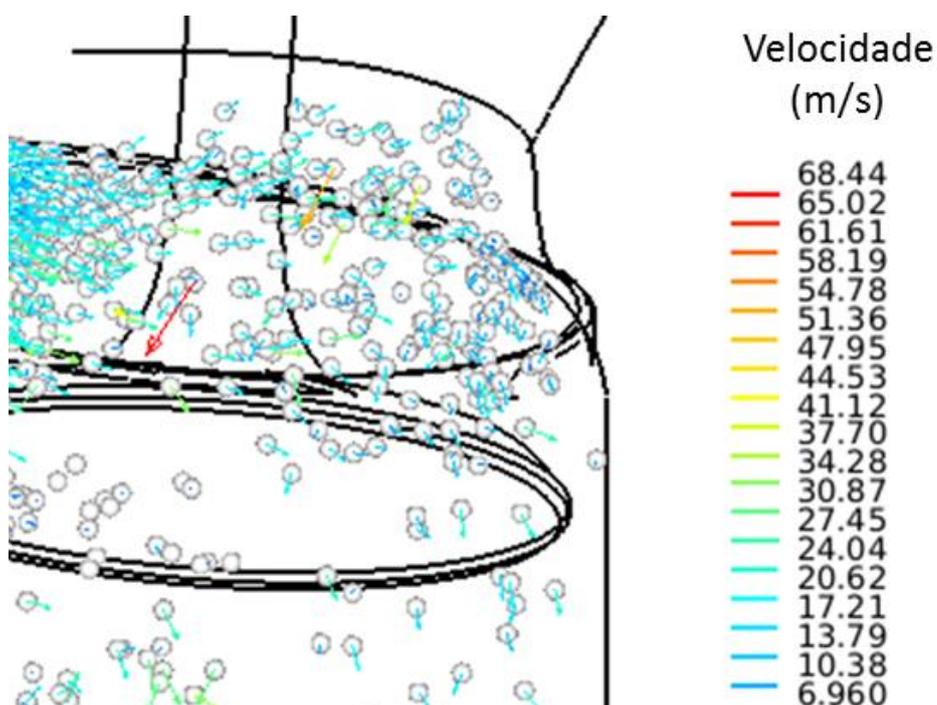


FIGURA 4.12 – Gotas em direção ao pórto de admissão.

FONTE: Elaborado pelo Autor

Posteriormente, analisando-se o GRA 4.14, que mostra o fator Lambda em função do ângulo de virabrequim, percebe-se que há um vale e depois uma estabilização, que converge para um valor correspondente a uma mistura muito pobre ao final da compressão para as duas condições.

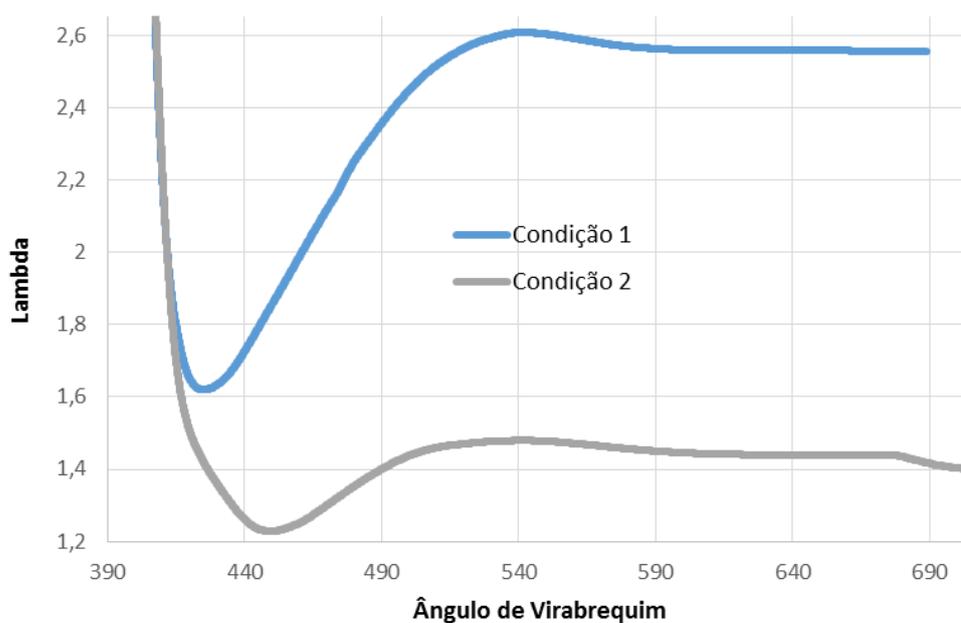


GRÁFICO 4.15 – Lambda versus ângulo de virabrequim para as condições 1 e 2

FONTE: Elaborado pelo Autor

O vale ocorre porque ainda está acontecendo a admissão de ar no cilindro neste momento, por isso a fração mássica de etanol fica maior do que no resto do ciclo. Outro ponto interessante é que após 540° (PMI) o valor de lambda diminui para as duas condições, o que sugere que a concentração de combustível está aumentando. No entanto, observou-se nos gráficos anteriores que neste momento o sistema está perdendo combustível, o que contradiz o que é mostrado no gráfico. Isso, na verdade, ocorre porque o sistema não está perdendo apenas combustível pela admissão após o ponto morto inferior, mas também há perda de ar, e em uma quantidade maior, já que o valor de lambda diminui. Ainda assim, percebe-se que o fator lambda para as duas condições, especialmente na condição 1, é muito alto, sugerindo misturas muito pobres ou demasiadamente estratificadas.

Como esperado, nas outras condições de injeção não há perda de combustível, e os gráficos da massa de combustível líquido e vapor são praticamente espelhados, conforme mostrado nos GRA 4.15 e GRA 4.16, para as condições 3 e 4.

