



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

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA ESTRUTURA DE
ESCOAMENTO, DO SPRAY E DA MISTURA
AR/COMBUSTÍVEL EM UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR
CENTELHA DE INJEÇÃO DIRETA

LEONARDO MAYER REIS

Belo Horizonte, Julho de 2018

LEONARDO MAYER REIS

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA ESTRUTURA DE
ESCOAMENTO, DO SPRAY E DA MISTURA
AR/COMBUSTÍVEL EM UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR
CENTELHA DE INJEÇÃO DIRETA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Energia e Sustentabilidade

Orientador: Prof. Dr. Ramon Molina Valle

Universidade Federal de Minas Gerais – UFMG

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2018



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

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário
 31270-901 - Belo Horizonte - MG
 Tel.: +55 31 3409.5145
 E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**"SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA ESTRUTURA DE ESCOAMENTO, DO
 SPRAY E DA MISTURA AR/COMBUSTÍVEL EM UM MOTOR DE
 IGNIÇÃO POR CENTELHA DE INJEÇÃO DIRETA"**

LEONARDO MAYER REIS

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica", na área de concentração de "ENERGIA E SUSTENTABILIDADE".

Dissertação aprovada no dia 19 de julho de 2018.

Por:

Prof. Ramon Molina Valle
 Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

Prof. Jose Guilherme Coelho Baeta
 Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

Prof. Rudolf Huebner
 Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

Prof. Márcio Expedito Guzzo
 Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais

R375s	<p>Reis, Leonardo Mayer. Simulação numérica da estrutura de escoamento, do spray e da mistura ar/combustível em um motor de ignição por centelha de injeção direta [manuscrito] / Leonardo Mayer Reis. – 2018. 233 f., enc.: il.</p> <p>Orientador: Ramón Molina Valle.</p> <p>Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.</p> <p>Inclui bibliografia.</p> <p>1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Motores de combustão interna - Teses. 3. Simulação por computador - Teses. 4. Fluxo de caixa - Teses. 5. Álcool - Teses. 6. Gasolina - Teses. I. Valle, Ramón Molina. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.</p>
	CDU: 621(043)

*À MINHA IRMÃ FERNANDA, AO MEU PAI MILTON E A MINHA MÃE
FÁTIMA. SEM VOCÊS EU NADA SERIA.*

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais que apesar das dificuldades sempre se importaram com a minha felicidade e me apoiam sempre.

Ao meu orientador, professor Dr. *Ramon Molina Valle*, por ter me concedido a oportunidade de fazer parte do grupo do CTM-UFMG a cerca de quatro anos atrás, pela confiança durante todo esse percurso e pela compreensão nas dificuldades encontradas durante as pesquisas. Sua dedicação em fazer o que gosta é um exemplo para nós.

Ao professor Dr. *Rudolf Huebner* pelas conversas que trouxeram esclarecimento de conteúdos e temas importantes no desenvolvimento deste trabalho.

Ao professor Dr. *Márcio Expedito Guzzo* pelas conversas e elucidações sobre a metodologia de análise do *spray* e incansáveis explicações via *whatsapp*.

Ao professor Dr. *Roberto Braga* pela compreensão que tornou possível o prosseguimento desta pesquisa em paralelo as atividades no laboratório de materiais metálicos.

Aos amigos que fiz durante a graduação e que me ajudaram nessa caminhada.

Aos amigos do laboratório de dinâmica fluido computacional, *Amanda, Clarissa, Filipe, Thiago, Bruno (Bulina), Raphael, Kilder e Bruno* pela troca de conhecimento, pelos momentos de descontração, seja no laboratório, na copa, nas lanchonetes da UFMG e além de suas fronteiras. Aos amigos da equipe de simulação do Projeto BOSCH, *Bruno, Fábio e Deborah*, pela ajuda direta no desenvolvimento desta pesquisa. A amiga *Gabi (Marília menina)*, que dedicou do seu tempo para que esse trabalho fosse possível.

A equipe de experimentação do CTM-UFMG, *Alysson e Sérgio*, pelo trabalho para obtenção das condições de contorno e esclarecimento sobre fenômenos presentes nos motores de combustão interna.

Agradeço a amiga *Carolina de Castro*, pelo apoio fundamental que encontrei nos últimos meses, nesse árduo percurso que é a vida.

Aos amigos e irmãos que a minha família me deu, *Danielle, Taynara, Thiago, Bianca, Amanda e Marina*, que já me aturam há muito tempo e são cúmplices nas minhas empreitadas. E a minha irmã *Fernanda*, que na impossibilidade de voltarmos no tempo, sigo acreditando na certeza do reencontro.

Meus sinceros agradecimentos.

RESUMO

O setor de transporte apresenta uma demanda por veículos que apresentem menor consumo de combustível e com níveis de emissões dentro das legislações, ou seja, busca-se um aumento na eficiência dos motores de combustão interna. Uma maneira de alcançar essa melhoria está relacionada com as estruturas de escoamento presentes nos cilindros, uma vez que elas são capazes de controlar a formação da mistura, a energia cinética da turbulência, a combustão e consequentemente os níveis de emissões. Nesse contexto, o dispositivo conhecido como *flow box*, que tem a função de alterar o escoamento dentro do cilindro, se apresenta como alternativa. Além dessa tecnologia, o uso da injeção direta é uma realidade para um melhor controle do combustível inserido no cilindro. O presente trabalho estuda, por meio de análise numérica, o comportamento do escoamento em um motor monocilíndrico de pesquisa em condição *motored*, utilizando-se do *flow box*, que neste caso é uma chapa posicionada na entrada do pórtyco de admissão. Três chapas foram testadas, distinguindo-se pela posição diferente da região de escoamento do fluido. A análise da turbulência é realizada com o modelo RNG k- ϵ . A injeção do *spray* de etanol e de gasolina em câmara quiescente, para os injetores *pressure swirl* e *multi-hole* foi descrita por meio do modelo de distribuição do tamanho de gotas de *Rosin-rammler* e do modelo de *breakup* das gotas de KHRT. Com base nos casos estudados, ficou evidente a influência do *flow box* nos coeficientes das estruturas de escoamento, sendo capaz de alterar o sentido de rotação e a magnitude dos vórtices durante os tempos de admissão e compressão. Além disso, seu uso pode proporcionar alterações na energia cinética da turbulência, no cilindro e na região da vela de ignição. Os modelos aplicados para a descrição dos *sprays* produzidos mostraram-se adequados, apresentando boa concordância com as curvas de penetração de líquido e com o perfil de bordas do *spray*. Analisando o fator de excesso de ar λ , o *flow box* mostrou-se capaz de alterar a sua distribuição espacial, sendo capaz de proporcionar misturas mais homogêneas.

Palavras Chaves: *Motores de combustão interna, Simulação, CFD, Motored, Flow box, Etanol, Gasolina, Spray.*

ABSTRACT

The high demand of the transport sector for vehicles that has lower fuel consumption and emissions levels within the legislation, in other words, an increase in the internal combustion engines efficiency is sought. One way of achieving this improvement is related to the flow structures inside the cylinders, since they are capable to control the mixture formation, the turbulent kinetic energy, the combustion and hence the emissions levels. In this context, the device known as a flow box, which has the function of changing the in-cylinder flow, is presented as an alternative. In addition to this technology, the use of direct injection is a reality as a better control of fuel injection in-cylinder. The present work, through numerical analysis studied the behavior of a single-cylinder research engine in a motored condition, using flow box, which in this case is a plate positioned at the entrance of intake port. Three plates were tested and distinguished by the different fluid flow region position. The turbulence analysis is performed with the RNG k- ϵ model. The injection of ethanol and gasoline spray in a quiescent chamber, for pressure swirl and multi-hole injectors were described by the Rosin-rammler droplet size distribution and by the KHRT droplet breakup model. Based on the cases studied, it was cleared the flow box influence on the structures coefficients, being able to change the rotation direction and considerably increase the magnitude of tumble during intake and compression strokes. In addition, its use may provide changes in the turbulent kinetic energy, in-cylinder and spark plug region. The numerical models applied for the description of the sprays shown to be suitable, with good agreement with the liquid penetration curves and spray edge profile. By analyzing the excess air factor λ , the flow box was able to change its spatial distribution, providing more homogeneous mixtures.

Keywords: *Internal combustion engine, Simulation, CFD, Motored, Flow box, Ethanol, Gasoline, Spray.*

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 – MODELO ESQUEMÁTICO COM ALGUNS COMPONENTES DO MOTOR.....	31
FIGURA 2.2 – MODELO ESQUEMÁTICO DOS 4 TEMPOS DO MOTOR DE IGNIÇÃO POR CENTELHA.....	33
FIGURA 2.3 – MODELO ESQUEMÁTICO COM ALGUMAS VARIÁVEIS DO MOTOR	37
FIGURA 2.4 – EXEMPLOS DE SISTEMAS DE INJEÇÃO: A) SISTEMA PFI <i>MULTI-POINT BOSCH</i> E B) SISTEMA DI <i>BOSCH</i> MONTADO CENTRALMENTE COM UM INJETOR <i>MULTI-HOLE</i>	40
FIGURA 2.5 – EXEMPLOS DE SISTEMAS DE INJEÇÃO PFI: A) SISTEMA PFI DE PONTO ÚNICO E B) SISTEMA PFI MULTIPONTO	41
FIGURA 2.6 – EXEMPLO DE SISTEMA DE INJEÇÃO PFI MULTIPONTO	41
FIGURA 2.7 – TIPOS DE GEOMETRIAS DOS INJETORES DI	45
FIGURA 2.8 – DIAGRAMA DE <i>OHNESORGE</i> , DESCRIÇÃO ESQUEMÁTICA DOS REGIMES DE <i>BREAKUP</i> DO JATO	47
FIGURA 2.9 – REGIMES DE <i>BREAKUP</i> SECUNDÁRIO DAS GOTAS	49
FIGURA 2.10 – DESENHO ESQUEMÁTICO DE UM <i>SPRAY</i> DE INJETOR DE ALTA PRESSÃO.....	50
FIGURA 2.11 – <i>SPRAY</i> TÍPICO DE UM INJETOR DO TIPO <i>OUTWARDLY OPENING</i>	51
FIGURA 2.12 – <i>SPRAY</i> TÍPICO DE UM INJETOR <i>INWARDLY OPENING PRESSURE SWIRL-ATOMIZER</i>	52
FIGURA 2.13 – EXEMPLO DA ESTRUTURA DO <i>PRÉ-SPRAY</i> A) INJEÇÃO DE <i>ISOCTANO</i> PARA $P_{Inj} = 48,6 \text{ bar}$ E B) INJEÇÃO DE ETANOL PARA A $P_{Inj} = 100 \text{ bar}$	53
FIGURA 2.14 – EXEMPLO DA ESTRUTURA DO <i>PRÉ-SPRAY</i> APÓS O TRATAMENTO DE IMAGEM. INJEÇÃO DE SIMULACRO <i>EXXSOLD60</i> PARA $P_{Inj} = 30 \text{ bar}$	54
FIGURA 2.15 – VÓRTICE TOROIDAL NA REGIÃO FRONTAL DO <i>SPRAY</i>	54
FIGURA 2.16 – A) DESENHO ESQUEMÁTICO DOS FENÔMENOS DE COLISÃO. B) ESBOÇO DAS REGIÕES DE TRANSIÇÃO ENTRE OS PRODUTOS DA COLISÃO.....	55
FIGURA 2.17 – DESENHO ESQUEMÁTICO DO PROCESSO DE <i>IMPINGEMENT</i> DE UM <i>SPRAY</i> DE CONE CHEIO.....	57
FIGURA 2.18 – A) INJEÇÃO NO TEMPO DE ADMISSÃO PARA MISTURA HOMOGÊNEA. B) INJEÇÃO NO TEMPO DE COMPRESSÃO PARA CARGA ESTRATIFICADA	58
FIGURA 2.19 – SISTEMA <i>AIR-WALL GUIDED VOLKSWAGEN FSI</i>	60
FIGURA 2.20 – SISTEMAS DE PREPARAÇÃO DA MISTURA AR-COMBUSTÍVEL	61
FIGURA 2.21 – ESTRUTURAS TÍPICAS DE ESCOAMENTO EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	63
FIGURA 2.22 – PÓRTICOS DE ADMISSÃO GERADORES DE <i>SWIRL</i> . A) E B) PÓRTICO DIRETO E C) PÓRTICO DEFLETOR.....	65
FIGURA 2.23 – EXEMPLOS DE PÓRTICOS DE ADMISSÃO HELICOIDAIS GERADORES DE <i>SWIRL</i>	65
FIGURA 2.24 – ESTRATÉGIAS DE A) E B) <i>SHROUDED</i> E B) <i>MASK</i>	66
FIGURA 2.25 – SISTEMA GDI <i>NISSAN</i> COM VÁLVULA DE CONTROLE DE <i>SWIRL</i>	66
FIGURA 2.26 – SISTEMA COM VÁLVULA DE CONTROLE DE <i>SWIRL</i> , <i>SWIRL FLAPS</i>	67
FIGURA 2.27 – SISTEMA GDI <i>MITSUBISHI</i>	68
FIGURA 2.28 – SISTEMA <i>AUDI FSI</i> COM <i>TUMBLE FLAP</i>	69
FIGURA 2.29 – SISTEMA COM <i>TUMBLE FLAP</i>	69

FIGURA 2.30 – EXEMPLOS DE CONJUNTOS PISTÃO CABEÇOTE PARA APROVEITAMENTO DO MOVIMENTO DE <i>SQUISH</i>	70
FIGURA 2.31 – REPRESENTAÇÃO DO VALOR MÉDIO E DA COMPONENTE FLUTUANTE DE UMA PROPRIEDADE EM UM ESCOAMENTO TURBULENTO	77
FIGURA 2.32 – ESQUEMA DAS PARCELAS DENTRO DO DOMÍNIO FLUIDO.....	84
FIGURA 2.33 – EXEMPLO DA CURVA DE PERCENTUAL DE VOLUME ACUMULADO	90
FIGURA 2.34 – EXEMPLOS DA CURVA DE DISTRIBUIÇÃO DE VOLUME	91
FIGURA 2.35 – EXEMPLOS DOS EVENTOS DE <i>BREAKUP</i> DO TIPO KH E RT	92
FIGURA 2.36 – PÓRTICOS UTILIZADOS NOS ESTUDOS DE (KANG & BAEK, 1998)	98
FIGURA 2.37 – FORMATO DO PÓRTICO DE ADMISSÃO PARA $\theta = 15^\circ, 20^\circ$ e 25°	98
FIGURA 2.38 – GEOMETRIAS DAS VÁLVULAS CONTROLADORAS DE <i>TUMBLE</i> E <i>SWIRL</i>	99
FIGURA 2.39 – <i>TUMBLE RATIO</i> COM O PISTÃO DE GEOMETRIA <i>FLAT</i>	101
FIGURA 2.40 – <i>TUMBLE RATIO</i> PARA A DIFERENTES GEOMETRIAS DE PISTÃO	101
FIGURA 2.41 – ENERGIA CINÉTICA MÉDIA DA TURBULÊNCIA PARA: A) DIFERENTES ROTAÇÕES E PISTÃO <i>FLAT</i> E B) DIFERENTES GEOMETRIAS DE PISTÃO NA CONDIÇÃO DE 1000 rpm	102
FIGURA 2.42 – GEOMETRIAS ANALISADAS PARA OS PÓRTICOS.....	103
FIGURA 2.43 – ESBOÇO DOS PLANOS DE ANÁLISE.	103
FIGURA 2.44 – VÁLVULA DE ADMISSÃO: A) CONVENCIONAL B) COM TAPAMENTO.....	106
FIGURA 2.45 – GEOMETRIAS DOS PISTÕES E RESULTADOS DE <i>SWIRL</i> E <i>TUMBLE RATIO</i>	107
FIGURA 2.46 – COMPARAÇÃO ENTRE OS PROCESSOS DE <i>IMPINGEMENT</i> , AVALIAÇÕES NUMÉRICA E EXPERIMENTAL.....	110
FIGURA 2.47 – RAZÃO DE EQUIVALÊNCIA A 30° ANTES DO PMS DE COMPRESSÃO. PISTÃO A) <i>FLAT</i> B) <i>FLAT</i> COM <i>BOWL</i> CENTRAL C) <i>DOME</i> COM <i>BOWL</i> CENTRAL E D) <i>BOWL</i> DESLOCADO	114
FIGURA 2.48 – ESQUEMA DO SISTEMA GVSTD.....	115
FIGURA 2.49 – ESTRATÉGIA DE <i>MASKED</i> PARA AS VÁLVULAS DE ADMISSÃO	116
FIGURA 2.50 – RESULTADOS DE <i>TUMBLE</i> , CASO SEM INJEÇÃO, COM INJEÇÃO SIMPLES E INJEÇÃO DUPLA ..	118
FIGURA 2.51 – RAZÃO DE EQUIVALÊNCIA PARA AS DUAS ESTRATÉGIAS DE INJEÇÃO	118
FIGURA 2.52 – GEOMETRIAS DA CÂMARA DE COMBUSTÃO	120
FIGURA 2.53 – ESQUEMA DA VÁLVULA CONTROLADORA DO MOVIMENTO DE CARGA	121
FIGURA 3.1 – GEOMETRIA DO MOTOR COM COLETORES DE ADMISSÃO E EXAUSTÃO	126
FIGURA 3.2 – VISTA EM CORTE DO CABEÇOTE E CILINDRO COM AS REGIÕES DOS PÓRTICOS, POSIÇÃO DA VELA DE IGNIÇÃO E INJETOR DI.....	126
FIGURA 3.3 – GEOMETRIA DA PLACA DO <i>FLOW BOX</i>	127
FIGURA 3.4 – VISTA EM PERSPECTIVA DO MOTOR COM O <i>FLOW BOX</i> , EM VERMELHO, POSICIONADO ENTRE O PÓRTICO E O COLETOR DE ADMISSÃO.	127
FIGURA 3.5 – VISTA EM PERSPECTIVA DO COLETOR DE ADMISSÃO COM A LINHA DE SIMETRIA PASSANDO PELO SEU CENTRO. A) SEM <i>FLOW BOX</i> , E COM <i>FLOW BOX</i> NA B) POSIÇÃO 1 C) POSIÇÃO 2 E D) POSIÇÃO 3	128
FIGURA 3.6 – VISTA LATERAL DO CABEÇOTE. A) SEM <i>FLOW BOX</i> , E COM <i>FLOW BOX</i> NA B) POSIÇÃO 1 C) POSIÇÃO 2 E D) POSIÇÃO 3.....	129

FIGURA 3.7 – A) CAD DO PISTÃO PROJETADO PELO CTM-UFMG B) PISTÃO.....	130
FIGURA 3.8 – EXEMPLO DO PROCESSO DE EXTRAÇÃO DO VOLUME INTERNO.....	131
FIGURA 3.9 – VOLUME INTERNO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO E DOS PÓRTICOS	131
FIGURA 3.10 – VOLUME INTERNO DOS COLETORES DE: A) ADMISSÃO E B) EXAUSTÃO	132
FIGURA 3.11 – GEOMETRIA DO FINAL DO COLETOR DE ADMISSÃO: A) SEM <i>FLOW BOX</i> , E COM <i>FLOW BOX</i> B) POSIÇÃO 1 C) POSIÇÃO 2 E D) POSIÇÃO 3.....	132
FIGURA 3.12 – MALHA VOLUMÉTRICA PARA OS COLETORES DE ADMISSÃO E EXAUSTÃO	134
FIGURA 3.13 – VÁLVULAS DE ADMISSÃO E EXAUSTÃO COM OS RESPECTIVOS PERFIS.....	135
FIGURA 3.14 – SEPARAÇÃO DAS REGIÕES: A) CILINDRO, B) PISTÃO E C) CABEÇOTE E PÓRTICOS DAS VÁLVULAS DE ADMISSÃO E EXAUSTÃO COM OS RESPECTIVOS PERFIS	136
FIGURA 3.15 – A) <i>TEMPLATE 2D</i> B) <i>TEMPLATE 3D</i>	136
FIGURA 3.16 – PARTES SEPARADAS APÓS PROCESSO DE CORTE.....	137
FIGURA 3.17 – MODELO APÓS A MONTAGEM	137
FIGURA 3.18 – SEÇÕES PARA VISUALIZAÇÃO DA MALHA: A) PMS INÍCIO DA ADMISSÃO, B) PMI DE COMPRESSÃO, C) ABERTURA MÁXIMA DA VÁLVULA DE ADMISSÃO, D) ABERTURA MÁXIMA DA VÁLVULA DE EXAUSTÃO.....	138
FIGURA 3.19 – MALHA VOLUMÉTRICA DO DOMÍNIO COMPLETO.....	139
FIGURA 3.20 – VOLUME DE FLUIDO DAS GEOMETRIAS EMPREGADAS NO ESTUDO NUMÉRICO. A) SEM <i>FLOW BOX</i> B) <i>FLOW BOX</i> NA POSIÇÃO 1, C) <i>FLOW BOX</i> NA POSIÇÃO 2 E D) <i>FLOW BOX</i> NA POSIÇÃO 3	139
FIGURA 3.21 – REGIÃO DO COLETOR DE ADMISSÃO COM MALHA REFINADA	141
FIGURA 3.22 – <i>TEMPLATE 2D</i> PARA OS COMPRIMENTOS CARACTERÍSTICOS: A) 1,00 mm, B) 0,90 mm E C) 0,81 mm	143
FIGURA 3.23 – PRESSÃO NA FRONTEIRA DE ADMISSÃO	147
FIGURA 3.24 – PRESSÃO NA FRONTEIRA DE EXAUSTÃO	147
FIGURA 3.25 – ABERTURA DAS VÁLVULAS DE ADMISSÃO E EXAUSTÃO	148
FIGURA 3.26 – INJETORES CONSIDERADOS NA ANÁLISE A) <i>PRESSURE SWIRL</i> B) <i>MULTI-HOLE</i>	154
FIGURA 3.27 – VAZÃO MÁSSICA DE INJEÇÃO PARA OS SIMULACROS <i>EXXSOLD60</i> E <i>EXXSOLD40</i>	155
FIGURA 3.28 – <i>FOOTPRINT</i> DO <i>SPRAY</i> A 30 mm DA PONTA DO INJETOR	158
FIGURA 3.29 – GEOMETRIA E MALHA VOLUMÉTRICA DA CÂMARA PARA OS TESTE DE <i>SPRAY</i>	159
FIGURA 3.30 – REGIÃO PARA ANÁLISE DA ENERGIA CINÉTICA MÉDIA DA TURBULÊNCIA NA VELA DE IGNIÇÃO.....	163
FIGURA 3.31 – ESQUEMA DA PENETRAÇÃO DE LÍQUIDO PELO DIÂMETRO MÁXIMO DO <i>SPRAY</i> PRODUZIDO POR UM INJETOR <i>PRESSURE SWIRL</i>	164
FIGURA 3.32 – ESQUEMA DA PENETRAÇÃO DE LÍQUIDO PELA PENETRAÇÃO VERTICAL MÁXIMA DO <i>SPRAY</i> PRODUZIDO POR UM INJETOR <i>MULTI-HOLE</i>	165
FIGURA 3.33 – A) ESQUEMA DA MONTAGEM EXPERIMENTAL E B) DETALHE DA REGIÃO DE MEDIÇÃO	166
FIGURA 3.34 – REGIÃO DE ANÁLISE NO ESTUDO NUMÉRICO: A) PARCELAS SELECIONADAS NA REGIÃO DE INTERESSE B) PARCELAS SELECIONADAS, VISTA <i>xz</i> C) PARCELAS SELECIONADAS, VISTA <i>xy</i>	167

FIGURA 3.35 – ESQUEMA DO PERFIL DO <i>SPRAY</i> . IMAGEM MAIS PRÓXIMA DO SIMULACRO <i>EXXSOLD60</i> NO INSTANTE <i>1,15 ms</i>	168
FIGURA 3.36 – FLUXOGRAMA COM AS ETAPAS PRINCIPAIS DA METODOLOGIA	169
FIGURA 4.1 – PRESSÃO MÉDIA NO CILINDRO, CASO 1, CONDIÇÃO DE <i>1000 rpm 930 mbar</i> SEM <i>FLOW BOX</i>	171
FIGURA 4.2 – PRESSÃO MÉDIA NO CILINDRO, CONDIÇÃO DE <i>1000 rpm 930 mbar</i> COM <i>FLOW BOX</i> NAS POSIÇÕES 1, 2 E 3	171
FIGURA 4.3 – PRESSÃO MÉDIA NO CILINDRO, CONDIÇÃO DE <i>1000 rpm 600 mbar</i> SEM <i>FLOW BOX</i>	172
FIGURA 4.4 – PRESSÃO MÉDIA NO CILINDRO, CONDIÇÃO DE <i>1000 rpm</i> E <i>600 mbar</i> COM <i>FLOW BOX</i> NAS POSIÇÕES 1 E 3	172
FIGURA 4.5 – PRESSÃO MÉDIA NO CILINDRO, CONDIÇÃO DE <i>3000 rpm 930 mbar</i> SEM <i>FLOW BOX</i>	173
FIGURA 4.6 – PRESSÃO MÉDIA NO CILINDRO, CONDIÇÃO DE <i>3000 rpm</i> E <i>930 mbar</i> COM <i>FLOW BOX</i> NAS POSIÇÕES 1 E 3	173
FIGURA 4.7 – COEFICIENTE DE <i>CROSS TUMBLE</i> PARA A CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE <i>1000 rpm 930 mbar</i> SEM E COM <i>FLOW BOX</i> NAS POSIÇÕES 1, 2 E 3	175
FIGURA 4.8 – COEFICIENTE DE <i>CROSS TUMBLE</i> PARA A CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE <i>1000 rpm 600 mbar</i> SEM E COM <i>FLOW BOX</i> NAS POSIÇÕES 1 E 3	176
FIGURA 4.9 – COEFICIENTE DE <i>CROSS TUMBLE</i> PARA A CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE <i>3000 rpm 930 mbar</i> SEM E COM <i>FLOW BOX</i> NAS POSIÇÕES 1 E 3	176
FIGURA 4.10 – COEFICIENTE DE <i>TUMBLE</i> PARA A CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE <i>1000 rpm 930 mbar</i> SEM E COM <i>FLOW BOX</i> NAS POSIÇÕES 1, 2 E 3	177
FIGURA 4.11 – CAMPO VETORIAL <i>u</i> E <i>w</i> , NO MOMENTO DE VELOCIDADE MÁXIMA DO PISTÃO -290° , PARA A CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE <i>1000 rpm 930 mbar</i>	178
FIGURA 4.12 – COEFICIENTE DE <i>TUMBLE</i> PARA A CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE <i>1000 rpm 600 mbar</i> SEM E COM <i>FLOW BOX</i> NAS POSIÇÕES 1 E 3	179
FIGURA 4.13 – COEFICIENTE DE <i>TUMBLE</i> PARA A CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE <i>3000 rpm 930 mbar</i> SEM E COM <i>FLOW BOX</i> NAS POSIÇÕES 1 E 3	179
FIGURA 4.14 – CAMPO VETORIAL <i>u</i> E <i>w</i> , NO MOMENTO DE ABERTURA MÁXIMA DAS VÁLVULAS DE ADMISSÃO, -255° , PARA A CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE <i>1000 rpm 930 mbar</i>	180
FIGURA 4.15 – CAMPO VETORIAL <i>u</i> E <i>w</i> , NA METADE DA COMPRESSÃO, -90° ANTES DO PMS, PASSANDO PELAS VÁLVULAS, PARA A CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE <i>1000 rpm 930 mbar</i>	181
FIGURA 4.16 – COMPONENTES VETORIAIS <i>u</i> E <i>w</i> , NA METADE DA COMPRESSÃO, -90° ANTES DO PMS, PASSANDO PELA VELA DE IGNIÇÃO, PARA A CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE <i>1000 rpm 930 mbar</i>	182
FIGURA 4.17 – COEFICIENTE DE <i>SWIRL</i> PARA A CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE <i>1000 rpm 930 mbar</i> SEM E COM <i>FLOW BOX</i> NAS POSIÇÕES 1, 2 E 3	183
FIGURA 4.18 – COEFICIENTE DE <i>SWIRL</i> PARA A CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE <i>1000 rpm 600 mbar</i> SEM E COM <i>FLOW BOX</i> NAS POSIÇÕES 1 E 3	184
FIGURA 4.19 – COEFICIENTE DE <i>SWIRL</i> PARA A CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE <i>3000 rpm 930 mbar</i> SEM E COM <i>FLOW BOX</i> NAS POSIÇÕES 1 E 3	184

FIGURA 4.20 – ENERGIA CINÉTICA DA TURBULÊNCIA PARA A CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE 1000 rpm 930 mbar, SEM E COM FLOW BOX NAS POSIÇÕES 1, 2 E 3	186
FIGURA 4.21 – ENERGIA CINÉTICA DA TURBULÊNCIA PARA A CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE 1000 rpm 600 mbar SEM E COM FLOW BOX NAS POSIÇÕES 1 E 3.....	188
FIGURA 4.22 – ENERGIA CINÉTICA DA TURBULÊNCIA PARA A CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE 3000 rpm 930 mbar SEM E COM FLOW BOX NAS POSIÇÕES 1 E 3	188
FIGURA 4.23 – ENERGIA CINÉTICA DA TURBULÊNCIA NA REGIÃO DA VELA PARA A CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE 1000 rpm 930 mbar SEM E COM FLOW BOX NAS POSIÇÕES 1, 2 E 3	190
FIGURA 4.24 – ENERGIA CINÉTICA DA TURBULÊNCIA NA REGIÃO DA VELA PARA A CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE 1000 rpm 600 mbar SEM E COM FLOW BOX NAS POSIÇÕES 1 E 3	190
FIGURA 4.25 – ENERGIA CINÉTICA DA TURBULÊNCIA NA REGIÃO DA VELA PARA A CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE 3000 rpm 930 mbar SEM E COM FLOW BOX NAS POSIÇÕES 1 E 3	191
FIGURA 4.26 – ENERGIA CINÉTICA DA TURBULÊNCIA PARA ALGUNS ÂNGULOS DE VIRABREQUIM E A DIFERENÇA PERCENTUAL QUANDO COMPARADOS AO CASO SEM FLOW BOX PARA A CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE 1000 rpm e 930 mbar	191
FIGURA 4.27 – ENERGIA CINÉTICA DA TURBULÊNCIA PARA ALGUNS ÂNGULOS DE VIRABREQUIM E A DIFERENÇA PERCENTUAL QUANDO COMPARADOS AO CASO SEM FLOW BOX PARA A CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE 1000 rpm 600 mbar	192
FIGURA 4.28 – ENERGIA CINÉTICA DA TURBULÊNCIA PARA ALGUNS ÂNGULOS DE VIRABREQUIM E A DIFERENÇA PERCENTUAL QUANDO COMPARADOS AO CASO SEM FLOW BOX PARA A CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE 3000 rpm e 930 mbar	192
FIGURA 4.29 – TKE EM UM PLANO NA VELA DE IGNIÇÃO PARA ALGUNS ÂNGULOS DE VIRABREQUIM ANTES DO PMS, PARA CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE 1000 rpm e 930 mbar	193
FIGURA 4.30 – TKE EM UM PLANO PASSANDO PELA VELA DE IGNIÇÃO PARA O INSTANTE DE -20° ANTES DO PMS, PARA CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO DE 1000 rpm e 930 mbar	194
FIGURA 4.31 – PENETRAÇÃO DE LÍQUIDO DO ETANOL PARA AS PRESSÕES DE INJEÇÃO DE <i>Pinjeção</i> = 90 bar, 100 bar e 110 bar	196
FIGURA 4.32 – DIFERENÇA PERCENTUAL ENTRE A PENETRAÇÃO DE LÍQUIDO PARA PINJEÇÃO = 90 BAR, 100 BAR E 110 BAR.....	197
FIGURA 4.33 – <i>SPRAY</i> DE ETANOL PARA OS INSTANTES DE INJEÇÃO CORRESPONDENTE AOS TEMPOS DISPONÍVEIS PELA AQUISIÇÃO DE DADOS EXPERIMENTAIS. CONDIÇÃO, <i>Pinjeção</i> = 100 bar	202
FIGURA 4.34 – INJEÇÃO DO <i>SPRAY</i> DE ETANOL HIDRATADO NA CONDIÇÃO DE <i>Pinjeção</i> = 100 bar NO INSTANTE DE 1,46 ms DE INJEÇÃO A) PLANO PASSANDO PELO CENTRO XZ B) PLANO PERPENDICULAR A DIREÇÃO DE INJEÇÃO	203
FIGURA 4.35 – BORDAS DO PERFIL DO <i>SPRAY</i> NO INSTANTES DE 1,15 ms, PARA AS PRESSÕES DE INJEÇÃO DE <i>Pinjeção</i> = 90 bar, 100 bar e 110 bar	204
FIGURA 4.36 – BORDAS DO PERFIL COMPLETO DO <i>SPRAY</i> NO INSTANTES DE 1,15 ms, PARA AS PRESSÕES DE INJEÇÃO DE <i>Pinjeção</i> = 90 bar, 100 bar e 110 bar	205

FIGURA 4.37 – PENETRAÇÃO DE LÍQUIDO DA GASOLINA PARA AS PRESSÕES DE INJEÇÃO DE <i>Pinjeção</i> = 90 bar, 100 bar e 110 bar	206
FIGURA 4.38 – DIFERENÇA PERCENTUAL ENTRE A PENETRAÇÃO DE LÍQUIDO PARA <i>Pinjeção</i> = 90 bar, 100 bar e 110 bar	207
FIGURA 4.39 – BORDAS DO PERFIL DO <i>SPRAY</i> NO INSTANTES DE 1,15 ms, PARA AS PRESSÕES DE INJEÇÃO DE <i>Pinjeção</i> = 90 bar, 100 bar e 110 bar	212
FIGURA 4.40 – BORDAS DO PERFIL COMPLETO DO <i>SPRAY</i> NO INSTANTES DE 1,15 ms, PARA AS PRESSÕES DE INJEÇÃO DE <i>Pinjeção</i> = 90 bar, 100 bar e 110 bar	213
FIGURA 4.41 – PENETRAÇÃO DE LÍQUIDO DO ETANOL PARA A PRESSÃO DE INJEÇÃO DE <i>Pinjeção</i> = 100 bar	214
FIGURA 4.42 – DIFERENÇA PERCENTUAL ENTRE A PENETRAÇÃO DE LÍQUIDO DO ETANOL PARA <i>Pinjeção</i> = 100 bar	214
FIGURA 4.43 – PERFIL COMPLETO DO <i>SPRAY</i> OBTIDO NUMERICAMENTE NO INSTANTE DE 0,77 ms, PARA <i>Pinjeção</i> = 100 bar	216
FIGURA 4.44 – IMAGEM DO <i>SPRAY</i> OBTIDO EXPERIMENTALMENTE NO 0,77 ms	216
FIGURA 4.45 – DISTRIBUIÇÃO DE <i>LAMBDA</i> EM UM PLANO PASSANDO PELO CENTRO DOS ELETRODOS DA VELA DE IGNIÇÃO, 20° DE ÂNGULO DE VIRABREQUIM	218
FIGURA 4.46 – DISTRIBUIÇÃO DE <i>LAMBDA</i> EM UM PLANO PASSANDO ABAIXO DA VELA DE IGNIÇÃO, 20° DE ÂNGULO DE VIRABREQUIM	219
FIGURA 4.47 – DISTRIBUIÇÃO DE <i>LAMBDA</i> EM UM PLANO PASSANDO PELA VELA DE IGNIÇÃO, 20° DE ÂNGULO DE VIRABREQUIM	220

LISTA DE TABELAS

TABELA 2-1 – BREVE CLASSIFICAÇÃO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	32
TABELA 2-2 – DIÂMETROS DE REFERÊNCIA.....	96
TABELA 3-1 – DADOS DO MOTOR	125
TABELA 3-2 – COMPRIMENTO CARACTERÍSTICO UTILIZADOS.....	141
TABELA 3-3 – COMPRIMENTO CARACTERÍSTICO PARA O COLETOR DE ADMISSÃO	142
TABELA 3-4 – COMPRIMENTO CARACTERÍSTICO PARA O COLETOR DE EXAUSTÃO	142
TABELA 3-5 – COMPRIMENTO CARACTERÍSTICO PARA O TEMPLATE <i>2D</i>	143
TABELA 3-6 – COMPRIMENTO CARACTERÍSTICO DE <i>1 mm</i> PARA O VOLUME <i>3D</i>	144
TABELA 3-7 – COMPRIMENTO CARACTERÍSTICO DE <i>0,9 mm</i> PARA O VOLUME <i>3D</i>	144
TABELA 3-8 – COMPRIMENTO CARACTERÍSTICO DE <i>0,81 mm</i> PARA O VOLUME <i>3D</i>	144
TABELA 3-9 – CASOS ESTUDADOS.....	145
TABELA 3-10 – VALORES DE TEMPERATURA ADOTADOS PARA OS CASOS ANALISADOS	146
TABELA 3-11 – VALORES DE ENERGIA CINÉTICA DA TURBULÊNCIA E DO COMPRIMENTO DE ESCALA DA TURBULÊNCIA.....	149
TABELA 3-12 – RESULTADOS DO TESTE DE MALHA.....	150
TABELA 3-13 – RESULTADOS DO TESTE DE NÚMERO DE CICLOS.....	150
TABELA 3-14 – PASSOS DE TEMPO UTILIZADOS	151
TABELA 3-15 – RESULTADOS DO TESTE DE PASSO DE TEMPO	151
TABELA 3-16 – RESULTADOS DO TESTE DE PASSO DE TEMPO DURANTE OS TEMPOS DE ADMISSÃO E COMPRESSÃO.....	152
TABELA 3-17 – PROPRIEDADES DOS SIMULACROS <i>EXXSOLD40</i> , <i>EXXSOLD60</i> E COMBUSTÍVEIS ETANOL HIDRATADO E100 E GASOLINA C E22, CONDIÇÃO DE <i>25 °C</i>	153
TABELA 3-18 – CONDIÇÕES PARA O INJETOR <i>PRESSURE SWIRL ATOMIZER</i>	155
TABELA 3-19 – VAZÕES MÁSSICAS UTILIZADAS PARA A INJEÇÃO DE ETANOL E GASOLINA COM O INJETOR <i>PRESSURE SWIRL</i>	156
TABELA 3-20 – COORDENADAS DE CADA UM DOS 7 ORIFÍCIOS NA PONTA DO INJETOR.....	157
TABELA 3-21 – DIREÇÕES NORMALIZADAS PARA CADA UM DOS 7 JATOS	157
TABELA 3-22 – CONDIÇÕES PARA O INJETOR <i>MULTI-HOLE</i>	158
TABELA 3-23 – COMPRIMENTO CARACTERÍSTICO PARA A CÂMARA CILINDRICA	160
TABELA 3-24 – RESULTADO DO TESTE DE MALHA PARA O <i>SPRAY</i> EM CÂMARA DE TESTE.....	160
TABELA 3-25 – PASSO DE TEMPO EM SEGUNDOS PARA CADA ROTAÇÃO.....	161
TABELA 3-26 – TESTE DE PASSO DE TEMPO PARA O <i>SPRAY</i> EM CÂMARA DE TESTE	161
TABELA 3-27 – CONDIÇÕES DE INJEÇÃO PARA O CASO <i>MOTORED</i>	168
TABELA 4-1 – VALIDAÇÃO DA PRESSÃO DENTRO DO CILINDRO.....	174