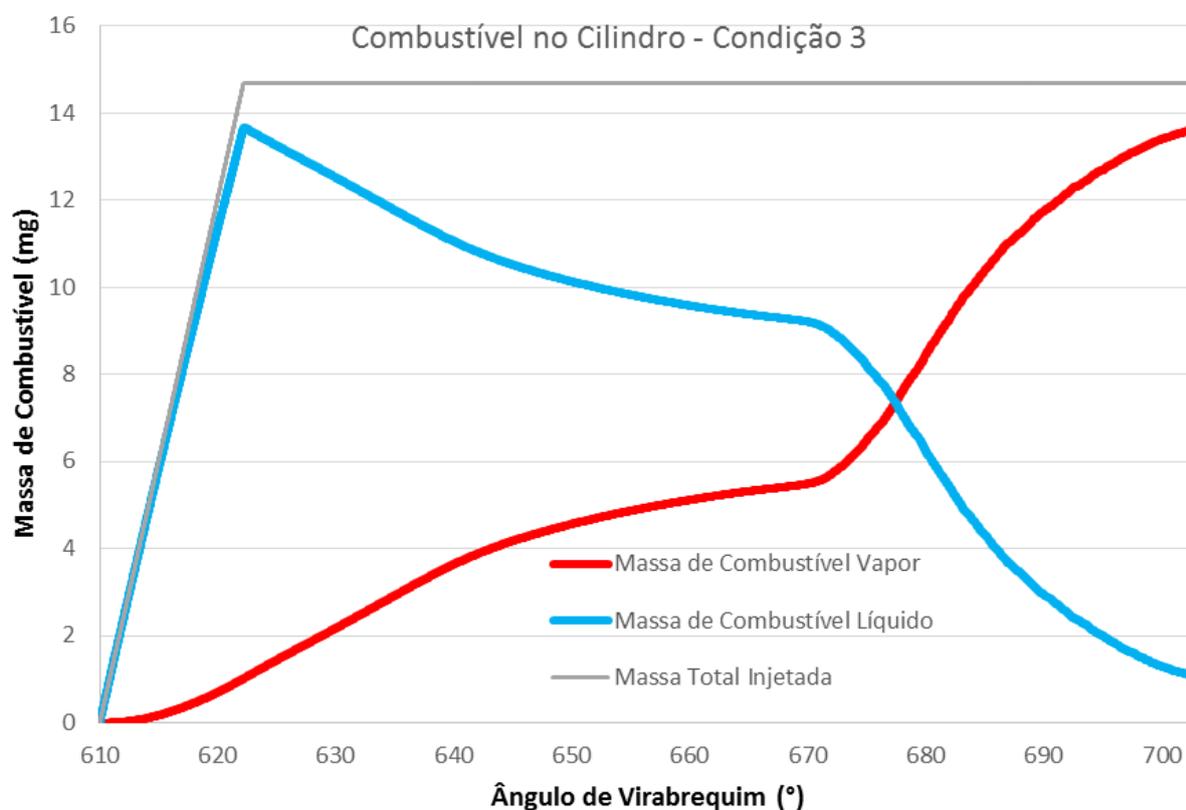


GRÁFICO 4.16 – Combustível no Cilindro – Condição 3

FONTE: Elaborado pelo Autor

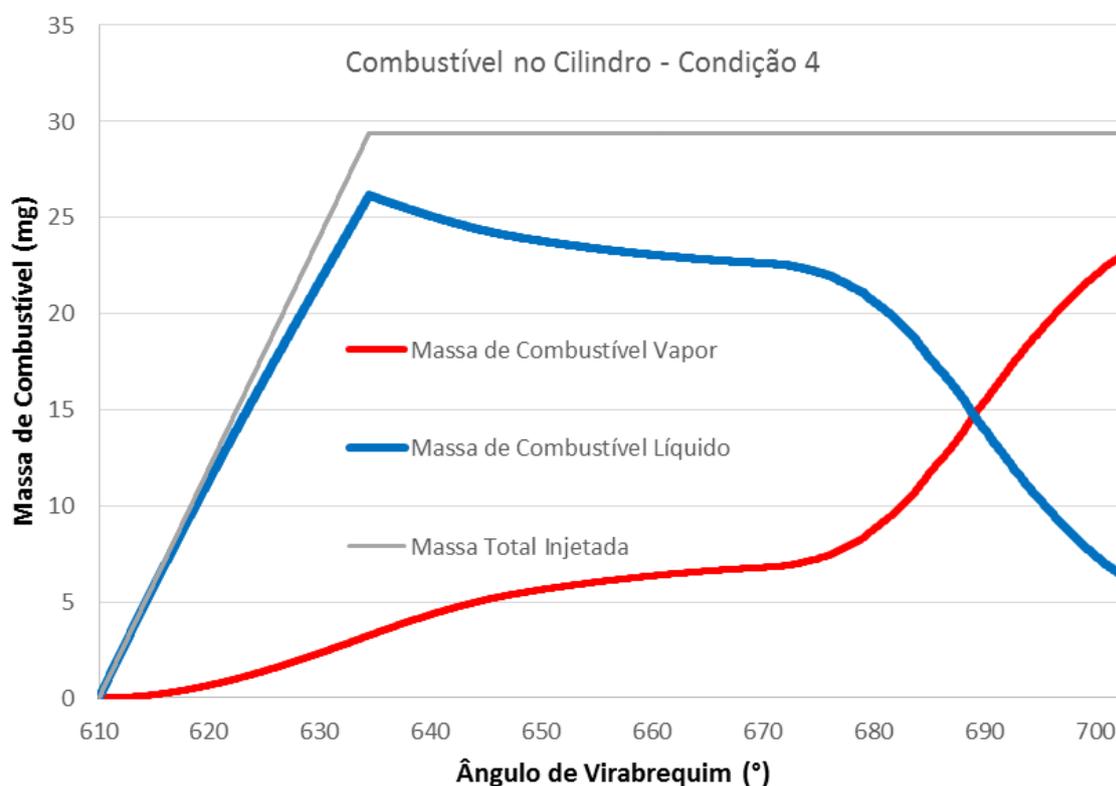


GRÁFICO 4.17 – Combustível no Cilindro – Condição 4

FONTE: Elaborado pelo Autor

No entanto, há outro problema para essas condições. Como se pode perceber, os valores de massa de vapor nos gráficos para as condições 3 e 4 também não chegam ao valor total injetado (14,7 mg e 29,4 mg, respectivamente) para nenhuma das duas condições, especialmente para a condição 4, mesmo não havendo perda de combustível. O que ocorre, na verdade, é que uma vez que o combustível é injetado na compressão, logo após o fechamento da válvula de admissão, e apenas 80° antes do momento da centelha, não há tempo suficiente para que o total de combustível evapore, e as condições de maior pressão dificultam a mudança de fase nas gotas. Deste modo o combustível líquido se mantém dentro da câmara de combustão, e as razões de lambda, conseqüentemente, diferem das primeiras condições, ocasionando misturas ainda mais pobres, mesmo com a mesma massa injetada. O GRA 4.17 mostra a razão lambda para as condições 3 e 4. Apesar de não haver evasão de combustível nas condições 3 e 4, quando se compara o momento da centelha (703°) para cada condição, percebe-se que os gráficos indicam que há sobra de combustível líquido.

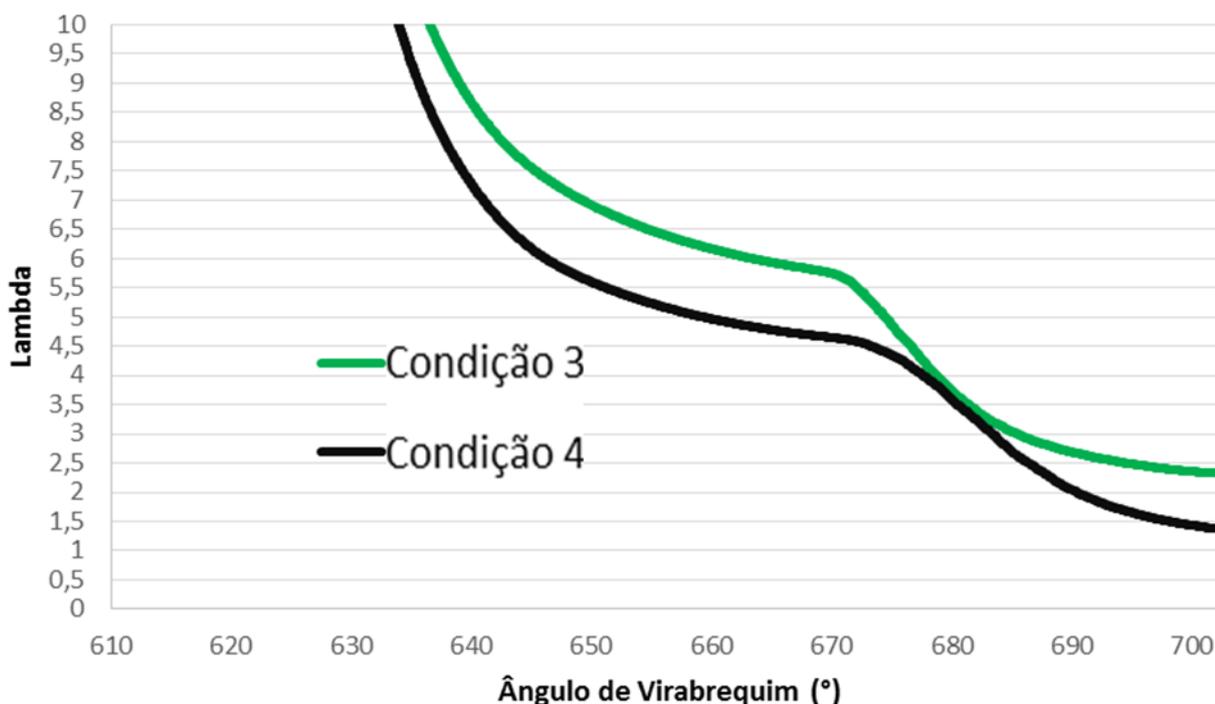


GRÁFICO 4.18 – Lambda vs Ângulo de Virabrequim para condições 3 e 4

FONTE: Elaborado pelo Autor

Como há mais combustível injetado na condição 4, percebe-se que o lambda cai primeiramente que o lambda na condição 3. Percebe-se também que há um ponto para cada curva em que o valor de lambda apresenta uma queda mais acentuada, ou seja, há um ponto de inflexão provavelmente tem relação com o *break-up* das gotas, que se tornaram gotas menores devido à em cada curva. Isso indica um aumento na taxa de evaporação do combustível o que interação com o ar e se evaporam mais facilmente.

É importante ressaltar que fatores como temperatura do ar no cilindro influenciam diretamente essa evaporação. Portanto, é importante que haja entradas experimentais consistentes em relação a esse parâmetro para que se aumente a precisão dos resultados.