TABELA 4-2 – RESULTADOS DA FRAÇÃO DE MASSA QUEIMADA PARA AS GEOMETRIAS SEM <i>FLOW BOX</i> E COM <i>FLOW BOX</i> NA POSIÇÃO ORIGINAL POSIÇÃO 1 PARA UM CASO DE BORBOLETA COMPLETAMENTE ABERTA. DADOS FORNECIDOS PELO CTM-UFGM	187
TABELA 4-3 – COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS DE PENETRAÇÃO PARA O CASO <i>Pinjeção</i> = 100 bar	198
TABELA 4-4 – COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS DE PENETRAÇÃO PARA OS CASOS <i>Pinjeção</i> = 90 bar e 110 bar	199
TABELA 4-5 – COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS ABSOLUTOS DE DIÂMETRO DE GOTAS <i>D10</i> E <i>D32</i> E VELOCIDADE AXIAL <i>Vz</i> DO <i>SPRAY</i> DE ETANOL PARA O CASO <i>Pinjeção</i> = 100 bar	200
TABELA 4-6 – COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS ABSOLUTOS DE DIÂMETRO DE GOTAS <i>D10</i> E <i>D32</i> E VELOCIDADE AXIAL <i>Vz</i> DO <i>SPRAY</i> DE ETANOL PARA OS CASOS <i>Pinjeção</i> = 90 bar E <i>Pinjeção</i> = 110 bar	201
TABELA 4-7 – COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS DE PENETRAÇÃO DA GASOLINA	208
TABELA 4-8 – COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS DE PENETRAÇÃO DA GASOLINA	209
TABELA 4-9 – COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS ABSOLUTOS DE DIÂMETRO DE GOTAS <i>D10</i> E <i>D32</i> E VELOCIDADE AXIAL <i>Vz</i> DO <i>SPRAY</i> DE GASOLINA	210
TABELA 4-10 – COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS ABSOLUTOS DE DIÂMETRO DE GOTAS <i>D10</i> E <i>D32</i> E VELOCIDADE AXIAL <i>Vz</i> DO <i>SPRAY</i> DE GASOLINA	211
TABELA 4-11 – COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS DE PENETRAÇÃO	215

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i> (Dinâmica fluida computacional)
CI	<i>Compression Ignition</i> (Ignição por compressão)
CMCV	<i>Charge Motion Control Valve</i> (Válvula de controle do movimento da carga)
CTM	Centro de Tecnologia da Mobilidade
DI	<i>Direct Injection</i> (Injeção direta)
DNS	<i>Direct Numerical Simulation</i> (simulação direta numérica)
EGR	<i>Exhaust Gas Recycled</i> (Recirculação dos gases da exaustão)
EIVC	<i>Early Intake Valve Closed</i> (Fechamento antecipado da válvula de admissão)
EPA	<i>Environmental Protection Agency</i> (Agência de proteção Ambiental)
EVC	<i>Exhaust Valve Closed</i> (Fechamento da válvula de exaustão)
FSI	<i>Fuel Stratified Injection</i> (Injeção de combustível estratificada)
GDI	<i>Gasoline Direct Injection</i> (Injeção direta de gasolina)
DI	<i>Direct Injection</i> (Injeção direta)
GHG	<i>Greenhouse Gas</i> (Gases do efeito estufa)
IVO	<i>Intake Valve Open</i> (Abertura da válvula de admissão)
KH	<i>Kelvin-Helmholtz</i>
LDA	<i>Laser Doppler Anemometry</i>
LDV	<i>Laser Doppler Velocimetry</i>
LES	<i>Large Eddy Simulation</i> (simulação de grandes vórtices)
LISA	<i>Linearized Instability Sheet Atomization</i>
MBF	<i>Mass Fraction Burned</i> (Fração de massa queimada)
MBT	<i>Maximum Break Torque</i> (Torque de eixo)
MRV	<i>Magnetic Resonance Velocimetry</i> (Velocimetria de ressonância magnética)
MVLs	<i>Maximum Valve Lift</i> (Lift máximo das válvulas)
NIST	<i>National Institute of Standards and Technology</i>
PDA	<i>Phase Doppler Anemometry</i>
PFI	<i>Port fuel Injection</i> (Injeção de combustível no pórtilo)
PIV	<i>Particle Image Velocimetry</i> (velocimetria por imagens de partículas)
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
RANS	<i>Reynolds Average Navier-Stokes</i>
RFA	<i>Renewable Fuel Association</i>
RNG	<i>Renormalization Group</i>

RT	<i>Rayleigh-Taylor</i>
SCV	<i>Swirl Control Valve</i> (Válvula controladora de <i>swirl</i>)
SGS	<i>Sub-Grid scale</i>
SI	<i>Spark Ignition</i> (Ignição por centelha)
SMD	<i>Sauter Mean Diameter</i> (Diâmetro médio de <i>Sauter</i>)
SOI	<i>Start of Injection</i> (Início da injeção)
SUV	<i>Sport Utility Vehicle</i>
TKE	<i>Turbulence Kinetic Energy</i> (Energia cinética da turbulência)
TLS	<i>Turbulence Length Scale</i> (comprimento de escala da turbulência)
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais
WOT	<i>Wide Open Throttle</i> (Borboleta completamente aberta)

LETRAS LATINAS

A_d	Área da seção transversal da gota [m^2]
A_m	Área característica da malha m [m^2]
A_{si}	Área superficial da gota [m^2]
B	Diâmetro do cilindro [m]
b	Largura do <i>spray</i> [m]
$c_{p,d}$	Calor específico da gota [$J/kg.K$]
C_{am}	Coefficiente de massa [–]
$C_{d,gota}$	Coefficiente de arrasto da gota [–]
C_d	Coefficiente de arrasto [–]
C_v	Calor específico a volume constante [$J/kg.K$]
$CT_{m,X}$	Coefficiente de <i>cross tumble</i>
D	Diâmetro do orifício [m]
d	Diâmetro da gota [m]
D_{ab}	Diâmetros de referência [m]
D_m	Difusividade do vapor [m^2/s]
E	Energia [J]
f	Função de distribuição de probabilidade da gota
F_{am}	Força da massa virtual [N]
F_b	Força de corpo [N]
F_{dr}	Força de arrasto [N]
F_p	Força de pressão [N]
g	Aceleração gravitacional [m/s^2]
h	Coefficiente de transferência de calor [$W/m^2.K$]

h_{fg}	Calor latente de mudança de fase [kJ/kg]
h_m	Comprimento característico da malha m [m]
h_v	Abertura máxima da válvula [m]
i	Energia interna [J]
I_0 e I_1	Funções de Bessel modificadas do primeiro tipo
$k_{\text{Condutividade térmica}}$	Coefficiente de condutividade térmica [$W/m.K$]
k	Energia cinética da turbulência por unidade de massa [m^2/s^2]
k_{Onda}	Número da onda [$1/m$]
K_0 e K_1	Funções de Bessel modificadas do segundo tipo
K_g	Coefficiente de transferência de massa [$-$]
k_m	Condutividade do fluido transportador das gotas
l	Comprimento de escala turbulento integral [m]
L	Curso do pistão [m]
m_a	Massa admitida no cilindro [kg]
m_d	Massa da gota [kg]
m_c	Massa da célula c [kg]
n	Rotação do eixo virabrequim [rpm]
N_i	Número de gotas contidas em uma faixa de diâmetros [$-$]
Nu	Número de <i>Nusselt</i> [$-$]
p	Pressão [Pa]
$p_{v,\infty}$	Pressões parciais de vapor ao redor da gota [Pa]
$p_{v,s}$	Pressões parciais de vapor na superfície da gota [Pa]
p_t	Pressão do gás [Pa]
Pr	Número de <i>Prandtl</i> [$-$]
Q	Distribuição de volume acumulativa
q	Fator de espalhamento na distribuição de <i>Rosin-Rammler</i> [$-$]
q_d''	Fluxo de calor superficial na gota [w/m^2]
q_w	Fluxo de calor [w]
R	Constante universal dos gases [$J/mol.K$]
r	Distância para o eixo de rotação da gota [m]
r_{Malha}	Fator de refinamento da malha [m]
r_c	Razão volumétrica de compressão [$-$]
r_0	Raio inicial [m]
Re	Número de <i>Reynolds</i> [$-$]
Re_d	Número de <i>Reynolds</i> da gota [$-$]
$R_{gás}$	Constante do gás [kJ/kgK]
R_m	Constante de mistura dos gases [$-$]
S	Penetração do <i>spray</i> [m]
S_E	Termo fonte de energia por unidade de volume e por tempo [J/m^3s]
S_{Mx}	Termo fonte do <i>momentum</i> na direção x por unidade de volume e tempo [Ns/m^3s]

Sc	Número de <i>Schmidt</i> [–]
Sh	Número de <i>Sherwood</i> [–]
$S_{m,z}$	Coeficiente de <i>swirl</i>
t	Tempo [s]
T	Temperatura [K]
T	Número de <i>Taylor</i> [–]
T^+	Temperatura reduzida [–]
T_m	Temperatura média do filme [K]
$T_{m,y}$	Coeficiente de <i>tumble</i>
u	Componente de velocidade relativa entre a gota e o gás [m/s]
\vec{u}	Campo vetorial do vetor velocidade [m/s]
U	Valor médio da velocidade [m/s]
u'	Componente flutuante da velocidade [m/s]
u_c	Componente x de velocidade na célula c [m/s]
u_{rel}	Velocidade relativa [m/s]
Λ	Comprimento de onda [m]
V_c	Volume da câmara de combustão [m ³]
V_d	Volume deslocado [m ³]
V_d	Volume da gota [m ³]
V_m	Volume característico da malha m [m ³]
We_l	Número de <i>Weber</i> da fase líquida [–]
We_g	Número de <i>Weber</i> da fase gasosa [–]
w_c	Componente z de velocidade na célula c [m/s]
X	Diâmetro de referência na distribuição de <i>Rosin-Rammler</i> [m]
x_d	Posição instantânea da gota [m]
X_c	Coordenada x do centro do volume da célula c
X_m	Coordenada x do centro de massa da célula c
y^+	Distância da parede [–]
Y_c	Coordenada y do centro do volume da célula c
Y_m	Coordenada y do centro de massa da célula c
v_c	Componente y de velocidade na célula c [m/s]
Z	Número de <i>Ohnersorge</i> [–]
Z_c	Coordenada z do centro do volume da célula c
Z_m	Coordenada z do centro de massa da célula c

LETRAS GREGAS

α	Ângulo de cone externo do <i>spray</i> [°]
β	Ângulo de cone externo do <i>spray</i> ao longo da injeção do [°]

δ_{ij}	Delta de <i>Kronecker</i> [–]
ε	Taxa de dissipação da energia cinética da turbulência [m^2/s^3]
η^+	Distância estendida [–]
η_v	Eficiência volumétrica [–]
θ^+	Temperatura estendida reduzida [–]
λ	Lambda [–]
$\lambda_{segunda\ viscosidade}$	Segunda viscosidade do fluido
μ_l	Viscosidade dinâmica do líquido [$Pa\ s$]
μ_t	Viscosidade turbulenta [$Pa\ s$]
ν_l	Viscosidade cinemática [m^2/s]
ρ^+	Massa específica reduzida [–]
$\rho_{a,i}$	Massa específica do ar no sistema de admissão [kg/m^3]
ρ_g	Massa específica do gás [kg/m^3]
ρ_l	Massa específica do combustível líquido [kg/m^3]
σ	Tensão superficial entre o par líquido e ar [Nm]
σ	Desvio padrão [–]
τ_e	Tempo de permanência do vórtice [s]
τ_l	Tempo de interação mínimo da gota com o vórtice do escoamento turbulento [s]
τ_{ij}	Tensão viscosa aplica no plano cuja normal é o vetor [Pa]
τ_{KH}	Escala de tempo de <i>breakup</i> KH [s]
τ_M	Tempo de relaxação do <i>momentum</i> [s]
τ_{RT}	Escala de tempo de <i>breakup</i> RT [s]
τ_T	Fator de escala de relaxação térmica [–]
τ_t	Tempo de interação entre a gota e o vórtice [s]
Φ	Razão de equivalência [–]
Φ_{fluido}	Uma propriedade qualquer do fluido [–]
ψ^+	Velocidade estendida reduzida [–]
ω	Velocidade angular [rad/s]
Ω	Onda com a maior taxa de crescimento [rad/s]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	25
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	30
2.1	FUNDAMENTOS	30
2.1.1	<i>Motores de combustão interna</i>	<i>30</i>
2.1.2	<i>Descrição dos 4 tempos de um motor com ignição por centelha</i>	<i>32</i>
2.1.3	<i>Conceitos relacionados aos motores de combustão interna.....</i>	<i>36</i>
2.1.3.1	<i>Razão volumétrica de compressão.....</i>	<i>36</i>
2.1.3.1	<i>Eficiência volumétrica.....</i>	<i>38</i>
2.1.3.2	<i>Fração de massa queimada.....</i>	<i>38</i>
2.1.3.3	<i>Razão de equivalência Φ e fator de excesso de ar λ.....</i>	<i>39</i>
2.2	SISTEMAS DE INJEÇÃO	39
2.2.1	<i>Sistema de injeção indireta PFI</i>	<i>40</i>
2.2.2	<i>Sistema de injeção direta DI.....</i>	<i>42</i>
2.2.3	<i>Tipos de injetores de injeção direta.....</i>	<i>44</i>
2.3	FORMAÇÃO DO SPRAY.....	45
2.3.1	<i>Regime secundário de breakup das gotas líquidas.....</i>	<i>48</i>
2.3.2	<i>Estrutura do spray de cone cheio</i>	<i>49</i>
2.3.3	<i>Estrutura do spray de cone oco.....</i>	<i>50</i>
2.3.4	<i>Colisão entre gotas do spray.....</i>	<i>55</i>
2.3.5	<i>Interação do spray com as paredes do cilindro.....</i>	<i>56</i>
2.4	SISTEMAS DE PREPARAÇÃO DA MISTURA AR-COMBUSTÍVEL	57
2.5	ESTRUTURAS DE ESCOAMENTOS NOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	61
2.5.1	<i>Escoamento de swirl.....</i>	<i>64</i>
2.5.2	<i>Escoamento de tumble</i>	<i>67</i>
2.5.3	<i>Escoamento de squish.....</i>	<i>70</i>
2.6	DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL	71
2.6.1	<i>Equações que representam o escoamento dos fluidos</i>	<i>72</i>
2.6.2	<i>Equações de Navier-Stokes.....</i>	<i>74</i>
2.7	DESCRIÇÃO DA TURBULÊNCIA	76
2.7.1	<i>Equações de Navier-Stokes por médias de Reynolds.....</i>	<i>77</i>
2.7.2	<i>Modelo de escoamento próximo á parede</i>	<i>82</i>
2.8	ABORDAGEM LAGRANGIANA E A DESCRIÇÃO DO SPRAY	83
2.8.1	<i>Conceito de parcela.....</i>	<i>84</i>
2.8.2	<i>Equação de momentum.....</i>	<i>85</i>
2.8.3	<i>Coefficiente de arrasto da gota</i>	<i>86</i>

	23
2.8.4	<i>Equação de transferência de massa</i> 86
2.8.5	<i>Equação de energia</i> 87
2.8.6	<i>Equação de dispersão turbulenta</i> 88
2.8.7	<i>Modelo de distribuição de gotas</i> 89
2.8.8	<i>Modelo de breakup das gotas, Kelvin Helmholtz e Rayleigh-Taylor</i> 92
2.8.9	<i>Diâmetros de referência</i> 96
2.9	ESTADO DA ARTE 97
2.9.1	<i>Trabalhos relacionados às estruturas de escoamento</i> 97
2.9.2	<i>Trabalhos relacionados ao estudo do spray de combustível</i> 108
2.9.3	<i>Trabalhos relacionados ao estudo das estruturas de escoamento e injeção do spray de combustível</i> 110
2.9.4	<i>Contextualização deste trabalho dentro do estado da arte</i> 123
3	METODOLOGIA 124
3.1	DEFINIÇÃO DO ESCOPO DA PESQUISA 124
3.2	ESCOLHA DOS PROGRAMAS UTILIZADOS NA PESQUISA NUMÉRICA 124
3.3	OBTENÇÃO DA GEOMETRIA DO MOTOR 125
3.3.1	<i>Extração do Volume Interno e Definição do Domínio Computacional</i> 130
3.4	PROCESSO DE GERAÇÃO DA MALHA 133
3.4.1	<i>Comprimentos característicos e malhas</i> 140
3.5	CONDIÇÕES DE CONTORNO UTILIZADAS PARA OS CASOS <i>MOTORED</i> 145
3.6	TESTE DE MALHA PARA CONDIÇÃO <i>MOTORED</i> 149
3.7	TESTE DE NÚMERO DE CICLOS PARA CONDIÇÃO <i>MOTORED</i> 150
3.8	TESTE DE PASSO DE TEMPO PARA CONDIÇÃO <i>MOTORED</i> 151
3.9	CONDIÇÕES PARA A SIMULAÇÃO DE <i>SPRAY</i> EM CÂMARA ESTÁTICA 152
3.9.1	<i>Condições para a simulação do spray gerado pelo injetor pressure swirl atomizer</i> 154
3.9.2	<i>Condições para a simulação do spray gerado pelo injetor multi-hole</i> 156
3.10	TESTE DE MALHA PARA O <i>SPRAY</i> PARA OS CASOS DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL EM CÂMARA A VOLUME CONSTANTE E CONTRA PRESSÃO ATMOSFÉRICA 159
3.11	TESTE DE PASSO DE TEMPO PARA O <i>SPRAY</i> PARA OS CASOS DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL EM CÂMARA A VOLUME CONSTANTE E CONTRA PRESSÃO ATMOSFÉRICA 161
3.12	ANÁLISE E VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS <i>MOTORED</i> 162
3.13	ANÁLISE E VALIDAÇÃO DO <i>SPRAY</i> PARA OS CASOS DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL EM CÂMARA A VOLUME CONSTANTE E CONTRA PRESSÃO ATMOSFÉRICA 164
3.14	ANÁLISE PARA OS CASOS <i>MOTORED</i> COM INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL 168
3.15	FLUXOGRAMA DA METODOLOGIA 169
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES 170
4.1	VALIDAÇÃO E ANÁLISE DOS CASOS <i>MOTORED</i> 170
4.1.1	<i>Análise das estruturas de escoamento dos casos motored</i> 175

4.1.1.1	<i>Escoamento de Cross Tumble</i>	175
4.1.1.2	<i>Escoamento de Tumble</i>	177
4.1.1.3	<i>Escoamento de swirl</i>	183
4.1.2	<i>Análise da energia cinética da turbulência dos casos motored</i>	185
4.1.2.1	<i>Energia cinética média da turbulência dentro do cilindro</i>	185
4.1.2.2	<i>Energia cinética média da turbulência na região de controle da esfera centrada entre os eletrodos da vela de ignição.</i>	189
4.2	ANÁLISE E VALIDAÇÃO DO SPRAY EM CÂMARA QUIESCENTE	195
4.2.1	<i>Resultado da injeção de combustível em câmara quiescente para o injetor pressure swirl</i> 195	
4.2.2	<i>Resultado da injeção de combustível em câmara quiescente para o injetor multi-hole.</i>	214
4.3	ANÁLISE DA INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL EM UMA CONDIÇÃO MOTORED	217
5	CONCLUSÕES	221
6	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	224
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	225

1 INTRODUÇÃO

A elevada potência específica e o custo relativamente baixo dos motores de combustão interna a gasolina os tornaram dominantes em veículos motorizados utilizados para o transporte de passageiros (ZHAO, 2010). Atualmente, o Brasil ocupa o primeiro lugar na América Latina e o sexto lugar no mundo como mercado desses veículos (POSADA, et al., 2017). No mercado nacional a frota de veículos de passeio e de transporte de cargas leves praticamente duplicou entre o período de 2000 e 2012, totalizando 33,4 milhões de veículos (DALLMANN & FAÇANHA, 2017).

As metas de redução nos níveis de emissões de dióxido de carbono e o consumo de combustível ampliaram a ênfase no desenvolvimento de motores mais eficientes (ZHAO, 2010). Em concordância a esse fato, o uso de biocombustíveis apareceu como uma alternativa aos problemas relacionados às instabilidades presentes no mercado de combustíveis fósseis, a priori ocorridas na década de 70 com a crise no petróleo, e a necessidade de atender as metas de redução nos níveis de emissões de dióxido de carbono e outros gases causadores do efeito estufa (DA CRUZ, et al., 2016). Segundo a *Renewable fuel association*, o Brasil ocupa o segundo lugar na produção de etanol mundial, superando a soma da produção de todos os outros países (RFA, 2017).

Além disso, a utilização de biocombustíveis tem ganhado mais espaço em virtude de no final do século XX, os problemas ambientais terem se tornado pauta de debates globais com o intuito de reduzir a ação antrópica negativa no sistema climático terrestre (Ministério do Meio Ambiente, s.d.). Essa ação resulta em grande medida pela liberação de gases do efeito estufa, CO_2 , NO_2 , CH_4 , e os gases fluorados, *greenhouse gas*, GHG, que podem atuar absorvendo a energia e reduzindo a taxa com que ela é liberada para fora da atmosfera terrestre (EPA, s.d.). Nesse contexto, o protocolo de *Kyoto* foi assinado no final do ano de 1997 e tinha como objetivo principal em sua primeira etapa uma redução de 5% em relação aos níveis de emissões dos GHG do ano de 1990, para os países desenvolvidos, entre 2008 e 2012 (MICHELLON, et al., 2008). A segunda etapa do protocolo de *Kyoto* tem como meta a redução de 18% em relação às emissões de 1990, no período de 2013 e 2020 (Ministério do Meio Ambiente, s.d.). A Comissão Europeia apresenta ainda uma proposta de redução nas

emissões médias de CO_2 das frotas de 95 g/km até 2020, implicando em uma redução pela metade no consumo de combustível com referência ao ano de 1990 (ZHAO, 2010).

Essa crescente preocupação em relação aos combustíveis fósseis e as discussões a respeito da redução dos níveis de emissões de CO_2 , trouxe o etanol novamente com força no mercado nacional, após o declínio ocorrido na década de 80, em que a estabilização do preço do barril no mercado internacional e a elevação do preço do açúcar no mercado externo resultou em um desequilíbrio na balança de demanda e oferta do etanol no mercado nacional (MICHELLON, et al., 2008), (KOHLHEPP, 2010) e (DA CRUZ, et al., 2016). Assim, no ano de 2003, a chegada dos veículos *flex-fuel* no Brasil, trouxe uma alternativa para o consumidor, que anteriormente se via diante de uma escolha excludente, ou um veículo movido a etanol hidratado ou a gasolina. Assim sendo, os motores *flex*, reduzem a vulnerabilidade do comprador às flutuações de mercado (MICHELLON, et al., 2008) e (PIACENTE, 2006). No Brasil, a proporção de etanol presente na gasolina é preestabelecida pela legislação em vigor. Segundo o ministério da agricultura, atualmente a porcentagem está definida em 27% para a gasolina comum e 25% para a gasolina *premium*, (BARROS & BERK, 2016). No início de 2010, a Agência de Proteção Ambiental Americana, *Environmental Protection Agency*, EPA, classificou o etanol brasileiro produzido a partir da cana-de-açúcar como etanol avançado, ou seja, ele é menos nocivo em relação ao etanol até então produzido a partir do milho, nos EUA. O etanol nacional apresenta um balanço energético, unidade de energia renovável gerada para cada unidade de energia fóssil utilizada, cerca de 6 vezes maior que o etanol produzido nos EUA. Com relação à redução nos gases causadores do efeito estufa o etanol brasileiro e o norte americano, podem proporcionar reduções de até 90% a 35%, respectivamente (HERZOG, 2010).

Comparado à gasolina, o etanol apresenta calor latente de vaporização maior, 390 e 910 kJ/kg , respectivamente, o que pode proporcionar uma redução na temperatura da carga dentro do cilindro e da temperatura da chama, redução nos níveis de emissões de NO_x e aumentar a eficiência volumétrica. Além disso, o etanol possui um número maior de octanos, aproximadamente 109, contra os 96 da gasolina, o que consequentemente permite operações sob condições de injeção direta, DI, e maiores

razões de compressão sem ocorrência do fenômeno de *knock* (ZHAO, 2010) e (MASUM, et al., 2013).

Porém, para alcançar as metas de redução nos impactos ambientais e climáticos, provenientes do uso do transporte terrestre, será necessário desenvolver veículos mais eficientes, além do uso de combustíveis provenientes de fontes alternativas (MITEI, 2016). Destaca-se ainda que a implementação da tecnologia de veículos elétricos passa pela percepção e aceitação do consumidor, e com relação a esse tipo de motorização não é possível ainda responder a esses questionamentos (KLEIN, 2016). Dentro do contexto dos motores de combustão interna, em 2013, o governo brasileiro deu início ao programa Inovar-Auto, cujo objetivo foi criar condições para o aumento da competitividade no setor automotivo, produzindo veículos mais econômicos e seguros, por meio de incentivos tributários (INOVAR-AUTO, s.d.).

Dentre as tecnologias promissoras para se atender a necessidade de motores mais eficientes destaca-se o uso da injeção direta de combustível (DALLMANN & FAÇANHA, 2017). Dados fornecidos pelo *U.S. Environmental Protection Agency*, EPA, mostram que o sistema de injeção direta de gasolina, GDI, em veículos leves, se difundiu no mercado por meio de quase todas as montadoras. Entretanto, como apresentado por (POSADA & FAÇANHA, 2015), o sistema de injeção direta possui espaço para ser difundido nas categorias de veículos subcompactos, compactos, médios, *SUVs* e minivans.

O sistema de injeção direta é caracterizado pela injeção de combustível diretamente dentro da câmara de combustão podendo proporcionar vantagens como melhor controle da quantidade de combustível injetado, possibilidades de redução nos níveis de consumo e emissões, de operações homogênea e heterogênea, redução do trabalho de bombeamento durante a admissão, mitigação do fenômeno de *knock*, pela redução da temperatura da massa de ar dentro do cilindro, entre outras vantagens (ZHAO, et al., 1999), (BAUMGARTEN, 2006) e (PETERSON, et al., 2015).

A formação e a distribuição da mistura ar-combustível e a preparação de condições favoráveis ao fenômeno de combustão estão intimamente ligadas às estruturas de escoamento presentes dentro do cilindro dos motores de combustão interna. As estruturas primárias de escoamento são denominados de *swirl*, *tumble* e

cross tumble. Esses escoamentos são vórtices que giram em torno dos eixos paralelo e perpendicular ao plano do pistão e são capazes de misturar e transportar a mistura ar-combustível para regiões de interesse dentro do cilindro.

Com o intuito de alterar a estrutura do escoamento dentro do cilindro sem promover alterações nos pórticos e válvulas de admissão, ou no pistão e cabeçote, pode ser utilizada uma tecnologia alternativa e mais flexível quanto a condição de operação do motor, o uso do *flow box*. Em princípio, o *flow box* pode ser entendido como um sistema capaz de restringir o escoamento de ar no coletor de admissão em uma seção de área menor e em uma posição específica. Alguns sistemas utilizam de válvulas controladoras, ou sistemas de *flaps*, ou pás, com o intuito de controlar o escoamento de ar e também podem ser interpretadas como o sistema de *flow box*. A Volkswagen lançou no mercado em 2002 seu primeiro modelo com motor DI, referido como FSI ou *Fuel Stratified Injection*, que apresentava um sistema de *flaps* no coletor de admissão com o intuito de ampliar o escoamento de *tumble*. Também em 2002, a Volkswagen-AUDI lançou um modelo *Turbocharged FSI*, com ignição por centelha, que também possuía um sistema de *flaps* variável para geração de *tumble*. A Toyota produziu uma linha de motores que possuíam uma válvula controladora de *swirl*, SCV, *swirl valve control* (ZHAO, 2010). Outros modelos como o Mercedes E-Class 500 e o Opel Astra J 1,7 CDTI, possuíam controles de *flaps* para geração de *swirl* e *tumble*, respectivamente (PIERBURG, 2011).

Objetivo geral da pesquisa:

A presente pesquisa tem por objetivo analisar numericamente, via programa STAR-CD, a influência do *flow box*, posicionado no final do coletor de admissão, na geração das estruturas do escoamento e na formação da mistura ar-combustível de um motor monocilíndrico de pesquisa.

Entre os objetivos específicos têm-se:

Validar os casos *motored* simulados por meio da curva de pressão no cilindro durante os tempos de admissão e compressão, para a rotação de 1000 *rpm*, com pressões médias na admissão de 930 *mbar* e 600 *mbar* e para a rotação de 3000 *rpm* com pressão média na admissão de 930 *mbar*.

Analisar para a geometria do coletor de admissão sem *flow box* e com *flow box*, os valores médios das estruturas do escoamento, como os coeficientes de *tumble*, *cross-tumble* e *swirl* e a energia cinética média da turbulência, durante os tempos de admissão e compressão.

Validar o *spray* de etanol hidratado E100 por meio da curva de penetração de líquido e dos diâmetros de referência e da velocidade axial a 8 mm da ponto do orifício do injetor. A validação foi realizada para o injetor *pressure swirl*, em câmara de volume constante com contra pressão atmosférica, com pressão de injeção de 100 bar.

Analisar para o *spray* de etanol hidratado e anidro E100 e de gasolina E22 a penetração de líquido, os diâmetros de referência e a velocidade axial das gotas medidas a uma distância vertical de 8 mm do orifício do injetor. Estudo realizado para o injetor *pressure swirl*, em câmara de volume constante com contra pressão atmosférica, para as pressões de injeção de 90, 100 e 110 bar.

Analisar qualitativamente o perfil de borda do *spray* de etanol hidratado e de gasolina gerados pelo injetor do tipo *pressure swirl*.

Estudar a penetração de líquido do *spray* de etanol hidratado E100 produzido por um injetor *multi-hole* para a condição de 100 bar de injeção, na condição de contra pressão atmosférica em uma câmara de volume constante.

Analisar a distribuição da mistura ar-combustível pela injeção de E100 utilizando o injetor *pressure swirl*. Essa injeção de combustível foi realizada para as geometrias sem *flow box* e com *flow box*.

Justifica-se o estudo do escoamento de ar e da mistura ar-combustível dentro do cilindro dos motores de combustão interna, devido sua compreensão e melhoria estarem ligadas aos fenômenos de atomização, evaporação do combustível, da distribuição espacial e temporal da mistura ar-combustível, do processo de combustão, na variabilidade cíclica e nos níveis de emissões.

Em paralelo, o estudo da geração do *spray* por injetores automotivos DI vêm sendo realizadas devido ao avanço dessa tecnologia. Nesse contexto, a validação de modelos capazes de descrever a formação desses *sprays* para um posterior acoplamento a simulações dinâmicas de motores *motored* ou com evento de combustão é essencial.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada uma visão geral dos conceitos fundamentais relevantes para a pesquisa realizada. Na seção 2.9 desta revisão bibliográfica é apresentado o estado da arte, contendo os principais trabalhos que se correlacionam com o tema desta pesquisa e que orientaram no desenvolvimento e compressão dos fenômenos e processos estudados.

2.1 Fundamentos

2.1.1 Motores de combustão interna

Motores de combustão interna são máquinas térmicas que realizam conversões de energia. Primeiro, eles convertem a energia química do combustível, seja ele líquido ou gasoso, em energia térmica pelo processo de combustão. Em seguida, essa energia térmica promove um aumento da temperatura e pressão dos gases dentro do cilindro do motor e esses gases se expandem e movimentam um conjunto de componentes móveis, entre eles destacam-se: os pistões, as bielas e o eixo virabrequim, desse modo à energia térmica é convertida em energia mecânica (HEYWOOD, 1988) e (PULKRABEK, 2014).

Esse conjunto móvel também converte o movimento alternativo do pistão em movimento rotativo do eixo virabrequim, conforme indicado pelas setas em vermelho na Figura 2.1, que mostra alguns dos componentes principais de um motor de ignição por centelha, *spark ignition, SI*.

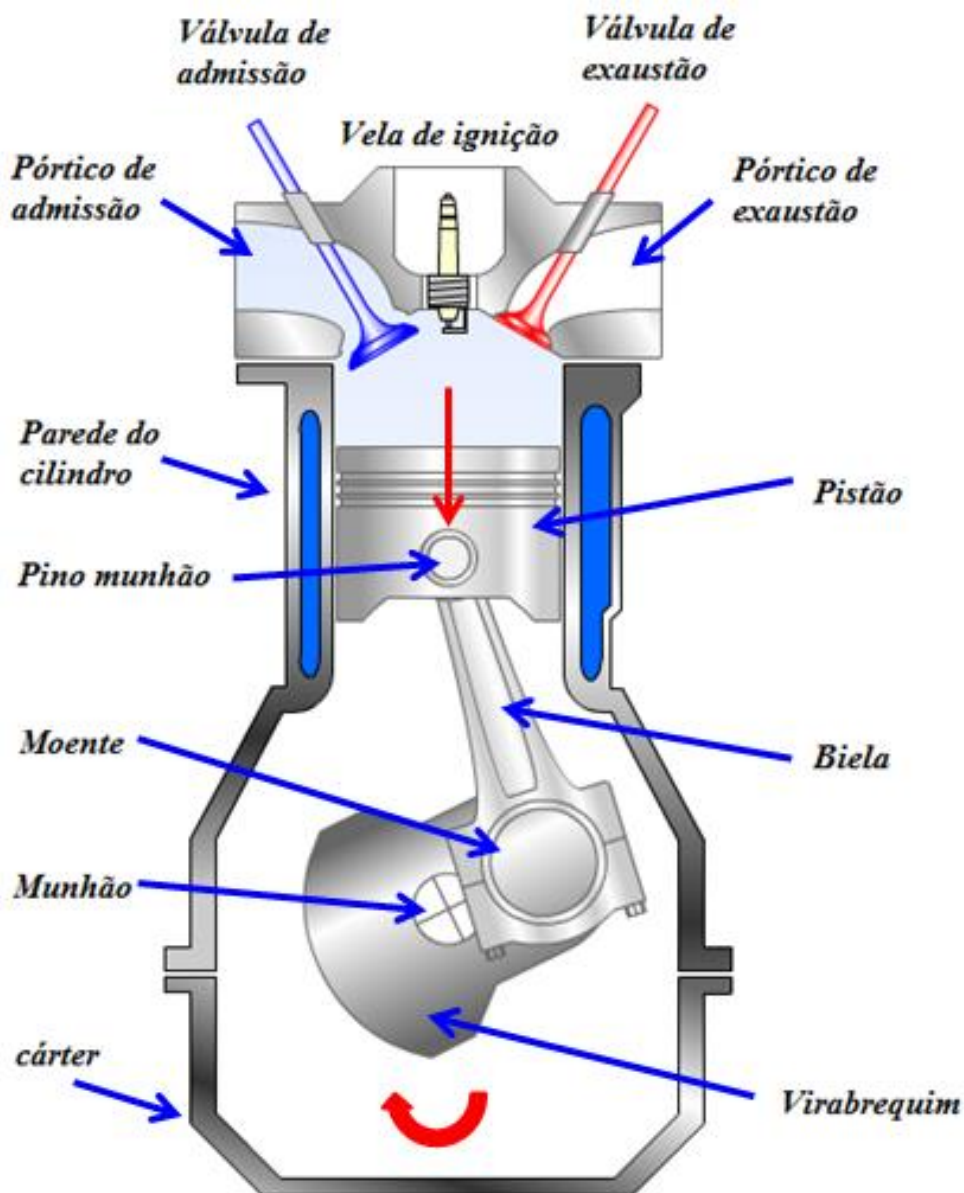


Figura 2.1 – Modelo esquemático com alguns componentes do motor

Fonte: Adaptado do simulador produzido pelo SENAITEC

Os motores de combustão interna são amplamente aplicados na geração de energia estacionária e no transporte de pessoas e cargas, seja ele: terrestre, aquático ou aéreo, devido a sua elevada razão potência/peso. Devido à suas inúmeras aplicações, eles podem ser classificados em múltiplas categorias. Uma classificação geral é apresentada na Tabela 2-1, mais informações sobre cada uma das divisões podem ser encontradas em (HEYWOOD, 1988) e (GANESAN, 1996).

Tabela 2-1 – Breve classificação dos motores de combustão interna

Pela disposição dos pistões			
Em linha	Em V	Opostos	Radiais
Pelo movimento dos pistões			
Alternativos		Rotativos	
Ciclos de trabalho			
2 tempos		4 tempos	
Pelo método de aspiração			
Naturalmente aspirados		sobrealimentos	
Utilização de pré-câmara			
Com pré-câmara		Sem pré-câmara	
Sistema de injeção			
Injeção no pósito (PFI)		Injeção direta (DI)	
Pelo sistema de ignição			
Ignição por centelha (SI)		Ignição por compressão (CI)	

Dado o enfoque deste trabalho, é apresentada a seguir a descrição dos quatro tempos de um motor, naturalmente aspirado, de ignição por centelha.

2.1.2 Descrição dos 4 tempos de um motor com ignição por centelha

Existe certa discussão a cerca de quem foi o inventor dos motores de combustão interna de quatro tempos de ignição por centelha. Segundo a literatura, *Alphonse Beau de Rochas* (1815 – 1893) teria emitido uma patente descrevendo os princípios dos ciclos do motor de quatro tempos em 1862. Porém, é mais reconhecido que *Nicolaus A. Otto* (1832 – 1891) foi o criador e o desenvolvedor desses motores. Ele teria montado o seu protótipo em 1876, que mais tarde, em 1890 venderia cerca de 50.000 unidades no mercado Norte Americano e Europeu (HEYWOOD, 1988).

Nos motores de quatro tempos cada pistão realiza quatro cursos dentro do seu respectivo cilindro sendo que dois cursos do pistão correspondem a uma volta no eixo

virabrequim. Desse modo, duas voltas no eixo virabrequim correspondem a um ciclo, no qual apenas um dos quatro tempos é responsável por produzir potência (HEYWOOD, 1988).

Na Figura 2.2 é apresentado um modelo esquemático do princípio de funcionamento de um motor de combustão interna de quatro tempos com ignição por centelha. Na parte superior se encontra o diagrama de fases, no qual as linhas semicirculares representam as durações de cada um dos tempos. A descrição de cada tempo é apresentada a seguir.