As imagens anteriores já mostraram que os pontos de maior fração mássica de combustível indicam presença de líquido não evaporado. Observando-se a FIG 4.13, que mostra novamente a representação gráfica das gotas, pode-se perceber que nas condições 3 e 4 há sobra de combustível líquido no momento da centelha, o que é indesejado para uma boa combustão e pode causar diversos problemas, como por exemplo, combustão incompleta ou até mesmo auto ignição do combustível restante.

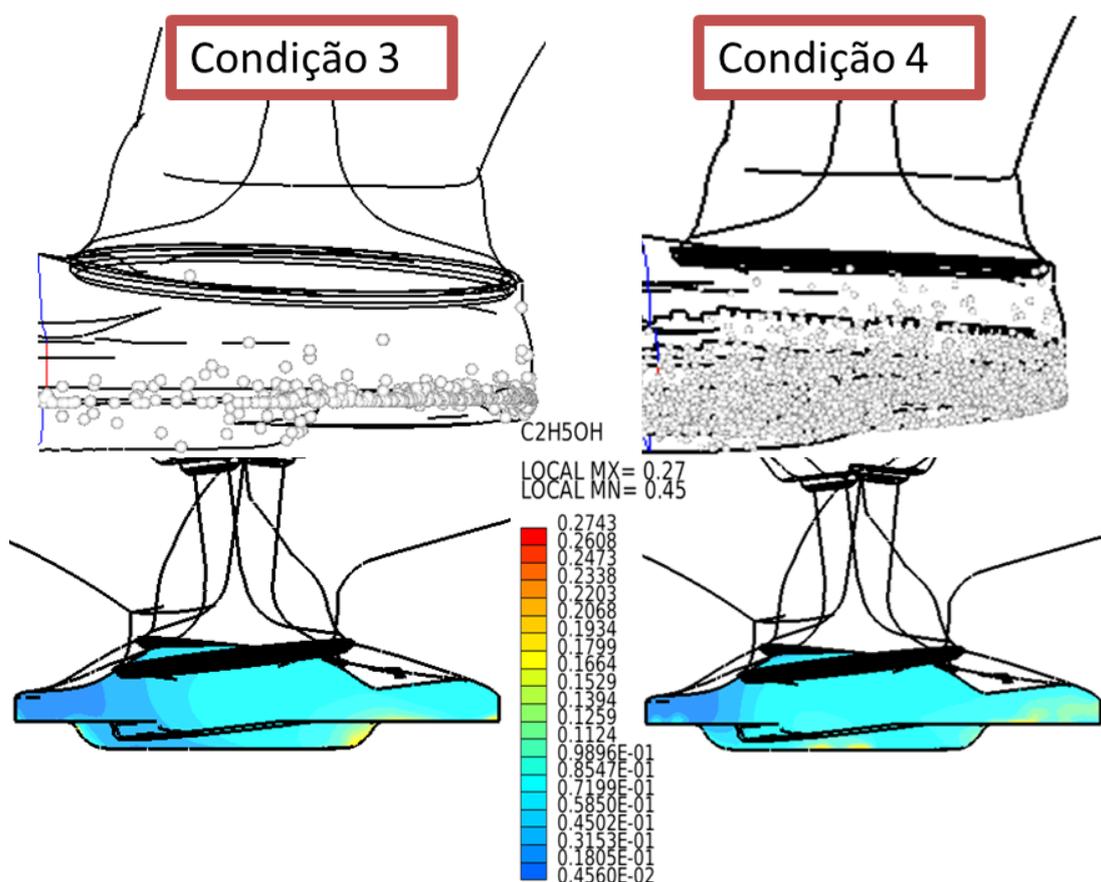


FIGURA 4.13 — Gotas de líquido acumulado no momento da centelha para condições 3 e 4.

Fonte: Elaborado pelo Autor

Deste modo, é possível avaliar também a evaporação do combustível ao longo do ciclo em relação à porcentagem de combustível evaporado, que pode ser uma informação muito útil na definição da melhor estratégia de injeção e de ignição. O GRA 14.18 compara as condições 1 e 2 e o GRA 14.19 compara as condições 3 e 4. É possível perceber que as primeiras duas condições alcançam quase a totalidade da evaporação, e mesmo assim possuem uma mistura pobre. Isso significa que a quantidade injetada não é suficiente para que se alcance um valor de lambda menor. Já para as condições 3 e 4, o combustível não evapora em sua totalidade, havendo uma sobra de combustível no cilindro. As causas de todos estes problemas, no entanto, são mais complexas do que apenas a quantidade de combustível injetado. As condições de operação do motor fazem toda a diferença no processo de formação da mistura. Pode-se perceber que o diagrama de válvulas está totalmente desfavorável para a atual condição de operação, e deve ser definitivamente revisto.

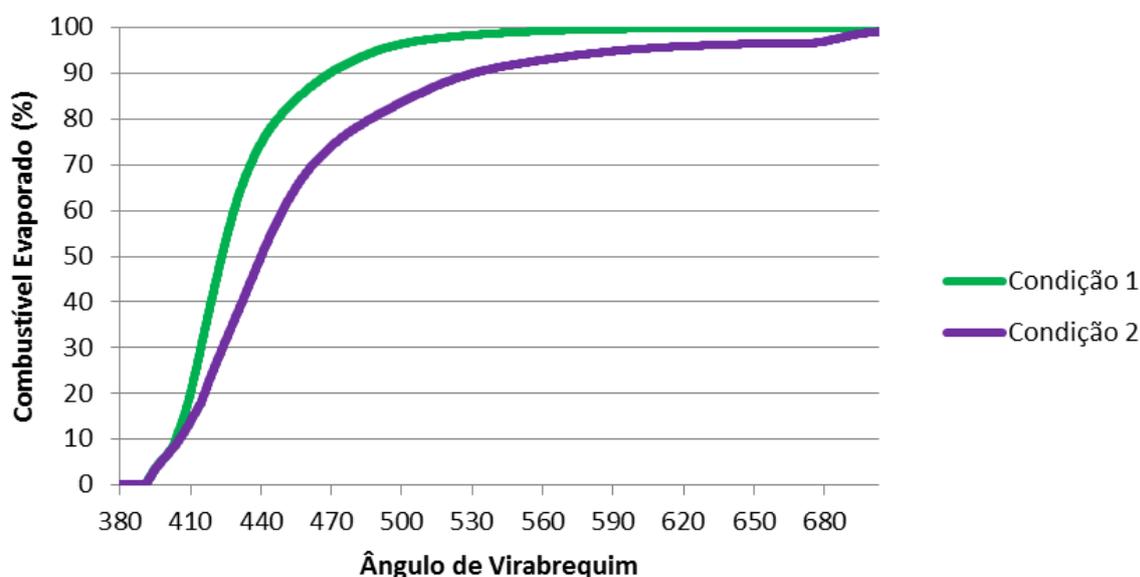


GRÁFICO 4.19 - Evaporação para condições 1 e 2

Fonte: Elaborado pelo Autor

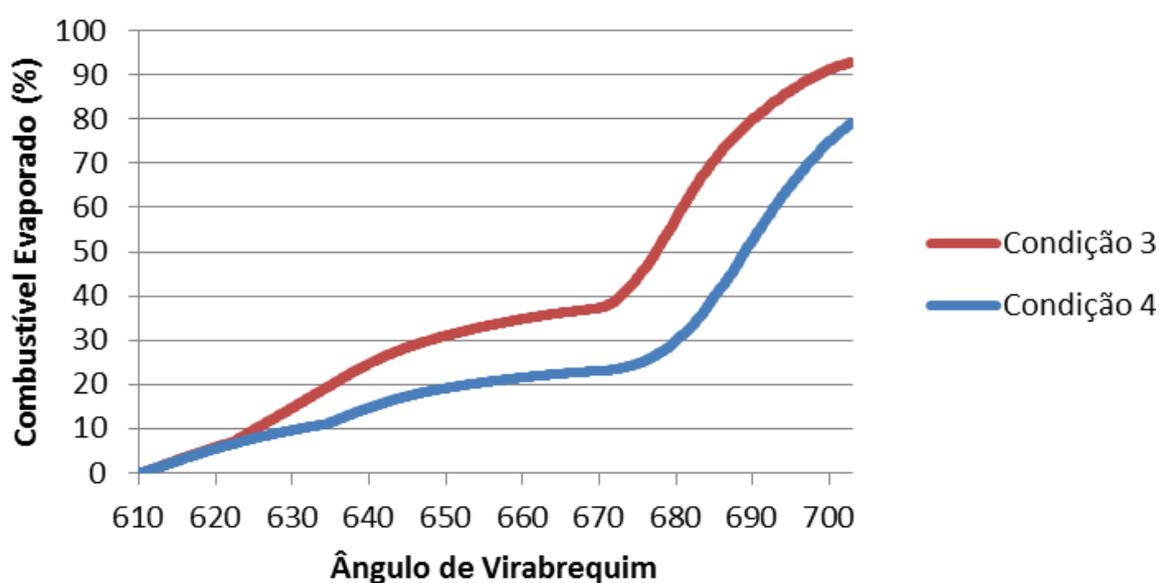


GRÁFICO 4.20 – Evaporação para condições 3 e 4

Fonte: Elaborado pelo Autor

É importante ressaltar também, que a hipótese de que havia um aumento na taxa de evaporação em determinados pontos das condições 3 e 4, baseando-se nas curvas de lambda, é confirmada pelas curvas de evaporação, que mostram uma variação na inclinação da curva no mesmo ponto em que se notou no gráfico lambda. Para as condições 1 e 2 há uma pequena inflexão logo após o final das injeções, mas os gráficos tendem a uma aproximação logarítmica

para todo o ciclo. Essa diferença entre as condições 1 e 2 e as condições 3 e 4 se deve à diferença nos escoamentos de ar para cada curso do motor (admissão e compressão), além das condições de pressão e temperatura que variam conforme o ciclo se desenvolve. É interessante também notar a influência que a maior pressão, no momento da compressão, tem na taxa de evaporação nas condições 3 e 4. Pelos gráficos é possível perceber que as gotas possuem muito mais facilidade em evaporar do que nas condições 1 e 2, devido à dificuldade maior de mudança de fase em maiores pressões.

Sendo assim, para se complementar a análise da injeção, faz-se um resumo dos valores principais encontrados para cada condição, de modo a se ter uma visão geral sobre a análise e as possibilidades dessa metodologia. A TAB 4.2 contém os principais números encontrados.

TABELA 4.2 – Principais Resultados da Análise de Injeção

Resultados Finais	Condições de Injeção			
	Condição 1	Condição 2	Condição 3	Condição 4
Lambda no Momento da Centelha	2,55	1,40	2,30	1,36
Porcentagem final de Combustível Evaporado (%)	100,00	99,12	92,91	79,17
Massa Total de Combustível Injetada (mg)	14,70	29,40	14,70	29,40
Massa Final de Combustível Líquido Restante (mg)	0,00	0,17	1,05	6,15
Massa Final de Vapor de Combustível (mg)	13,30	25,80	13,65	23,25
Massa Final de Ar no Cilindro (mg)	304,89	324,71	282,24	284,26
Massa de Combustível no Duto de Admissão (mg)	1,40	3,43	0,00	0,00

A TAB 4.2 permite realizar uma série de discussões complementares. Primeiramente, observa-se que o lambda alto nas condições 1 e 3 se deve, principalmente, à quantidade de etanol injetado. Com menor influência, também se deve à perda de combustível de aproximadamente 10% no caso 1 e a não evaporação completa no caso 3. Em contrapartida, em relação aos casos 2 e 4, percebe-se que o lambda acima do esperado não tem como causa principal a quantidade de combustível injetado, e os motivos principais estão relacionado às perdas no caso 3 e à pouca evaporação no caso 4. Isso pode ser concluído dividindo-se a massa de ar no combustível para todos os casos pela razão ar combustível estequiométrica do etanol (8,99), chegando-se a uma quantidade de combustível ideal para se alcançar um lambda igual a 1 para

cada caso. Essa massa gira em torno de 33,9 mg para a condição 1 e 36,0 mg para a condição 3, que são valores muito mais altos do que os praticados. Para as condições 2 e 4, esses valores giram em torno de 31,5 em média, que está muito mais próximo da quantidade injetada nas análises.

É possível perceber, também, que há muito mais ar nas condições 1 e 2 do que nas condições 3 e 4, o que teoricamente não seria possível, uma vez que as condições de entrada para o escoamento são idênticas para todos os casos. No entanto, isso pode ser explicado com base nas perdas que ocorrem no pórtico de admissão. Nos casos 1 e 2 ocorre perda de mistura ar/combustível e nos casos 3 e 4 ocorre apenas perda de ar, pois o combustível é injetado após o fechamento da válvula de admissão. Sendo assim, uma vez que parte do fluido perdido é composto de combustível em 1 e 2, é natural que sobre mais ar para essas condições. Observa-se que os valores de massa de ar para 3 e 4 são praticamente idênticos, diferindo-se por questões de arredondamento. Já a diferença entre 1 e 2 é explicada pela quantidade de etanol injetada.

Outros resultados interessantes de serem analisados são os do escoamento do ar e a influência que as injeções e a própria presença do combustível tem em seus parâmetros principais. Essa análise comparativa é possível porque as condições iniciais de escoamento de ar são idênticas para todos os casos. Como exemplo, analisam-se os coeficientes de *tumble*, normal a X, e os coeficientes de *swirl*, normal a Z, presentes nos GRA 4.20 e GRA 4.21 respectivamente.