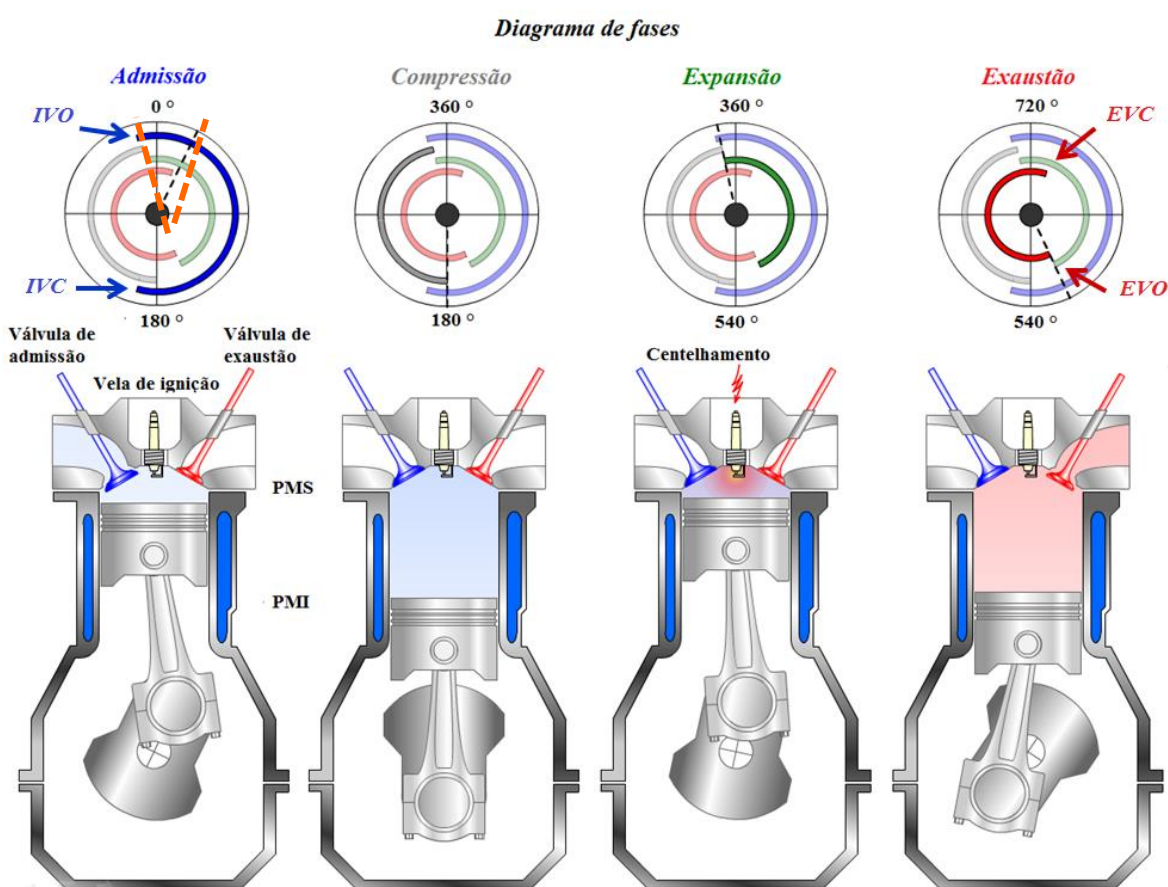


Figura 2.2 – Modelo esquemático dos 4 tempos do motor de ignição por centelha

Fonte: Adaptado do simulador produzido pelo SENAITEC

Tempo de admissão: a válvula de admissão começa a abrir (*Intake valve open – IVO*) e geralmente nesse momento o pistão está se deslocando do ponto morto superior, PMS, para o ponto morto inferior, PMI, a redução de pressão dentro do cilindro gerada por esse movimento descendente do pistão induz a admissão da carga, que pode ser ar ou ar-combustível, dependendo da estratégia de injeção utilizada. Os diferentes sistemas

de injeção são apresentados na seção 2.2. Dependendo das condições de operação a própria rotação pode favorecer o processo de admissão, devido a maior inércia dos gases dentro do coletor de admissão. O final do tempo de admissão é caracterizado pelo fechamento da válvula de admissão (*Intake valve closed* - IVC) (PULKRABEK, 2014).

Tempo de compressão: a compressão se inicia quando o pistão se desloca do PMI para o PMS, comprimindo a massa admitida em uma fração do seu volume inicial e desse modo aumentando a massa específica da massa fluida dentro do cilindro. O final do tempo de compressão acontece com o início da combustão, que nos motores que operam segundo o ciclo *Otto* ocorre por uma centelha liberada pela vela de ignição. A centelha da vela de ignição é liberada antes do PMS de modo que se alcance a maior pressão dentro do cilindro e conseqüentemente maior força possa ser exercida sobre a cabeça do pistão para que seja obtido o máximo torque no eixo virabrequim. O máximo torque de eixo é chamado de *maximum brake torque*, MBT (HEYWOOD, 1988).

Tempo de expansão: é reconhecido como o único tempo gerador de potência, ou seja, um tempo ativo na geração de trabalho. Devido ao fenômeno da combustão a frente de chama propaga-se pela mistura ar-combustível aumentando a temperatura e a pressão dentro do cilindro. Em virtude desse aumento de pressão na massa fluida dentro do cilindro, o pistão é deslocado no sentido do PMI. O tempo de expansão termina quando a válvula de exaustão começa a abrir (*Exhaust valve open* – EVO) (HEYWOOD, 1988).

Destaca-se que durante a fase final da expansão o aumento do volume pelo movimento descendente do pistão reduz a pressão do gás dentro do cilindro não sendo mais possível acelerar o pistão e desse modo gerar trabalho. Nessas situações pode ser interessante realizar a abertura da válvula de exaustão antes do PMI, para que ocorra o processo de *blowdown*. Nesse processo, a pressão dos gases queimados durante o evento de combustão ainda pode ser superior à pressão dos gases que se encontram a jusante das válvulas de exaustão, assim a exaustão dos gases queimados no final do tempo de expansão é favorecida até que as pressões dos gases dentro do cilindro e dos gases no interior do pórtilo e do coletor de exaustão sejam igualadas. Esses gases que participam do processo de *blowdown* possuem ainda uma entalpia considerável e a abertura da válvula de exaustão antes do PMI resulta em uma redução na eficiência térmica do ciclo e no trabalho produzido durante a expansão, porém, esse evento de

abertura antecipada das válvulas de exaustão pode ser necessário em virtude do tempo reduzido para que ocorra o processo de exaustão dos gases queimados provenientes da combustão (HEYWOOD, 1988) e (PULKRABEK, 2014).

Tempo de exaustão: quando o pistão alcança o PMI o processo de *blowdown* está completo, mas ainda existem gases queimados dentro do cilindro provenientes do processo de combustão, eles serão eliminados porque a válvula de exaustão permanece aberta e o pistão começa a se deslocar para o PMS. O tempo de exaustão termina quando a válvula de exaustão é fechada (*Exhaust valve closed* – EVC), contudo, alguns gases queimados permanecem aprisionados no volume da câmara de combustão e os mesmos são diluídos na próxima carga de ar ou ar-combustível admitida. Essa massa de gases queimados que permanecem para o próximo ciclo é conhecida como recirculação interna dos gases da exaustão, *internal exhaust gas recycled*, EGR interna (HEYWOOD, 1988) e (PULKRABEK, 2014).

Existe um evento conhecido como cruzamento de válvulas, *valve overlap*, em que as válvulas, de admissão e exaustão, encontram-se abertas. Ela pode ser caracterizada por uma abertura antecipada da válvula de admissão, antes do PMS e por um fechamento atrasado da válvula de exaustão depois do PMS, conforme visto na Figura 2.2 pela região delimitada pelas retas tracejadas em laranja no diagrama de fases durante o tempo de admissão, pelas posições de *Intake valve open*, IVO e *Exhaust valve closed*, EVC. Este fenômeno é utilizado para um melhor aproveitamento da inércia dos gases nos coletores de admissão e exaustão, favorecendo o enchimento do cilindro durante a admissão e a eliminação dos gases queimados durante a exaustão, respectivamente. Entretanto, para condições em que a pressão no sistema de admissão é inferior a do sistema de exaustão, pode acontecer o fenômeno de *backflow*, caracterizado pelo retorno de gases queimados do coletor de exaustão para dentro do cilindro e até mesmo para dentro do sistema de admissão (HEYWOOD, 1988) e (FERGUSON & KIRKPATRICK, 2001).

Em condições de baixa rotação, a inércia dos gases nos sistemas de admissão e exaustão é menor e o tempo real de abertura das válvulas é maior, desse modo o cruzamento pode ser prejudicial devido ao excesso de *backflow*. Em condições de operação de baixa carga, ou seja, operação com borboleta parcialmente fechada, a pressão no coletor de admissão pode ser menor que a pressão no interior do cilindro, o

que também favorece o *backflow*. Esse excesso de *backflow*, ao retornar para dentro do cilindro no próximo tempo de admissão pode levar a ocorrência de *misfire* parcial, em que ocorre a queima da mistura ar-combustível somente até determinado ângulo de virabrequim e a combustão se interrompe, ou até mesmo o *misfire* total em que a combustão não acontece para um ciclo do motor (HEYWOOD, 1988).

Além disso, o excesso de *backflow* pode levar a formação de depósitos de fuligem nos pórticos e coletores de admissão, promovendo uma restrição ao escoamento do fluido para dentro do cilindro. Por outro lado, o cruzamento de válvulas pode ser vantajoso em situações de elevada rotação, promovendo um aumento da duração em que as válvulas se encontram abertas, melhorando a eficiência volumétrica (HEYWOOD, 1988).

Considerando as diversas situações de abertura e fechamento das válvulas, o evento de injeção de combustível, o instante em que ocorre o centelhamento, entre outros fenômenos encontrados no ciclo de funcionamento dos motores de combustão interna, fica evidente a natureza dinâmica do escoamento do fluido durante o funcionamento dessas máquinas térmicas (HEYWOOD, 1988).

2.1.3 Conceitos relacionados aos motores de combustão interna

Esta seção contém conceitos que são abordados ou citados com frequência ao longo do texto e são aqui apresentados para facilitar a compreensão durante sua leitura. Mais informações sobre esses e outros parâmetros que podem ampliar o conhecimento do leitor no campo de motores de combustão interna podem ser encontrados em (HEYWOOD, 1988) e (STONE, 1992).

2.1.3.1 Razão volumétrica de compressão

A razão volumétrica de compressão r_c , definida pela Equação 2.1.

$$r_c = \frac{\text{Volume máximo do cilindro}}{\text{Volume mínimo do cilindro}} \quad 2.1$$

Ela representa a quantidade de vezes que a massa admitida é comprimida no volume mínimo do cilindro, que é igual ao volume da câmara de combustão. Desse modo, a razão volumétrica de compressão pode ser reescrita como na Equação 2.2:

$$r_c = \frac{V_d + V_c}{V_c} = \frac{L \left(\frac{\pi B^2}{4} \right) + V_c}{V_c} \quad 2.2$$

Em que B é o diâmetro do cilindro, L é o curso do pistão, V_d é o volume deslocado pelo pistão do PMI até o PMS e V_c é o volume da câmara de combustão quando o pistão se encontra no PMS (HEYWOOD, 1988). A Figura 2.3 elucida as variáveis usadas no cálculo desse parâmetro.

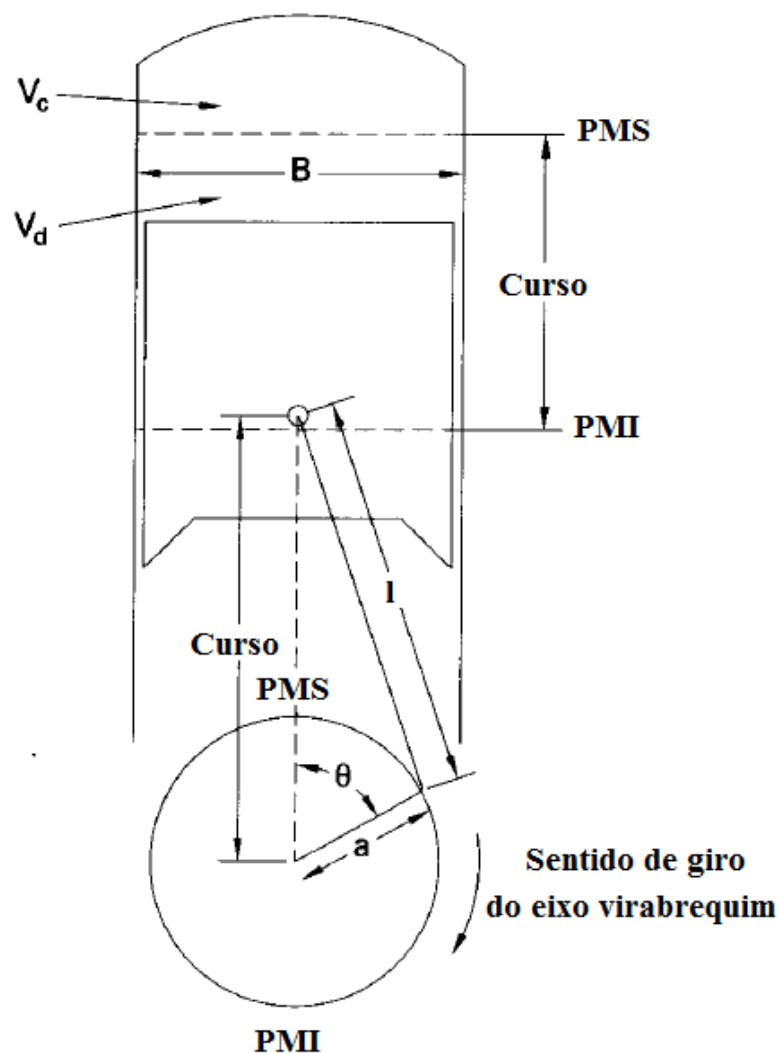


Figura 2.3 – Modelo esquemático com algumas variáveis do motor

Fonte: Adaptado de (PULKRABEK, 2014)

A razão volumétrica de compressão também chamada de razão de compressão geométrica é um adimensional que depende apenas da geometria do motor e não deve ser confundida com o conceito de razão de pressão, que é uma razão dinâmica, que depende das condições de operação do motor.

2.1.3.1 Eficiência volumétrica

Outro parâmetro importante é a eficiência volumétrica η_v , ela mede a efetividade do processo de admissão. Caso seja considerado a massa admitida no cilindro m_a e a massa específica do ar dentro do sistema de admissão $\rho_{a,i}$, esse parâmetro fornece o desempenho de bombeamento do conjunto coletor e pörtico de admissão (HEYWOOD, 1988). Desse modo, a eficiência volumétrica é calculada conforme Equação 2.3.

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_{a,i}V_d} \quad 2.3$$

2.1.3.2 Fração de massa queimada

Considerando que as estruturas de escoamento tem efeito sobre a taxa de queima durante a combustão, é importante conhecer o conceito de fração de massa queimada, *mass burned fraction*, MBF. Ela representa a porcentagem da massa total do combustível presente na câmara de combustão que já participou do processo de queima, ou seja, oxidou-se durante a combustão em determinado tempo. Usualmente esse tempo é medido em ângulo no eixo de virabrequim. Alguns autores definem um tempo chamado de atraso da ignição, *ignition delay*, no qual apenas 1% da fração mássica de combustível tenha sido queimada MBF 0 – 1%. O estágio inicial da combustão, ou de desenvolvimento da chama, se refere à fase do início da ignição até que seja liberada 10% da energia do combustível, ou seja, MBF 0 – 10% e a duração da queima, ou período de combustão rápida sendo o MBF 10 – 90% (HILL & ZHANG, 1994), (FERGUSON & KIRKPATRICK, 2001) e (WU, et al., 2016). Essa duração da queima pode ainda ser dividida em duas partes, MBF 10 – 50% e MBF 50 – 90%, de modo que seja possível identificar se ocorre um desvio, ou centralização de queima rápida no

início ou no final do processo da queima. (FERGUSON & KIRKPATRICK, 2001) acrescentam ainda que a fase de atraso de ignição é afetada pelo momento de ignição, pela fração de gás residual, pela razão de equivalência e pelo tipo de combustível.

2.1.3.3 Razão de equivalência Φ e fator de excesso de ar λ

Outro conceito importante se refere à razão de equivalência, Φ , ela indica se a mistura ar-combustível é rica, pobre ou estequiométrica. Define-se por estequiométrico a quantidade de ar necessária para queimar completamente certa quantidade de combustível, ou seja, $\Phi = 1$. Caso exista uma quantidade maior de oxidante em relação à estequiométrica, $\Phi < 1$ é dita que é uma mistura pobre, nos casos em que exista uma quantidade inferior de ar comparado ao estequiométrico, $\Phi > 1$ é dito que se tem uma mistura rica (TURNS, 2013). Ela é calculada pela fração entre a razão combustível-ar real pela razão combustível-ar estequiométrica, conforme a Equação 2.4.

$$\Phi = \frac{\left(\text{Combustível}/\text{Ar}\right)_{\text{Atual}}}{\left(\text{Combustível}/\text{Ar}\right)_{\text{Estequiométrico}}} \quad 2.4$$

Em alguns trabalhos utiliza-se o termo de razão de equivalência ar/combustível também chamado de fator de excesso de ar, ou simplesmente de fator *lambda*, λ . Matematicamente ele é o inverso de Φ , calculado conforme a Equação 2.5.

$$\lambda = \frac{1}{\Phi} = \frac{\left(\text{Ar}/\text{Combustível}\right)_{\text{Atual}}}{\left(\text{Ar}/\text{Combustível}\right)_{\text{estequiométrico}}} \quad 2.5$$

2.2 Sistemas de injeção

Em linhas gerais, o sistema de injeção tem a função de fornecer o combustível no tempo e em quantidade adequada para cada condição de operação do motor e, além disso, promover uma atomização do combustível com uma distribuição de gotas

apropriada para tornar possível a evaporação e a formação da mistura ar-combustível em tempo hábil dentro cilindro (GANESAN, 1996).

De acordo com (ZHAO, et al., 1999) e (FERGUSON & KIRKPATRICK, 2001), os veículos com motores do tipo *spark ignition*, SI, que empregavam os sistemas de injeção por carburadores passaram a ser substituídos pelos sistemas de injeção *throttle-body* que posteriormente foram substituídos pelos sistemas de injeção nos pórticos, *port fuel injection*, PFI, e mais recentemente têm sido substituídos pelos sistemas de injeção direta, *direct injection*, DI. Exemplos dos sistemas PFI e DI são apresentados na Figura 2.4.

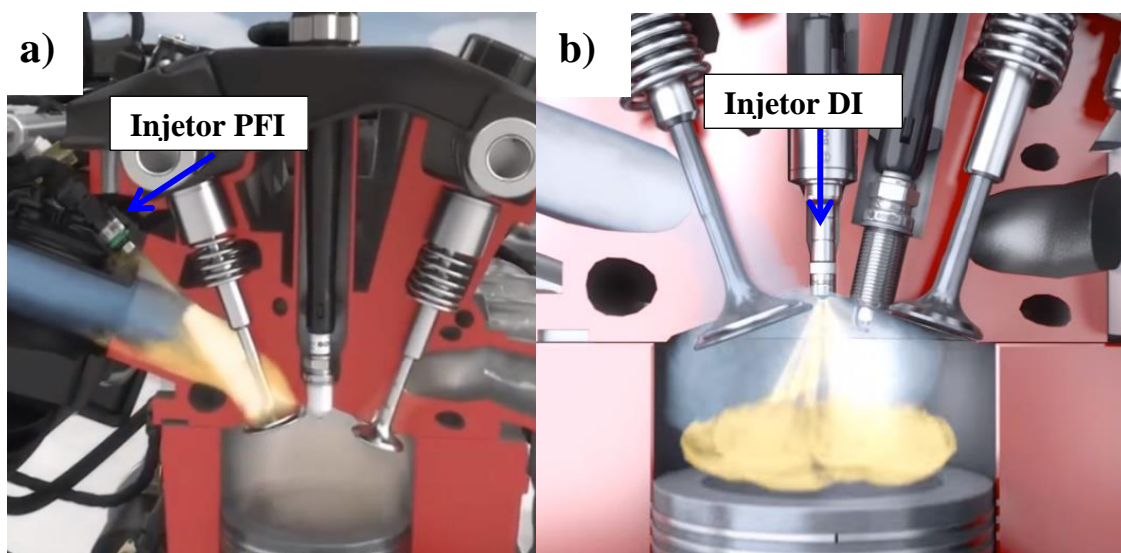


Figura 2.4 – Exemplos de sistemas de injeção: a) Sistema PFI *multi-point* BOSCH e b) Sistema DI BOSCH montado centralmente com um injetor *multi-hole*

Fonte: adaptado de BOSCH Mobility Solutions

2.2.1 Sistema de injeção indireta PFI

De acordo com (BAUMGARTEN, 2006), os sistemas de injeção PFI podem ainda ser classificados como injeção de ponto único – *single-point injection* ou do tipo multiponto – *multi-point injection*, conforme indicado na Figura 2.5.

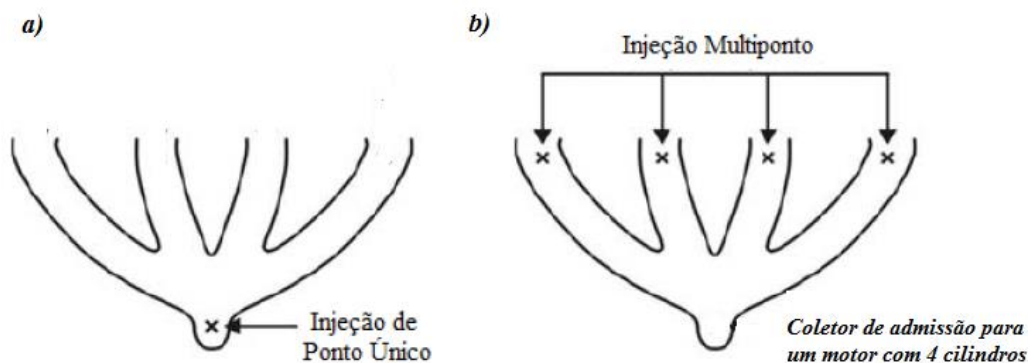


Figura 2.5 – Exemplos de sistemas de injeção PFI: a) sistema PFI de ponto único e b) sistema PFI multiponto

Fonte: Adaptado de (BAUMGARTEN, 2006)

Nos sistemas PFI de ponto único, uma unidade central de injeção é colocada no coletor de admissão anterior às divisões individuais do coletor de admissão. Nos sistemas PFI multiponto cada injetor é geralmente posicionado próximo a cada uma das válvulas de admissão, o *spray* de combustível é injetado muitas das vezes diretamente sobre a face oposta das válvulas de admissão, conforme mostra a Figura 2.6 (BAUMGARTEN, 2006).

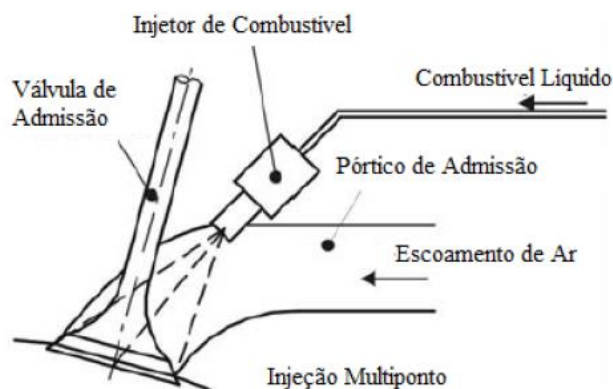


Figura 2.6 – Exemplo de sistema de injeção PFI multiponto

Fonte: Adaptado de (BAUMGARTEN, 2006)

Em virtude de no sistema PFI multiponto cada injetor se encontrar próximo do cilindro, menor é a área para formação do filme líquido de parede na região dos coletores. Além disso, o contato do *spray* com a superfície quente das válvulas devido a essas regiões possuírem temperaturas mais elevadas, pela proximidade com a câmara de combustão, torna maior a taxa de evaporação do combustível. Essa evaporação favorece

o processo de resfriamento dessas superfícies (FERGUSON & KIRKPATRICK, 2001) e (PULKRABEK, 2014). De acordo com (PULKRABEK, 2014), as válvulas de admissão, em condições de regime permanente de funcionamento, operam com temperaturas entre 200 °C e 300 °C podendo atingir temperaturas superiores a 400 °C dentro do ciclo. (RAGHUWANSHI, et al., 2012) em seus estudos sobre a análise de falhas em válvulas automotivas apresentam que as válvulas de admissão podem atingir temperaturas de 550°C, enquanto que as válvulas de exaustão podem alcançar temperaturas máximas por volta de 900°C. (ZHAO, et al., 1999) e (BAUMGARTEN, 2006), descrevem que devido a natureza de funcionamento desse sistema existe um erro inerente de medição na quantidade de combustível entregue a cada cilindro, isso ocorre principalmente pela formação do filme líquido e a sua evaporação parcial, tornando-se necessário injetar combustível em excesso, ultrapassando o limite da condição estequiométrica, elevando o consumo de combustível e os níveis de emissões de hidrocarbonetos não queimados. Contudo, o modo de controle *multi-point* é superior em relação ao modelo *single point* (BAUMGARTEN, 2006).

Em situações de partida a frio, por exemplo, pode-se injetar uma quantidade equivalente a de 10 ciclos para se alcançar uma condição estável de combustível líquido nos filmes de parede dentro dos pórticos de admissão. Portanto, até que seja alcançada essa estabilidade pode ocorrer o fenômeno de *misfire*, ou queima parcial nos primeiros ciclos, aumentando os níveis de emissões (ZHAO, et al., 1999) e (BAUMGARTEN, 2006).

2.2.2 Sistema de injeção direta DI

Esse sistema é caracterizado pela injeção de combustível diretamente dentro do volume do cilindro e da câmara de combustão. Esse tipo de sistema é mais flexível quanto ao instante em que é realizada a injeção, quando comparado aos sistemas PFI que somente fornecem combustível para o ciclo de operação na janela de ângulo de virabrequim cujas válvulas de admissão estão abertas. A versatilidade do sistema DI permite que seja possível injetar o combustível durante os estágios da admissão com o intuito de se obter uma mistura mais homogênea dentro da câmara de combustão no

momento da centelha, ou ainda, realizar a injeção em duas etapas, *split injection*, com uma segunda injeção durante o tempo de compressão para se conseguir uma mistura ar-combustível estratificada, com uma região rica ou estequiométrica, ou seja, com maior inflamabilidade próximo da vela de ignição e regiões mais pobres em direção as paredes do cilindro (FERGUSON & KIRKPATRICK, 2001). (ZHAO, et al., 1999) e (KANG & KIM, 2003), apontam que o sistema DI propicia melhor controle da quantidade de combustível que está sendo injetada dentro cilindro, ou seja, da relação ar-combustível, quando comparado aos tipos de sistemas PFI. Em condições bem ajustadas, o sistema DI oferece potencial de operar com combustões de misturas globais mais pobres, permitindo também uma redução na variabilidade cíclica do motor e nas emissões de hidrocarbonetos não queimados em situações de carga parcial e, além disso, pode propiciar uma melhora na resposta em regimes transientes de operação (ZHAO, et al., 1999).

Os sistemas DI usualmente operam com pressões de injeção superiores as encontradas nos sistemas PFI, como descrito em (ZHAO, et al., 1999), cerca de 4 até 13 MPa e em (FERGUSON & KIRKPATRICK, 2001) na faixa de 5 a 10 MPa. Devido às elevadas pressões de injeção quando comparado aos sistemas PFI, os sistemas DI formam um *spray* mais atomizado, com diâmetro médio de *Sauter* das gotas, SMD, na ordem de 16 μm em comparação aos 100 μm gerados por um sistema PFI de gasolina, segundo (QI, et al., 2012). Esse combustível com maior atomização propicia maiores taxas de evaporação, devido a maior área superficial das gotas e consequentemente tornam a combustão mais estável a partir do primeiro ou segundo ciclo de operação, mesmo em situações de partidas a frio, sem a necessidade de se fornecer combustível em excesso como nos sistemas PFI em algumas condições de operação (ZHAO, et al., 1999).

Outra vantagem desse sistema foi constatada nos primeiros modelos DI que mostraram ser eficientes em proporcionar um aumento na eficiência volumétrica e significativa redução nas perdas por bombeamento. Além disso, toda a evaporação do combustível ocorre dentro do cilindro e esse calor retirado da massa de ar admitida provoca uma redução na temperatura da mistura, proporcionando a operação com combustíveis que possuem menor número de octanos. Esse efeito de resfriamento pode permitir que o motor trabalhe sob maiores razões de compressão e maior sobre

alimentação sem que ocorra do fenômeno de *knock* (ZHAO, et al., 1999), (FERGUSON & KIRKPATRICK, 2001), (BAUMGARTEN, 2006), (ZHAO, 2010), (MALAGUTI, et al., 2011) e (PETERSON, et al., 2015). (KANG & KIM, 2003) destacam ainda que a vaporização do *spray* está diretamente relacionada com a estratificação da mistura dentro da câmara de combustão.

De acordo com (ZHAO, et al., 1999), embora não ocorra a formação de filmes líquidos nos coletores e pórticos de admissão, o molhamento da coroa do pistão, das paredes da câmara de combustão e das paredes do cilindro introduz uma importante variável que deve ser analisada para as condições de injeção direta. Além disso, outra desvantagem é o menor tempo para a evaporação do combustível que pode resultar em gotas líquidas participando do processo de combustão, ou seja, ocorrência de queima difusiva ou sendo eliminadas como espécies de hidrocarbonetos não queimados. O sistema DI associado à ignição por centelha, que torna fixo o instante de centelhamento, impõe um cuidado especial no sentido de se obter uma distribuição espacial e temporal adequada para se alcançar uma combustão estável.

2.2.3 Tipos de injetores de injeção direta

Os injetores aplicados em sistemas DI precisam ser capazes de atender as demandas de fornecimento da quantidade correta de combustível e com um *spray* atomizado, ou seja, cujo diâmetro das gotas esteja compreendido em uma faixa de tamanho adequada para a evaporação e formação da mistura ar-combustível. Como será visto na seção 2.4, em alguns sistemas de combustão a injeção do *spray* de combustível desempenha papel fundamental na formação da mistura (BAUMGARTEN, 2006).

A atomização do combustível é caracterizada por um *spray* formado por pequenas gotas, ou seja, elevada área superficial, melhorando a evaporação, a formação da mistura e conseqüentemente a combustão. Essa atomização ocorre principalmente pelas elevadas pressões de injeção a que o fluido está sendo submetido e pela geometria do orifício pelo qual o combustível é forçado a passar.

A Figura 2.7 apresenta três geometrias principais dos injetores de injeção direta. Outras geometrias de injetores podem ser utilizadas dependendo da posição do injetor

na câmara de combustão. De modo geral, o injetor com multi-orifícios produz um *spray* compacto, com considerável penetração e maiores tamanhos de gotas, quando comparado a pressões de injeção mais elevadas aplicadas em sistemas *Diesel*. Assim o *spray* global tende a ser heterogêneo constituído de zonas ricas e pobres de combustível (GANESAN, 1996) e (BAUMGARTEN, 2006).

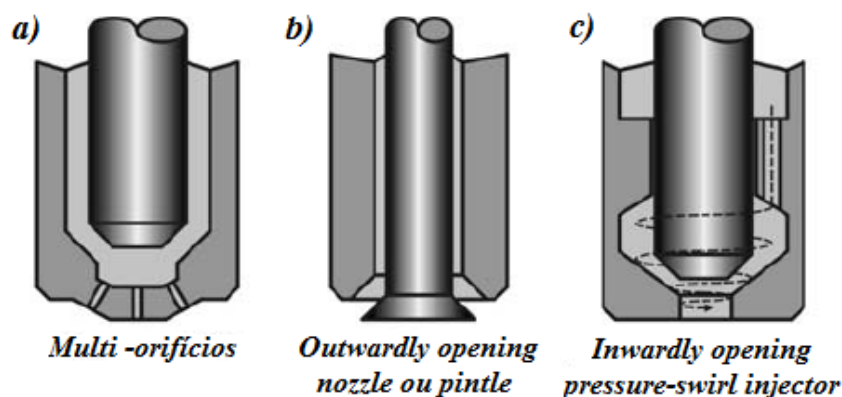


Figura 2.7 – Tipos de geometrias dos injetores DI

Fonte: Adaptado de (BAUMGARTEN, 2006)

Os injetores do tipo *inwardly opening pressure swirl* geram um *spray* de cone oco cuja principal vantagem é a de aumentar a relação área-volume das gotas, devido uma maior atomização do combustível, favorecendo a preparação da mistura ar-combustível. Os injetores do tipo *outwardly opening nozzle* ou *pintle* também produzem um *spray* de cone oco, porém, aqui o ângulo de cone é definido pela geometria do *píntle*, geralmente possuindo um ângulo de cone externo de 60° (BAUMGARTEN, 2006).

2.3 Formação do *spray*

Como dito anteriormente, uma das principais funções do sistema de injeção é fornecer o combustível líquido atomizado para a câmara de combustão. A atomização do *spray* é caracterizada pelo fenômeno de *breakup*, que significa a quebra do jato líquido ou das gotas líquidas em novas gotas menores. Durante este trabalho o termo *breakup* continuará a ser utilizado pelo seu emprego usual na literatura.

O *breakup* primário determina às condições iniciais da gota, como seu diâmetro e suas componentes de velocidades iniciais, a complexidade desse processo se encontra no fato do fenômeno ser influenciado por diversas variáveis, tais como: as condições de escoamento dentro do orifício do injetor, a velocidade do jato de injeção, a geometria do orifício e as propriedades físicas e termodinâmicas do líquido e do gás circundante. O *breakup* primário pode ser dividido em diferentes regimes, ou mecanismos de *breakup*, que refletem o aspecto físico no qual o fluido emerge do orifício (REITZ & BRACCO, 1986) e (BAUMGARTEN, 2006).

De acordo com (BAUMGARTEN, 2006), *Ohnesorge* apresentou uma descrição que permitisse quantificar os diferentes regimes de *breakup* primário. Foram realizadas medições do comprimento intacto do jato que emerge do orifício e verificou-se que os regimes de *breakup* podem ser descritos pelos números adimensionais chamados de número de *Weber* líquido, W_{el} , que representa a inércia do fluido relativa à sua tensão superficial, e pelo número de *Reynolds*, R_e , que representa a relação entre as forças de inércia e viscosas do fluido, calculados conforme a Equação 2.6 e a Equação 2.7, respectivamente.

$$W_{el} = \frac{u^2 D \rho_l}{\sigma} \quad 2.6$$

$$R_e = \frac{u D \rho_l}{\mu_l} \quad 2.7$$

Em que D é o diâmetro do orifício do injetor, u é a velocidade do jato, ρ_l a massa específica do combustível líquido, σ a tensão superficial entre o par líquido e ar e μ_l é a viscosidade dinâmica do líquido. Esses dois adimensionais podem ser combinados para determinar o número de *Ohnesorge*, Z , que relaciona as forças viscosas com a força de tensão superficial do fluido, conforme Equação 2.8.

$$Z = \frac{\sqrt{W_{el}}}{R_e} = \frac{\mu_l}{\sqrt{\sigma \rho_l D}} \quad 2.8$$

A Figura 2.8 mostra o diagrama de *Ohnesorge* no qual são representados os regimes de *breakup* em função do número de *Reynolds*.

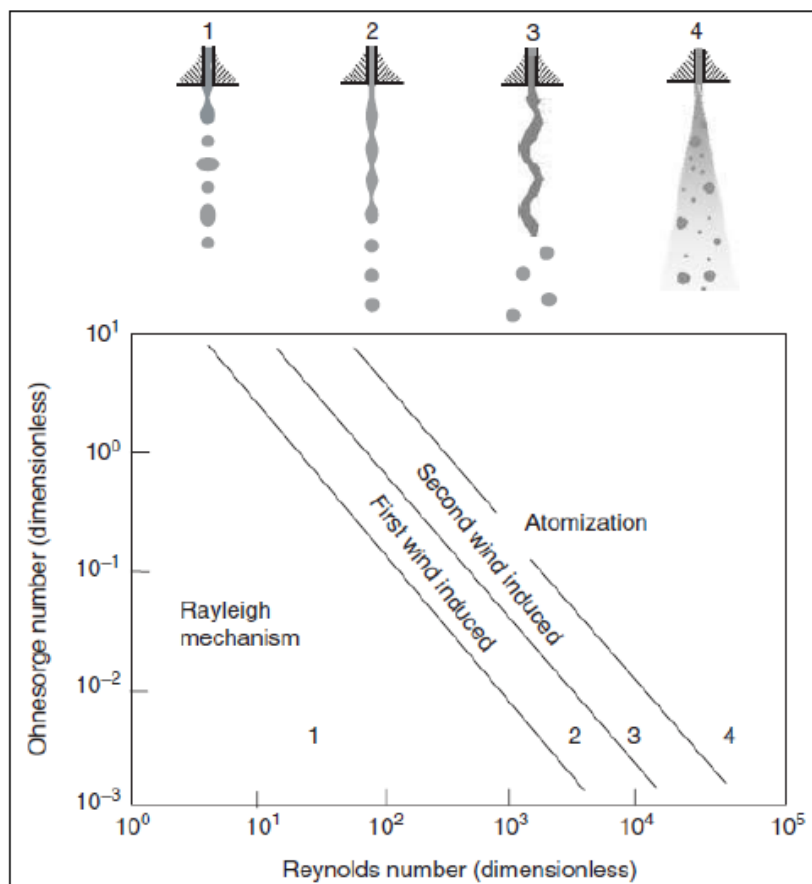


Figura 2.8 – Diagrama de *Ohnesorge*, descrição esquemática dos regimes de *breakup* do jato

Fonte: Adaptado de (BRAVO & KWEON, 2014)

Mantendo as variáveis constantes utiliza-se a velocidade do jato para se avaliar a transição entre os regimes. O regime de *Rayleigh* ou *varicose instability regime* é caracterizado por baixas velocidades de injeção, no qual ocorre o gotejamento das gotas a partir de um comprimento intacto. O *breakup* ocorre pelo crescimento das ondas superficiais devido à tensão superficial, resultando em gotas maiores que o diâmetro do orifício do injetor (BAUMGARTEN, 2006).

O regime denominado *first wind-induced* aparece devido a um acréscimo na velocidade do líquido em relação ao regime anterior. Esse aumento promove uma diminuição do comprimento de *breakup* e as forças relevantes no regime de *Rayleigh* são amplificadas por forças aerodinâmicas. Essas forças resultantes do movimento

relativo entre o jato líquido e o ar que o circunda, levam a um aumento na força de tensão superficial ocasionando na redução do tamanho das gotas que passam a ser da ordem do diâmetro do orifício do jato (REITZ & BRACCO, 1986) e (BAUMGARTEN, 2006).

No *second wind-induced regime* ou *sinusoidal instability* o *breakup* do jato ocorre devido ao crescimento de ondas superficiais com o comprimento de onda curto, *short-waves*, iniciadas pela turbulência do jato e amplificadas por forças aerodinâmicas devido à velocidade relativa entre o jato líquido e o ar que o circunda. Este regime é caracterizado por produzir gotas cujo diâmetro médio é inferior ao diâmetro do orifício (REITZ & BRACCO, 1986) e (BAUMGARTEN, 2006).

O regime de atomização, *atomization regime*, ocorre em velocidades mais elevadas de injeção. Nele, o fenômeno de *breakup* ocorre na, ou antes, do plano de saída do orifício, o que resulta em gotas que tem o diâmetro médio menor que o diâmetro do orifício. Ocorre à divergência do *spray* imediatamente após sua saída do orifício formando um *spray* cônico, o vértice localizado no interior do orifício é característico desse modo. Em virtude desse regime de *breakup* depender fortemente das condições de escoamento no interior do orifício e ele possuir natureza caótica e complexa, sua descrição teórica é muito complexa. Este é o regime relevante para *sprays* obtidos em injetores automotivos (REITZ & BRACCO, 1986), (HEYWOOD, 1988), (LEFEBVRE, 1989) e (BAUMGARTEN, 2006).