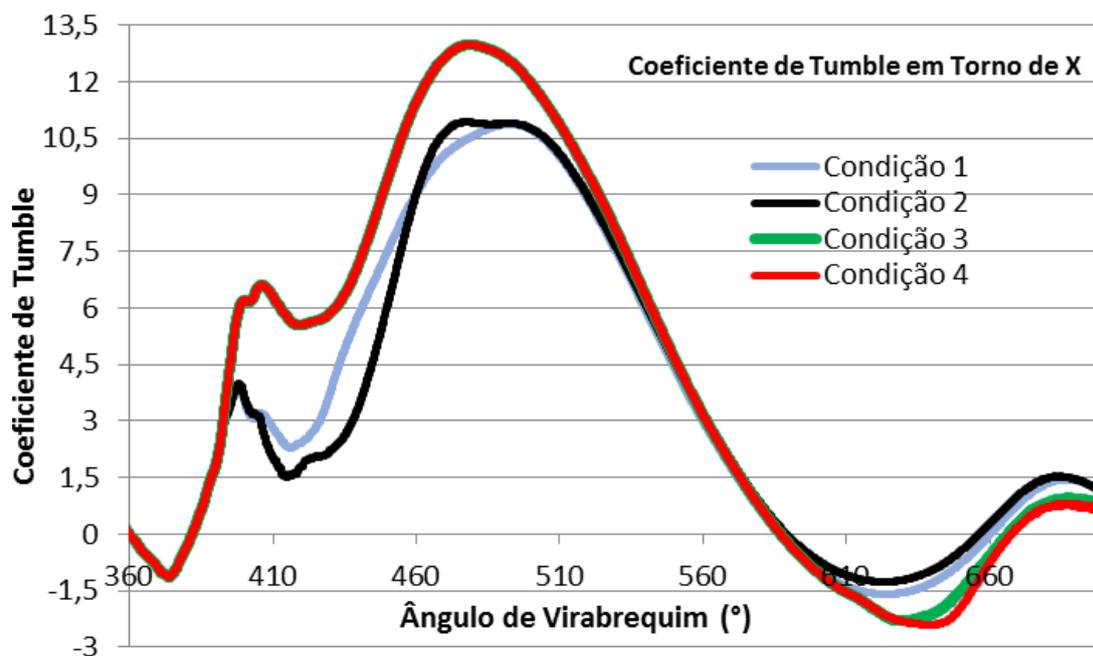


GRÁFICO 4.21 – Coeficientes de *Tumble* em torno de X

Fonte: Elaborado pelo Autor

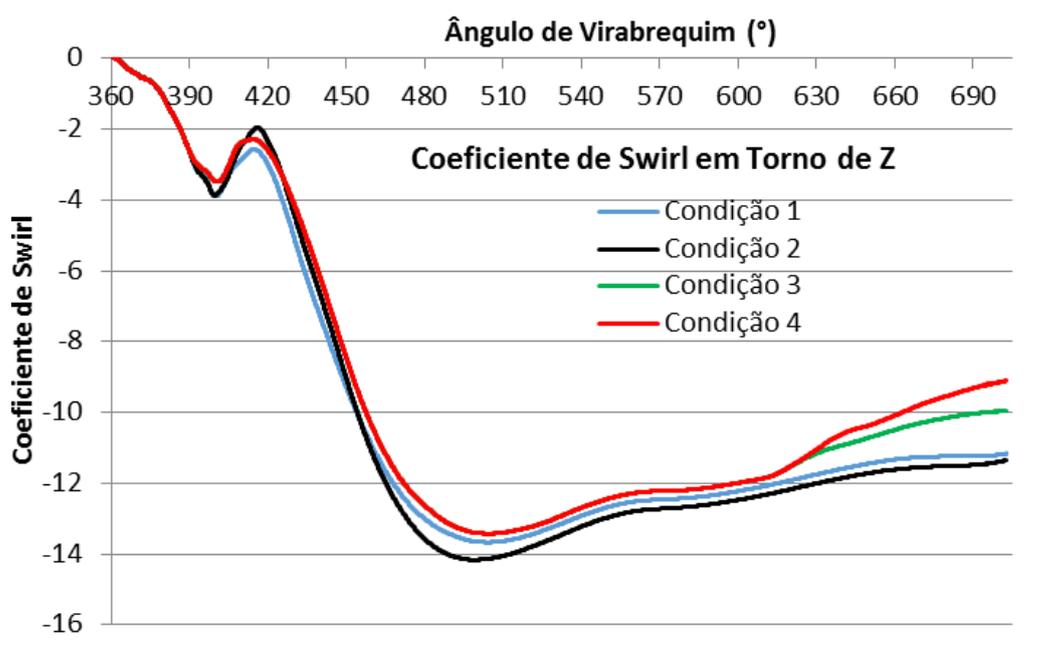


GRÁFICO 4.22 – Coeficientes de *Swirl* em torno de Z

Fonte: Elaborado pelo Autor

É possível observar nos GRA 4.20 e 4.21 que a injeção possui influência direta nas estruturas rotacionais do escoamento. Outras figuras presentes neste trabalho já mostraram também que a recíproca é verdadeira. No GRA 4.21 percebe-se que o movimento de *tumble* é claramente freado a partir do momento em que o combustível é injetado nas condições 1 e 2. Pode-se chegar a essa conclusão baseando-se na curva das condições 3 e 4, que no mesmo momento representam o escoamento a frio, ou seja, o movimento de *tumble* se não houvesse a presença do spray. Para as condições 3 e 4 não se nota muita influência da injeção no *tumble*, uma vez que ele tende a se extinguir a medida que se comprime o ar no cilindro. Em contrapartida, o *swirl* é um movimento que continua ocorrendo durante a compressão, já que a direção da velocidade do escoamento é paralela ao plano do pistão. Deste modo, percebe-se uma maior diminuição do *swirl* com a presença do spray nas condições 3 e 4, após o ponto morto inferior, observado no GRA 4.21. Observa-se no também que as injeções 1 e 2 tendem a aumentar o *swirl*, devido à pressão e sentido da injeção tenderem a favorecer as componentes do escoamento, transferindo quantidade de movimento para o ar.

4.2.3 Considerações Finais Sobre os Resultados

A metodologia utilizada neste trabalho proporcionou resultados coerentes e permitiu observações sobre a injeção e formação de mistura que podem ser de grande valor em um projeto de motor de combustão interna. Algumas dessas observações dificilmente seriam possíveis apenas com experimentos físicos, sem a ajuda de ferramentas computacionais, como a verificação da taxa de evaporação e dos locais exatos de acúmulo de combustível.

No entanto, é importante ressaltar que as simulações foram realizadas com condições não reais do motor, já que o objetivo deste trabalho é, principalmente, desenvolver a metodologia de caracterização do spray dinâmico e mostrar o potencial de análise e estudo que ela pode trazer. Sendo assim, novos experimentos numéricos devem ser realizados com objetivo de refinar as simulações e tornar a metodologia desenvolvida por este trabalho ainda mais confiável, ajustando parâmetros como malha, constantes dos modelos de distribuição de gotas e *break-up*, entre outros, além de utilizar as condições de contorno mais reais possíveis, obtidas experimentalmente no motor protótipo. Com condições iniciais e de contorno mais robustas, os resultados podem ficar ainda mais precisos.

5 CONCLUSÕES

O presente trabalho foi capaz de caracterizar com coerência o spray de etanol em um motor em fase de projeto, primeiramente validando-se o spray em câmara atmosférica (Etapa 1) e utilizando-se os parâmetros validados nas simulações do motor em funcionamento (Etapa 2), avaliando quatro condições de injeção.

A metodologia de caracterização do spray em câmara atmosférica (Etapa 1) se mostrou bastante confiável. As análises qualitativas da forma final do spray encontrado juntamente com os gráficos de penetração, permitem concluir que o spray simulado foi caracterizado com sucesso. No entanto, é nítida a possibilidade de se testarem mais passos de tempo para que se alcance uma sensibilidade dos resultados mais precisa em relação a esse fator, o que não houve totalmente neste trabalho. Contudo, há o limite computacional que deve ser respeitado, mas o valor de passo de tempo escolhido foi coerente com o valor médio de diâmetro de gota encontrado experimentalmente e também com diâmetros menores, esperados para simulações em altas pressões como as de motores. Apesar desses fatores citados, o spray foi validado com sucesso utilizando-se a metodologia proposta. Há de se comentar, porém, que se deve desconsiderar o pré-spray neste tipo de análise. A conclusão final para Etapa 1 é que os parâmetros validados são suficientes para gerar uma simulação coerente e confiável na etapa seguinte, que diz respeito ao pistão em movimento.

Em relação ao spray com o pistão em movimento, Etapa 2, pode se concluir que o teste de malha foi ligeiramente inconclusivo, mas os resultados da malha MM3 (0,82 mm) apresentaram boa proximidade com a malha MM4 (0,73 mm), sendo assim escolhida a malha MM3. Deve-se levar em consideração também a malha escolhida na Etapa 1, uma vez que o comprimento característico deve ser o mesmo para as duas etapas.

Os resultados da caracterização de injeção no cilindro mostraram que o escoamento de ar de fato governa a distribuição e movimentação do combustível no cilindro. Observa-se também que a recíproca é verdadeira, e a injeção modifica os movimentos do escoamento como *tumble e swirl*, podendo diminuí-los ou aumentá-los, dependendo do momento da injeção. Sendo assim, é necessário um estudo de posição e inclinação do injetor, para que se aproveite ao máximo esse fenômeno. Esse mesmo estudo também se faz necessário pelo fato do spray atingir a válvula quando injetado em algumas condições, como detectado nas simulações. Isso é altamente indesejável e faz com que a formação de mistura seja prejudicada, acumulando combustível no local, que pode vir a ser perdido no duto de admissão. Essa perda de combustível foi detectada nas

condições de injeção no início da admissão e se deve também à baixa rotação do motor para o diagrama de válvulas utilizado, o que faz com que o ar seja empurrado para fora do cilindro na compressão, ocasionando menor massa final de combustível. Uma das conclusões mais importantes desse trabalho é em relação à inadequação do diagrama de válvulas utilizado à rotação avaliada (2000 RPM) e o fato que os resultados numéricos possam mostrar isso é muito relevante. Portanto, deve-se utilizar o comando de válvulas variável para minimizar o problema em rotações baixas, diminuindo o atraso no fechamento da válvula de admissão.

Verificou-se também que todas as condições de injeção testadas resultaram em misturas pobres, o que deve ser resolvido alterando parâmetros do projeto, tais como tempo e duração de injeção. Sendo assim, o ajuste do comando de válvulas, assim como o melhor estudo do tempo e momentos da injeção são indicados para solucionar o problema. Um adendo que poderia ser feito a essa metodologia seria a simulação de um escoamento a frio para esse motor, para que se saiba a massa total de ar e se estime melhor a quantidade de combustível. Nesse caso, se perceberia com antecedência o problema de escoamento de fluido para fora do cilindro pela admissão, que as simulações foram capazes de prever.