2.3.1 Regime secundário de *breakup* das gotas líquidas

Os chamados ligamentos líquidos e as gotas líquidas do *spray* sofrem *breakup* causado pelas forças aerodinâmicas de atrito e pressão, que são induzidas pela velocidade relativa entre as gotas e o gás circundante. As forças aerodinâmicas promovem um crescimento instável das ondas na interface gás-líquido ou na própria gota, que finalmente conduzem ao *breakup*. O *breakup* aqui é representado pela formação de gotas menores que a gota original. As novas gotas geradas estão sujeitas a sofrer *breakup* novamente. A força de tensão superficial, por outro lado, tende a manter a gota esférica em oposição à força de deformação. Essa força de tensão superficial

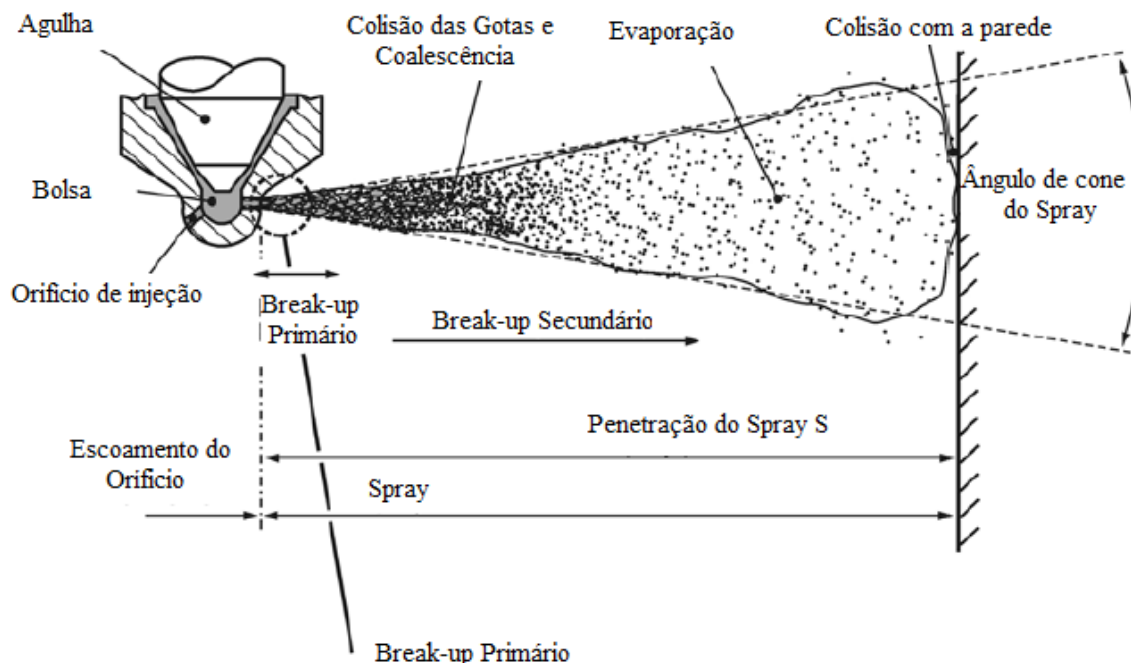


Figura 2.10 – Desenho esquemático de um *spray* de injetor de alta pressão

Fonte: Adaptado de (BAUMGARTEN, 2006)

Segundo (BAUMGARTEN, 2006), um injetor que gera um *spray* de cone cheio apresenta a maior parte da massa de líquido contida na região do eixo de injeção, enquanto as regiões externas contêm menos massa líquida e mais vapor de combustível. Desse modo, o *spray* tende a ser heterogêneo, com regiões ricas e pobres de combustível. A velocidade das gotas é máxima no eixo do *spray* e reduz na direção radial devido à interação com o gás que o circunda. Uma das vantagens dos injetores *multi-hole* é que sua estrutura não sofre grande influência da contrapressão presente na câmara de combustão, característica importante para a estratégia de combustão *spray-guided*.

2.3.3 Estrutura do *spray* de cone oco

A Figura 2.11 ilustra a estrutura típica do *spray* produzido por um injetor do tipo *outwardly opening nozzle*, no qual a geometria do *pintle*, externa ao orifício, faz com que o combustível líquido forme uma película, ou filme líquido em formato cônico. Esse cone reduz de espessura devido à conservação da massa à medida que o *spray* se afasta do orifício e subsequentemente sofre *breakup* formando novas gotas (BAUMGARTEN, 2006).

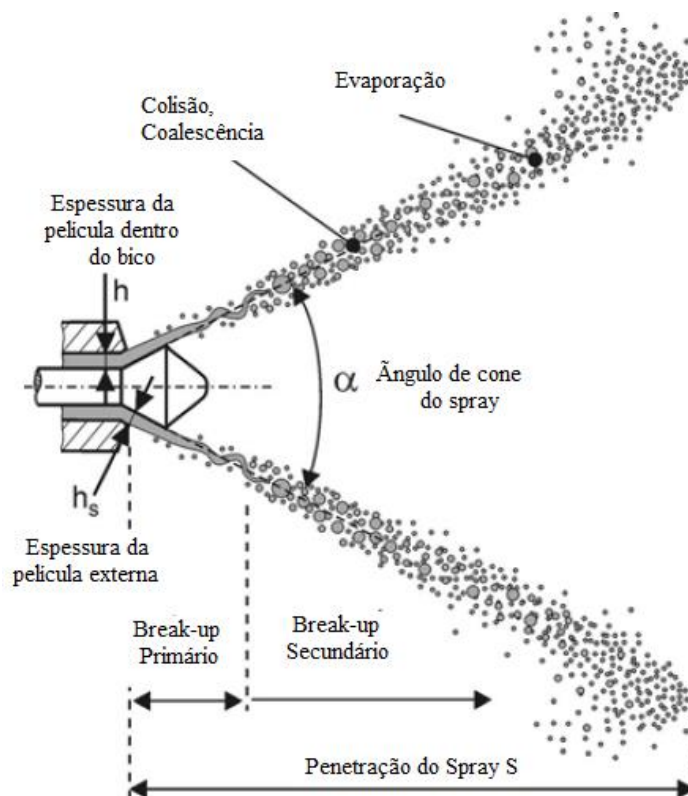


Figura 2.11 – Spray típico de um injetor do tipo *outwardly opening*

Fonte: Adaptado de (BAUMGARTEN, 2006)

A Figura 2.12 apresenta o *spray* produzido pelo injetor do tipo *inwardly opening pressure swirl*, no qual o combustível líquido, em formato de filme cilíndrico e com elevada rotação, deixa o orifício do injetor. A componente de velocidade radial promove o movimento de rotação, resultando na formação de uma folha líquida externa ao orifício e em formato de cone oco. Esse injetor pode gerar a estrutura conhecida como *pré-spray*, que é formado devido à reduzida velocidade de escoamento do combustível líquido dentro do orifício do injetor no início da injeção. Essa quantidade de combustível inicial entra na câmara de *swirl* do injetor e não recebe movimento de rotação suficiente, deixando o orifício com velocidade radial aproximadamente nula, formando uma espécie de cone sólido com reduzido ângulo de cone e possuindo gotas maiores. À medida que a velocidade do combustível aumenta, o líquido no interior da câmara de *swirl* forma uma estrutura cilíndrica oca, ou filme cilíndrico, ou película cilíndrica ao emergir do orifício apresenta-se como uma estrutura cônica oca. O ângulo de cone externo inicial do *spray* é caracterizado como α . Devido à transferência de *momentum* entre as gotas líquidas e o gás ao seu redor, o ar dentro do cone oco é

acelerado na direção axial. Esta aceleração resulta na formação de uma região de baixa pressão no interior do cone do *spray*, como consequência, um escoamento de ar secundário se desenvolve, transportando o gás da região externa do *spray* para a região interna, ou seja, seu centro. Esse escoamento secundário reduz as componentes de velocidade radiais das gotas e favorece também uma redução típica do ângulo de cone do *spray* para β , à medida que o *spray* se distancia do orifício do injetor. O mesmo comportamento de redução do ângulo externo foi reportado por (AMORIM, et al., 2015), (GUZZO, et al., 2015) e (GUZZO M. E., 2017). As gotas menores fluem pelo escoamento secundário, preenchendo o centro do *spray* e melhorando a mistura ar-combustível. O *spray* no seu bordo de ataque, ou região frontal, apresenta a formação de um vórtice em formato de toro tridimensional, resultante das forças aerodinâmicas de arrasto e elevada desaceleração das gotas. Esse vórtice também melhora a formação da mistura ar-combustível, (BAUMGARTEN, 2006).

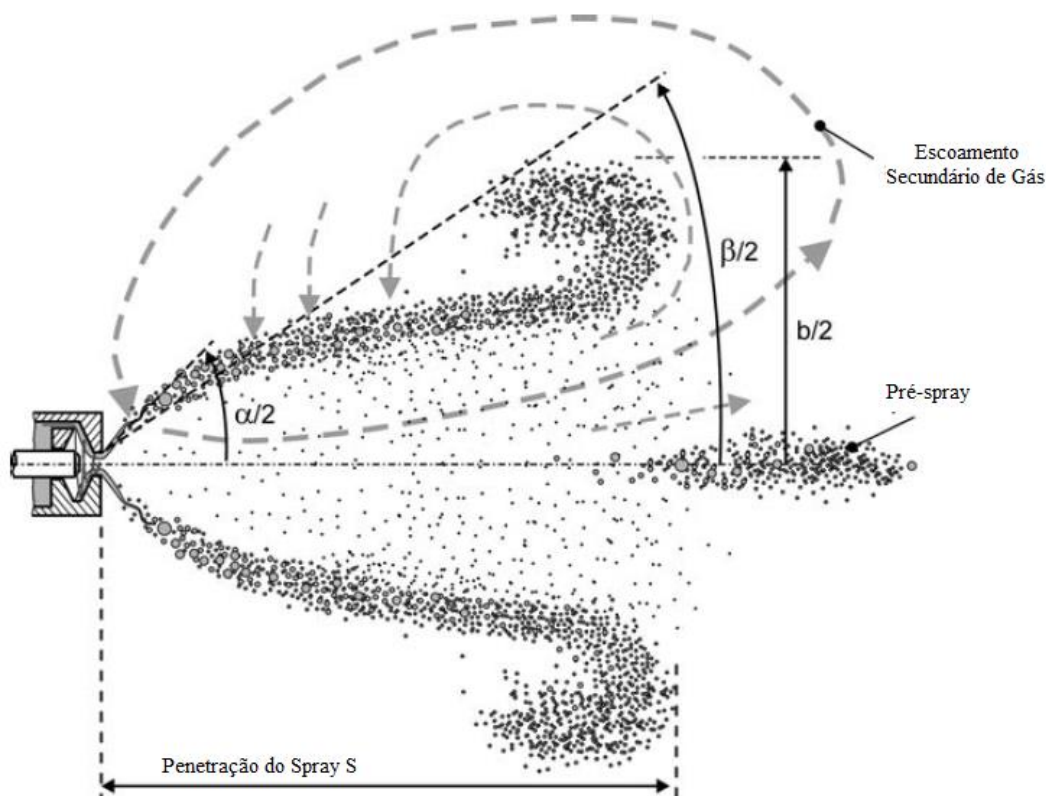


Figura 2.12 – Spray típico de um injetor *inwardly opening pressure swirl-atomizer*

Fonte: Adaptado de (BAUMGARTEN, 2006)

Segundo (BAUMGARTEN, 2006), esses injetores geram um *spray* que é dependente das condições de contorno impostas pelo gás ao redor, sendo a massa

específica do gás circundante o fator mais importante. Além disso, um aumento no valor da contrapressão do gás circundante reduz o ângulo de cone do *spray* α e aumenta a dimensão média das gotas, enquanto a penetração do *spray*, S , permanece relativamente inalterada caso a pressão de injeção seja suficientemente elevada. Um aumento na temperatura do gás tende a provocar uma redução da largura do *spray*, b e isso pode ser explicado devido uma evaporação mais rápida ou devido à viscosidade do gás ao redor do *spray* ser maior, levando a um escoamento secundário mais eficaz que retém mais gotas na região central do cone.

Os trabalhos de (BAFEKR, et al., 2010), (GOMES JÚNIOR, 2017), (GUZZO M. E., 2017) e (ROCHA, et al., 2016) apresentam a estrutura do *pré-spray*. A Figura 2.13 e a Figura 2.14, apresentam esta estrutura para diferentes fluidos e pressões de injeção, evidenciando a natureza intrínseca dela para esses injetores do tipo *pressure swirl*.

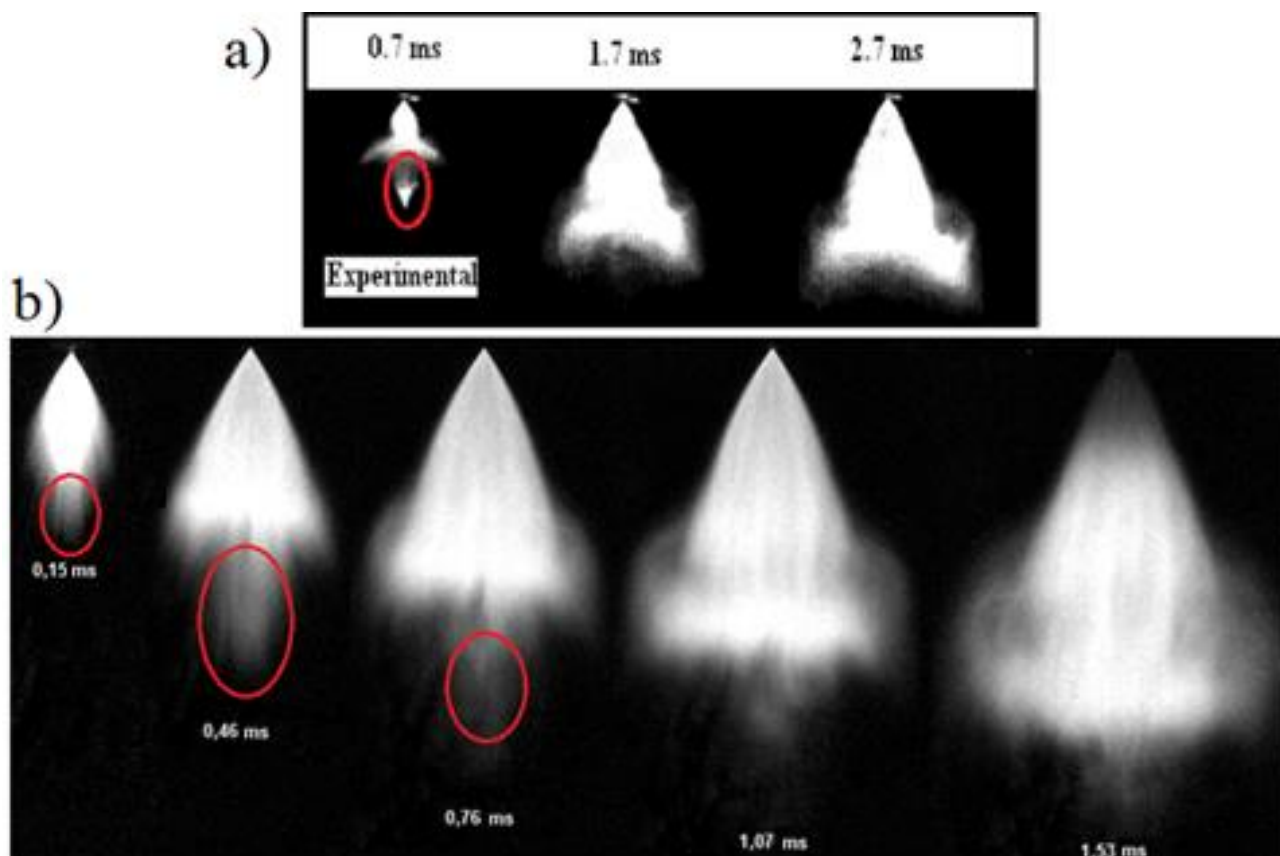


Figura 2.13 – Exemplo da estrutura do *pré-spray* a) Injeção de *Isoctano* para $P_{Inj} = 48,6 \text{ bar}$ e b) Injeção de *etanol* para a $P_{Inj} = 100 \text{ bar}$

Fonte: Adaptado de (BAFEKR, et al., 2010) e (ROCHA, et al., 2016)

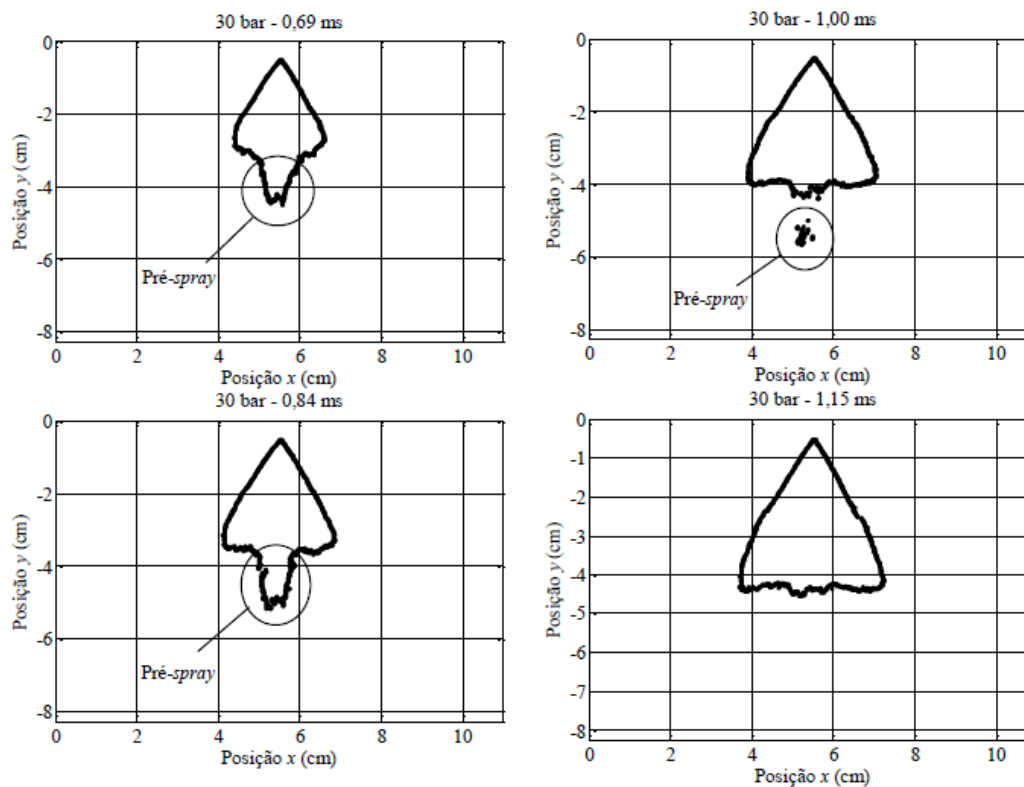


Figura 2.14 – Exemplo da estrutura do pré-spray após o tratamento de imagem.

Injeção de Simulacro EXXSOLD60 para $P_{Inj} = 30 \text{ bar}$

Fonte: Adaptado de (GUZZO M. , 2017)

A Figura 2.15 mostra o vórtice toroidal na região frontal de um *spray* produzido por um injetor do tipo *pressure swirl*.

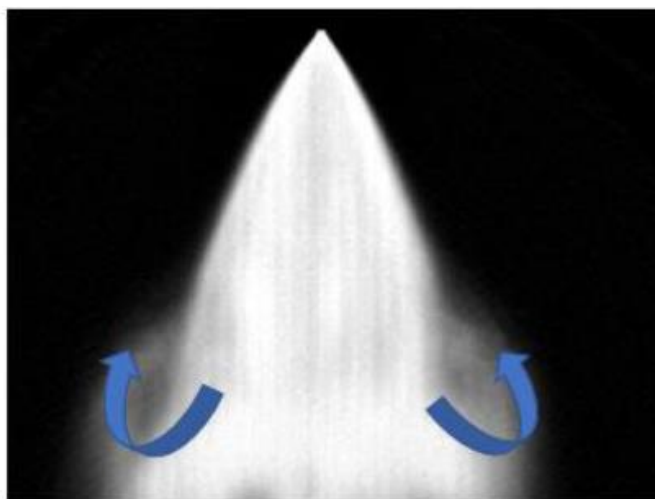


Figura 2.15 – Vórtice toroidal na região frontal do spray

Fonte: (GOMES JÚNIOR, 2017)

2.3.4 Colisão entre gotas do *spray*

Da mesma maneira que as gotas podem sofrer *breakup* e se dividirem para formar novas gotas menores, elas também podem colidir. Nas regiões mais densas do *spray*, a probabilidade de colisões é maior, sendo que essas colisões podem resultar em alterações na velocidade e no tamanho das gotas. O produto da colisão entre duas gotas pode ser: o *bouncing*, *coalescence*, *separation*, *stretchings separation*, e *shattering*. Esses cinco possíveis eventos são apresentados esquematicamente na Figura 2.16 a) e b). Esse fenômeno é causado pela diferença de velocidade entre as gotas, que surge devido as diferentes forças de arrasto experimentadas por elas, pelo próprio *breakup*, pela turbulência do escoamento e pela interação gota-parede, *wall impingement*, entre outros (BAUMGARTEN, 2006).

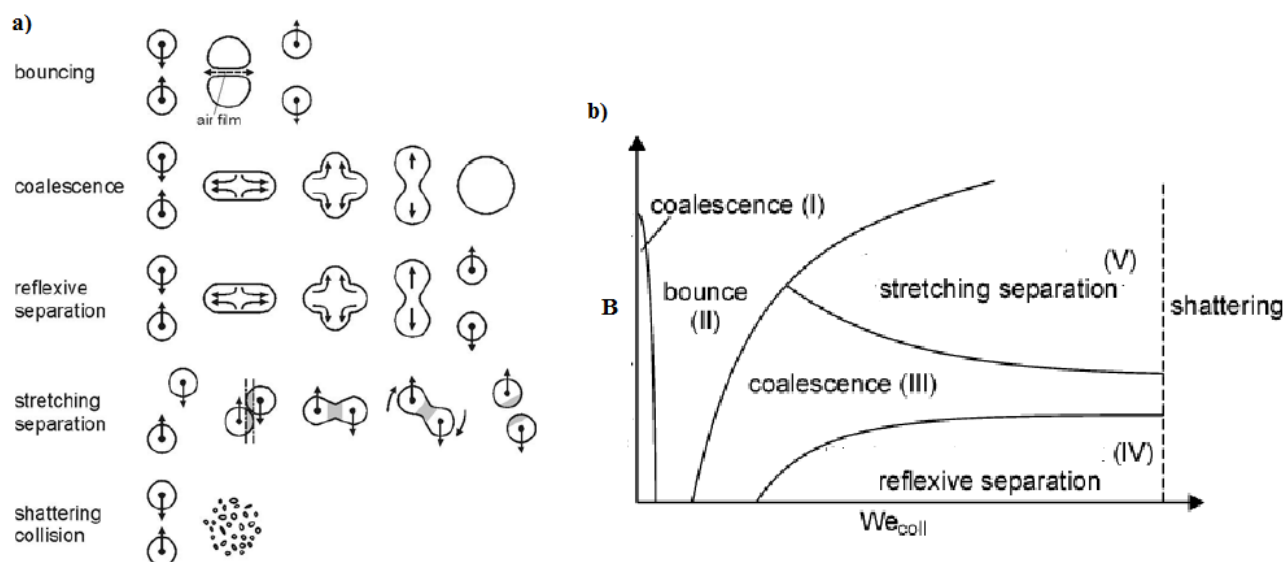


Figura 2.16 – a) Desenho esquemático dos fenômenos de colisão. b) Esboço das regiões de transição entre os produtos da colisão

Fonte: Adaptado de (BAUMGARTEN, 2006)

Como pode ser observado na Figura 2.16 b) os regimes de colisão são funções do fator de impacto B e do número de *weber* de colisão We_{coll} . Esses dois parâmetros são calculados conforme a Equação 2.10 e a Equação 2.11. No qual, d_1 e d_2 , são os diâmetros de duas gotas participando do processo de colisão. O termo X_{gotas} representa a distância entre o centro das gotas medida na direção perpendicular a velocidade relativa das gotas.

$$B = \frac{2X_{gotas}}{d_1 + d_2} \quad 2.10$$

$$We_{coll} = \frac{u_{rel}^2 d_2 \rho_l}{\sigma} \quad 2.11$$

Entretanto, os modelos computacionais existentes não são robustos o suficiente para contabilizar a física completa da colisão associada a outros fenômenos as quais as gotas estão sujeitas. Além disso, esses modelos necessitam de mais dados experimentais para melhor compreensão do fenômeno (BAUMGARTEN, 2006). Como apresentado na seção 2.9, muitos trabalhos não adotam a utilizam do modelo de colisão e nesse trabalho também optou-se por não utilizá-lo e não serão apresentados mais detalhes desse complexo processo.

2.3.5 Interação do *spray* com as paredes do cilindro

O *spray* pode interagir com as paredes do cilindro devido a elevada velocidade das gotas que proporcionam um maior comprimento de penetração do *spray* líquido. Como dito anteriormente, para os casos de injeção PFI as gotas líquidas podem colidir com o coletor, o pórtico e na parte de trás das válvulas de admissão. Nos sistemas DI, principalmente em situações de injeção durante o tempo de admissão no qual a contrapressão dentro do cilindro não é tão elevada, o *spray* de combustível líquido está mais susceptível a entrar em contato com as paredes do cilindro e cabeçote. Em alguns casos, como descrito na seção 2.1.2, pode ocorrer o molhamento do pórtico de admissão caso ocorra o *backflow*.

O evento de interação das gotas líquidas do *spray* com as paredes é descrita na literatura como processo de *impingement* e ele pode ter efeitos positivos ou negativos, dependendo das condições em que ocorre. Em situações de baixa temperatura de parede a formação do filme líquido aumentará os níveis de emissões de hidrocarbonetos e particulados devido à combustão parcial proveniente de evaporações muito lentas (MONTANARO, et al., 2012). No entanto, elevadas temperaturas de parede beneficiam

a evaporação pelo fenômeno de aumento da área superficial global do *spray*, provocada pela intensificação do *breakup* das gotas. Outro fenômeno observado durante o evento de *impingement* é a formação de um vórtice de grande escala na região de contato do *spray* com as paredes. Ele pode induzir o arrasto do ar presente na câmara de combustão intensificando a formação da mistura (BAUMGARTEN, 2006).

Na Figura 2.17 é apresentada uma estrutura típica de um *spray* de cone cheio que impacta sobre uma parede. Percebe-se que uma parcela das gotas se encontra na região da periferia do *spray* que se desenvolve ao longo da parede. As gotas podem se aderir, *stick*, nas paredes e podem continuar a evaporar, ou espalhar-se, *spread*, para formar um filme líquido, ou ainda, refletir, *bounce*, ou quebrar, *breakup*, em gotas menores, dependendo da energia cinética das gotas incidentes e da temperatura da parede. Além disso, maiores taxas de penetração implicam em maiores penetrações tangenciais e normais do *spray* em relação às paredes e promovem maior interação entre o *spray* e o ar (BAUMGARTEN, 2006).

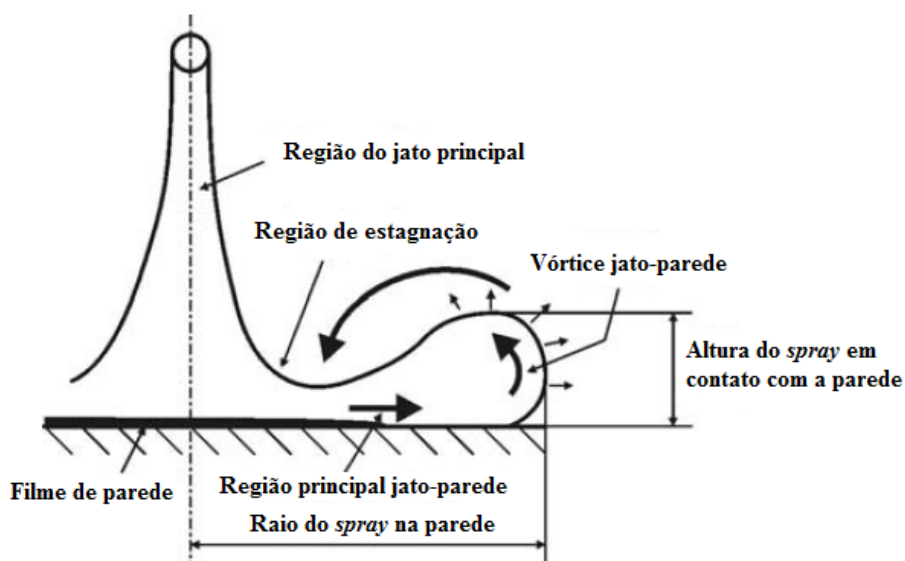


Figura 2.17 – Desenho esquemático do processo de *impingement* de um *spray* de cone cheio

Fonte: Adaptado de (BAUMGARTEN, 2006)

2.4 Sistemas de preparação da mistura ar-combustível

Os motores DI, como descrito anteriormente, permitem a possibilidade de funcionamento sob condições de mistura ar-combustível homogênea, ou estratificada no

instante do centelhamento. Em condições de operação de carga elevada, geralmente a injeção ocorre durante o tempo de admissão, com o intuito de se aproveitar os tempos de admissão e compressão para se obter misturas mais homogêneas. No entanto, para operações com carga estratificada, geralmente é realizada uma primeira injeção durante o tempo de admissão e uma segunda injeção durante o tempo de compressão, com o intuito de se manter uma região mais rica e compacta próxima da região de centelhamento, minimizando as flutuações espaciais do combustível proveniente da segunda injeção. Usualmente os motores de GDI que utilizam da condição de carga estratificada fazem uso de estruturas de escoamento de grande escala como *swirl* ou *tumble*, bem como pistões com superfícies especiais para manter a região rica de combustível próximo da vela de ignição (BAUMGARTEN, 2006). A Figura 2.18 exemplifica as operações com mistura homogênea e com carga estratificada.

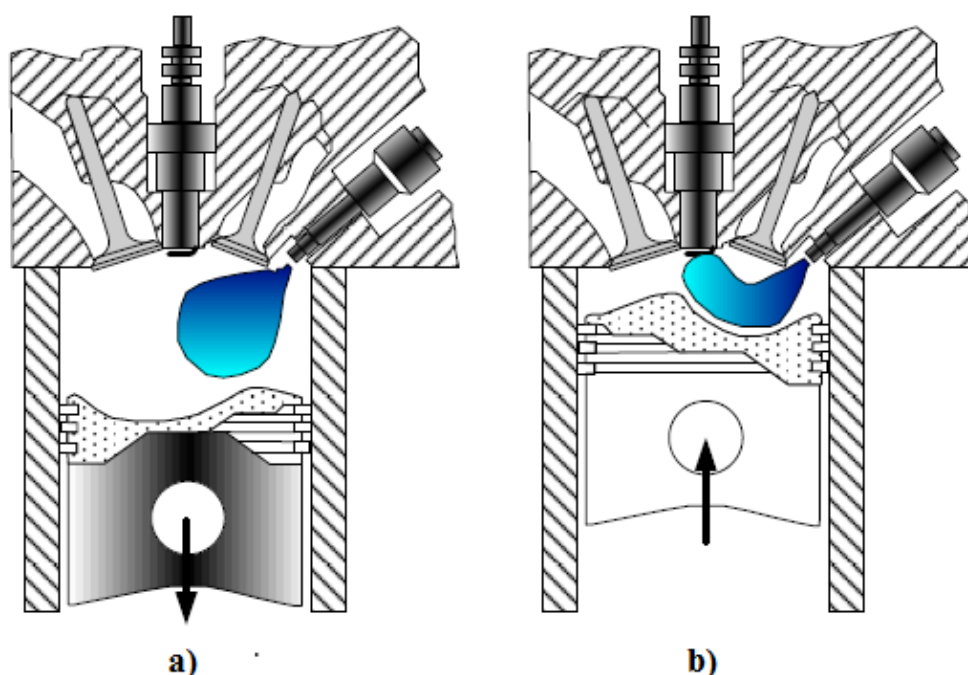


Figura 2.18 – a) Injeção no tempo de admissão para mistura homogênea. b) Injeção no tempo de compressão para carga estratificada

Fonte: Adaptado de (ÇELIK & OZDALYAN, 2010)

Existem três conceitos diferentes para o transporte e preparação da mistura ar-combustível até a vela de ignição, ou seja, a região de centelhamento para o fenômeno da combustão. Elas geralmente são aplicadas para controlar a distribuição espacial e temporal da mistura ar-combustível antes do processo de combustão. São eles:

Sistema *wall-guided*: neste sistema a mistura ar-combustível é preparada e transportada para a vela de ignição por meio das paredes da câmara de combustão e em especial pela geometria do pistão, que pode conter um *bowl* em sua parte superior. Em virtude de uma quantidade considerável de combustível ser injetada diretamente sobre a superfície do pistão ocorre à formação de depósitos de combustível que pode não conseguir evaporar completamente até o momento da ignição, desse modo, essa estratégia pode resultar em hidrocarbonetos não queimados ou queima parcial, *CO*. (ZHAO, et al., 1999), (BAUMGARTEN, 2006) e (ÇELIK & OZDALYAN, 2010). Além disso, o transporte da mistura está relacionado à posição do pistão com relação ao ângulo de virabrequim e assim é dependente da rotação do motor, o que dificulta a previsão correta do tempo de injeção e o instante da ignição para a ampla faixa de operação na qual os motores estão sujeitos. Outra desvantagem se encontra no fato desse sistema requerer um nível de escoamento no pórtilo de admissão que afeta negativamente a formação da mistura em cargas elevadas. Além disso, a geometria diferenciada do pistão pode resultar em um componente mais pesado, quando comparado a geometrias mais simples, o que tende a aumentar as perdas mecânicas e também a transferência de calor devido a maior área superficial (ZHAO, 2010).

Sistema *air-guided*: o combustível é injetado dentro do cilindro e o escoamento de ar é o principal responsável por transportá-lo para a região da vela de ignição. Nessa estratégia, procura-se utilizar os movimentos das estruturas de escoamento, *tumble* e *swirl* que serão descritas na seção 2.5, para evaporar e preparar a mistura ar-combustível. A geometria do pistão pode ser utilizada para adequar o movimento do escoamento. Segundo (ZHAO, 2010), deve-se garantir que o posicionamento da vela de ignição e do injetor proporcione uma mistura com adequada inflamabilidade próxima à vela de ignição em uma ampla faixa de funcionamento do motor. Idealmente, quando o sistema é desenvolvido de maneira correta ele promove uma redução do contato do combustível com as paredes do cilindro e pistão, eliminando esses depósitos e também ampliando a faixa de operação com carga estratificada. Geralmente, se utiliza uma estratégia combinada entre *wall-guided* e *air-guided*, conhecida como *wall-air guided* o que torna o sistema menos sensível às variações cíclicas do escoamento, de modo a se obter uma operação estratificada estável (BAUMGARTEN, 2006) e (ÇELIK & OZDALYAN, 2010). Esse modelo é exemplificado na Figura 2.19.

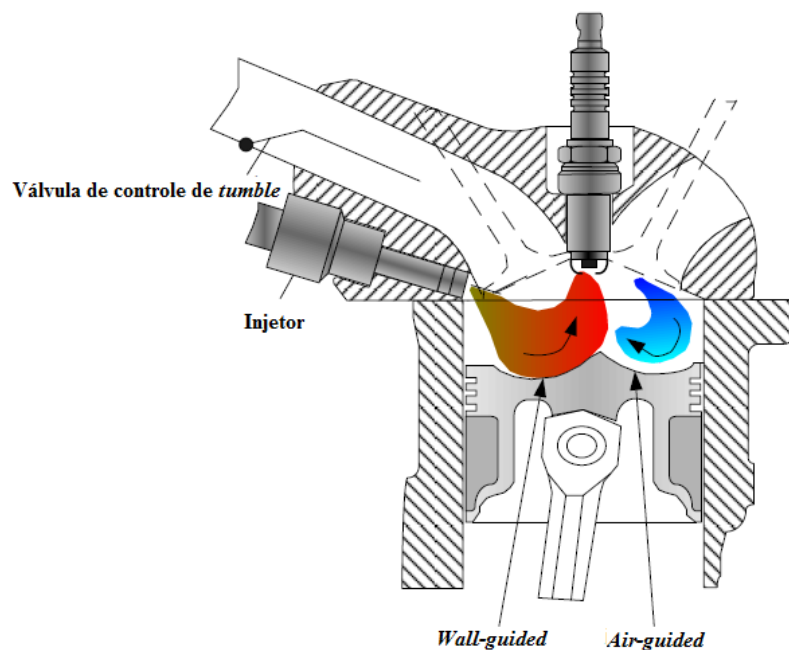


Figura 2.19 – Sistema *air-wall guided* Volkswagen FSI

Fonte: Adaptado de (ÇELIK & OZDALYAN, 2010)

Sistema *spray-guided*: neste sistema o combustível é injetado próximo à vela de ignição onde o mesmo também sofre evaporação. Desse modo, o desempenho desse sistema depende do posicionamento do injetor e da vela de ignição. Outro fator importante é o padrão do *spray* que deve ser robusto o suficiente e apresentar repetitividade, mesmo quando sujeito às elevadas contrapressões da câmara de combustão ou as estruturas de escoamento com elevada magnitude, presentes durante o tempo de compressão. Além disso, a própria injeção de combustível fornece a turbulência necessária para a formação da mistura. Assim, os injetores *multi-hole* parecem ser mais adequados para esses sistemas. Pontua-se que o reduzido tempo entre a injeção para gerar a estratificação e o início da ignição reduzem consideravelmente o tempo de preparação da mistura. Desse modo, uma boa atomização favorece a preparação da mistura e reduz os níveis de emissões. Deve-se evitar que o *spray* líquido entre em contato com a vela de ignição, pois ela se encontra em elevada temperatura e isso a sujeitaria a um elevado gradiente térmico (ZHAO, 2010) e (ÇELIK & OZDALYAN, 2010).

Esses três sistemas anteriormente citados são apresentados esquematicamente na Figura 2.20.

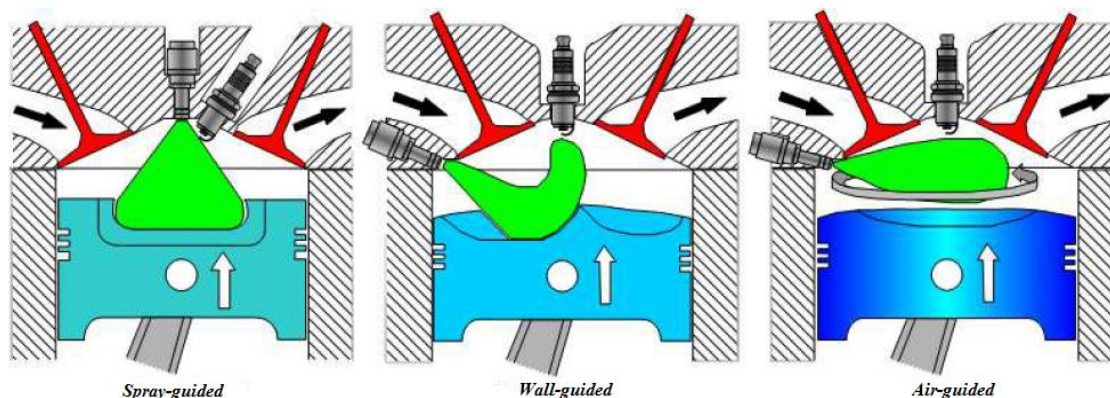


Figura 2.20 – Sistemas de preparação da mistura ar-combustível

Fonte: Adaptado de (ÇELIK & OZDALYAN, 2010)

2.5 Estruturas de escoamentos nos motores de combustão interna

As características do escoamento de ar, como sua magnitude e seu ângulo de inclinação em relação aos eixos de rotação dentro do cilindro estão intimamente ligadas aos projetos dos coletores e pórticos de admissão, bem como das válvulas de admissão e dos seus *lifts*, da razão curso/diâmetro do conjunto pistão cilindro, além das geometrias do cabeçote e do pistão. Assim, o escoamento de ar associado às superfícies das paredes desses elementos cria padrões de escoamentos rotacionais bem definidos dentro do cilindro. Estas estruturas rotacionais podem ser chamadas de vórtices e são delimitadas pelas fronteiras do cilindro (HEYWOOD, 1988) e (TOH, et al., 2011).

Particularmente, o tempo de admissão desempenha papel fundamental no escoamento da massa fluida dentro do cilindro. Principalmente devido as elevadas velocidades alcançadas pelo ar em virtude da área reduzida para o escoamento, proporcionada pelo processo de abertura e fechamento das válvulas de admissão. Destaca-se que a velocidade do escoamento pode ser de cerca de dez vezes a velocidade do pistão. Porém, o escoamento pode ser substancialmente modificado durante a compressão (HEYWOOD, 1988). (WU, et al., 2016) destacam que estudos com relação a forma geométrica dos pórticos de admissão tem influência significativa no escoamento de ar dentro do cilindro.