Com a metodologia proposta é possível detectar diversos fenômenos não detectáveis experimentalmente. Neste trabalho foi possível perceber locais de acúmulo de combustível líquido por meio de representação gráfica das gotas, além de avaliar a evaporação do combustível no tempo, o que permitiu observar o quanto a evaporação é mais rápida na admissão, por exemplo. As observações e análises possíveis com essa metodologia tem grande relevância no estudo e projeto de motores, e podem ajudar na pesquisa e desenvolvimento de melhorias para a injeção e eficiência da combustão em qualquer tipo de motor. O trabalho desenvolvido mostra a importância de se considerar o uso de análises CFD nas primeiras fases de um projeto de motor, o que pode gerar, além de melhorias no projeto, economia de custos de prototipagem e experimentação.

Sendo assim, o próximo passo, que já está em andamento, é ajustar as condições de contorno da simulação obtendo-se valores experimentais mais robustos, diagramas de válvula mais eficientes, curvas de pressão e temperatura mais coerentes com a realidade, além de gerar mais resultados para diferentes rotações, para que novas simulações sejam efetuadas partindo-se da primária desenvolvida neste trabalho. Além de condições mais reais do motor protótipo, é preciso reavaliar algumas constantes dos modelos utilizados, uma vez que muitas usadas no presente trabalho foram baseadas na literatura e podem ser ajustadas empiricamente, contribuindo para melhorar a metodologia. Seguindo essa ideia, novas malhas mais refinadas podem ser

testadas e novos experimentos numéricos podem ser realizados com objetivo de refinar as simulações e tornar a metodologia desenvolvida por este trabalho ainda mais confiável.

Após todos os ajustes e melhorias na metodologia aqui proposta, espera-se que muitas outras condições de injeção sejam avaliadas, permitindo assim a elaboração de uma estratégia eficiente para um produto final de alta qualidade. Além disso, essa metodologia pode ser aplicada em diversos outros estudos, sendo alguns sugeridos a seguir.

5.1 Sugestões para trabalhos futuros

- Reaplicar a metodologia aqui apresentada para malhas mais refinadas, aprimorando o teste de sensibilidade de malha.
- Reaplicar a metodologia da Etapa 1 para outros passos de tempo.
- Continuar o ciclo do motor estudando a combustão a partir da mistura gerada por esta metodologia.
- Desenvolver uma completa estratégia de injeção para um motor completando-se as etapas.
- Estudar mais profundamente os efeitos da injeção no escoamento de ar e maneiras para se aproveitar esse fenômeno.
- Verificar a sensibilidades do modelo para diferentes modelos de combustão.
- Avaliar a variabilidade cíclica deste modelo realizando simulações para vários ciclos.
- Experimentar diferentes diagramas de válvulas com diferentes condições e momentos de abertura e fechamento para se avaliar a influência da mudança no escoamento.
- Variar o avanço de ignição e avaliar as mudanças que pode causar.
- Estudar possíveis variações na inclinação e posição do injetor.

ABSTRACT

The growth of the world vehicle fleet generates the increase of the greenhouse gases emissions, which makes necessary to improve the comprehension of the Internal Combustion Engines (ICE) operation, in order to enhance their efficiency. One of the factors that affect the combustion in these engines is the fuel injection, which leads to the mixture formation and influences directly the combustion. This work aims to develop a general methodology in which tridimensional numerical simulations are carried out, using the programa Star-Cd with the modulus es-ice, in order to numerically characterize the fuel injection and the mixture formation in a 2-valve engine under designing step. The methodology consists of two steps, where the first one is to characterize only the injector, installed in an atmospheric chamber, and the results are experimentally validated. On the second step, the validated parameters and conditions for the injector are applied to a complete simulation of the target engine, for different injection conditions, along with the first boundary conditions acquired from experimental procedures. Thus it is possible to study and predict the behavior of important parameters of the fuel injection in the engine during its development step, which can result in improvements on the efficiency of the final product. The proposed methodology presented excellent results for the first step, in which the difference between the experimental and numerical results was only 0.2,%, considering, therefore, the spray characterization as validated. The results of the second step showed many behaviors of the mixture formation for the analyzed conditions, such as fuel loss, incomplete evaporations, poor mixtures, liquid fuel accumulation spots, among other problems that are usually hard to detect in physical experiments, which highlights the importance and relevance of numerical simulations. The models were also capable to well represent the eddy recirculation inside de cylinder and in regions of free shear flow at the valve openings, which makes possible to observe the correlation between parameters such as tumble and swirl during the intake and compression strokes. Considering the results reached in this study, it is possible to adjust some parameters of the design and update the boundary conditions, which makes possible to reach new and more efficient injection conditions, in order to get to more efficient combustions. The present study may be of great relevance for future studies regarding injection and mixture formation studies involving numerical simulations.

Keywords: Injection, Air Flow,, Spray, EDI, Internal Combustion Engines, CFD, Moving Mesh

RESUMO

O crescimento da frota mundial de automóveis gera o aumento das emissões de gases nocivos ao meio ambiente. Com isso, faz-se necessário buscar o melhor entendimento sobre o funcionamento dos motores de combustão interna (MCI), a fim de melhorar o seu rendimento. Um dos fatores que influenciam a eficiência de combustão dos motores é a injeção de combustível, que resulta na formação de mistura dentro do cilindro do motor e influencia diretamente a combustão. Este trabalho visa desenvolver uma metodologia geral na qual são feitas simulações computacionais tridimensionais utilizando o programa Star-cd e o módulo *es-ice* com o intuito de realizar uma caracterização numérica completa da injeção de combustível (etanol) e formação de mistura em um motor duas válvulas em fase de projeto. A metodologia consiste em duas etapas, sendo que na primeira apenas o spray de um injetor, instalado em uma câmara à pressão atmosférica, foi caracterizado numericamente e os resultados foram validados com dados experimentais. Na segunda etapa, os parâmetros e condições utilizados anteriormente e validados para o spray do injetor são inseridos como dados de entrada para uma simulação completa do motor objetivo, com análise de diferentes condições de injeção. Dessa maneira, a metodologia proposta neste trabalho permite estudar e prever o comportamento de parâmetros importantes da injeção de combustível em um motor quando o mesmo se encontra em fase de projeto, o que pode melhorar a eficiência do produto final. A metodologia proposta apresenta excelentes resultados para a primeira etapa, na qual houve diferença de apenas 0,2% entre resultados numéricos e experimentais, considerando-se assim validada a caracterização do spray em câmara atmosférica. Os resultados da segunda etapa mostram o comportamento da formação de mistura, para as condições analisadas, indicando perdas de combustível, evaporação incompleta, misturas muito pobres, locais de acúmulo de líquido, entre outros problemas difíceis de serem detectados experimentalmente, ressaltando a importância da metodologia numérica. A metodologia proposta mostrou também bons resultados para representar a recirculação do ar no interior do cilindro e na abertura das válvulas, sendo possível observar a relação entre parâmetros, como o *tumble* e o *swirl*, durante as fases de admissão e compressão. A partir destes resultados, obtidos para uma determinada condição de injeção do motor, é possível ajustar parâmetros do projeto e atualizar condições de contorno que levem a novas condições de injeção que acarretem maiores eficiências de combustão. Desta forma, o presente trabalho pode contribuir no projeto de motores mais eficientes, com menores índices de emissões e melhores desempenhos.

Palavras-Chave: Etanol, Injeção, EDI, Escoamento de Ar, Motores, CFD, Turbulência

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ACHLEITNER E, Berger S, Frenzel H, Klepatsch M, Warnecke V (2004) Gasoline direct injection system with piezo injector for spray-guided combustion process. MTZ worldwide. Motortechnische Zeitschrift (MTZ), 65 (5/2004), pp 338–349
2. AMORIM, F. G. L., Guzzo, M. E., Reis, L. M., Coelho, R. O., & Valle, R. M. (2015). Numerical Validation of the Ethanol Spray Produced by a Direct Injection Injector for Different Pressure Conditions. Applied Mechanics & Materials, 798.
3. AMORIM, F. G L. ; Ribeiro, J. H.. ; Vaz, M.G.; Valle, R., Sensitivity Analysis of the Air Flow inside a Single Cylinder Engine for Different Turbulence Models Using CFD. Advanced Materials Research (Online), v. 1016, p. 624-629, 2014.
4. BAPTISTA, B. S. Desenvolvimento de Um Sistema de Ignição por Lança-Chamas para Motor do Ciclo Otto. Belo Horizonte, 2007. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Minas Gerais.
5. BAUMGARTEN, C. Mixture Formation in Internal Combustion Engines (2006). ISBN 3540308350, 116-122.
6. BELHADEF, A., VALLET, A., AMIELH, M., & ANSELMET, F. (2012). Pressure-*swirl* atomization: Modeling and experimental approaches. International Journal of Multiphase Flow, 39, 13-20
7. BIANCHI, G. M; CANTORE, G.; FONTANESI, S. Turbulence Modeling in CFD Simulation of ICE Intake Flows: The Discharge Coefficient Prediction, SAE Paper N° 2002-01-1118, 2002a
8. BIANCHI, G. M.; FONTANESI, S. On the Applications of Low-Reynolds Cubic k-ε Turbulence Models in 3D Simulations of ICE Intake Flows. SAE Paper N° 2003-01-0003, 2003
9. BOTTONE, F., KRONENBURG, A., GOSMAN, D., MARQUIS, A., Large Eddy Simulation of Diesel Engine In-Cylinder Flow. Flow Turbulence Combust. 1-21p. 2012.
10. CELIK, I.B., Ghia, U., Roache, P.J., Freitas, C.J., Coleman, H., Raad, P.E., Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications, Journal of Fluids Engineering, Vol. 130, pp. - 078001-1 - 078001-4, 2008
11. COELHO, R. O. A., Reis, L. M., Franco, R. L., Fonseca, L.G., Pujatti, F. J. P., Valle, R. M., Avaliação Numérica e Experimental do Coeficiente de Descarga Estático das Válvulas de Admissão em um Motor Monocilindrico de Pesquisa. VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2014.

12. CHEN, R. Characterization of Mixture Formation, Ignition and Combustion Processes of Ethanol-Gasoline Blends Injected by Hole-Type Nozzle for DISI Engine, 2014. Doctorate thesis, Graduate School of Engineering, University of Hiroshima
13. COSTA, M., Marchitto, L., Merola, S. S., & Sorge, U. (2014). Study of mixture formation and early flame development in a research GDI (gasoline direct injection) engine through numerical simulation and UV-digital imaging. *Energy*, 77, 88-96.
14. COURANT, R.; Friedrichs, K.; Lewy, H. (1928), "Über die partiellen Differenzgleichungen der mathematischen Physik", *Mathematische Annalen* (in German) 100 (1):32 Bibcode:1928MatAn.100...32C,doi:10.1007/BF01448839, JFM 54.0486.01, MR
15. DE CORSO, S.M., Kemeny, G.A. Effect of ambient and fuel pressure on nozzle spray angle. *Trans. of ASME*, 1957; 79-3: 607-615
16. DISCONZI, F. P.. Análise numérica da transferência de calor no interior de cilindros de compressores alternativos de refrigeração doméstica. Florianópolis, 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina.
17. FONSECA, L. G. Caracterização do escoamento de Ar em um Motor de Combustão Interna Utilizando Mecânica dos Fluidos Computacional, 2014. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais.
18. FOX, R. W., Alan T. McDonald, Philip J. Pritchard. *Introduction to fluid mechanics*. Vol. 7. New York: John Wiley & Sons, 2006.
19. FRANCESCHINI, F. S. (2002). Modelagem mecânica e aproximação por métodos estabilizados de escoamentos multicomponentes. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.
20. FUCHIMOTO, T., Yanase, S., Mizushima, J., & Senda, J. (2009). Dynamics of vortex rings in the spray from a *swirl* injector. *Fluid dynamics research*, 41(4), 045503.
21. FUREY, R.L., Perry, K.L., 1991. Composition and reactivity of fuel vapor emissions from gasoline-oxygenate blends. SAE Paper 912429.
22. GEORGE, W. K. *Lectures in Turbulence for the 21st Century*, Department of Thermo and Fluid Engineering, Chalmers University of Technology, Gothenberg, Sweden. 2013
23. GINDELE J (2001) *Untersuchung zur Ladungsbewegung und Gemischbildung im Ottomotor mit Direkteinspritzung*. Ph.D. Thesis, University of Karlsruhe, Germany, Logos- Verlag, Berlin, ISBN 3-89722-727-4.
24. GUZZO, M. E. Metodologias para análise e caracterização dos sprays de um injetor de injeção direta de gasolina. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais (2012).
25. HALDER, M. R., Dash, S. K., & Som, S. K. (2004). A numerical and experimental investigation on the coefficients of discharge and the spray cone angle of a solid cone *swirl* nozzle. *Experimental thermal and fluid science*, 28(4), 297-305.

26. HAYAKAWA, M., Takada, S., Yonesige, K., Nagaoka, M., Takeda, K. Fuel spray simulation of slit nozzle injector for direct-injection gasoline engine. SAE Paper 2002-01-1135.
27. HEYWOOD, J. B. Internal combustion engine fundamentals. 1 ed. New York McGraw-Hill, Inc., 1988. 930 p
28. HOMBURG A Optische Untersuchungen zur Strahlausbreitung und Gemischbildung beim DI-Benzin-Brennverfahren. Ph.D. Thesis, University of Braunschweig, Germany(2002).
29. HUANG, Y., Hong, G., & Huang, R. (2015). Numerical investigation to the dual-fuel spray combustion process in an ethanol direct injection plus gasoline port injection (EDI+GPI) engine. Energy Conversion and Management, 92, 275-286.
30. JIANG, X., Siamas, G. A., Jagus, K., & Karayiannis, T. G. (2010). Physical modelling and advanced simulations of gas-liquid two-phase jet flows in atomization and sprays. Progress in Energy and Combustion Science, 36(2), 131-167.
31. JONES, L. N., Modelling of turbulent *Swirling* Flow. University of Leeds. School of Mechanical Engineering. 1-54p. 2004.
32. JUNIOR, C. A G., Comparative Analysis of Atomization Microscopic Characteristics of Gasoline and Ethanol in a GDI injector . SAE Paper (2015)
33. JÚNIOR, F. V. Z. Simulação do Escoamento Turbulento em Motores de Combustão Interna. Dissertação de Mestrado. UFRGS. 2010.
34. KAH, D., V. Mittal, and Pitsch Shashank. "LES of spray and combustion in an internal combustion engine." Center for Turbulence Research, Annual Research Briefs (2012)
35. KURMIAWAN, W.H. ; ABDULLAH, S.; SHAMSUDEEN, A. A Computational Fluid Dynamics Study of Cold-Flow Analysis for Mixture Preparation in a Four-Stroke Direct Injection Engine, Journal of applied Sciences 7 (19), pp 2007-2724, 2007
36. LEE, D. W. A Study of Air Flow in an Engine Cylinder. Langley National Laboratory, National Advisory Committee for aeronautics, Langley Field, Va. 1938.
37. LEVEQUE, Randall (2002), Finite Volume Methods for Hyperbolic Problems, Cambridge University Press.
38. LI, Y., Zhao, H., Peng, Z., Ladommatos, N. Analysis of *Tumble* and *Swirl* Motions in a Four-Valve Engine. SAE Technical Papers. 3-6p. 2001.
39. MOLKOV, V., & Shentsov, V. (2014). Numerical and physical requirements to simulation of gas release and dispersion in an enclosure with one vent. International Journal of Hydrogen Energy, 39(25), 13328-13345.
40. NAJAFI, A. F. SAEMI, S. D., SAIDI, M. H. Numerical Simulations of Vortex Engine Flow Field: One Phase and Two Phases. Journal of Thermal Sciences. Vol 18. 1-9p. 2009.