O campo de escoamento transiente no cilindro e a forma como ele se desenvolve é um fator chave na viabilidade operacional do motor por controlar fenômenos como a

formação da mistura, a combustão e os níveis de emissões (ZHAO, et al., 1999). (HEYWOOD, 1988) ressalta que os escoamentos turbulentos são sempre dissipativos, de modo que as tensões de cisalhamento viscosas deformam o fluido e aumentam assim a sua energia interna em detrimento da energia cinética da turbulência. Ainda segundo (HEYWOOD, 1988), no final do processo de compressão o caráter da turbulência controla a formação da mistura ar-combustível e a taxa de queima da mesma. (JANAS, et al., 2017) acrescentam que além de proporcionar uma mistura ar-combustível com adequada inflamabilidade na região da vela, o campo de escoamento turbulento influencia o enrugamento da frente de chama de modo a controlar o seu consumo e aumentar a taxa da combustão. (MALAGUTI, et al., 2011) confirmam essa ideia e acrescentam que os níveis de turbulência podem atuar como estabilizador da chama, garantindo um início de chama mais regular e estável. (HILL & ZHANG, 1994) e (PULKRABEK, 2014), corroborando com os autores anteriores, apresentam que a qualidade dos níveis de turbulência dentro do cilindro, no instante em que é liberada a centelha, pode aumentar a taxa de combustão. (LEE, et al., 2007) destacam que os movimentos turbulentos do ar dentro do cilindro, em motores SI, controlam a eficiência da combustão e a emissão de poluentes pelo transporte de calor e de massa de grande e pequena escala. (WU, et al., 2016) descrevem, por meio de um estudo numérico, que para motores SI o escoamento turbulento tende a promover a troca entre as misturas inflamáveis e queimada, próximas da superfície da frente de chama e expandem a sua área, melhorando a velocidade de propagação dela. (HILL & ZHANG, 1994) descrevem que as taxas de queima mais elevadas reduzem as emissões de hidrocarbonetos não queimados, *HC*, e de monóxido de carbono, *CO*, por meio da redução na variabilidade cíclica.

Segundo (HILL & ZHANG, 1994), a introdução de escoamentos rotativos pode aumentar a taxa de combustão e ampliar o limite de inflamabilidade da mistura, o que levaria a um aumento na eficiência térmica pelas seguintes razões: redução do tempo de combustão evidenciando uma maior eficiência de conversão da energia térmica em energia mecânica, segundo, permite a aplicação de combustíveis com baixa taxas de queima e elevada octanagem, como o gás natural, ideia presente no trabalho desenvolvido por (WU, et al., 2016) e por último, o aumento do limite de inflamabilidade possibilitando operar o motor em condições de misturas mais pobres quando comparada a situações sem escoamentos rotativos significativos. Como descrito

por (MARTINS, et al., 2009), o uso de misturas pobres tende a reduzir a temperatura da chama devido ao excesso de ar que funciona como um absorvedor de calor, porém, misturas excessivamente pobres podem se tornar instáveis. Ainda com respeito à característica de aumento do limite de inflamabilidade, o aumento da magnitude dos vórtices pode tornar viável o uso de misturas mais pobres ou diluídas devido a utilização de EGR, como descrito por (QI, et al., 2012).

De modo geral, existem quatro estruturas principais de escoamento dentro do cilindro de motores de combustão interna, são elas: o *swirl*, o *tumble*, o *cross tumble* e o *squish*. As três primeiras são caracterizadas pelo ângulo entre o seu eixo principal de rotação do vórtice e o eixo perpendicular do cilindro, apresentadas na Figura 2.21. De acordo com (FERGUSON & KIRKPATRICK, 2001), esses movimentos do fluido proporcionam misturas em uma escala limitada pelo comprimento característico, que é da ordem do diâmetro da câmara de combustão.

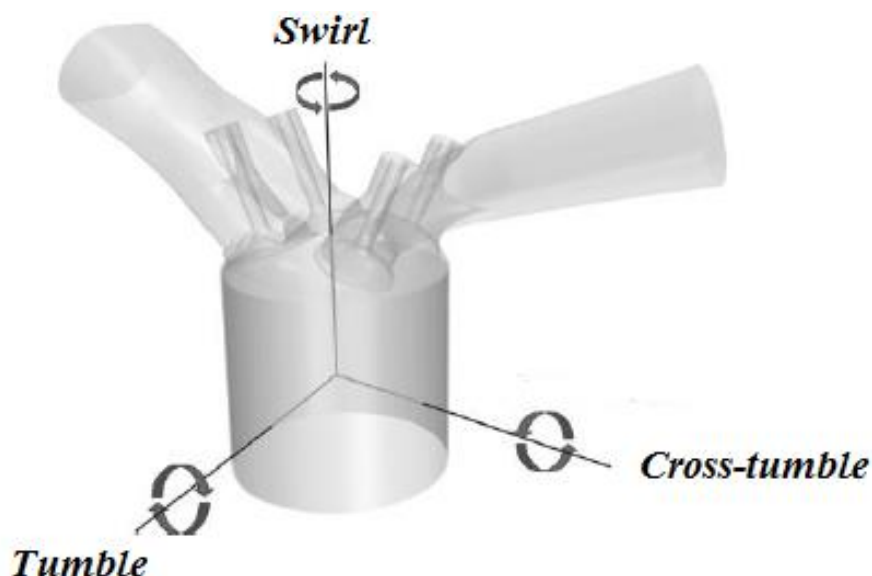


Figura 2.21 – Estruturas típicas de escoamento em motores de combustão interna

Fonte: Adaptado de (RADICCHI, et al., 2017)

Esses três parâmetros adimensionais, os coeficientes de *tumble*, *cross tumble* e *swirl*, são utilizados com o intuito de quantificar essas estruturas rotacionais. Elas são definidas como sendo a razão entre o *momentum* angular total do fluido sobre o seu respectivo eixo pelo *momentum* de inércia sobre o mesmo eixo, com essa razão sendo normalizada pela velocidade angular do eixo virabrequim (KHALIGHI, 1995), (FERGUSON & KIRKPATRICK, 2001) e (KURNIAWAN, et al., 2007).

2.5.1 Escoamento de *swirl*

O *swirl* é a componente rotacional cujo eixo de rotação é paralelo ao eixo do cilindro (HILL & ZHANG, 1994), (ZHAO, et al., 1999), (FERGUSON & KIRKPATRICK, 2001) e (MARTINS, et al., 2009). Os motores podem usar as geometrias dos pórticos e das válvulas de admissão para gerar esse escoamento rotacional durante o processo de admissão. Além disso, o cabeçote pode ser projetado para restringir o escoamento em um dos lados da válvula de admissão e também gerar o escoamento de *swirl* (HEYWOOD, 1988). Até mesmo a geometria da cabeça do pistão, utilizando um *bowl*, por exemplo, pode ser utilizada para sua geração, manutenção e amplificação durante o tempo de compressão. Para uma razão de compressão constante, quanto mais profundo o *bowl*, maior será a mudança no *momentum* de inércia e maior será a amplificação do *swirl* (HILL & ZHANG, 1994) e (FERGUSON & KIRKPATRICK, 2001). O movimento de *swirl*, embora experimente uma redução em magnitude devido ao arrasto viscoso durante o tempo de compressão, de modo geral, experimenta menos dissipação viscosa quando comparado ao movimento de *tumble*, assim ele tende a se preservar ao longo do tempo de compressão, sendo utilizado muitas vezes para manter a estratificação da mistura ar-combustível (ZHAO, et al., 1999), (ZHAO, 2010) e (PULKRABEK, 2014).

De modo mais descritivo (HEYWOOD, 1988), apresenta que o movimento de *swirl* pode ser induzido utilizando pórticos de admissão que proporcionem um escoamento de massa não uniforme pelas as áreas das válvulas de admissão, conduzindo o ar com um elevado *momentum* angular em relação ao eixo do cilindro. Podem ser utilizadas as configurações de pórtico direto, cujo escoamento é direcionado tangencialmente para o cilindro, conforme Figura 2.22 a) e b), ou o pórtico defletor, que faz uso de sua própria parede para defletir o escoamento com *momentum* suficiente para o cilindro, Figura 2.22 c).

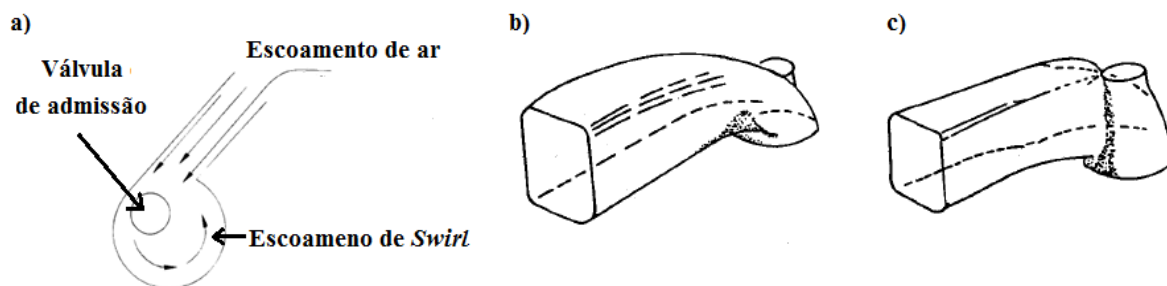
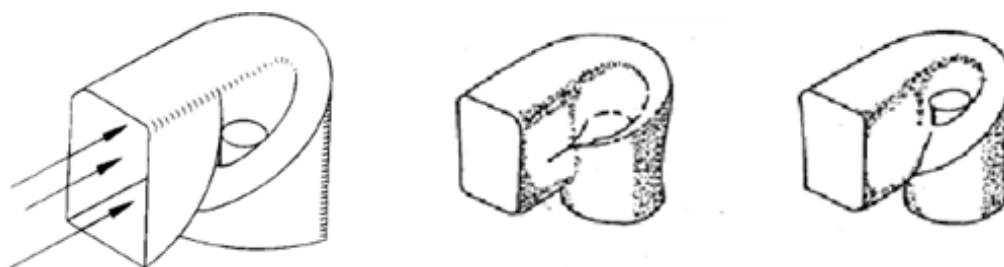


Figura 2.22 – Pórticos de admissão geradores de *swirl*. a) e b) pórtico direto e c) pórtico defletor

Fonte: Adaptado de (HEYWOOD, 1988) e (PULKRABEK, 2014)

Outra forma de se alcançar o movimento de *swirl* para a carga admitida é utilizando os pórticos de admissão com geometria helicoidal (FERGUSON & KIRKPATRICK, 2001). Nesse caso, o *swirl* é gerado dentro do pórtico de admissão antes de entrar no cilindro (HILL & ZHANG, 1994). Desse modo, o ar é forçado a passar por toda a região periférica da válvula, resultando em um maior coeficiente de descarga, uma vez que uma maior região da área da válvula é utilizada pelo escoamento quando comparado ao método anterior. Essa configuração apresenta ainda a vantagem de ser menos dependente da posição do pórtico com relação ao eixo do cilindro, fato que ocorre para os sistemas de pórticos diretos e defletores, (HEYWOOD, 1988). Exemplos de pórticos de admissão helicoidais são apresentados na Figura 2.23.



Escoamento de ar

Figura 2.23 – Exemplos de pórticos de admissão helicoidais geradores de *swirl*

Fonte: Adaptado de (HEYWOOD, 1988) e (PULKRABEK, 2014)

Outra estratégia para induzir o escoamento rotacional de *swirl* consiste no cobrimento parcial, *shrouded*, da região da periferia das válvulas de admissão, Figura 2.24 a) e b), ou pelo mascaramento, *mask*, das válvulas pela geometria do cabeçote, Figura 2.24 c), (HEYWOOD, 1988), (STONE, 1992) e (HILL & ZHANG, 1994).

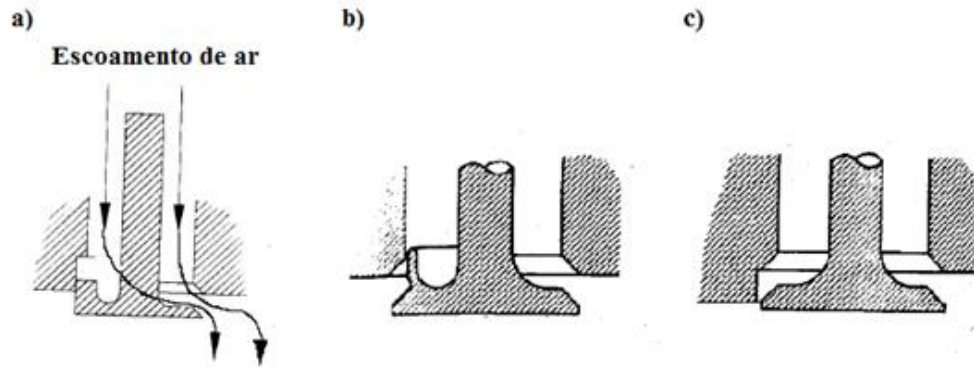


Figura 2.24 – Estratégias de a) e b) *shrouded* e b) *mask*

Fonte: Adaptado de (HEYWOOD, 1988) e (PULKRABEK, 2014)

Outra possibilidade é a utilização de uma válvula controladora de *swirl*, *swirl control valve*, CSV, ou, *swirl flaps*, posicionada antes das válvulas de admissão Figura 2.25, que permite o direcionamento do escoamento. Esse sistema pode apresentar um controle contínuo de sua posição, uma vantagem em relação aos outros sistemas que possuem mesma configuração para qualquer condição de operação do motor. A Figura 2.26, apresenta um exemplo em que um dos lados do coletor de admissão é fechado, por meio de uma válvula de controle, de modo a produzir um maior vórtice de *swirl* dentro do cilindro.

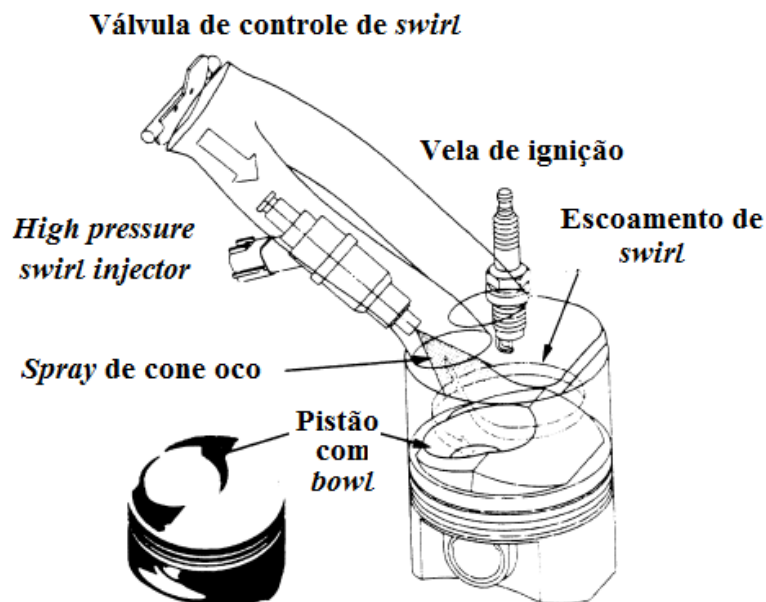


Figura 2.25 – Sistema GDI Nissan com válvula de controle de *swirl*

Fonte: Adaptado de (ZHAO, et al., 1999)

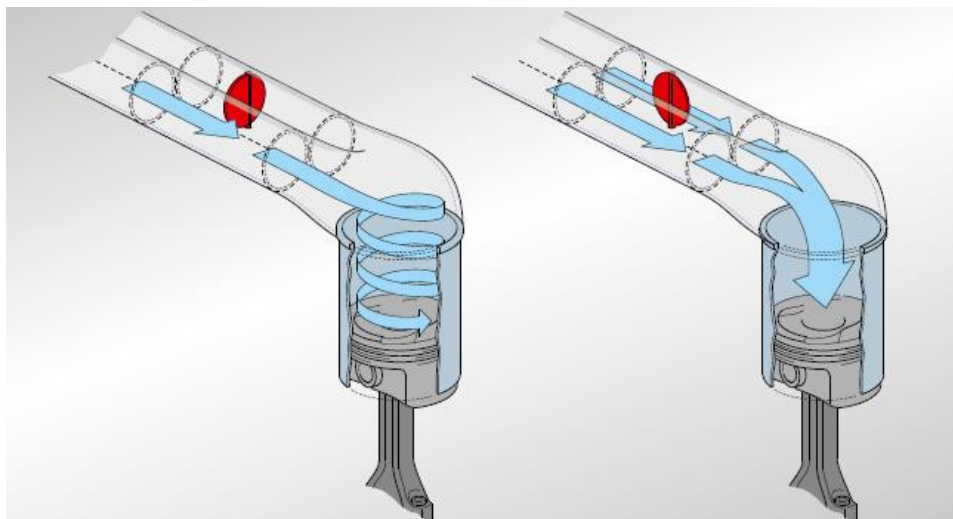


Figura 2.26 – Sistema com válvula de controle de *swirl*, *swirl flaps*

Fonte: Adaptado de (PIERBURG, 2011)

O *swirl* pode ainda propiciar uma mistura ar-combustível com concentração adequada na periferia do pistão para operações com carga estratificada (ZHAO, et al., 1999). Porém, dependendo da quantidade de *swirl* gerado e da massa específica da mistura ar-combustível, ele pode transportar por convecção um excesso dessa mistura para as paredes do cilindro desfavorecendo o processo de combustão, podendo até mesmo ocorrer o fenômeno de *quenching*, ou apagamento da chama.

Todas as estratégias citadas para gerar *swirl*, em maior ou menor grau, podem resultar em uma redução na eficiência volumétrica e conseqüentemente uma redução na potência de saída (STONE, 1992) e (ROY, et al., 2016).

2.5.2 Escoamento de *tumble*

O escoamento de *tumble* é caracterizado pelo seu eixo de rotação ser perpendicular ao eixo do cilindro (ZHAO, et al., 1999) e (MARTINS, et al., 2009). Ele tende a ser gerado em um plano paralelo ao plano dos pórticos de admissão, tendo em vista que ele aproveita do *momentum* do escoamento de ar nesse sentido para ser criado.

Durante o tempo de compressão, o escoamento de *tumble* dos grandes vórtices presente no cilindro deve se decompor em múltiplos vórtices menores que possuam a

dimensão do tamanho do comprimento de escala turbulento, podendo aumentar substancialmente a intensidade da turbulência próximo do PMS (HILL & ZHANG, 1994), (ZHAO, et al., 1999). De fato, (KHALIGHI, 1991) e (KRISHNA & MALLIKARJUNA, 2009) apresentam que o escoamento de *tumble* mostra-se mais eficaz que o movimento de *swirl* para aproveitar da dinâmica do movimento do pistão promovendo um aumento da energia cinética da turbulência no final do tempo de compressão. Ainda, conforme apresentado na seção 2.5 e em (ZHAO, et al., 1999), esse aumento na intensidade turbulenta no final do tempo de compressão pode ser essencial para compensar a redução na velocidade de chama resultante da combustão de misturas pobres.

Da mesma forma que o escoamento de *swirl*, ele também pode se beneficiar da geometria do pÓrtico de admissão e do *bowl* no pistão para incrementar sua intensidade no cilindro, como apresentado na Figura 2.27, em que a geometria elevada do pÓrtico de admissão sobre o cabeçote e o pistão com geometria de *bowl* possibilitam a formação do vÓrtice de *tumble* durante a admissão para formação da mistura. O pistão permite o direcionamento da segunda injeção durante o tempo de compressão, alusão ao sistema *wall-guided*, seção 2.4.

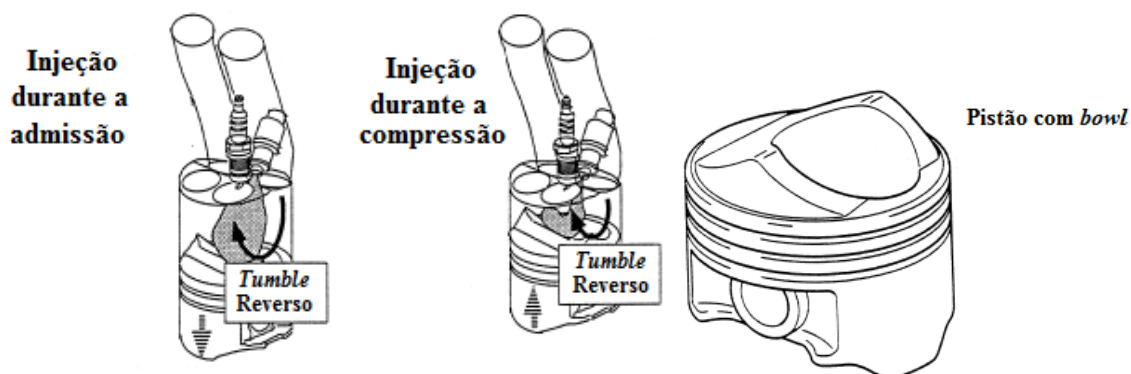


Figura 2.27 – Sistema GDI Mitsubishi

Fonte: Adaptado de (ZHAO, et al., 1999)

Assim, como a utilização do sistema de controle de válvula para gerar *swirl*, um sistema similar de válvulas, *tumble flaps*, pode ser utilizado para reduzir a área de escoamento do ar e aumentar a velocidade do escoamento, intensificando o *tumble*. Exemplos desse sistema são apresentados na Figura 2.28 e na Figura 2.29.

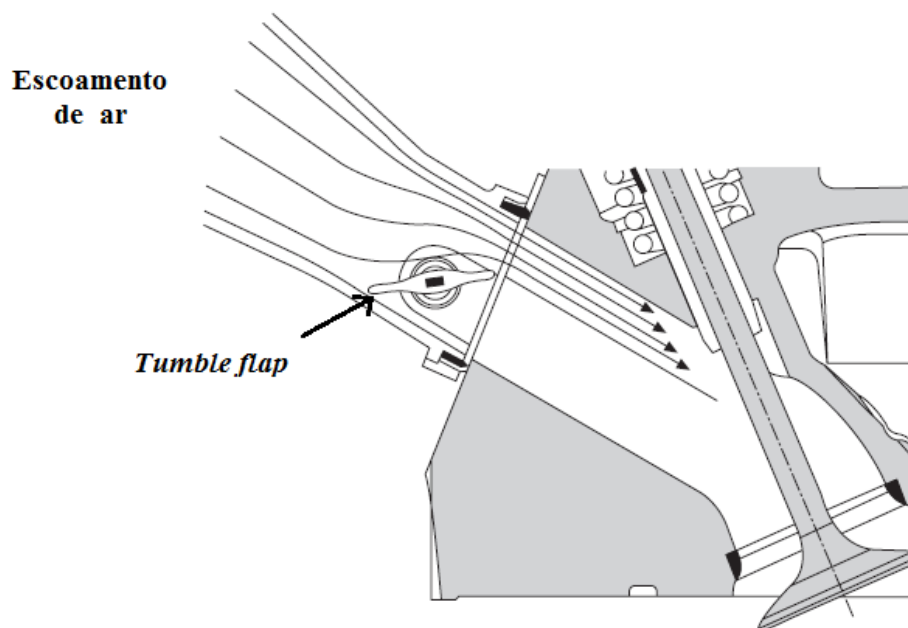


Figura 2.28 – Sistema Audi FSI com tumble flap

Fonte: Adaptado de (ZHAO, 2010)

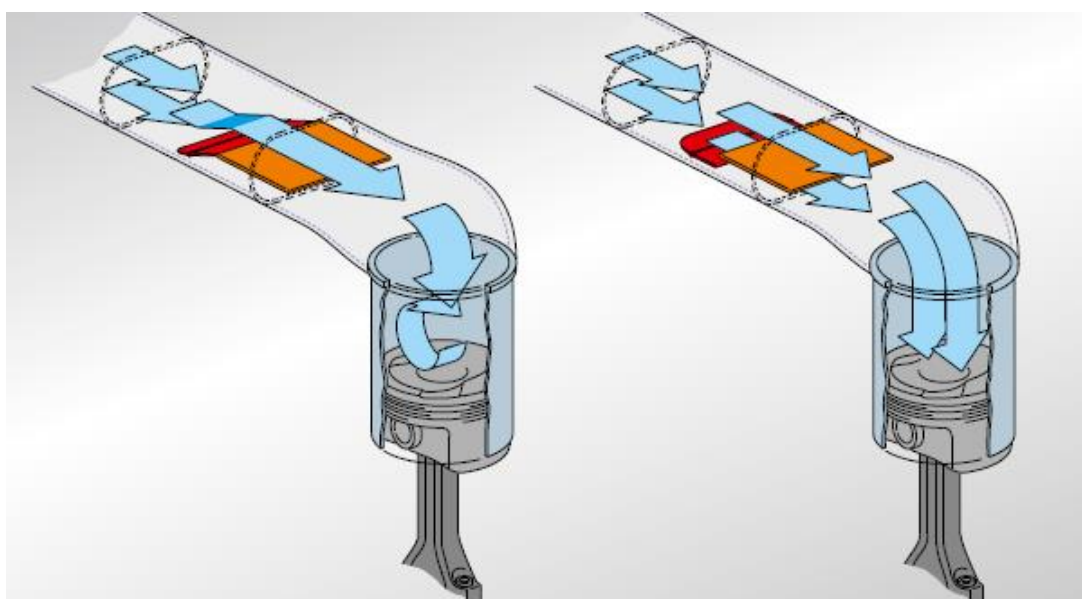


Figura 2.29 – Sistema com tumble flap

Fonte: Adaptado de (PIERBURG, 2011)

Destaca-se que a utilização dessas estratégias para a geração das estruturas de escoamento de *tumble* quanto de *swirl* nos coletores e pórticos de admissão tende a ocasionar em uma redução na eficiência volumétrica. Portanto, esse efeito deve ser contabilizado quando o intuito é o aumento da magnitude das estruturas de escoamento.

2.5.3 Escoamento de *squish*

Outro movimento da massa fluida dentro do cilindro que merece destaque é denominado de *squish*. Ele é caracterizado pelo movimento na direção radial, ou transversal da mistura ar-combustível quando o pistão se aproxima do PMS no final do tempo de compressão. Ele ocorre devido uma área da face do pistão estar muito próxima da face do cabeçote, (HEYWOOD, 1988). De acordo com (PULKRABEK, 2014), geralmente ele ocorre por volta de 10° antes do PMS.

O *squish* pode ser utilizado para intensificar o movimento de *swirl* (HILL & ZHANG, 1994), destaca-se que esse efeito combinado pode amplificar a intensidade da turbulência durante os estágios iniciais da combustão (ZHAO, et al., 1999). Em situações de pistão com *bowl*, o *squish* pode intensificar o escoamento de *tumble* (PULKRABEK, 2014). Além disso, o efeito combinado dessas duas estruturas pode promover um aumento da transferência de calor para o cilindro devido ao aumento do movimento proporcionado ao fluido dentro do cilindro (HEYWOOD, 1988).

De acordo com (ZHAO, et al., 1999), pode ocorrer um aumento na tendência a autoignição, tendo em vista que estruturalmente para se gerar o *squish* pode ocorrer um aumento nas regiões conhecidas como *crevice*. Porém, em condições de propagação de chama, as regiões de *crevice*, por apresentarem elevada relação área superficial por volume, propiciam uma maior transferência de calor para as paredes. Esse efeito tende a favorecer o *quenching*, apagamento da chama, embora a turbulência possa misturar as regiões de apagamento da chama com os outros gases promovendo a oxidação tardia no evento de combustão (SHER, 1998). A Figura 2.30 apresenta alguns exemplos de câmara de combustão para a geração do *squish*.



Figura 2.30 – Exemplos de conjuntos pistão cabeçote para aproveitamento do movimento de *squish*

Fonte: Adaptado de (ZHAO, et al., 1999)

2.6 Dinâmica dos Fluidos Computacional

Conforme descrito por (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007), a dinâmica fluida computacional, CFD, é uma técnica de simulação numérica que permite a análise de escoamentos de fluidos, transferência de calor e de massa e fenômenos associados a reações químicas, entre outros. De acordo com (ZHAO, 2010), o uso de tecnologias CFD se tornou importante no desenvolvimento dos motores de combustão interna, auxiliando na otimização dos sistemas de admissão, injeção de combustível, formação da mistura entre outros.

Além disso, o uso de técnicas CFD permite uma análise mais completa dos complexos fenômenos dinâmicos que ocorrem dentro do cilindro do motor em relação aos experimentos. (KURNIAWAN, et al., 2007) pontuam sobre a dificuldade de se realizar medições experimentais do escoamento de ar dentro do cilindro devido a natureza tridimensional, transiente e turbulenta e por assim dizer complexa desse escoamento. Em concordância com essa ideia (QI, et al., 2012) apresentam que métodos experimentais como a fabricação de câmaras de combustão, montagem de bancadas de fluxo e a utilização de técnicas *Particle Image Velocimetry*, PIV, são difíceis, dispendiosas e podem levar longo tempo. Os mesmos autores acrescentam que a CFD pode reduzir o tempo de ciclo de projeto dos motores, além de permitir uma completa visualização do campo de escoamento. (MALAGUTI, et al., 2009) descrevem que o estudo, mesmo em laboratórios de pesquisa, da injeção de combustível por meio de um motor com janela ótica ainda é uma tarefa delicada devido ao molhamento das paredes do cilindro e do pistão, especialmente em condições de arranque do motor. (TOH, et al., 2011) em seus estudos numéricos, descrevem a versatilidade e a conveniência de se utilizar métodos CFD em virtude do elevado custo e dificuldade em se trabalhar somente com investigações experimentais do escoamento presente nos motores.

Destaca-se que para que a CFD se torne um meio preditivo de se analisar fenômenos presentes nos motores existe a necessidade de se obter resultados experimentais que permitam a validação de modelos que descrevem fisicamente e/ou quimicamente fenômenos específicos como: os fenômenos de *breakup* primário e secundário do *spray*, a interação gota líquida-parede, a combustão, a detonação, entre outros. Ou ainda, que possibilitem a validação de determinadas condições de operação

de um sistema, por exemplo, uma condição de carga e rotação para um cilindro de um motor e a partir desse ponto, outras condições possam ser extrapoladas via simulação numérica. Desse modo, conforme descrito em (MALAGUTI, et al., 2011), acredita-se que as práticas numéricas e experimentais devem ser utilizadas de modo sinérgico para uma melhor compreensão dos complexos processos presentes nos motores de combustão interna.

2.6.1 Equações que representam o escoamento dos fluidos

Na dinâmica dos fluidos computacional o menor elemento possível de um fluido é chamado de partícula fluida, cujas propriedades macroscópicas não são influenciadas por moléculas individuais. No âmbito da CFD, cada partícula fluida é obtida por meio da geração da malha no volume de controle. Neste documento o fluido é tratado como um *continuum* e descrito em termos das suas propriedades macroscópicas, como: pressão, velocidade, massa específica, temperatura e seus derivados no tempo e espaço (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007).

A descrição do escoamento dos fluidos pode ser representada matematicamente pelas três leis físicas de conservação: a conservação da massa do fluido, a conservação de *momentum* e a conservação de energia.

A equação de conservação da massa, também conhecida como equação da continuidade representa que a taxa de variação da massa dentro da partícula fluida é igual à taxa líquida de escoamento de massa através da fronteira da partícula (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007). Em três dimensões ela pode ser representada pela Equação 2.12:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u}) = 0 \quad 2.12$$

Em que ρ é a massa específica, t é o tempo e \vec{u} é a forma vetorial do campo de velocidades.

Por meio da segunda lei de *Newton* se obtém a equação de conservação de *momentum*. A taxa de variação do *momentum* é igual à soma das forças, seja ela de superfície (força de pressão, forças viscosas) ou de campo (força centrífuga, força de *coriolis*, força eletromagnética, força gravitacional), em uma partícula do fluido, sendo que estas estão incluídas nos termos fonte (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007). O estado de tensões no elemento fluido é determinado em termos da pressão e das nove componentes das tensões viscosas. A conservação de *momentum* para um sistema tridimensional é apresentada por meio da Equação 2.13, da Equação 2.14 e da Equação 2.15:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} \quad 2.13$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial\tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-p + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zy}}{\partial z} + S_{My} \quad 2.14$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial\tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial(-p + \tau_{zz})\tau_{zy}}{\partial z} + S_{Mz} \quad 2.15$$

Para a equação na direção x , têm-se as seguintes definições: S_{Mx} é o termo fonte do *momentum* na direção x por unidade de volume e por tempo, τ_{xx} é a tensão viscosa aplicada no plano cuja normal é o vetor x e aplicada na direção x e p é a pressão.

A equação da energia é proveniente da primeira lei da termodinâmica, e representa que a taxa de variação da energia da partícula fluida é igual à soma da taxa de calor adicionada à partícula fluida mais a taxa do trabalho realizado pela/ou sobre a partícula fluida, conforme 2.16 (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007).

$$\begin{aligned}
\rho \frac{DE}{Dt} = & -div(pu) \\
& + \left[\frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} \right. \\
& \left. + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] \\
& + (k_{Conductividade\ térmica} gradT) + S_E
\end{aligned} \tag{2.16}$$

Em que, $k_{Conductividade\ térmica}$ é o coeficiente de condutividade térmica, T é a temperatura, S_E é o termo fonte de energia por unidade de volume e por tempo, E é a energia específica do fluido.

Além dessas equações que representam o escoamento, pode ser necessário fazer uso de mais duas equações que relacionam as seguintes variáveis termodinâmicas: a massa específica ρ , a pressão p , a energia interna i e a temperatura T (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007). Para um gás ideal, essas equações são apresentadas na Equação 2.17 e na Equação 2.18:

$R_{gás}$ é a constante do gás determinada pela razão entre a constante universal dos gases e a massa molar do gás e C_v é o calor específico a volume constante.

$$p = \rho R_{gás} T \tag{2.17}$$

$$i = C_v T \tag{2.18}$$

2.6.2 Equações de Navier-Stokes

Navier e *Stokes* foram dois cientistas do século XIX que calcularam independentemente as equações que hoje carregam os seus respectivos nomes. As equações de *Navier-Stokes* particularizam as equações de *momentum* pela forma como são calculadas as tensões viscosas. Introduce-se então o conceito de tensões viscosas normais e cisalhantes para um fluido *newtoniano*, no qual elas são proporcionais às taxas de deformação. Desse modo, são definidas a viscosidade dinâmica do fluido, μ e a

segunda viscosidade do fluido, $\lambda_{segunda\ viscosidade}$, que ainda necessita de mais estudos para ser compreendida. A viscosidade dinâmica se relaciona as tensões com deformações lineares e está presente nas tensões viscosas de cisalhamento, já a segunda viscosidade se relaciona as tensões viscosas normais (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007).

As equações das tensões normais, nas três direções são expressas na Equação 2.19, na Equação 2.20 e na Equação 2.21:

$$\tau_{xx} = 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda_{segunda\ viscosidade} div(\vec{u}) \quad 2.19$$

$$\tau_{yy} = 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda_{segunda\ viscosidade} div(\vec{u}) \quad 2.20$$

$$\tau_{zz} = 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda_{segunda\ viscosidade} div(\vec{u}) \quad 2.21$$

As tensões cisalhantes são compostas por seis componentes, calculadas conforme Equação 2.22, a Equação 2.23 e a Equação 2.24:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad 2.22$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad 2.23$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad 2.24$$

Assim, substituindo as expressões das tensões nas equações de *momentum*, e agrupando alguns termos, obtêm-se assim as equações de *Navier-Stokes* para as três dimensões, a Equação 2.25, a Equação 2.26 e a Equação 2.27.

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{-\partial p}{\partial x} + div(\mu gradu) + S_{Mx} \quad 2.25$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{-\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad} v) + S_{My} \quad 2.26$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{-\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad} w) + S_{Mz} \quad 2.27$$

2.7 Descrição da turbulência

O processo de escoamento do fluido nos cilindros dos motores de combustão interna são intrinsicamente turbulentos em virtude da elevada velocidade do escoamento e da movimentação de componentes. (PULKRABEK, 2014), acrescenta que somente em regiões de *crevices*, a proximidade entre as paredes da câmara de combustão reduz os níveis de turbulência. (BARATTA, et al., 2017), complementam que o elevado nível de anisotropia e recirculação dentro dos motores torna desafiadora a tarefa da correta descrição das características do escoamento médio e da turbulência. (YANG, et al., 2014), descrevem que a capacidade dos modelos numéricos de representar os padrões de escoamento dentro do cilindro e a turbulência, influencia diretamente na capacidade de predição da formação da mistura ar-combustível e da combustão.

A turbulência é caracterizada por movimentos instáveis tridimensionais que levam a mudanças nas características do escoamento, mesmo submetida a condições de contorno constantes. Dentro dessas mudanças podem-se perceber alterações aleatórias e caóticas nas propriedades do fluido dentro do campo de escoamento. A turbulência necessita de uma energia para ser gerada e dentro do escoamento nos cilindros uma fonte comum de energia é o cisalhamento do escoamento, isso pode ocorrer em consequência das elevadas velocidades do escoamento geradas durante o processo de abertura e fechamento das válvulas, por exemplo. Em outras palavras, ocorre um aumento na energia cinética da turbulência devido ao trabalho de deformação realizado sobre o fluido em virtude das tensões de cisalhamento viscosas, e essa energia é convertida em energia interna do fluido (HEYWOOD, 1988) e (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007).

Devido à natureza aleatória do escoamento turbulento a descrição das propriedades do fluido é realizada por meio de um valor médio constante e de uma componente flutuante. A soma dessas duas componentes descreve a propriedade em estudo (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007). A Figura 2.31, apresenta um exemplo de medição para a propriedade de velocidade em um escoamento turbulento.

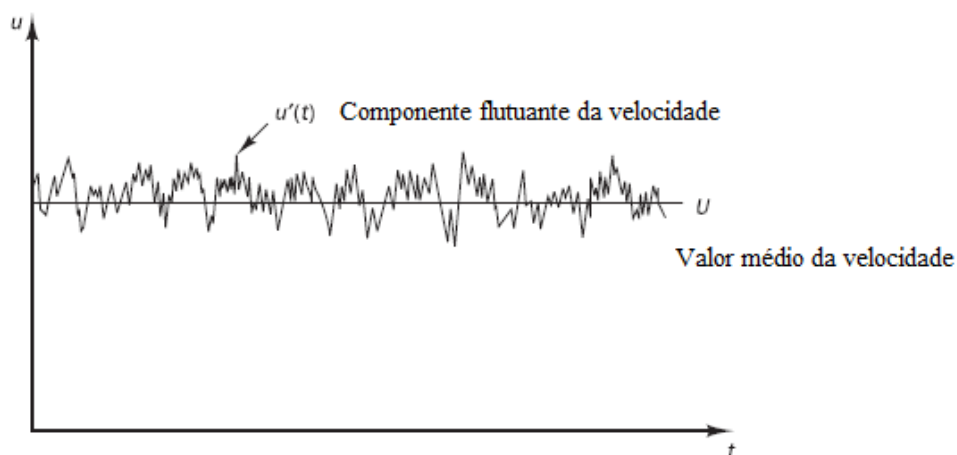


Figura 2.31 – Representação do valor médio e da componente flutuante de uma propriedade em um escoamento turbulento

Fonte: Adaptado de (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007)

Para o caso exemplificado a velocidade é indicada por artifício do valor médio, U e da componente flutuante u' . Esse método de apresentação da propriedade é conhecido como decomposição de *Reynolds*.

2.7.1 Equações de Navier-Stokes por médias de Reynolds

Na abordagem dos métodos numéricos foram desenvolvidos modelos para se determinar os importantes efeitos da turbulência. Esses métodos são agrupados nos seguintes grupos:

Os modelos de simulação direta numérica, *direct numerical simulation*, DNS, calculam o escoamento médio e todas as flutuações de velocidade nas menores escalas de tempo e comprimento, ou seja, as escalas de *Kolmogorov*, nas quais a dissipação de energia ocorre. De modo geral, as simulações tridimensionais que utilizam o DNS

apresentam um número total de volumes da ordem de $Re^{9/4}$ e o passo de tempo total de cerca de $Re^{3/4}$, resultando em um custo computacional total da ordem de Re^3 . Tendo em vista que problemas de engenharia apresentam escoamentos com elevado número de *Reynolds*, os modelos DNS podem ser impraticáveis para a solução de problemas de escoamento na engenharia, (SHI, et al., 2011) e (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007).