41. NEROORKAR, K., Gopalakrishnan, S., Grover Jr, R. O., & Schmidt, D. P. (2011). Simulation of flash boiling in pressure *swirl* injectors. *Atomization and Sprays*, 21(2).
42. OBERT, E. F. Motores de combustão interna. Porto Alegre: Ed. Globo, p. 453, 618
43. PATTERSON, M.A. and Reitz, R.D. 1998. 'Modeling the Effects of Fuel Spray Characteristics on Diesel Engine Combustion and Emission', SAE Paper Series 980131.
44. PONTOPPIDAN, M. Gaviani G., Bella G, De Maio, A. & Rocco, V. (1999) Experimental and Numerical Approach to Injection and Ignition Optimization of Lean GDI-combustion behavior (No. 1999-01 0173). SAE Technical Paper.
45. POPE, S. B. Turbulent Flows, Cornell University, Cambridge University Press. 2000
46. PILCH, M. and Erdman, C.A. 1987. 'Use of breakup time data and velocity history data to predict the maximum size of stable fragments for acceleration-induced breakup of a liquid drop', *Int. J. Multiphase Flow*, 13(6), pp. 741-757
47. RECH, C. Análise Numérica e Experimental do Escoamento em Motores de Combustão Interna. Tese de Doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul. 2010.
48. REIS, L. M. Análise Numérica Do Spray de Etanol em Câmara Atmosférica. Belo Horizonte, 2015. Trabalho de Graduação – Universidade Federal de Minas Gerais.
49. REITZ, R.D. and Diwakar, R. 1986. 'Effect of drop breakup on fuel sprays', SAE Technical Paper Series 860469.
50. RIBEIRO, J. H. M. Análise Numérica da Turbulência no Escoamento de Ar em Motor Monocilíndrico. Belo Horizonte, 2014. Trabalho de Graduação – Universidade Federal de Minas Gerais.
51. ROACHE, P. J. Code Verification by the Method of Manufactures Solutions. *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 114. 4-10p. 2002
52. SANTOS, J. P. O. Relatório de Atividade Profissional. Tese de Mestrado em Ciências. Universidade do Minho 2013
53. SETTLES, G. S. Schlieren and shadowgraph techniques: visualizing phenomena in transparent media. 2 Ed. Germany: Springer, 2006. 376 p.
54. SCHMIDT, David P., and P. K. Senecal. Improving the numerical accuracy of spray simulations. No. 2002-01-1113. SAE Technical Paper, 2002.
55. SMITS, J. J. M. Modelling of a Fluid Flow in an Internal Combustion Engine. Eindhoven University of Technology. Department of Mechanical Engineering. 13-60p. 2006.
56. SOM, S., & AGGARWAL, S. K. (2010). Effects of primary breakup modeling on spray and combustion characteristics of compression ignition engines. *Combustion and Flame*, 157(6), 1179-1193.

57. SON, C.H.; Shethaji, T.A.; Rutland, C. J.; Barths, H.; Lippert, A.; El Tahry, S.H. Application of Non-Linear Turbulence Models in an Engine-type Flow Configuration. Proc. IMechE Vol 8: Int. J. Engine Res., pp. 449-464, 2007
58. SREENIVASULU, M., Reddy, C. N., & Reddy, K. H. (2012). Influence Of *Swirl* On Spray Characteristics And Combustion, A Numerical Investigation Of A Caterpillar Diesel Engine. International Journal of Engineering Science and Technology, 4(10).
59. STAR-CD ES-ICE. Methodology, CD-Adapco. 2013..
60. SUKUMARAN, S., & Kong, S. C. (2010). Numerical study on mixture formation characteristics in a direct-injection hydrogen engine. International Journal of Hydrogen Energy, 35(15), 7991-8007.
61. TORO, E. F. (1999), Riemann Solvers and Numerical Methods for Fluid Dynamics, Springer-Verlag.
62. TAYLOR, C., F. Análise dos motores de combustão interna. Trad. por Mauro Ormeu Cardoso Amorelli. São Paulo. Edgar Blücher, 1ª reimpressão, v. 1, 558 p., 1995a.
63. VERSTEEG, H. K., MALALASEKERA, W. An Introduction to Computational Fluid Dynamics. 2ª ed. Pearson Prentice-Hall. 2006.
64. VIJAY, G. A., Moorthi, N. S. V., & Manivannan, A. (2015). Internal and External Flow Characteristics of *Swirl* Atomizers: A Review. Atomization and Sprays, 25(2).
65. YOON, S. H., Kim, D. K., & Kim, B. H. (2011). Effect of nozzle geometry for *swirl* type twin-fluid water mist nozzle on the spray characteristic. Journal of mechanical science and technology, 25(7), 1761-1766.
66. ZANCANARO JUNIOR, F. V., Análise Numérica e Experimental da Combustão de Metano em Motores de Combustão Interna Alternativos. Tese de Doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.
67. ZHAO, F.; HARRINGTON, D. L.; LAI, M. C. Automotive gasoline direct-injection engines. USA: SAE, 2002. 352 p.
68. ZHOU, L. X. & LI, K. (2014). Analytical and Numerical Studies on a Single-droplet evaporation and Combustion Under Forced Convection.

APÊNDICE I

A FIG. A1 contém o datasheet fornecido pelo fabricante do injetor, para que o posicionamento fosse realizado corretamente e os parâmetros configurados de acordo com a realidade.

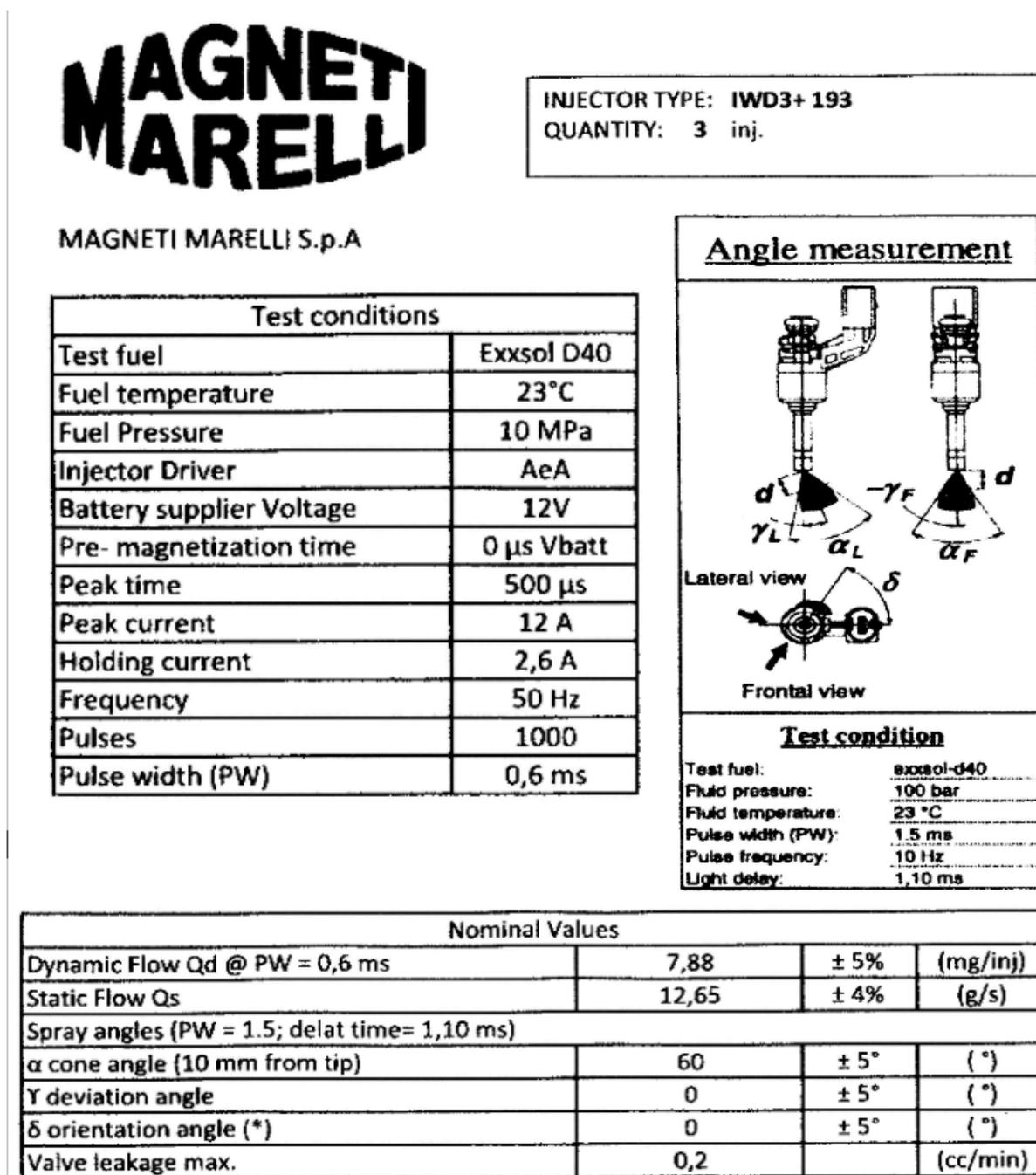


FIGURA A1 – Datasheet do injetor IWD3+193

FONTE: Magnetti Marelli