O método de simulação de grandes vórtices, *large eddy simulation*, LES, utiliza um filtro computacional espacial, permitindo assim o cálculo dos grandes vórtices. Os vórtices menores, nos quais a dissipação de energia ocorre, são calculados por meio de um modelo conhecido como (SGS) *sub-Grid scale*. Destaca-se que as grandes estruturas do escoamento geralmente dependem mais da geometria estudada, enquanto que as menores são consideradas universais, tornando este método eficiente para aplicações em âmbito geral. No entanto, ele é aplicado para escoamentos transientes e demanda também uma considerável capacidade computacional, embora já esteja sendo utilizado no campo da pesquisa como será visto na seção 2.9. (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007).

O terceiro grupo contém os modelos de turbulência para as equações de Navier-Stokes por médias de *Reynolds*, *Reynolds average Navier-Stokes*, RANS. Nesse método são descritos o escoamento médio e os efeitos da turbulência sobre as propriedades deste. Assim, essa estratégia descreve o conjunto das quantidades médias do escoamento no tempo. Substituindo as grandezas decompostas nas equações de conservação, obtêm-se as equações de RANS, conforme a Equação 2.28, a Equação 2.29, a Equação 2.30, a Equação 2.31 e a Equação 2.32. Em que a barra indica grandezas com média no tempo e o til representa as grandezas na média de *Favre*. Φ_{fluido} é uma propriedade do fluido (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007).

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \text{div}(\bar{\rho} \tilde{\vec{U}}) = 0 \quad 2.28$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{U})}{\partial t} + \text{div}(\bar{\rho}\tilde{U}\tilde{U}) \\
= -\frac{\partial\bar{P}}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad } \tilde{U}) \\
+ \left[\frac{\partial(\overline{\bar{\rho}u'^2})}{\partial x} - \frac{\partial(\overline{\bar{\rho}u'v'})}{\partial y} - \frac{\partial(\overline{\bar{\rho}u'w'})}{\partial z} \right] + S_{Mx}
\end{aligned} \tag{2.29}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{V})}{\partial t} + \text{div}(\bar{\rho}\tilde{V}\tilde{U}) \\
= -\frac{\partial\bar{P}}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad } \tilde{V}) \\
+ \left[\frac{\partial(\overline{\bar{\rho}u'v'})}{\partial x} - \frac{\partial(\overline{\bar{\rho}v'^2})}{\partial y} - \frac{\partial(\overline{\bar{\rho}v'w'})}{\partial z} \right] + S_{My}
\end{aligned} \tag{2.30}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{W})}{\partial t} + \text{div}(\bar{\rho}\tilde{W}\tilde{U}) \\
= -\frac{\partial\bar{P}}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad } \tilde{W}) \\
+ \left[\frac{\partial(\overline{\bar{\rho}u'w'})}{\partial x} - \frac{\partial(\overline{\bar{\rho}w'})}{\partial y} - \frac{\partial(\overline{\bar{\rho}v'w'^2})}{\partial z} \right] + S_{Mz}
\end{aligned} \tag{2.31}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial(\bar{\rho}\widetilde{\Phi_{fluido}})}{\partial t} + \text{div}(\bar{\rho}\widetilde{\Phi_{fluido}}\tilde{U}) \\
= \text{div}(\Gamma_{\Phi_{fluido}} \text{grad } \widetilde{\Phi_{fluido}}) \\
+ \left[\frac{\partial(\overline{\bar{\rho}u'\varphi'})}{\partial x} - \frac{\partial(\overline{\bar{\rho}v'\varphi'})}{\partial y} - \frac{\partial(\overline{\bar{\rho}w'\varphi'})}{\partial z} \right] + S_{\Phi_{fluido}}
\end{aligned} \tag{2.32}$$

Os termos adicionais das médias de *Reynolds* nas equações de escoamento são descritas por meio de modelos de viscosidade turbulenta. Esses modelos se baseiam na analogia entre a ação das tensões viscosas e tensões de *Reynolds*. Além disso, eles são determinados a partir das relações algébricas das quantidades turbulentas, como a energia cinética da turbulência, k e sua taxa de dissipação, ε , que é resolvida usando um modelo de equação de transporte. Os modelos da família k - ε , são baseados na hipótese

de *Boussinesq*, 1877, que propôs que as tensões de *Reynolds* são proporcionais às taxas médias de deformação, conforme Equação 2.33. Usando a notação de que i ou $j = 1$ corresponde à direção x e que i ou $j = 2$ corresponde à direção y e que i ou $j = 3$ corresponde à direção z .

$$\tau_{ij} = -\rho u'_i u'_j = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad 2.33$$

Nesta equação, a energia cinética da turbulência por unidade de massa é representada pelo termo k e a viscosidade turbulenta μ_t e δ_{ij} é o delta de *Kronecker* que permite a correta correlação entre as tensões normais de *Reynolds*. E elas são definidas conforme a Equação 2.34 e a Equação 2.35.

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad 2.34$$

$$\delta_{ij} = 1 \text{ se } i = j \text{ e } \delta_{ij} = 0 \text{ se } i \neq j \quad 2.35$$

Aqui será apresentada a formulação do modelo *renormalization group*, RNG $k-\varepsilon$, um dos modelos da família $k-\varepsilon$ e desenvolvido por *Yakhot* e colaboradores em 1992. Esse modelo remove as menores escalas do movimento das equações de governo e expressa o seus efeitos nos termos das grandes escalas do movimento e por meio de correções na viscosidade. São apresentadas as equações do modelo RNG $k-\varepsilon$, conforme a Equação 2.36, a Equação 2.37, a Equação 2.38, a Equação 2.39, a Equação 2.40, a Equação 2.41, a Equação 2.42, (CD-Adapco, 2013).

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial \left(\rho u_j k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right)}{\partial x_j} \\ = \mu_t (P + P_B) - \rho \varepsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \end{aligned} \quad 2.36$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial\left(\rho u_j \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right) \frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right)}{\partial x_j} \\
= C_{\varepsilon 1} \left(\frac{\varepsilon}{k}\right) \left(\mu_t P - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k\right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right) + C_{\varepsilon 3} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t P_B \\
- C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + C_{\varepsilon 4} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - \frac{C_\mu \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0}\right) \rho \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k}
\end{aligned} \tag{2.37}$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \tag{2.38}$$

$$P_B = - \frac{g_i}{\rho \sigma_{h,t}} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \tag{2.39}$$

$$P = S_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tag{2.40}$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \tag{2.41}$$

$$S = \sqrt{2 S_{ij} \cdot S_{ij}} \tag{2.42}$$

As constantes do modelo são: $C_\mu = 0,085$, $\sigma_k = 0,719$, $\sigma_\varepsilon = 0,719$, $\sigma_h = 0,9$, $\sigma_m = 0,9$, $C_{\varepsilon 1} = 1,42$, $C_{\varepsilon 2} = 1,68$, $C_{\varepsilon 3} = 0,0$ ou $C_{\varepsilon 3} = 1,42$, $C_{\varepsilon 4} = 1,42$, $\eta_0 = 4,377$, $\beta=0,012$, essa última constante é um coeficiente empírico, o valor acima usado como padrão foi baseado em cálculos de turbulência próximo da parede segundo (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007). Observa-se a presença de um termo adicional que muda dinamicamente com a taxa de deformação turbulenta, o que segundo (BAUMGARTEN, 2006), permite uma descrição mais detalhada do escoamento com rápidas distorções e vórtices anisotrópicos de grande escala. O trabalho de (KIM, et al., 2015), corrobora com essa teoria, acrescentando que o modelo RNG captura o escoamento de *swirl* melhor do que o modelo de turbulência k - ε padrão. Como

será visto na seção 2.9, o modelo RNG $k-\varepsilon$ tem sido aplicado em simulações do escoamento em motores de combustão interna.

2.7.2 Modelo de escoamento próximo à parede

A função de parede de *Angelberger* foi adotada para o escoamento próximo da parede. Segundo (BARATTA, et al., 2017), o modelo de parede de *Angelberger* foi formulado especificamente para motores de combustão interna para explicar a influência do elevado gradiente de temperatura na região próxima da parede. Ele é uma extensão do modelo de lei de parede, que foi alterada para velocidades e temperaturas médias reduzidas se variáveis corretas forem contabilizadas para as mudanças de temperatura. Essas variáveis adimensionais correspondem a: a distância estendida da parede, η^+ , a velocidade estendida reduzida, ψ^+ , e a temperatura estendida reduzida, θ^+ . Elas estão correlacionadas com a definição da distância da parede y^+ , a massa específica reduzida, ρ^+ , e a temperatura reduzida, T^+ , pela Equação 2.43, a Equação 2.44 e a Equação 2.45, (POINSOT & VEYNANTE, 2005).

$$d\eta^+ = \frac{\nu_w}{\nu} dy^+ \quad 2.43$$

$$d\psi^+ = \rho^+ du^+ \quad 2.44$$

$$d\theta^+ = \rho^+ dT^+ \quad 2.45$$

Os demais termos presentes são a viscosidade cinemática na parede, ν_w e a viscosidade cinemática local, ν .

O fluxo de calor para as paredes é calculado pela Equação 2.46.

$$q_w = \frac{\rho_w c_p u_T T_w \ln\left(\frac{T}{T_w}\right)}{\theta^+} \quad 2.46$$

Para a temperatura na região dentro da camada viscosa, têm-se Equação 2.47.

$$\theta^+ = Pr \eta^+ \text{ para } \eta^+ \leq 13,2 \quad 2.47$$

Fora da camada viscosa adota-se a Equação 2.48.

$$\theta^+ = 2,075 \ln \eta^+ \text{ para } \eta^+ > 13,2 \quad 2.48$$

Para a velocidade na região da camada viscosa conforme a Equação 2.49.

$$\psi^+ = \eta^+ \text{ para } \eta^+ \leq 10,8 \quad 2.49$$

Fora da camada viscosa pela Equação 2.50.

$$\psi^+ = 2,44 \ln(\eta^+) + 5 \text{ para } \eta^+ > 13,2 \quad 2.50$$

2.8 Abordagem lagrangiana e a descrição do spray

Para descrever o fenômeno de injeção de combustível são necessárias duas fases: uma de gotas líquidas dispersas e outra para a fase de gás circundante. Desse modo, utiliza-se a abordagem *lagrangiana*, na qual as propriedades das partículas são descritas em função da partícula discreta e do tempo. Ela permite, por exemplo, reproduzir o fenômeno característico do *breakup*. Por outro lado, a fase de gás é descrita pela abordagem *euleriana*, na qual as propriedades do fluido são descritas em função da posição e do tempo.

A descrição do fenômeno de injeção exige a necessidade do acoplamento entre as fases, de modo que o *momentum*, alterações nas componentes de velocidade da gota e do gás, a energia, a transferência de calor entre as fases, e a massa, devido à evaporação da fase líquida, sejam trocados. É possível utilizar uma descrição estatística na qual a função de distribuição de probabilidade da gota é definida pela Equação 2.51.

$$f(\vec{x}, \vec{u}, r, T, t) d\vec{u} dr dT \quad 2.51$$

A função f representa o número provável de gotas por unidade de volume no tempo t e na posição \vec{x} , as velocidades se encontram no intervalo $d\vec{u}$ no entorno de u , o

raio da gota está no intervalo dr entorno de r , e a temperatura da gota no intervalo de dt entorno de T . Assim, f é uma função espacial de nove dimensões (três coordenadas espaciais e outras três coordenadas de velocidades, uma dimensão para o raio, uma para a temperatura, e uma para o tempo). Caso outras propriedades como a deformação das gotas seja considerada, mais uma dimensão é acrescentada (BAUMGARTEN, 2006).

2.8.1 Conceito de parcela

As simulações que utilizam a fase *lagrangiana* adotam o conceito de parcelas, que representam a discretização da fase líquida. Desse modo o *spray* em sua totalidade é representado pelo número finito de parcelas utilizadas, em que cada parcela representa um grupo de partículas, ou gotas líquidas do *spray* de combustível, que possuem as mesmas propriedades, como: a temperatura, a velocidade, a massa, o volume, entre outras. Para melhor compreensão a Figura 2.32, apresenta um modelo esquemático das gotas com as mesmas propriedades dentro de uma parcela, observe que as parcelas podem possuir um número diferente de gotas.

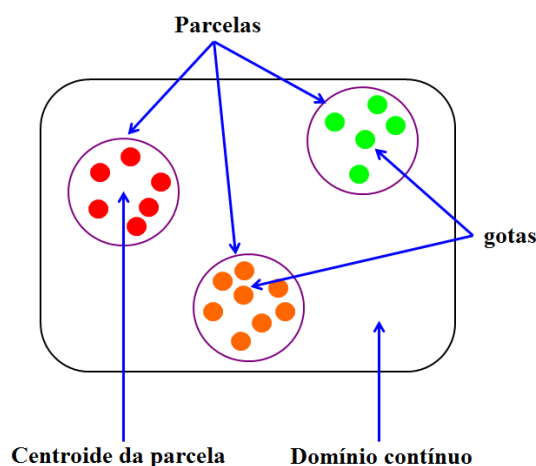


Figura 2.32 – Esquema das parcelas dentro do domínio fluido

Fonte: Autor

Não é tarefa fácil determinar o número mínimo de parcelas para descrever de forma adequada o comportamento do *spray* em sua totalidade, no entanto, um número excessivo de parcelas dentro do domínio resulta em um aumento no gasto computacional, devendo então ser considerado (BAUMGARTEN, 2006).

2.8.2 Equação de *momentum*

A segunda lei de *Newton* corresponde à equação de *momentum*, em que a soma de todas as forças externas atuando sobre a gota é igual taxa de variação de *momentum*. A equação de *momentum* para uma gota de massa, m_d , é representada pela Equação 2.52.

$$m_d \frac{d\vec{u}_d}{dt} = \vec{F}_{dr} + \vec{F}_p + \vec{F}_{am} + \vec{F}_b \quad 2.52$$

Em que a força de arrasto, F_{dr} é determinada pela Equação 2.53:

$$\vec{F}_{dr} = \frac{C_{d,gota} \rho A_d |\vec{u} - \vec{u}_d| (\vec{u} - \vec{u}_d)}{2} \quad 2.53$$

Nesta equação $C_{d,gota}$ é o coeficiente de arrasto da gota e A_d é a área da seção transversal da gota. A força de pressão F_p é determinada por meio da Equação 2.54:

$$\vec{F}_p = -V_d \nabla p \quad 2.54$$

Em que V_d é o volume da gota e ∇p é o gradiente de pressão no fluido transportador e p a pressão que inclui qualquer componente hidrostático.

\vec{F}_{am} corresponde a força da massa virtual, ou seja, aquela requerida para acelerar o fluido transportador pela gota, calculada conforme a Equação 2.55. C_{am} é o coeficiente de massa virtual usualmente definido como 0,5.

$$\vec{F}_{am} = -C_{am} \rho V_d \frac{d(\vec{u}_d - \vec{u})}{dt} \quad 2.55$$

A força de corpo, que descreve os efeitos da gravidade e acelerações, baseado em uma perspectiva de coordenadas não inercial é determinada pela Equação 2.56. Nela, \vec{g} é o vetor de aceleração gravitacional, $\vec{\omega}$ o vetor da velocidade angular e \vec{r} o vetor distância para o eixo de rotação.

$$\vec{F}_b = m_d[\vec{g} - \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) - 2(\vec{\omega} \times \vec{u}_d)] \quad 2.56$$

A escala de tempo de relaxação do *momentum*, τ_M , pode ser calculada pela Equação 2.57.

$$\tau_M = \frac{m_d |\vec{u}_d - \vec{u}|}{|\vec{F}_{dr}|} = \frac{2m_d}{C_d \rho A_d |\vec{u} - \vec{u}_d|} = \frac{2\rho_d D_d}{3C_d \rho |\vec{u} - \vec{u}_d|} \quad 2.57$$

Conforme descrito em (CD-Adapco, 2013).

2.8.3 Coeficiente de arrasto da gota

O coeficiente de arrasto da gota $C_{d,gota}$ é calculado em função do número de *Reynolds* da gota (BAUMGARTEN, 2006), conforme Equação 2.58.

$$c_{d,gota} = c_{d,esfera} = \begin{pmatrix} \frac{24}{Re_d} \left(1 + 0,15 Re_g^{2/3}\right) & Re_d \leq 1000 \\ 0.424 & Re_d > 1000 \end{pmatrix} \quad 2.58$$

2.8.4 Equação de transferência de massa

Conforme descrito em (CD-Adapco, 2013), a taxa de transferência de massa das gotas é determinada pela Equação 2.59. Em que, A_{si} é a área superficial da gota.

$$\frac{dm_{di}}{dt} = -A_{si} F_{mi} \quad 2.59$$

Para a possível evaporação ou condensação de uma gota, F_m é calculada pela Equação 2.60. Nessa equação K_g é o coeficiente de transferência de massa e p_t , $p_{v,\infty}$ e $p_{v,s}$ são a pressão do gás, as pressões parciais de vapor ao redor da gota e na sua superfície, respectivamente. A pressão de vapor na superfície é assumida como sendo igual à pressão de saturação a temperatura de gota T_d .

$$F_m = K_g p_t \ln \frac{(p_t - p_{v,\infty})}{(p_t - p_{v,s})} \quad 2.60$$

O coeficiente de transferência de massa, K_g é obtido pela Equação 2.61. Correlação proposta pro *Ranz*.

$$K_g = \frac{Sh D_m}{R_m T_m D_d} \quad 2.61$$

Nela, Sc é o número de *Schmidt* e Sh é o número de *Sherwood* que se relacionam pela Equação 2.62. R_m é a constante de mistura dos gases, D_m a difusividade do vapor e T_m é a temperatura média do filme.

$$Sh = 2(1 + 0,3Re_d^{1/2} Sc^{1/3}) \quad 2.62$$

2.8.5 Equação de energia

Segundo (CD-Adapco, 2013), o balanço de energia na gota considera os mecanismos de taxa de transferência de calor de superfície por unidade de área de superficial, q_d'' e perdas e ganhos devido à mudança de fase, conforme apresentado na Equação 2.63:

$$m_d c_{p,d} \frac{dT_d}{dt} = -A_s q_d'' + h_{fg} \frac{dm_d}{dt} \quad 2.63$$

Em que, $c_{p,d}$ é o calor específico da gota e o calor latente de mudança de fase o termo, h_{fg} . O fluxo de calor superficial, q_d'' é calculado pela Equação 2.64.

$$q_d'' = h(T_d - T) \quad 2.64$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção h é obtido por meio da formulação de *El Wakil*. Essa correlação considera a presença ou não do fenômeno de transferência de massa e é determinado pela Equação 2.65.

$$h = \frac{k_m Nu Z}{(e^Z - 1) D_d} \quad 2.65$$

Em que o número de *Nusselt*, Nu é obtido pela correlação de *Ranz-Marshall*, Equação 2.66.

$$Nu = 2(1 + 0,3Re_d^{1/2} Pr^{1/3}) \quad 2.66$$

No qual Pr é o número de *Prandtl* e a quantidade Z é determinada pela Equação 2.67:

$$Z = \frac{-C_p(dm_d/dt)}{\pi D_d k_m Nu} \quad 2.67$$

O fator de escala de relaxação térmica para as gotas τ_T é calculado pela Equação 2.68. Em que k_m é a condutividade do fluido transportador das gotas.

$$\tau_T = \frac{C_{p,d} \rho_d D_d}{6h} = \frac{C_{p,d} \rho_d D_d^2}{6k_m Nu} \quad 2.68$$

2.8.6 Equação de dispersão turbulenta

Segundo (CD-Adapco, 2013), uma gota em um escoamento turbulento experimenta uma variação aleatória do campo de velocidade. Este processo é descrito no programa STAR-CD por meio da abordagem estocástica desenvolvida por *Gosman* e *Ioannides*. A gota experimenta uma velocidade instantânea do fluido U e uma componente aleatória u' . Conforme a Equação 2.69.

$$\vec{u} = \vec{U} + \vec{u}' \quad 2.69$$

Essa componente aleatória é determinada por uma função de probabilidade *Gaussiana* que possui zero como valor médio e um desvio padrão definido conforme a Equação 2.70.

$$\sigma = \left(\frac{2k}{3}\right)^{\frac{1}{2}} \quad 2.70$$

Em que k é a energia cinética da turbulência. O tempo mínimo de interação da gota com o vórtice do escoamento turbulento, τ_I , ou seja, o tempo no qual a gota está sujeita a seguir o escoamento turbulento é obtido pela Equação 2.71.

$$\tau_I = \min(\tau_e, \tau_t) \quad 2.71$$

O tempo de permanência do vórtice, τ_e , está relacionado com a difusividade da gota fluida pela Equação 2.72.

$$\tau_e = 3C_\mu \frac{k}{\varepsilon} \quad 2.72$$

E o tempo de interação entre a gota e o vórtice, τ_t é estimado segundo a Equação 2.73. Nela l é o comprimento de escala turbulento integral e τ_M é o tempo de escala de relaxação do *momentum*.

$$\tau_t = \left\{ \begin{array}{ll} \infty & \tau_M \leq \frac{l}{|\vec{u} - \vec{u}_d|} \\ -\tau_M \ln \left(1 - \frac{l}{\tau_M |\vec{u} - \vec{u}_d|} \right) & \tau_M > \frac{l}{|\vec{u} - \vec{u}_d|} \end{array} \right\} \quad 2.73$$

2.8.7 Modelo de distribuição de gotas

Dentre as distribuições matemáticas de tamanho de gotas existentes, destaca-se a distribuição de *Rosin e Rammler*, conhecida como distribuição *Rosin-Rammler*, devido sua extensa aplicabilidade na descrição do tamanho inicial das gotas do *spray* produzidas por injetores automotivos de *spray* combustível (LEFEBVRE, 1989). A distribuição de volume acumulativa é calculada pela Equação 2.74.

$$Q = 1 - e^{-\left(\frac{D}{\bar{X}}\right)^q} \quad 2.74$$

Na qual Q é a fração de volume total contido nas gotas de diâmetro menor que D , e X e q são constantes empíricas. O expoente q é um fator que representa o “espalhamento” do tamanho das gotas dentro da distribuição, *spread parameter*. Para valores maiores de q , a distribuição de gotas tende a produzir gotas mais próximas do diâmetro de referência. Para a maioria dos *sprays*, o valor de q se encontra entre 1,5 e 4, no entanto, valores maiores também podem ser encontrados. De acordo com (LEFEBVRE, 1989) e (BAUMGARTEN, 2006), 3,5 é definido como valor padrão. O valor de X representa o diâmetro característico no qual 63,2% do total de líquido injetado possuem gotas com diâmetro menor que esse valor de referência.

A Figura 2.33 apresenta quatro distribuições de volume utilizando o mesmo fator de espalhamento, mas com diâmetros de referência distintos, observa-se também a linha referente aos 63,2% do volume total de líquido injetado que cruza com todas as curvas exatamente na posição do diâmetro de referência.

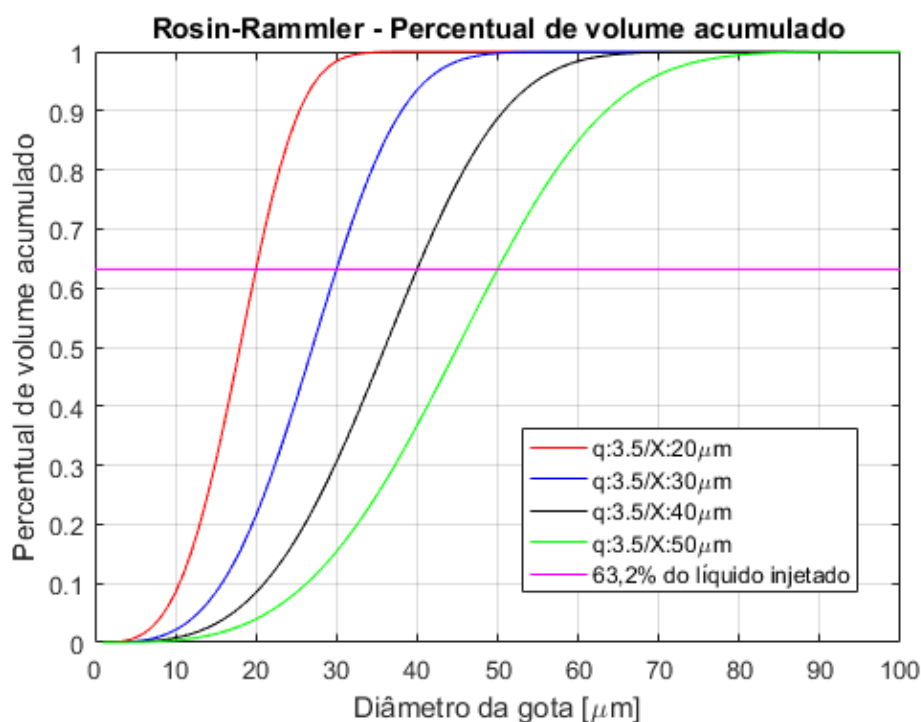


Figura 2.33 – Exemplo da curva de percentual de volume acumulado

Fonte: Autor

De acordo com (BAUMGARTEN, 2006), é possível determinar a distribuição de volume. Ela corresponde à derivada da função de distribuição acumulativa de volume com respeito ao diâmetro. Dada pela Equação 2.75.

$$\frac{dQ}{dD} = \frac{q * D^{q-1}}{X^q} \exp\left[-\left(\frac{D}{X}\right)^q\right] \quad 2.75$$

A Figura 2.34 a) e b), mostra o comportamento da distribuição de volume. Na Figura 2.34 a), alterando o diâmetro de referência e mantendo o fator de espalhamento constante o efeito observado é o de deslocamento e achatamento da curva, tendo em vista a manutenção de 63,2% da massa injetada sob o diâmetro de referência. Na Figura 2.34 b), manteve-se o diâmetro de referência constante e alterou-se o valor do fator de espalhamento, confirmando que quanto maior o fator de espalhamento maior o número de gotas próximas do diâmetro de referência.

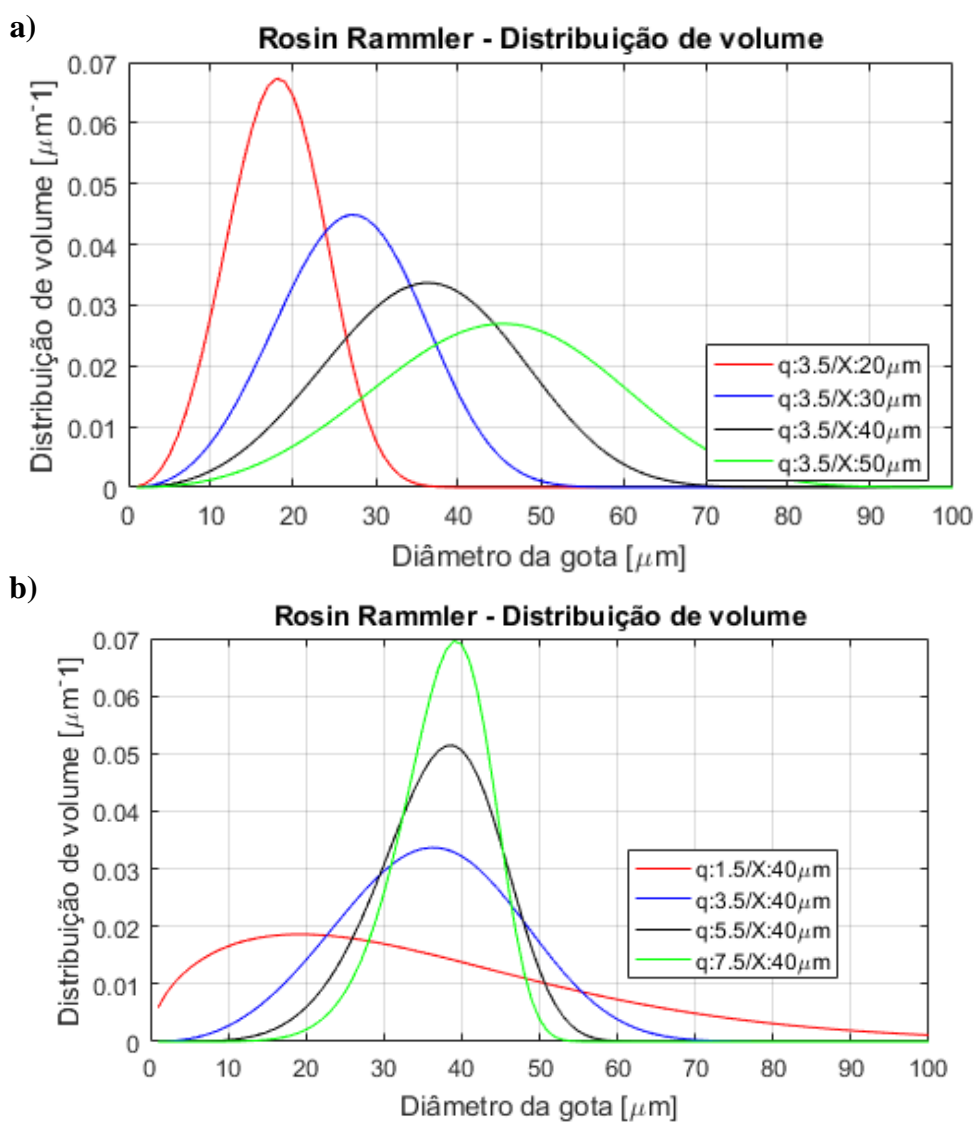


Figura 2.34 – Exemplos da curva de distribuição de volume

Fonte: Autor

2.8.8 Modelo de *breakup* das gotas, *Kelvin Helmholtz* e *Rayleigh-Taylor*

Após a injeção as gotas estão sujeitas ao fenômeno de *breakup* e dentre os modelos aplicados para descrever esse fenômeno destaca-se o modelo de *Kelvin-Helmholtz* (KH) e *Rayleigh-Taylor* (RT), conhecido como modelo KHRT. Este modelo consiste nas instabilidades aerodinâmicas de *Kelvin-Helmholtz*, que crescem na superfície da gota e que são simultaneamente calculadas com as instabilidades de *Rayleigh-Taylor* resultantes da desaceleração das gotas injetadas, ou seja, as duas instabilidades competem em relação ao evento de *breakup*, o modelo que prevê o começo da instabilidade mais rapidamente descreverá o fenômeno de *breakup* para aquela gota em questão (BAUMGARTEN, 2006). A Figura 2.35, apresenta um modelo esquemático dos processos de *breakup*. No modelo KH novas gotas são geradas em um processo gradativo, diferente do que ocorre no modelo RT, em que a gota sofre *breakup* por completo para gerar novas gotas com diferentes diâmetros.

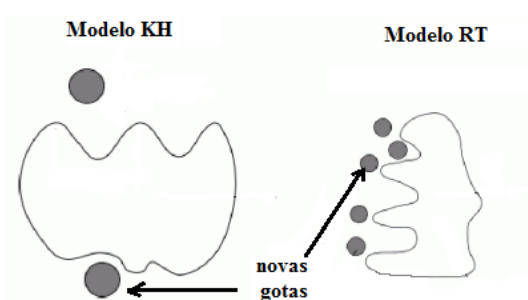


Figura 2.35 – Exemplos dos eventos de *breakup* do tipo KH e RT

Fonte: Adaptado da documentação do STAR-CD

O modelo de *Kelvin-Helmholtz* foi proposto por *Reitz*. Ele é baseado em uma análise de primeira ordem linear da instabilidade de crescimento de *Kelvin-Helmholtz* na superfície de um jato líquido cilíndrico com raio inicial r_0 , que está penetrando em um gás estacionário e incompressível com velocidade relativa u_{rel} . Tanto o líquido quanto o gás são assumidos sendo incompressíveis e a viscosidade do gás é considerada. Além disso, presume-se que, devido à turbulência gerada no interior do orifício do injetor, a superfície do jato é coberta por um espectro de ondas *sinusoidais* com uma superfície de deslocamento axissimétrico infinitesimal, (BAUMGARTEN, 2006). Esse espectro é descrito pela Equação 2.76, na qual, η_0 e ω representam a amplitude inicial e a taxa de crescimento da onda, respectivamente.

$$\eta(t) = \eta_0 e^{(\omega t)} \quad 2.76$$

Estas ondas de superfície crescem por causa das forças aerodinâmicas, geradas em virtude da velocidade relativa entre as gotas líquidas e o gás circundante. Os movimentos do líquido e do gás são descritos pelas equações linearizadas de *Navier-Stokes* para ambas as fases. A equação de dispersão relativa da taxa de crescimento da onda é fornecida pela Equação 2.77, em que I_0 e I_1 são funções de *Bessel* modificadas do primeiro tipo e K_0 e K_1 são funções de *Bessel* modificadas do segundo tipo, k_{Onda} é o número da onda conforme a Equação 2.78, σ é a tensão superficial, ν_l é a viscosidade cinemática.

$$\begin{aligned} \omega^2 + 2\nu_l k_{Onda}^2 \omega & \left(\frac{I_1(k_{Onda}r_0)}{I_0(k_{Onda}r_0)} - \frac{2k_{Onda}l}{k_{Onda}^2 + l^2} \frac{I_1(k_{Onda}r_0)I_1(lr_0)}{I_0(k_{Onda}r_0)I_1(lr_0)} \right) \\ & = \frac{\sigma k_{Onda}}{\rho_l r_0^2} (1 - r_0^2 k_{Onda}^2) \left(\frac{l^2 - k_{Onda}^2}{l^2 + k_{Onda}^2} \right) \frac{I_1(k_{Onda}r_0)}{I_0(k_{Onda}r_0)} \\ & + \frac{\rho_g}{\rho_l} \left(u_{rel} \right. \\ & \left. - \frac{i\omega}{k_{Onda}} \right)^2 k^2 \left(\frac{l^2 - k_{Onda}^2}{l^2 + k_{Onda}^2} \right) \frac{I_1(k_{Onda}r_0)K_0(k_{Onda}r_0)}{I_0(k_{Onda}r_0)K_1(k_{Onda}r_0)} \end{aligned} \quad 2.77$$

$$k_{Onda} = \frac{2\pi}{\lambda} \quad 2.78$$

É utilizada a Equação 2.79 para a dispersão relativa da taxa de crescimento ω , ela apresenta um máximo em $\omega = \omega(k)$. É feita a suposição de que a onda com a maior taxa de crescimento, $\omega = \Omega$, será finalmente cisalhada fora do jato e assim formará novas gotas.

$$\Omega \left(\frac{\rho_l r_0^3}{\sigma} \right)^{-0,5} = \frac{0,34 + 0,38W e_g^{1,5}}{(1 + Z)(1 + 1,4T_{Taylor}^{0,6})} \quad 2.79$$

A Equação 2.80 é utilizada para o cálculo do comprimento de onda Λ :

$$\frac{\Lambda}{r_0} = 9,02 \frac{(1 + 0,45Z^{0,5})(1 + 1,4T_{Taylor}^{0,7})}{(1 + 0,865We_g^{1,67})^{0,6}} \quad 2.80$$

Z e T_{Taylor} são os números de *Ohnesorge* e *Taylor*, respectivamente. Eles se relacionam pela Equação 2.81.

$$T_{Taylor} = Z \sqrt{We_g} \quad 2.81$$

No modelo de KH, uma gota inicial com um raio maior do que o comprimento de onda da onda superficial instável crescente irá gerar novas gotas. O diâmetro das novas gotas é calculado segundo a Equação 2.82:

$$D_{KH} = 2B_0\Lambda_{KH} \quad 2.82$$

Λ_{KH} e D_{KH} são respectivamente o comprimento de onda e o diâmetro da nova gota gerada pela instabilidade de KH. B_0 É uma constante do modelo com valor padrão de 0,61. A taxa de variação do diâmetro da gota é fornecida pelo modelo de *Reitz-Diwakar* segundo Equação 2.83.

$$\frac{dD_p}{dt} = \frac{D_{KH} - D_p}{\tau_{KH}} \quad 2.83$$

A escala de tempo, τ_{KH} é calculada usando a Equação 2.84.

$$\tau_{KH} = \frac{1,894B_1D_p}{\Lambda_{KH}\Omega_{KH}} \quad 2.84$$

Ω_{KH} é a onda com maior taxa de crescimento da instabilidade de KH. Segundo (BAUMGARTEN, 2006), B_1 é uma constante ajustável que inclui a influência do escoamento no orifício do injetor, como o nível de turbulência entre outros. Geralmente, B_1 se encontra entre 1,73 e 60.

À medida que o diâmetro da gota diminui a sua massa total diminui. Se a diferença entre a massa da gota original e da nova gota for superior a um valor determinado, tipicamente 3% da massa original, as gotas menores são lançadas para fora da gota original.

No modelo RT se o diâmetro da gota for $D_p > \Lambda_{RT}$ e se a instabilidade persistir por uma duração, τ_{RT} , o evento de *breakup* acontece. A escala de tempo de RT é determinada pela Equação 2.85.

$$\tau_{RT} = \frac{C_\tau}{\Omega_{RT}} \quad 2.85$$

No qual Ω_{RT} representa a taxa de crescimento da onda com o crescimento mais rápido de RT e C_τ é uma constante do modelo geralmente definida como 1. O valor do comprimento de onda, Λ_{RT} é obtido calculando o valor do comprimento de onda correspondente a K_{RT} , que maximiza a taxa de crescimento fornecida pela Equação 2.86.

$$\omega(k) = -k^2 \left(\frac{\mu_l - \mu_g}{\rho_l - \rho_g} \right) + \sqrt{k \left(\frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_l + \rho_g} \right) a - \frac{k^3 \sigma}{\rho_l + \rho_g} + k^4 \left(\frac{\mu_l + \mu_g}{\rho_l + \rho_g} \right)^2} \quad 2.86$$

As gotas geradas pelo modelo RT são calculadas conforme Equação 2.87.

$$D_{RT} = C_3 \Lambda_{RT} \quad 2.87$$

A abordagem descrita assume uma forma viscosa do mecanismo de *Rayleigh-Taylor* que foi sugerida em trabalhos publicados por *Senecal et al.* De acordo com (BAUMGARTEN, 2006), C_3 é uma variável ajustável que permite contabilizar alterações do efeito do comprimento de onda. Valores entre 0,1 e 5,33 são sugeridos.

Embora o modelo de *breakup* KHRT tenha sido desenvolvido para prever a injeção do *spray diesel*, ele pode ser utilizado para capturar as características principais do *spray* gerado em motores DISI (KIM, et al., 2015). O uso de um mesmo modelo para diferentes combustíveis e pressões de injeção, promove um aumento na confiabilidade dos modelos computacionais, em virtude do fenômeno de *breakup* ser semelhante para

essas aplicações. Ainda, o modelo KHRT é capaz de prever o diâmetro e a penetração das gotas produzidas por um injetor de cone oco (BEALE & REITZ, 1999).

2.8.9 Diâmetros de referência

Algumas formulações são utilizadas para determinar os diâmetros representativos do *spray*. Esses diâmetros são calculados com base no diâmetro das gotas em faixa de diâmetros D_i e no número de gotas contidas nessa faixa de diâmetros N_i . A Equação 2.88 apresenta a formulação geral que é estendida para o cálculo de todos os diâmetros de referência presentes na Tabela 2-2.

$$D_{ab} = \left(\frac{\sum N_i D_i^a}{\sum N_i D_i^b} \right)^{\left(\frac{1}{a-b} \right)} \quad 2.88$$

Tabela 2-2 – Diâmetros de referência

a	b	Símbolo	Nome	Fórmula	Aplicação
1	0	D_{10}	Aritmético	$\frac{\sum N_i D_i}{\sum N_i}$	Comparações
2	0	D_{20}	Área superficial	$\left(\frac{\sum N_i D_i^2}{\sum N_i} \right)^{\left(\frac{1}{2} \right)}$	Controle da área superficial
3	0	D_{30}	Volume	$\left(\frac{\sum N_i D_i^3}{\sum N_i} \right)^{\left(\frac{1}{3} \right)}$	Controle do Volume
2	1	D_{21}	Superfície área-comprimento	$\frac{\sum N_i D_i^2}{\sum N_i D_i}$	Absorção
3	1	D_{31}	Volume-comprimento	$\left(\frac{\sum N_i D_i^3}{\sum N_i D_i} \right)^{\left(\frac{1}{2} \right)}$	Evaporação e difusão
3	2	D_{32}	Diâmetro médio de <i>sauter</i> SMD	$\frac{\sum N_i D_i^3}{\sum N_i D_i^2}$	Transferência de massa e reações
4	3	D_{43}	<i>De Brouckere</i> ou <i>Herdan</i>	$\frac{\sum N_i D_i^4}{\sum N_i D_i^3}$	Combustão

O diâmetro D_{10} representa o diâmetro aritmético, ou diâmetro médio de um determinado número de gotas. O D_{32} ou diâmetro médio de *sauter* é aquele cuja razão entre o volume e a área superficial das gotas é representativa de toda a distribuição do *spray* (LEFEBVRE, 1989) e (BAUMGARTEN, 2006).

2.9 Estado da arte

A seção de estado arte apresenta trabalhos que se relacionam com essa pesquisa e é dividida em quatro partes. A primeira parte seção 2.9.1, contém os trabalhos encontrados na literatura cujo foco foi o estudo das estruturas de escoamento em motores de combustão interna. A segunda parte, seção 2.9.2, apresenta algumas pesquisas embasadas no estudo do *spray* em uma câmara de estudo. Em seguida, na seção 2.9.3 estão presentes alguns trabalhos que analisaram as estruturas de escoamento e o modo como elas influenciam a formação da mistura ar-combustível. Por último, a seção 2.9.4 apresenta o modo como este trabalho está inserido no contexto do estado da arte.

2.9.1 Trabalhos relacionados às estruturas de escoamento

(KANG & BAEK, 1998) conduziram um estudo experimental sobre o escoamento de ar em um motor de quatro válvulas com acesso ótico, sob condições *motored*. Utilizou-se a estratégia de alterar a configuração do pórtilo de admissão para promover a geração de *tumble*. O pórtilo convencional possui um ângulo de 25° com o eixo do cilindro, enquanto o pórtilo de *tumble* possui 30° de inclinação, conforme Figura 2.36. Foram realizadas medições com a técnica LDV para as rotações de 500 e 1000 *rpm*, durante os tempos de admissão e compressão. Entre os resultados encontrados, os autores destacam a diferença na formação dos vórtices de *tumble*. O pórtilo de *tumble* induz um escoamento mais acentuado fazendo com que ele desvie nas paredes do cilindro ao invés de fluir para o cabeçote como no caso convencional. Com relação à intensidade da turbulência, o pórtilo de *tumble* apresentou maiores valores

quando comparado ao pórtrico convencional na metade e no final do tempo de compressão.

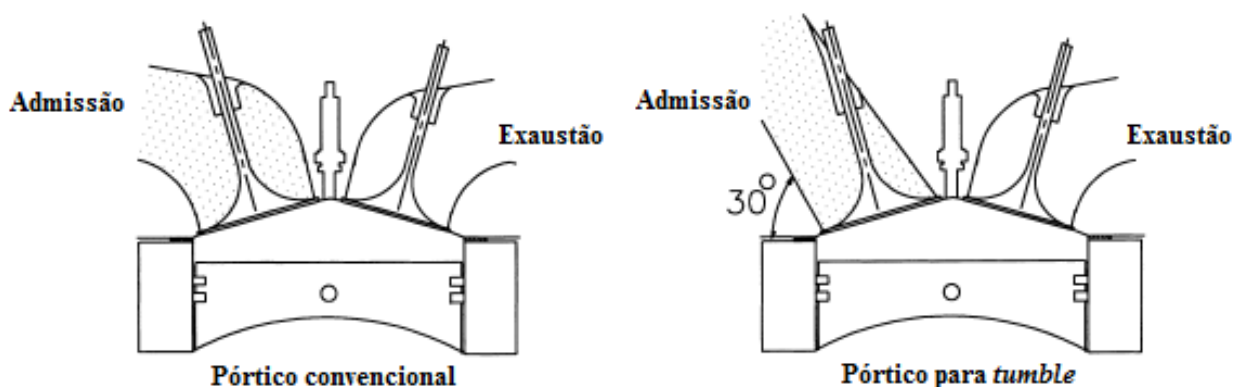


Figura 2.36 – Pórtricos utilizados nos estudos de (KANG & BAEK, 1998)

Fonte: Adaptado de (KANG & BAEK, 1998)

(LEE, et al., 2007) analisaram os efeitos do ângulo de entrada do pórtrico de admissão em relação a superfície inferior do cabeçote, $\theta = 25^\circ, 20^\circ$ e 15° , nas características do escoamento de *tumble*. Além disso, também verificaram a utilização de duas válvulas SCV diferentes para controle de *swirl*, posicionadas no pórtrico de admissão. O pórtrico e as válvulas SCV são mostrados na Figura 2.37 e na Figura 2.38. O pórtrico com $\theta = 25^\circ$, apresentou melhores resultados quanto à capacidade de enchimento do cilindro, porém, $\theta = 20^\circ$ resultou em uma maior formação do vórtice de *tumble*, maior nível de turbulência e uma propagação inicial de chama mais rápida em relação aos demais ângulos de entrada. Os autores concluíram ainda que, a utilização das válvulas geradoras de *swirl* resultou em propagações de chama mais elevadas, devido ao transporte convectivo dela para longe da vela de ignição em virtude do movimento de *swirl* ter sido amplificado.



Figura 2.37 – Formato do pórtrico de admissão para $\theta = 15^\circ, 20^\circ$ e 25°

Fonte: Adaptado de (LEE, et al., 2007)

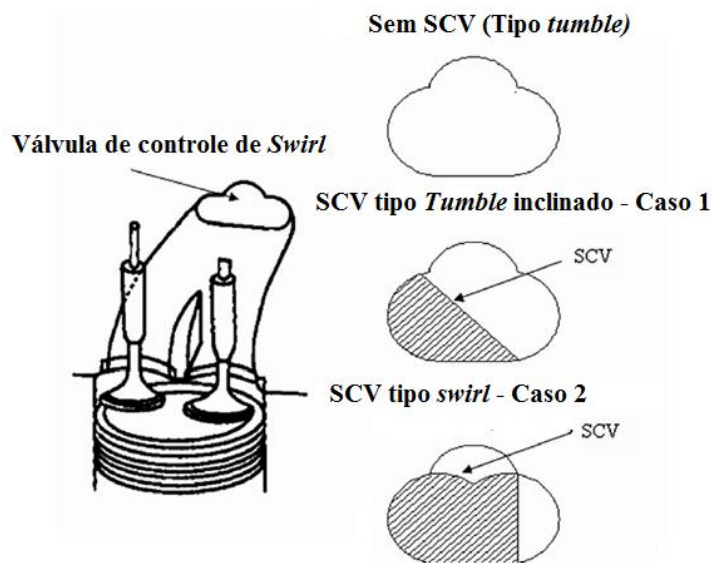


Figura 2.38 – Geometrias das válvulas controladoras de *tumble* e *swirl*

Fonte: Adaptado de (LEE, et al., 2007)

(KURNIAWAN, et al., 2007) realizaram uma análise numérica utilizando o programa comercial STAR-CD, das estruturas de escoamento para dois pistões com projetos de coras distintos, pistão A, com um pequeno *bowl* central e um pistão B, com *bowl* maior e deslocado. Eles utilizaram volumes de malhas hexaédricos para todo o domínio, variando de 90.000 volumes para o pistão no PMS e cerca de 200.000 volumes para o pistão no PMI. O teste de independência de malha não apresentou influência significativa nas variáveis de pressão e temperatura no cilindro. Com relação ao passo de tempo, foi adotado o passo de tempo de $0,1^\circ$ para pequenos valores de *lift* mudando para $0,25^\circ$ durante a compressão. Com relação à validação, na ausência de resultados experimentais da estrutura de escoamento dentro do cilindro, as simulações foram validadas comparando a curva de pressão dentro do cilindro para os tempos de admissão e compressão, com a simulação numérica apresentando valores mais elevados de pico de pressão. Dentre os resultados encontrados, percebeu-se que para o ângulo de 100° depois do PMS, durante o tempo de admissão, o jato anular gerado pelo escoamento através das válvulas produz duas estruturas de *swirl* com sentidos de rotação opostas, sob cada uma das válvulas de admissão para ambos os pistões. Ainda, sobre a estrutura de *swirl*, seu maior valor em módulo é obtido próximo de 140° depois do PMS de admissão onde o pistão alcança sua velocidade máxima instantânea e as válvulas se encontram no seu *lift* máximo.

(MARTINS, et al., 2009) realizaram um estudo via CFD, utilizando o programa FLUENT, do escoamento de *swirl* para a geometria de um motor monocilíndrico *diesel* adaptado para operar segundo o ciclo *Otto* e simular duas condições distintas do ciclo *Miller*, no qual a razão de expansão é maior que a razão de compressão, por meio da alteração do fechamento da válvula de admissão. A análise foi conduzida para os tempos de admissão e compressão. Os autores não apresentaram as geometrias, mas informaram a utilização de diferentes pistões de modo a ajustar a razão de compressão em uma gama de operação de 11,5:1 até 17,5:1. Dentre os resultados, para o campo vetorial de velocidade em vários planos paralelos ao plano do cilindro, observa-se que na condição de fechamento antecipado da válvula de admissão, o caso 1 do ciclo *Miller*, no ângulo de 180° de ângulo de virabrequim, o movimento de *swirl* é menor do que para o ciclo *Otto*, que é praticamente idêntico ao resultado encontrado para o fechamento tardio da válvula de admissão, o caso 2 do ciclo *Miller*, este apresenta ainda os maiores valores de *swirl* no final do tempo de compressão.

(KRISHNA & MALLIKARJUNA, 2009) estudaram experimentalmente o escoamento de *tumble* de um motor de combustão interna sob condição *motored*, por meio da técnica PIV, operando com três configurações distintas de pistões. A análise foi conduzida para os tempos de admissão de 30° a 180° do ângulo de virabrequim e para compressão de 210° até 330° do ângulo de virabrequim. Dentre os resultados, a razão de *tumble* apresentou diferentes magnitudes para diferentes rotações, como mostrado na Figura 2.39. Segundo os autores, o comportamento pode ser devido as diferentes zonas de recirculação dentro do cilindro ou pelas diferenças entre as velocidades do pistão para cada rotação. Diferentes magnitudes também foram observadas para as diferentes coroas de pistão, como pode ser visto na Figura 2.40, praticamente em todo o tempo de admissão os pistões com domo e com domo e cavidade apresentaram maior magnitude para a razão de *tumble*, curvas azul e verde, respectivamente. Entretanto, entre 300° e 330°, ou seja, no final do tempo de compressão o pistão plano/*flat*, cujo resultado é apresentado pela curva vermelha, apresenta maior magnitude da razão de *tumble*. Sendo cerca de 85% e 23% maior que as magnitudes da razão de *tumble* encontradas para as geometrias de pistões com domo e com domo e cavidade, respectivamente. Com relação à energia cinética média da turbulência, Figura 2.41, ela apresenta elevados valores

durante o tempo de admissão e permanece quase constante até o final da compressão, com o pistão plano apresentando maiores magnitudes durante a admissão.

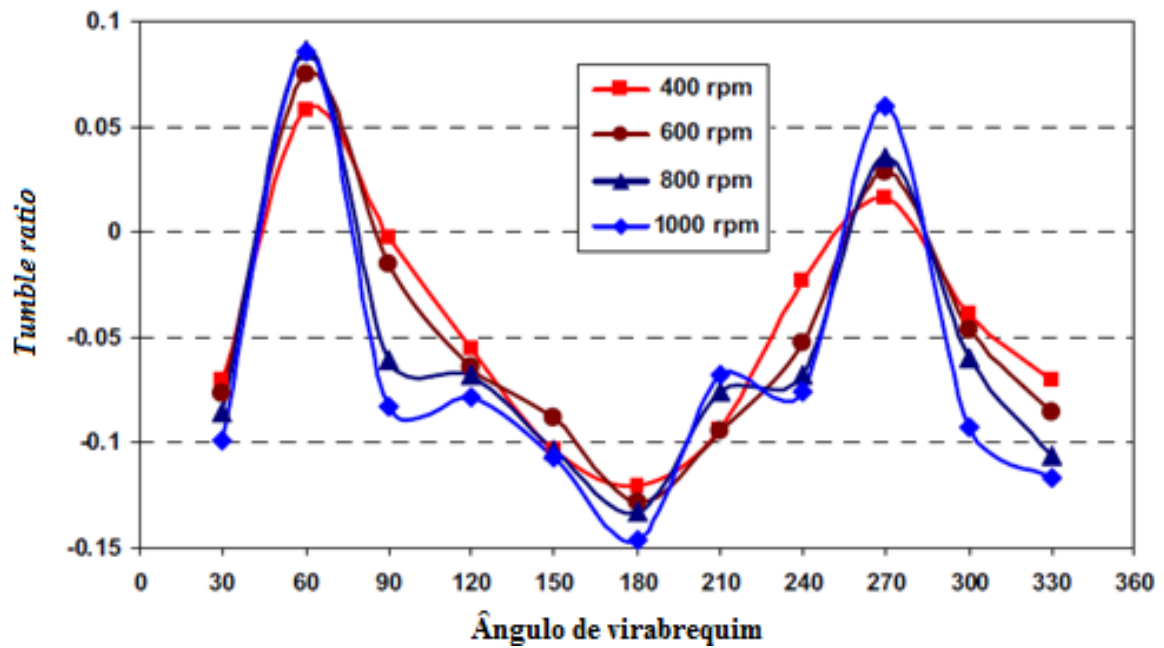


Figura 2.39 – *Tumble ratio* com o pistão de geometria *flat*

Fonte: Adaptado de (KRISHNA & MALLIKARJUNA, 2009)

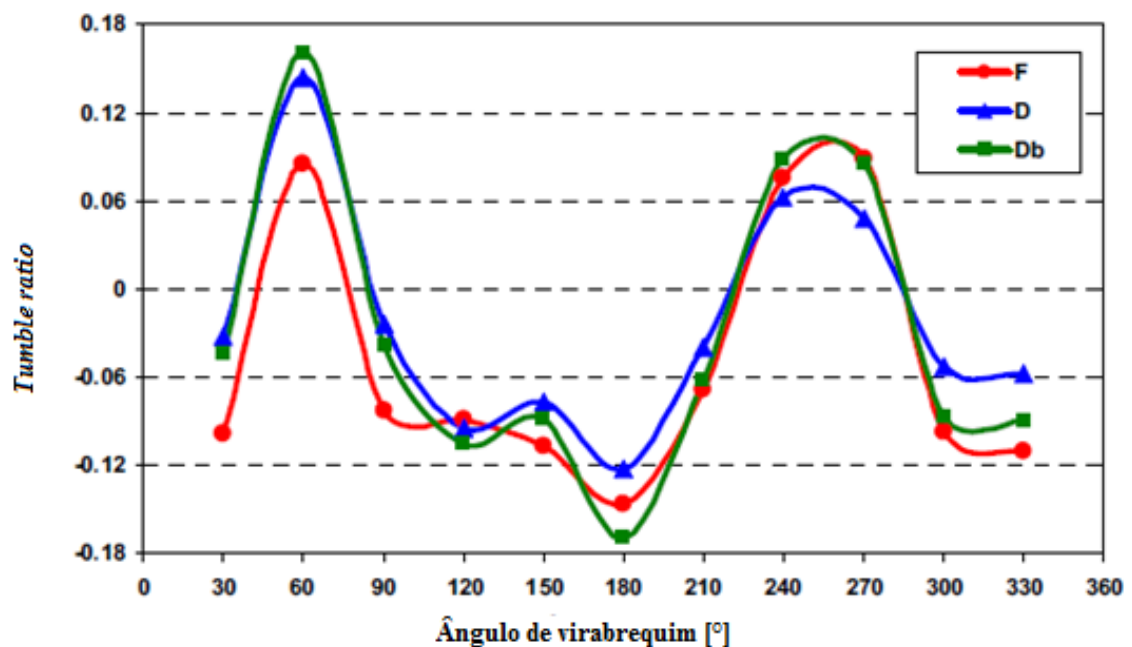


Figura 2.40 – *Tumble ratio* para a diferentes geometrias de pistão

Fonte: Adaptado de (KRISHNA & MALLIKARJUNA, 2009)

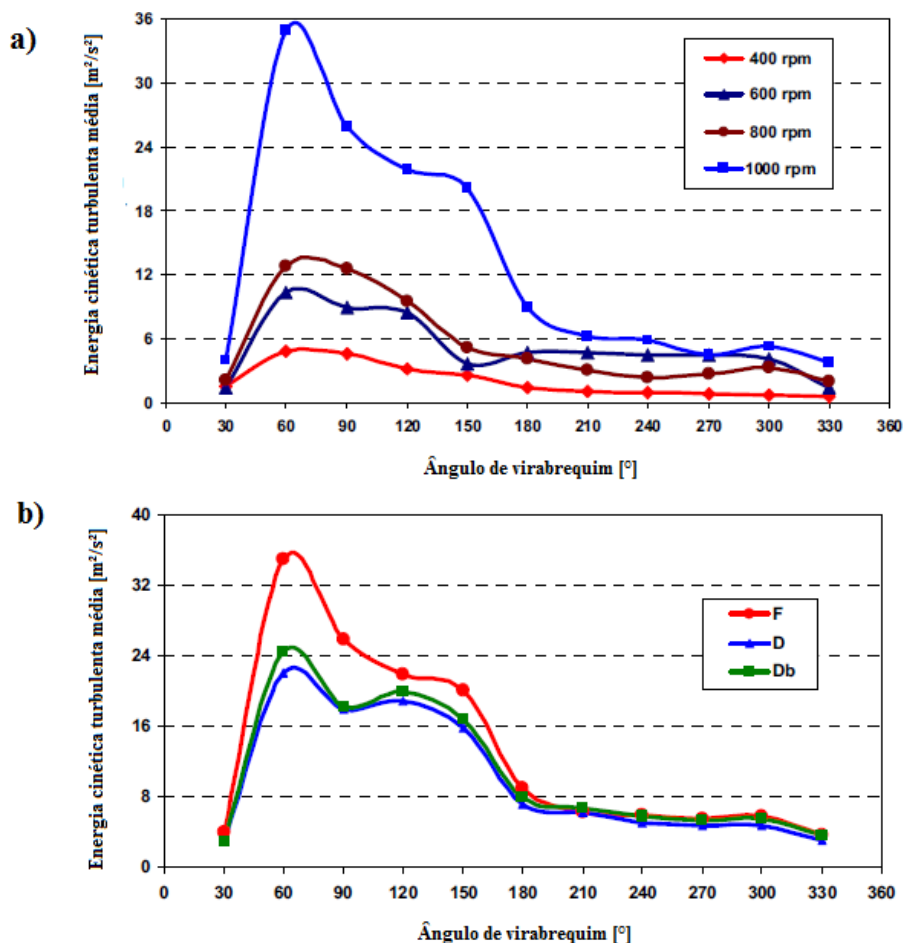


Figura 2.41 – Energia cinética média da turbulência para: a) Diferentes rotações e pistão *flat* e b) Diferentes geometrias de pistão na condição de 1000 rpm

Fonte: Adaptado de (KRISHNA & MALLIKARJUNA, 2009)

(TOH, et al., 2011) estudaram numericamente, via o programa STAR-CD, a influência da seção transversal do pÓrtico de admissão no escoamento gerado dentro do cilindro de um motor de quatro válvulas com razão de compressão de 10,5:1, operando em *motored* a 1000 rpm, para os tempos de admissão e compressão. Foram utilizadas duas seções transversais, apresentadas na Figura 2.42, uma elíptica e uma circular, cuja relação entre as áreas é de 1,27. Em relação ao domínio computacional, os autores utilizaram um grande cilindro a montante do pÓrtico de admissão de modo a simular um tanque de alimentação empregado no experimento, verificando-se que o produto diâmetro por altura do cilindro fosse maior ou igual a 16 vezes o diâmetro do cilindro do motor. Foi adotado um passo de tempo de 1° de ângulo de virabrequim. A estrutura de *tumble* foi avaliada no plano de simetria e em um plano passando pelo centro das

válvulas de admissão e exaustão conforme a Figura 2.43. O pórtico com seção elíptica propicia um *tumble* maior e uma razão de *tumble* média maior em ambos os planos para os tempos de admissão e compressão. Os resultados numéricos apresentaram boa concordância qualitativa com os dados experimentais de velocidades u e v ao longo do eixo y .

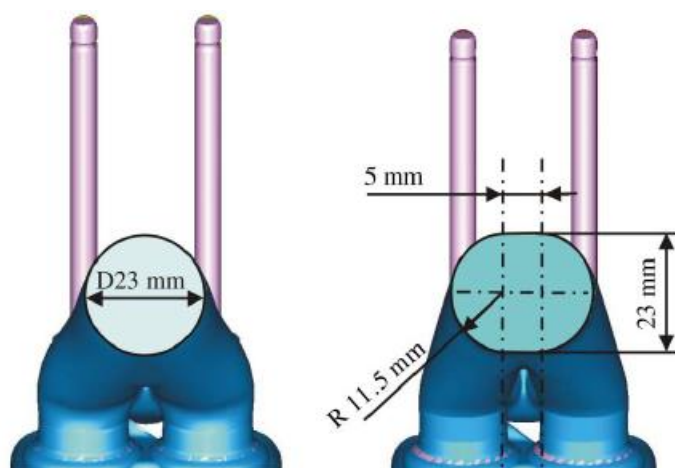


Figura 2.42 – Geometrias analisadas para os pórticos.

Fonte: Adaptado de (TOH, et al., 2011)

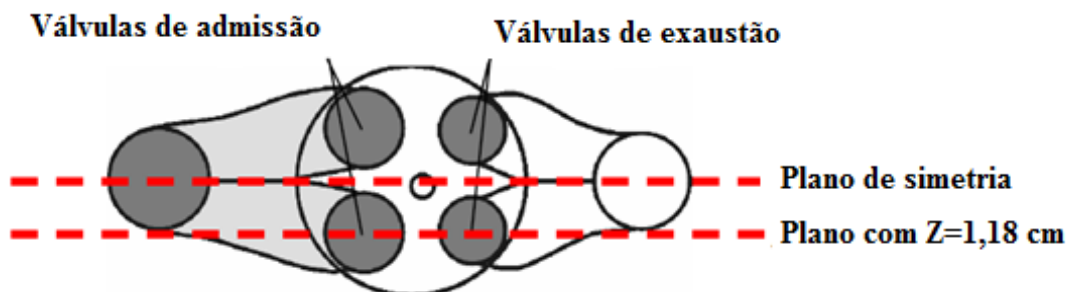


Figura 2.43 – Esboço dos planos de análise.

Fonte: Adaptado de (TOH, et al., 2011)

(YANG, et al., 2014) realizaram um estudo comparativo entre dois modelos de turbulência, o $k-\epsilon$ padrão e o RNG $k-\epsilon$, para simulações RANS e o modelo de uma equação para o vórtice viscoso, LES. Todas as simulações foram realizadas usando o programa CONVERGE. Os autores examinaram ainda a influência do tamanho do domínio, com e sem *plenums*. Com relação à malha, foram utilizados comprimentos característicos de 8 mm, 2 mm, 1 mm e 0,5 mm para as regiões dos *plenums*, coletores, cilindro e acento das válvulas, respectivamente. Foram analisados os ângulos

de 100° e 300° depois do PMS de admissão, para se avaliar o jato de admissão e o escoamento nos instantes finais da compressão. As simulações LES e os ensaios PIV são provenientes de 56 ciclos e as simulações RANS ao segundo ciclo de operação. Os autores concluíram que ambos os modelos foram capazes de descrever qualitativamente a tendência global do escoamento, porém, a estrutura do jato de admissão, a magnitude e a distribuição da turbulência foram melhores previstas pela simulação com geometria completa usando LES. Como complemento o modelo k- ϵ padrão apresentou previsões ligeiramente melhores quando comparado ao modelo RNG k- ϵ .

(BAUMANN, et al., 2014) validaram um modelo LES para um motor de combustão interna monocilíndrico com quatro válvulas e razão de compressão de 8,5: 1 operando a 800 *rpm*. Foram simulados 50 ciclos usando o programa STAR-CD. Destaca-se que o passo de tempo adotado foi de 0,1° de ângulo de virabrequim e de 0,05° para os eventos de abertura e fechamento das válvulas. Foram testados dois modelos de malha para o cilindro, com 1,2 *mm* e 0,8 *mm* de tamanho médio. Os autores utilizaram a estratégia de ajuste na curva de pressão de admissão com o intuito de se obter uma pressão de pico semelhante ao dado experimental, sem, no entanto, se desviar do valor de massa dentro do cilindro. Em referência aos resultados, durante o tempo de admissão, as elevadas velocidades durante a admissão proporcionam um escoamento semelhante à de um jato pelas válvulas. Observa-se que a malha mais refinada se aproxima mais da estrutura de distribuição de velocidade fornecida pelos experimentos. No tempo de compressão, 90° de virabrequim, o movimento de *tumble* no sentido horário é previsto com bom grau de concordância quando comparado ao dado experimental, entretanto, a posição axial do centro do vórtice apresenta diferenças em ambos os casos, o que segundo os autores pode indicar que o número de ciclos é insuficiente para estabelecer uma convergência estatística.

(WANG, et al., 2015) realizaram uma estudo da estrutura de *tumble* em função da variação do *lift* máximo das válvulas de admissão, MVLs, por meio da técnica PIV, considerando 100 ciclos de operação. O estudo foi conduzido em um motor com quatro válvulas, ignição por centelha e razão de compressão de 6,7: 1, operando em *motored* a 960 *rpm*. Foram analisados três MVLs, sendo eles: 1,7 *mm*, 4,0 *mm* e 6,8 *mm* que acontecem no ângulo de 138° de virabrequim. Dentre os resultados encontrados, foi observado que o coeficiente de descarga das válvulas aumenta com o aumento do *lift* até

um valor em que o aumento do *lift* não apresenta ganhos apreciáveis no coeficiente de descarga. Em relação ao campo de escoamento de *tumble* o MVL de 6,8 mm proporciona que o ar escoe em direção ao topo do pistão formando uma estrutura rotacional única de grande escala de *tumble* no sentido horário, por outro lado, os outros MVLs apresentam estruturas rotacionais menores de *tumble* e algumas delas no sentido anti-horário, o que pode indicar uma interação maior do ar admitido com as paredes do cilindro. A razão de *tumble* para o MVL de 6,8 mm foi o único a apresentar o vórtice em um único sentido com um valor que se manteve até os instantes finais da compressão, os autores destacam que essa pode ser uma vantagem para os motores DI que apresentam injeção durante a compressão. Em contrapartida, o MVL de 1,7 mm apresenta uma energia cinética superior à condição de 6,8 mm, entretanto, o MVL menor possui maiores flutuações na energia cinética, o que pode representar um aumento na variabilidade cíclica.

(ROY, et al., 2016) conduziram um estudo experimental de modo a caracterizar a influência do tapamento, *shrouded* da válvula de admissão, em termos do coeficiente médio do escoamento, calculado pela razão entre a vazão mássica real e a vazão mássica teórica. Os testes foram realizados em uma bancada de fluxo que apresenta a desvantagem de não fornecer informações sobre o escoamento dentro do cilindro, porém, segundo os autores os resultados se relacionam com o desempenho real do motor, A Figura 2.44 apresenta o modelo de tapamento utilizado na válvula de admissão. O ângulo α do tapamento foi avaliado para 60°, 80°, 100°, 120°, 140°, 160° e 180°. Dentre os resultados, o coeficiente de escoamento não apresentou aumento após o adimensional *lift* da válvula pelo diâmetro da válvula de admissão, alcançar o valor de 0,21, indicando que o escoamento fica restrito à dimensão do pórtilo. Segundo, quanto maior o valor do tapamento maior a redução no valor do coeficiente de escoamento, que apresentou um comportamento quase linear à medida que se aumentou o ângulo α . Por último, a válvula com tapamento de 180° apresentou o maior resultado de razão de *swirl* para todos os *lifts*.

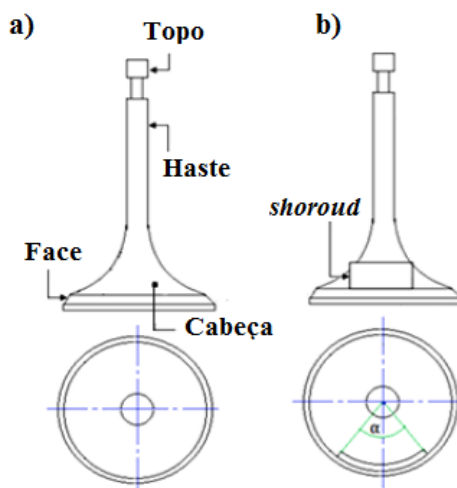


Figura 2.44 – Válvula de admissão: a) convencional b) com tapamento

Fonte: Adaptado de (ROY, et al., 2016)

(GUGULOTHU & REDDY, 2016) investigaram via CFD, por meio do programa ANSYS, o escoamento dentro do cilindro para um motor de duas válvulas e quatro tempos *diesel* durante os tempos de admissão e compressão, com três pistões com geometrias diferentes, um pistão *flat*, um segundo inclinado e um terceiro com *bowl* central. As simulações foram realizadas para uma condição de operação de 1000 *rpm*, 0,99 *bar* de pressão e 341 *K* de temperatura do ar no início do tempo de admissão. Eles utilizaram um malha com volumes poliédricos e o modelo de turbulência *k-ε* padrão. Entre suas análises destaca-se o fato de que o pistão *flat* apresentou maiores valores de intensidade turbulenta, além disso, o fechamento da válvula de admissão proporcionou uma variação no valor de energia cinética da turbulência. O pistão com *bowl* deslocado apresenta maiores valores de TKE para os tempos de admissão e compressão.

(SHAFIE & SAID, 2017) realizaram simulações *motored* analisando os tempos de admissão e compressão, usando o programa ANSYS para três configurações de pistões diferentes, tendo como referência o pistão A com *bowl*, o pistão B com mesmo diâmetro de *bowl*, porém, com um detalhe diferente em sua geometria no diâmetro menor do *bowl* e o pistão C, com *bowl* em formato toroidal centrado. O modelo *k-ε* padrão foi utilizado para contabilizar a turbulência. O teste de malha considerou apenas os tempos de admissão e compressão, a análise da energia cinética da turbulência e da razão de *swirl* levaram a um domínio com volumes hexaédricos para as regiões com

movimentação de malha e tetraédricas para regiões estáticas, totalizando 720.000. Eles concluíram que essas configurações de pistões não proporcionam influências significativas no *swirl* e *tumble* durante os tempos de admissão. Por outro lado, no final do tempo de compressão o pistão B apresenta maior valor de razão de *tumble* e o pistão C o menor valor. A razão de *swirl* encontrada para o pistão B é 34,8% menor em módulo que a do pistão A e a do pistão C, 8,7% maior em módulo do que a do pistão A, no final da compressão. As geometrias e os resultados de *swirl* e *tumble* são mostrados na Figura 2.45.

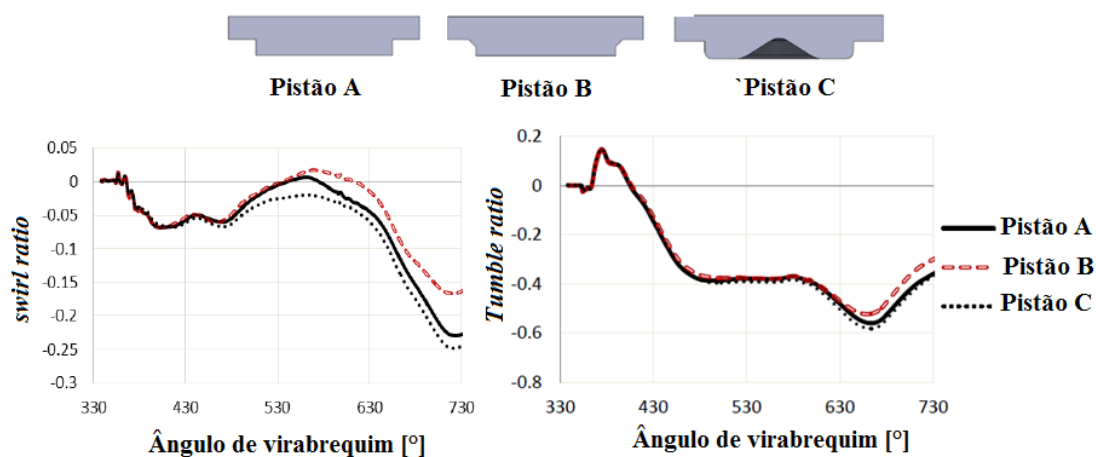


Figura 2.45 – Geometrias dos pistões e resultados de *swirl* e *tumble* ratio

Fonte: Adaptado de (SHAFIE & SAID, 2017)

(BARATTA, et al., 2017) efetuaram uma análise numérica e experimental de modo a quantificar a intensidade de *tumble* em um motor SI. Os autores avaliaram os modelos de turbulência *realizable*, *standard cubic* e RNG k- ϵ . Destaca-se a utilização do modelo de *Angelberger* para as análises feitas próximas da parede. Os dois primeiros modelos foram inicialmente comparados em uma análise de bancada de fluxo, cujas simulações foram conduzidas no programa STAR-CCM+, utilizando uma malha julgada como intermediária pelos autores, totalizando 1.850.000 volumes. Embora o modelo *standard cubic* tenha apresentado desvantagens quando comparado ao *realizable* na predição do coeficiente de *tumble*, os autores concluíram que ambos os modelos são capazes de capturar as características globais do escoamento quando se analisa o padrão da velocidade axial do escoamento no cilindro. Os autores ressaltam que a simulação de bancada de fluxo não pode prever por completo os vórtices formados dentro do cilindro em uma simulação com pistão. As simulações transientes

foram realizadas no programa STAR-CD. Quando analisados os resultados do coeficiente de *tumble* e da intensidade de turbulência, durante os tempos de admissão e compressão, todos os modelos de turbulência concordam entre si.

2.9.2 Trabalhos relacionados ao estudo do *spray* de combustível

(BEALE & REITZ, 1999) utilizaram o modelo KH com a descrição *blob*, que prediz as gotas maiores do núcleo intacto próximo ao orifício do injetor e o modelo RT para descrever o *breakup* das gotas de forma competitiva com o modelo KH. As simulações foram realizadas no programa KIVA-3V, mantendo os modelos de arrasto, evaporação e turbulência das gotas de acordo com os padrões do programa. Para a injeção do *spray diesel* foram adotadas as constantes, $B_0 = 0,61$, $C_\tau = 1$ e $B_1 = 40$, $C_\tau = 0,1$. Para este caso foram consideradas duas malhas diferentes, de 1 e 2 mm e a malha com menor comprimento característico apresentou maior penetração de líquido do *spray*. Os autores definiram a penetração da ponta do *spray* pela localização de 3% do contorno do volume de líquido. Para a injeção do *spray* de cone oco utilizaram as constantes $B_1 = 40$ e $C_\tau = 10$ e a variável $q = 10$ para a distribuição de *Rosin-Rammler*. O modelo para descrição do *spray* de cone oco foi capaz de prever a existência do vórtice na região frontal do *spray*. O modelo numérico KHRT superestimou os valores de SMD cujos dados experimentais foram obtidos a uma posição de 39 mm de distância do orifício do injetor.

(BAFEKR, et al., 2010) analisaram o processo de formação do *spray* de gasolina por um injetor em um ambiente quiescente. Os dados experimentais foram obtidos utilizando um fluido simulacro com propriedades semelhantes ao *iso-octano*. As simulações foram realizadas no programa FLUENT, de modo que o *breakup* primário fosse descrito pelo modelo *linearized instability sheet atomization*, LISA e da distribuição *Rosin-Rammler*, o *breakup* secundário foi descrito pelo modelo *Taylor analogy breakup*, TAB. O modelo RNG k- ϵ foi utilizado para o escoamento turbulento e o comprimento característico de 1 mm foi adotado para a malha. Não foram considerados os modelos para os fenômenos de colisão e evaporação das gotas. Destaca-se que, baseado em dados experimentais, os autores adotaram um modelo de

cone fechado com 3° e de duração de injeção de $0,1\text{ ms}$, para descrever a estrutura do *pré-spray*. Além disso, os autores consideraram a penetração do *spray* baseada na distância a partir do orifício do injetor que continha 99% do volume do *spray*. Resultados de SMD em um plano a 39 mm do orifício do injetor mostram que o modelo superestima os dados experimentais durante cerca de 2 ms de injeção, para um caso de pressão de injeção de $3,5\text{ MPa}$, porém para uma pressão de injeção de $6,22\text{ MPa}$ seu modelo subestima os resultados de SMD durante praticamente todo o tempo de injeção. O modelo foi capaz de prever a formação do vórtice toroidal na região frontal do *spray*.

(MONTANARO, et al., 2012) realizaram uma análise experimental e numérica do processo de *impingement* da gasolina comercial utilizando um injetor de sete orifícios, cujo diâmetro médio de cada orifício é de $0,179\text{ mm}$. As simulações foram conduzidas no programa STAR-CD, com o intuito de verificar o efeito da pressão de injeção e do ângulo de inclinação no *impingement* na parede. Antes das simulações envolvendo o fenômeno de *impingement* os modelos foram previamente avaliados para três pressões de injeção em câmara quiescente. Nestes casos, o modelo computacional sobre prediz a penetração após $0,5\text{ ms}$ de injeção. Para reproduzir esse processo, uma placa de aço inoxidável com rugosidade média de $1,077\text{ }\mu\text{m}$, foi posicionada a 20 mm do injetor, em duas posições diferentes, paralela e com 30° de inclinação. A placa foi mantida a uma temperatura de 300 K e os testes foram conduzidos com contra pressão ambiente para três pressões de injeção, $3,0\text{ MPa}$, $5,5\text{ MPa}$ e $12,0\text{ MPa}$. O modelo numérico consiste de um cilindro com 50 mm de raio e 22 mm de altura, possuindo 70.000 volumes hexaédricos e apresentando um refinamento na região de colisão com a placa. Foram adotados os modelos RNG k- ϵ para a simulação da turbulência, o modelo modificado das instabilidades de KH para o *breakup* primário e o modelo RT para o *breakup* secundário. O modelo *Bai e Gosman* foi adotado para o processo de *impingement*, os autores destacam que este modelo possui um coeficiente de atrito c_f , que a literatura sugere o valor padrão de 0,7 para o *spray* de água, porém, os autores após uma atividade de ajuste foi definido com $c_f = 0,5$. Segundo os autores, o modelo apresentou bom acordo na descrição global, em condições de parede inclinada ocorre uma redução dos efeitos do *impingement* nas características macroscópicas do *spray*. Também observaram que para as condições de pressão de injeção mais elevadas ocorreu

uma maior penetração radial e maior altura do *spray* pós *impingement*. A Figura 2.46 ilustra a comparação entre os resultados numéricos e experimentais obtidos.

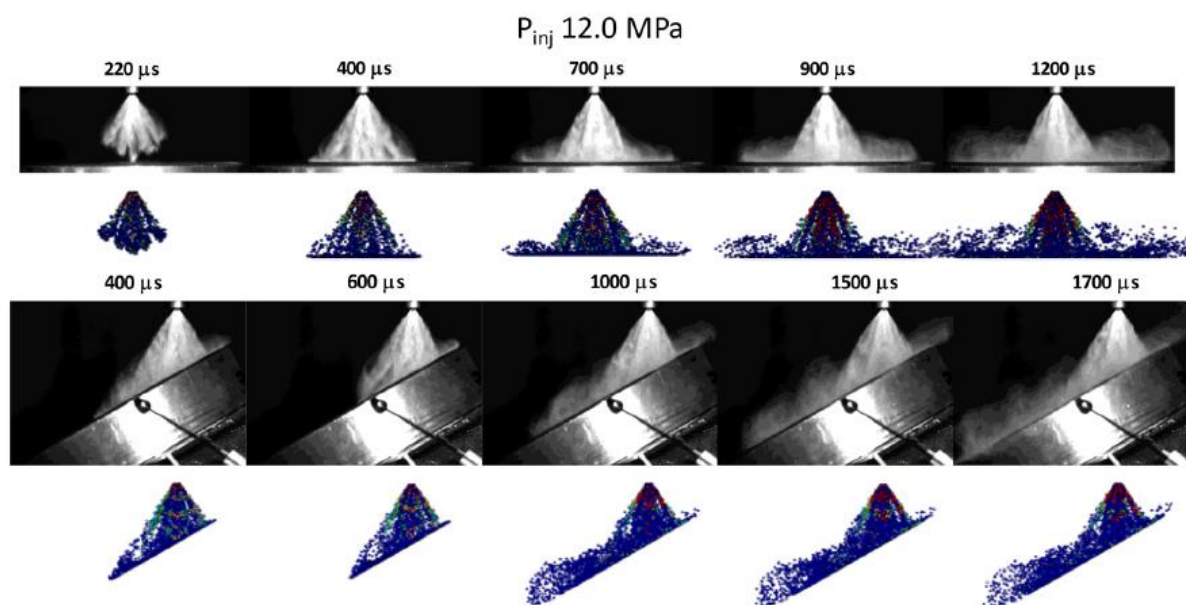


Figura 2.46 – Comparação entre os processos de *impingement*, avaliações numérica e experimental

Fonte: Adaptado de (MONTANARO, et al., 2012)

2.9.3 Trabalhos relacionados ao estudo das estruturas de escoamento e injeção do *spray* de combustível

(KANG & KIM, 2003) investigaram experimentalmente a estratificação do combustível para três configurações de pistão: *flat*, *bowl* e *re-entrance*. Seus estudos foram baseados em um motor monocilíndrico, de quatro cilindros, modificado para GDI e SI. O motor apresentava razão de compressão de 10: 1 para o pistão *flat* e 9: 1 para as outras duas geometrias. Para intensificar o escoamento de *swirl*, um dos pórtilos de admissão teve seu escoamento bloqueado e adicionalmente foi utilizada a estratégia de *mask* para a outra válvula de admissão. A injeção de gasolina foi efetuada com um injetor do tipo *high pressure swirl*, com ângulo de cone de 70°. Estudando os diferentes pontos de injeção utilizando o pistão *flat*, os autores concluíram que o combustível líquido sofreu maior efeito evaporativo pelo movimento de *tumble* do que pelo *swirl*.

Observa-se que a penetração e a dispersão do *spray* são influenciadas pela condição de contra pressão na câmara para os diferentes tempos de injeção estudados, assim uma injeção posterior, durante a compressão, apresenta menor penetração e dispersão. Com relação ao escoamento, a estrutura de *tumble* transporta o combustível para as regiões inferiores do cilindro e a distribuição do vapor de combustível não se torna uniforme até metade do tempo de compressão, para os casos de injeção a 270° e 180° antes do PMS. O escoamento de *swirl* concentrou o combustível dentro de seu vórtice. Com relação às geometrias do pistão, o pistão com *bowl* possibilitou maior concentração de mistura na região central da câmara de combustão.

(MALAGUTI, et al., 2009) relataram em sua pesquisa via simulação numérica o comportamento do *spray* produzido por um injetor *pressure swirl* em condições de partida a frio em um motor DISI. O injetor em questão possui ângulo de cone externo de 60° e diâmetro do orifício de 0,56 mm. Dentre as condições de contorno, destaca-se a rotação de 180 rpm para o motor e as paredes com temperatura de 273 K, e a pressão de injeção aplicada de 5,5 bar. As simulações foram realizadas no programa STAR-CD, o modelo de malha apresenta volumes hexaédricos e com o pistão no PMI contabiliza-se um total de 620.000 volumes. O modelo RNG k- ϵ , foi aplicado para a descrição do escoamento turbulento. Os autores implementaram uma rotina com o modelo LISA, para a descrição do *breakup* primário e a distribuição de gotas de *Rosin-Rammler* com um fator de espalhamento de $q = 3,5$ foi adotado. O modelo *Reitz* foi utilizado para contabilizar os efeitos do *breakup*. A interação gota parede foi descrita por meio do modelo *Bai-Gosman*. Três casos com diferentes *starts of injection*, SOI, foram investigados, 33°, 103° e 208° de SOI depois da abertura da válvula de admissão. Os autores concluíram que a injeção antecipada fornece mais tempo para que o combustível seja evaporado e o *impingment* com o pistão também favorece o *breakup*. A estratégia intermediária levou a menor formação de filmes líquidos nas paredes, entretanto, ela promove maiores depósitos na região da vela de ignição. A estratégia de injeção tardia evita completamente a interação do *spray* com as válvulas de admissão e desse modo à região da vela de ignição não apresenta a formação de filme líquido de combustível. Os autores destacam a necessidade de uma validação experimental para o modelo de filme líquido de parede.

No trabalho de (MALAGUTI, et al., 2011), os autores investigaram experimentalmente e numericamente, via programa STAR-CD, diferentes condições de injeção para um motor operando em baixa carga, 300 *mbar* de pressão média na admissão e 1000 *rpm*. Trata-se de um motor quatro cilindros e quatro válvulas, com razão de compressão 9,5: 1, que segundo eles possui arquitetura *wall-guided*, com o pistão possuindo um *bowl*. Foi utilizado um injetor *Bosch* com 7 orifícios para as seguintes condições de SOI: 320°, 260°, 245°, 110° e 70° antes do PMS. A malha apresentava cerca de 1.000.000 de volumes no PMI. Pontua-se a utilização do modelo RNG k- ϵ para a descrição da turbulência e dos modelos KH e RT para o *breakup*. Para a descrição da interação gota parede eles utilizaram o modelo *Bai-Gosman*. Os autores revelam a necessidade de realizar um grande número de simulações para ajuste das temperaturas de parede, que por fim, foram definidas como 333 K, 373 K, 373 K e 363 K, para o pórtico de admissão, cabeçote, pistão e cilindro, respectivamente. Com relação aos instantes de SOI, os três casos de injeção antecipada apresentaram mais de 20% da massa de combustível injetada escoando para o pórtico de admissão, *backflow*, o que pode tornar crítico o controle da razão ar-combustível para o ciclo. Além disso, o caso SOI 320° apresentou maior geração de particulado, principalmente devido o combustível residual nas paredes da câmara de combustão. Por meio de testes experimentais os autores verificaram que a covariância do IMEP não apresentou um comportamento muito claro, possivelmente em virtude da dificuldade de se controlar a formação da mistura estratificada para condições de SOI próximas do PMS. De modo geral, as injeções mais atrasadas apresentam maior velocidade de combustão, porém piores níveis de emissões. A melhora no processo de combustão foi creditada a forte interação entre o *spray* e movimento de *tumble* no final do tempo de compressão, propiciando maiores níveis de turbulência, com ganhos superiores a 20%.

(QI, et al., 2012) realizaram um trabalho de otimização do projeto do pórtico de admissão por meio de CFD utilizando dois programas distintos, o KIVA-3V e o STAR-CD. Foi verificado em ambos os programas a presença de *backflow* na válvula de admissão no início do tempo de compressão, os autores sugerem que caso todo o *runner* de admissão fosse simulado a inércia dos gases poderia superar esse escoamento de *backflow*. Após verificarem boa concordância entre os resultados dos programas as simulações subsequentes foram realizadas somente no programa STAR-CD. O motor

foi simulado sob rotação de 2000 *rpm*, razão de compressão de 10:1 e as temperaturas do cabeçote, parede do cilindro e face do pistão de 493 K. Em relação à geometria inicial do pórtilo de admissão, as alterações propostas produziram um escoamento com valor máximo de razão de *tumble* de cerca de duas vezes maior, além disso, observou-se um segundo pico na curva de energia cinética da turbulência no final do tempo de compressão, que segundo os autores, pode indicar que o *momentum* é bem preservado pelo maior escoamento de *tumble* que transfere mais energia armazenada para a energia cinética da turbulência, quando ocorre a quebra dessa estrutura rotacional. Por último, foi efetuada a injeção de combustível em ambas as configurações de pórtilo e a geometria com maior *tumble* proporcionou um aumento de cerca de 20% na evaporação do combustível.

(HARSHAVARDHAN & MALLIKARJUNA, 2013) analisaram via simulação no programa STAR-CD a estrutura do escoamento e a formação da mistura para quatro geometrias diferentes de pistão utilizados em um motor DISI. Os autores utilizaram volumes poliédricos, mas não apresentaram detalhes sobre o teste de sensibilidade de malha realizado. Dentre os modelos utilizados no estudo, destaca-se o $k-\epsilon$ para a turbulência, o modelo *Reitz-Diwakar* para o *breakup* das gotas e o modelo *Bai* para a interação gota-parede. Entre os resultados, os autores observaram que no ângulo de 540° no final do tempo de admissão, somente o pistão com geometria plana e com *bow* no centro, apresentava o vórtice de *tumble* praticamente no centro do cilindro, as demais geometrias, de pistão plano, pistão com dome e *bow* central e pistão com *bow* deslocado apresentaram o vórtice de *tumble* deslocado para o lado das válvulas de exaustão. Em valores absolutos o pistão plano apresenta maiores resultados de razão de *tumble* e de energia cinética da turbulência no ângulo de 540°. Ao se analisar a injeção de combustível, os autores verificaram que para o pistão com *bow* deslocado a distribuição da razão de equivalência foi mais uniforme, o pistão plano com *bow* central e o com dome e *bow* apresentaram uma distribuição mais heterogênea dentro da câmara e o pistão plano apresentou essa distribuição ao longo do eixo perpendicular ao plano do pistão, o que segundo os autores, pode gerar maior potência no motor. Essa distribuição é apresentada na Figura 2.47.

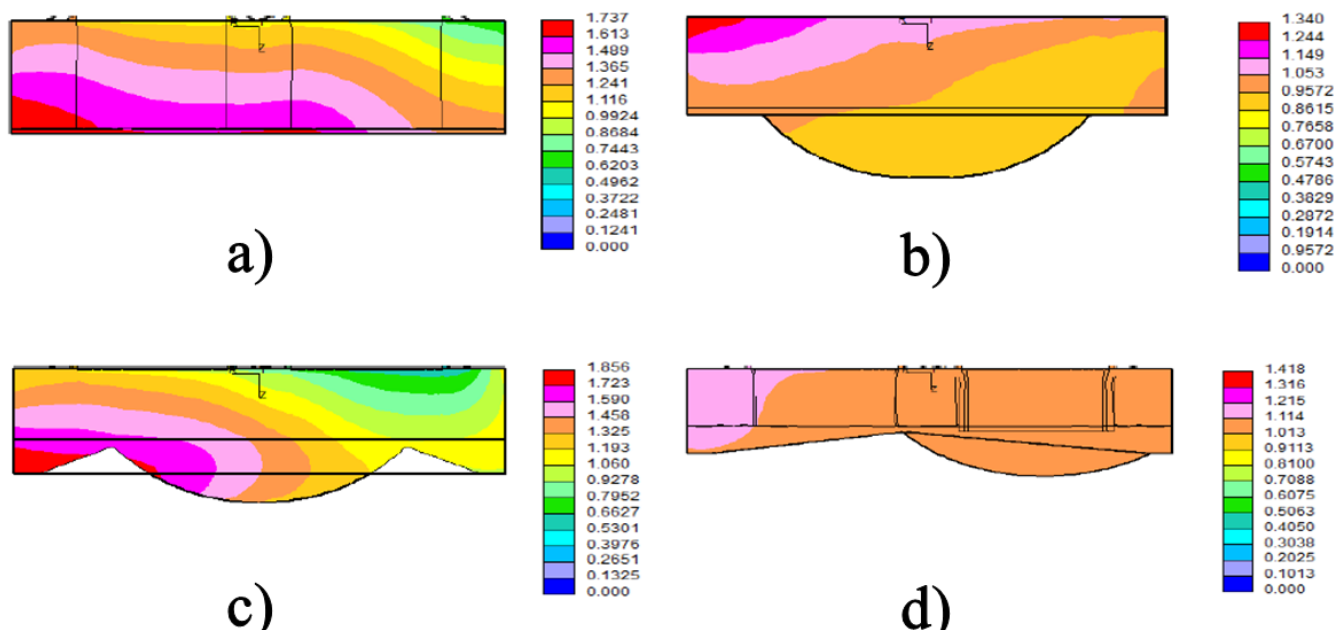


Figura 2.47 – Razão de equivalência a 30° antes do PMS de compressão. Pistão a) flat b) flat com bowl central c) dome com bowl central e d) bowl deslocado

Fonte: Adaptado de (HARSHAVARDHAN & MALLIKARJUNA, 2013)

(BARI & SAAD, 2013) examinaram por meio de simulação numérica a influência de um sistema definido como *Guide vane swirl and tumble device*, GVSTD, no escoamento de ar dentro do cilindro. Utilizou-se esse sistema com quatro alturas de palhetas diferentes, sendo elas: 0,00 R , caso sem palhetas, 0,25 R , 0,50 R e 0,75 R em que R representa o raio do *runner* de admissão. O sistema utilizado por eles é esquematicamente apresentado na Figura 2.48. A análise foi conduzida utilizando o programa ANSYS-CFX, para um motor naturalmente aspirado, com razão de compressão de 17,9:1 e operando a 1500 rpm . O pistão possui um *bowl* em sua superfície. Na descrição numérica foi utilizado o modelo $k-\epsilon$ fora da camada limite e o modelo $k-\omega$ dentro da camada limite, a malha volumétrica apresenta 275.000 volumes, combinando elementos tetraédricos e hexaédricos. As condições iniciais para a admissão foram de pressão de 1 atm e temperatura de 300 K . A validação foi realizada pela curva de pressão no cilindro de 0° a 540° do ângulo de virabrequim. Dentre os resultados, foi observado que as paletas apresentaram uma restrição ao escoamento de ar pouco significativo em relação ao caso 0,00 R . Os autores concluíram que a configuração 0,25 R forneceu maiores valores de TKE global, favorecendo uma redução na penetração do *spray* de combustível e do processo de *impingement* das gotas

contra o pistão e as paredes do cilindro. Além disso, concluíram que o sistema GVSTD aumentou a velocidade do escoamento de ar dentro da câmara de combustão para todos os casos, de modo que a condição $0,25 R$ apresentou maiores velocidades.

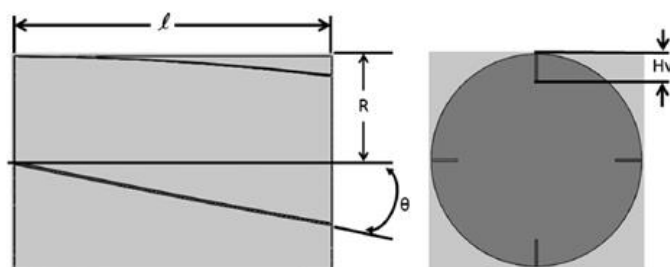


Figura 2.48 – Esquema do sistema GVSTD

Fonte: Adaptado de (BARI & SAAD, 2013)

(MILLO, et al., 2014) examinaram numericamente e experimentalmente uma configuração com mascaramento nas válvulas de admissão Figura 2.49, de um motor turbo com ignição por centelha e injeção de gasolina no pórtilo de admissão, com o intuito de promover a turbulência dentro do cilindro em condições de uso de fechamento antecipado das válvulas de admissão, *early intake valve closed*, EIVC. A análise CFD foi realizada por meio do programa STAR-CD, a malha continha cerca de 1,5 milhões de volumes quando o pistão se encontra no PMI. O modelo de turbulência adotado foi o $k-\epsilon$ padrão. O resultado preliminar mostrou que a configuração de cabeçote com mascaramento na válvula de admissão localizado no lado da vela de ignição promoveu um movimento de *tumble* mais intenso para *lifts* menores das válvulas de admissão. Além disso, para cargas parciais, a configuração com mascaramento das válvulas apresenta maiores valores de *tumble* e de energia cinética da turbulência durante o tempo de admissão e no ângulo de centelhamento. Entretanto, em condições de plena carga o mascaramento apresenta reduzidos níveis de razão de *tumble* e TKE, quando comparado com a configuração base. Com relação aos experimentos, o uso de mascaramento apresentou melhoria significativas como maior tolerância a EGR, cerca de 18%, para baixas cargas e melhor velocidade de queima nas fases iniciais do desenvolvimento de chama. O TKE foi calculado em um volume esférico com 20 mm de diâmetro centrado entre os eletrodos da vela de ignição. Como resultado, as durações

da combustão apresentaram um aumento quase linear à medida que o TKE nessa região diminui.

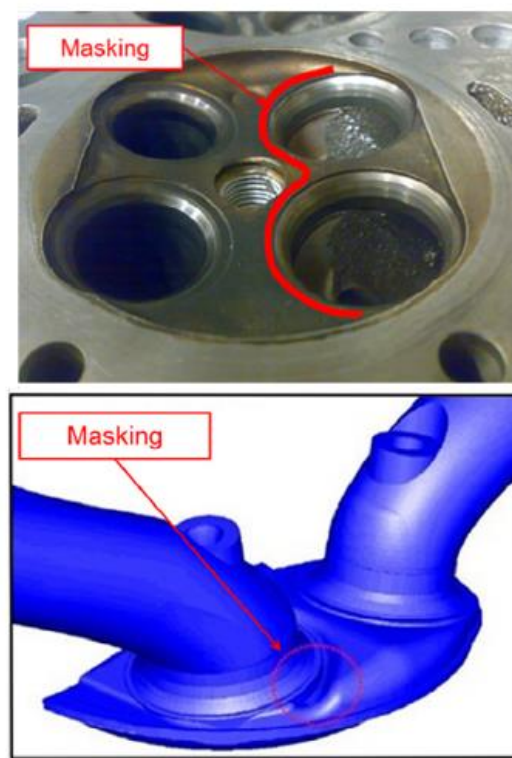


Figura 2.49 – Estratégia de *masked* para as válvulas de admissão

Fonte: Adaptado de (MILLO, et al., 2014)

(PETERSON, et al., 2015) realizaram um estudo experimental da estratificação da temperatura produzida pelo *spray* produzido pela injeção direta de gasolina. O motor monocilíndrico de quatro tempos e quatro válvulas, com acesso ótico por meio do cilindro e do pistão, foi operado sob condição *motored* e *motored* com injeção, sob rotação de 1000 *rpm*. O injetor utilizado possui sete orifícios cujos ângulos de cada jato apresentam 20°. Os resultados foram baseados na média de 72 ciclos, nos quais os ciclos com *spray* a temperatura foi cerca de 15 K menor, no PMS de final da compressão, em comparação com os casos sem injeção. Também foi possível verificar que no instante de 309° de ângulo de virabrequim a massa de gás mais fria apresenta velocidades duas vezes superiores à velocidade da massa global média, além disso, a estratificação da temperatura perpetua-se por mais tempo ao longo do ciclo do que as velocidades induzidas pelo *spray*, o que segundo os autores pode gerar implicações no processo de formação da mistura e nos tempos de queima.

(KIM, et al., 2015) realizaram um estudo do efeito da estratégia de duas injeções, *split injection*, no escoamento de um motor ótico GDISI. As simulações foram realizadas no programa KIVA 3V, o fenômeno de *breakup* foi descrito por meio do modelo KHRT, cuja as constantes foram alteradas para $B_1 = 20$ e $C_3 = 0,6$. O diâmetro inicial das gotas foi previsto pela distribuição de *Rosin-Rammler*. Para descrição do escoamento turbulento eles utilizaram o modelo RNG k- ϵ . Nessa pesquisa, a penetração da ponta do *spray* foi definida como o ponto mais distante que continha 99% da massa de combustível injetada. O teste em câmara com volume constante foi realizado para o *spray* sob as condições de injeção de 10, 20 e 30 MPa para um tempo de injeção de 1,2 ms, sob condição de contra pressão atmosférica. As validações dos resultados de penetração indicam que o modelo descreve bem a tendência da curva de penetração para os três casos, mesmo superestimando ou subestimando os valores experimentais em determinados instantes ao longo da injeção. Com relação às simulações transientes do motor, a primeira injeção tende a formar uma mistura mais homogênea devido à elevada temperatura entre a carga fresca ar-combustível e o gás residual, de modo que a características finais da mistura são determinadas pela segunda injeção. A segunda injeção proporcionou um aumento na energia cinética da turbulência devido ao *momentum* adicional acrescentado e também aumentou o grau de heterogeneidade da mistura em virtude do reduzido tempo para a evaporação. Os autores relatam que a quantidade de combustível que tende a ser perdida para o coletor de admissão, podendo resultar em instabilidades de operação em condições transientes, reduz o nível de antecipação da primeira injeção. Para um caso particular de primeira e segunda injeção a 260° e 140° antes do PMS de combustão, respectivamente, o *spray* da primeira injeção é guiado pelo movimento de *tumble* e o amplifica devido o seu *momentum*. A segunda injeção também tende a induzir um movimento de *tumble*. A Figura 2.50 apresenta o resultado encontrado para a razão de *tumble* dos dois casos distintos de estratégia de injeção. Como pode ser visto na Figura 2.51, ocorre uma mistura mais rica próxima à região da vela de ignição para o caso *split injection*, que segundo os autores não afetaria negativamente a inflamabilidade da carga.

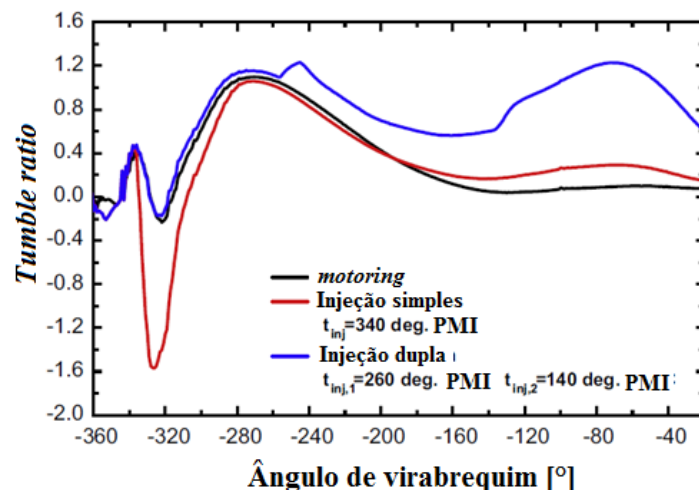


Figura 2.50 – Resultados de *tumble*, caso sem injeção, com injeção simples e injeção dupla

Fonte: Adaptado de (KIM, et al., 2015)

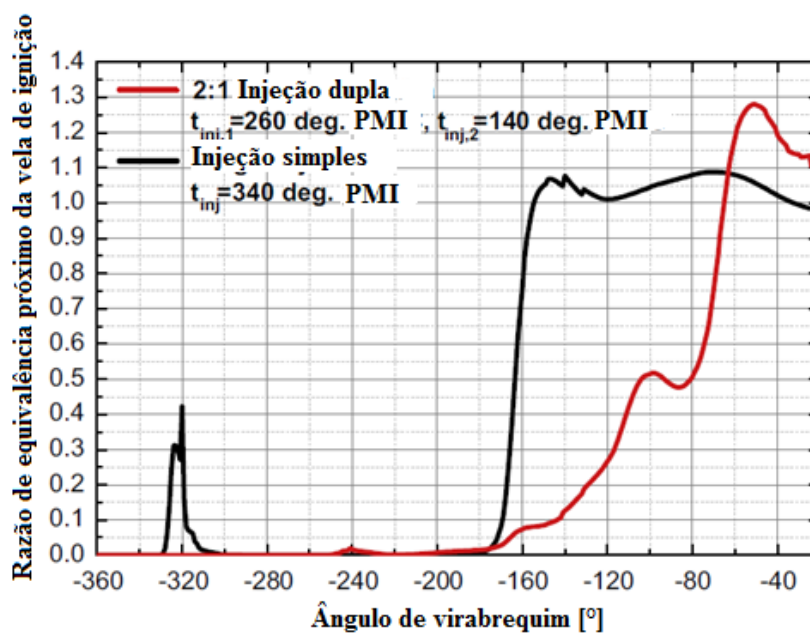


Figura 2.51 – Razão de equivalência para as duas estratégias de injeção

Fonte: Adaptado de (KIM, et al., 2015)

(BEAUQUEL, et al., 2016) pesquisaram numericamente o escoamento turbulento dentro de um cilindro de um motor de PFI e SI para a condição de 1500 *rpm* e validaram os resultados por meio da velocidade axial média, medida experimentalmente por meio da técnica LDA. As simulações foram realizadas no

programa FLUENT, sendo a malha construída com volumes tetraédricos para os pórticos e a região do cabeçote e volumes hexaédricos para a região próxima do pistão. Ressalta-se o modelo RNG k- ϵ para a descrição da turbulência. Foram utilizados os passos de tempo de $0,05^\circ$, durante a movimentação simultânea do pistão e das válvulas, $0,5^\circ$, durante o evento isolado de cada válvula e 1° durante o escoamento dentro do cilindro quando as válvulas se encontram fechadas e o pistão em deslocamento. Adotou-se a estratégia de desativação numérica dos pórticos quando as respectivas válvulas estavam fechadas. Com relação aos resultados em um plano central a geometria do cilindro e paralela aos coletores, na metade superior do cilindro o modelo numérico apresentou resultados com boa concordância com os obtidos experimentalmente e para a metade inferior do cilindro o resultado obtido pela simulação, embora apresente a mesma tendência, ele sobreprediz os resultados experimentais. O resultado da média global da velocidade em três planos distintos, durante a faixa de 40° a 280° do ângulo de virabrequim, apresentou uma precisão de 78,32%.

(WU, et al., 2016) analisaram, por meio do programa AVL FIRE, a influência da geometria da câmara de combustão nos processos de escoamento e combustão com mistura pobre de gás natural. As geometrias utilizadas são apresentadas na Figura 2.52. Segundo os autores, uma câmara de combustão compacta pode aumentar a área frontal da chama, promover a turbulência, pelo aumento da taxa de combustão e redução da área de contato da mistura queimada com as paredes e conseqüentemente a perda de calor para as paredes. O modelo k- ϵ foi aplicado para descrever o escoamento turbulento e uma malha com volumes hexaédricos totalizando 1.565.995 volumes para a câmara de combustão 3 com o pistão no PMI. As simulações foram conduzidas de 360° até 872° , instante de abertura da válvula de exaustão, sob uma condição de 1000 rpm. Dentre os resultados, as câmaras de combustão 2 e 3, apresentam energia cinética da turbulência maior que a câmara de combustão 1 durante toda a faixa de ângulo de virabrequim, com a câmara 3 possuindo resultados ligeiramente superiores a configuração 2. Com relação à combustão, por meio da densidade de superfície de chama foi verificado que nos instantes iniciais as três câmaras de combustão apresentam resultados semelhantes, por outro lado, a fase de combustão rápida das câmaras 2 e 3 é menor. Os autores pontuam que a simulação de apenas um ciclo representa uma restrição para análises mais profundas.

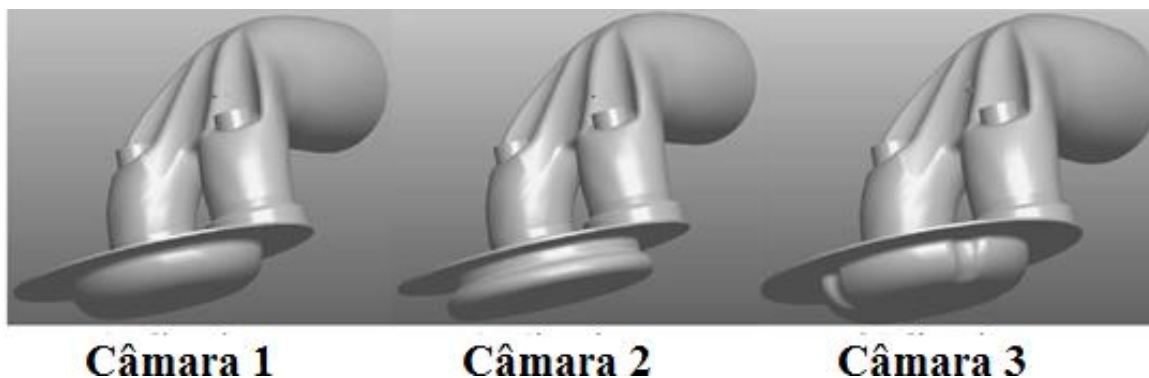


Figura 2.52 – Geometrias da câmara de combustão

Fonte: Adaptado de (WU, et al., 2016)

(YIN, et al., 2016) estudaram os efeitos gerados durante o processo de admissão, formação da mistura e combustão via CFD, pela utilização combinada de diferentes geometrias do pistão e de posições para a válvula controladora do movimento de carga (Figura 2.53 a), CMCV, *Charge motion control valve*, aberta ou fechada, (Figura 2.53 b) e c). A pesquisa foi conduzida em um motor com razão de compressão de 9,6:1, utilizando um injetor de injeção direta com 6 orifícios. As simulações foram realizadas por meio do programa FIRE, utilizando as condições de temperaturas constantes de 330 K para o pórtico de admissão e 450 K para as paredes do cilindro e pistão. O teste de malha foi conduzido para três malhas distintas e a análise foi baseada na curva de pressão no cilindro, escolhendo-se a malha com 396.844 volumes para o pistão no PMI. Os autores utilizaram os passos de tempo de 0,1° e 0,5° para as fases de *spray* e combustão, respectivamente. Dentre os resultados encontrados, para qualquer uma das geometrias do pistão a intensidade da razão de *tumble* aumenta significativamente quando a válvula CMCV está fechada, durante o processo de compressão. Além disso, a injeção de combustível reduz a intensidade de *tumble*, os autores sugerem que esse fenômeno é devido ao contato entre o *spray* de combustível e o escoamento de ar. Com respeito à energia cinética da turbulência, a CMCV fechada apresentou melhores resultados para as três rotações analisadas de 1.500, 2.000 e 5.500 rpm, principalmente para os pistões B e D, eles ainda obtiveram taxas de evaporação de combustível mais elevadas e misturas ar-combustível mais homogêneas, provavelmente devido ao maior TKE. No final do tempo de compressão o aumento da TKE chegou a valores de 2 a 6 vezes maior do que com a CMCV em posição aberta.

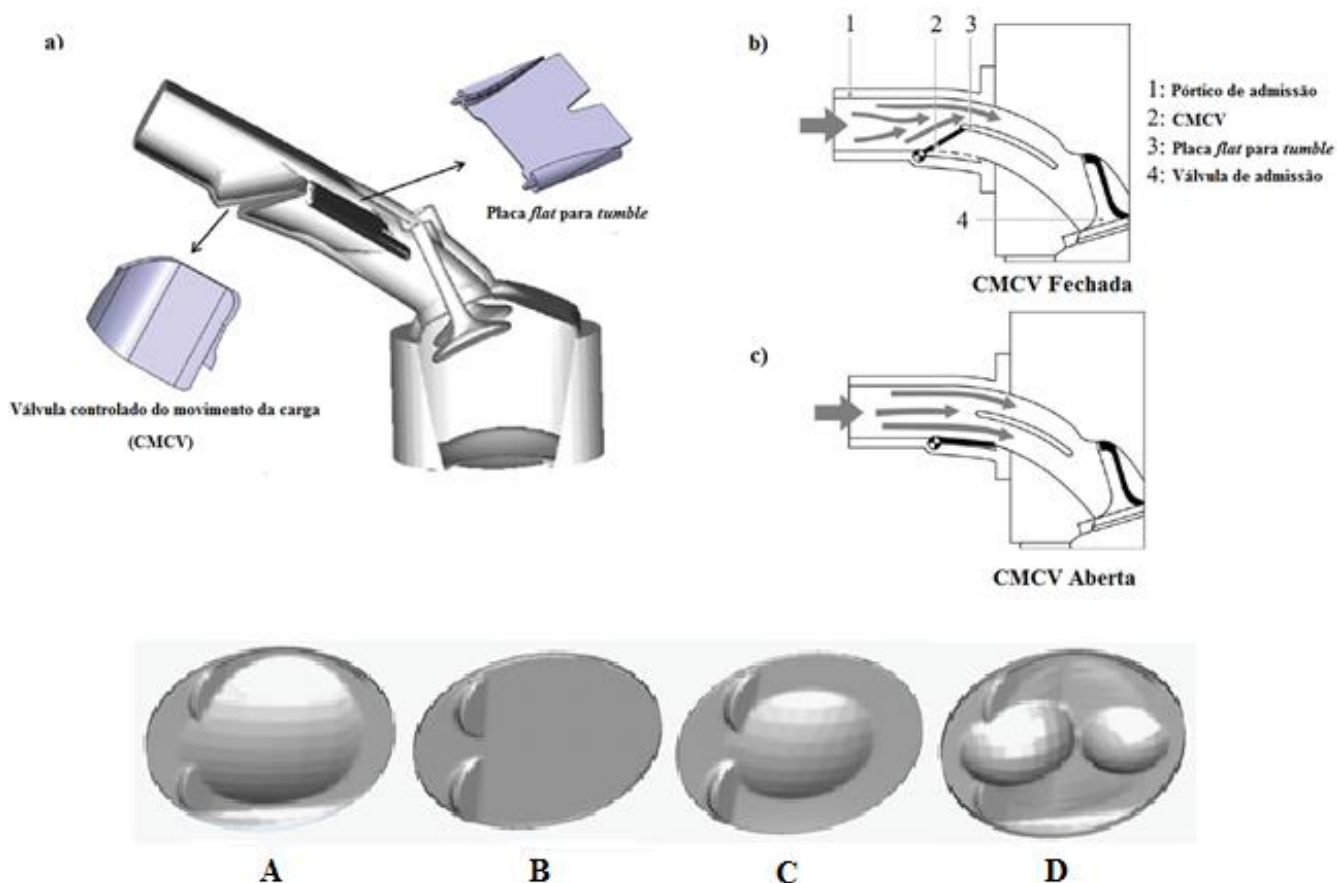


Figura 2.53 – Esquema da válvula controladora do movimento de carga

Fonte: Adaptado de (YIN, et al., 2016)

(BANERJEE & KUMAR, 2016) conduziram uma análise numérica do *spray* de isooctano gerado por um injetor de orifício único, com diâmetro de $0,3\text{ mm}$, em uma bancada de teste de volume constante. A bancada foi simulada como um domínio cilíndrico de 30 mm de raio por 90 mm de comprimento, sob condição de contra pressão atmosférica. Para essa análise foram utilizados volumes com comprimento característico de $2,5\text{ mm}$ e passo de tempo de $1,0 \times 10^{-5}\text{ s}$. Com relação aos modelos utilizados, destaca-se a correlação de *Ranz* e *Marshall* para o coeficiente de transferência de calor convectivo, o modelo *Blob-injection* para a injeção das gotas iniciais e o modelo *breakup wave* para o *breakup*. Os autores definiram o comprimento axial de penetração de líquido como a distância alcançada por 90% da massa injetada e a penetração de vapor como a distância axial da fração em massa do vapor de 0,1%. Os resultados obtidos pelos autores foram comparados com dados da literatura. O modelo superestima a penetração até $1,5\text{ ms}$ de injeção e posteriormente subestima. O modelo

aplicado ao injetor de orifício único foi extrapolado para um injetor de oito orifícios com diâmetros de $0,165\text{ mm}$ e aplicado a um modelo numérico de motor GDI. Destaca-se a presença do *bowl* deslocado no pistão que tende a direcionar o vapor de combustível para a vela de ignição. Sobre os resultados de injeção no motor, foram observados bolsões de mistura rica nos instantes iniciais da compressão, tornando-se mais homogênea durante o movimento ascendente do pistão. O evento de injeção proporcionou um aumento nas razões de *tumble* e *swirl*, no início da injeção. Também foram avaliados três instantes diferentes de SOI, 60° , 90° e 120° , depois do PMS. O SOI de 120° resultou em uma maior razão de equivalência á 5° antes do PMS, no entanto, a estratificação da carga foi semelhante em todos os casos. O aumento da temperatura de parede reduz a evaporação das gotas, que segundo os autores é devido a menor massa específica da carga que fornece menos força de arrasto e assim retardam o *breakup*, porém, na fase final da compressão a taxa de evaporação é ampliada devido ao maior efeito do calor sensível para as gotas.

(ADDEPALLI & MALLIKARJUNA, 2016) realizaram um estudo via CFD por meio do programa CONVERGE do escoamento em um motor DI. O escoamento turbulento foi estudado por meio do modelo de turbulência RNG k- ϵ . A malha apresentava tamanho base de 4 mm , com refinamento de 1 mm nas regiões das válvulas, as regiões do *spray* e da vela foram refinadas para $0,125\text{ mm}$ e $0,25\text{ mm}$, respectivamente. O modelo KHRT foi aplicado para a descrição do *spray*. Os autores o validaram por meio da curva de penetração, cujo modelo numérico subestimou até $1,8\text{ ms}$ e posteriormente superestimou, chegando a 5% em relação a penetração experimental no instante de $2,0\text{ ms}$ de injeção. Com relação aos resultados dinâmicos, observou-se que o aumento da razão de compressão de 10 para 11 e 12, resultou em uma redução de cerca de 17% e 50% no *tumble* no instante de 630° de compressão e no instante de centelhamento, 700° , reduções de 24,5% e 37,3%, respectivamente, esse comportamento ocorre tendo em vista que a redução na câmara de combustão restringe o movimento do fluido dentro do cilindro. O aumento na pressão de injeção de 200 bar para 300 bar e 400 bar resultou em um aumento na TKE de cerca de 21% e 40%, respectivamente, segundo os autores devido a maior transferência de *momentum* do combustível injetado para o ar no cilindro, no entanto, a razão de *tumble* não apresentou diferenças significativas.

(JANAS, et al., 2017) conduziram seus estudos em um motor de duas válvulas com razão de compressão de 8,5:1, operando em *motored* a 800 rpm, permitindo o acesso ótico pelo pistão e pelo *liner*. Os autores obtiveram resultados experimentais por meio de duas técnicas distintas, PIV e a técnica de velocimetria de ressonância magnética, MRV, recém-empregada na área de motores de combustão interna. As simulações foram realizadas utilizando o programa OpenFoam por meio da análise LES, utilizando duas malhas distintas. Dentre os resultados, destaca-se a curva de pressão no cilindro, com diferença de pico de 17% e a justificativa dos autores em aceitar esse desvio foi em virtude dele não ser crítico para o motor operando em condições *motored*. Em relação ao vórtice de *tumble*, foi verificado que para quatro ciclos distintos o centro dele tem origem e segue tendências diferentes, porém, em todos os casos indo em direção ao lado da exaustão, sendo esse movimento governado pelo sentido de rotação da estrutura de *tumble* e pelo pistão.

2.9.4 Contextualização deste trabalho dentro do estado da arte

Este trabalho se situa no âmbito dos estudos numéricos como meio de análise da indução das estruturas de escoamento presentes em um motor de ignição por centelha e injeção direta. Também é apresentado o estudo da formação do *spray* de etanol e gasolina em câmara estática, como também encontrada na literatura. Por fim, as duas metodologias de simulação são acoplados para o estudo das estruturas de escoamento na distribuição espacial da mistura ar-combustível. Desse modo, em um âmbito geral, este trabalho passa pelas principais abordagens contidas na seção 2.9.

3 METODOLOGIA

3.1 Definição do escopo da pesquisa

Com o intuito de se avaliar a influência na estrutura de escoamento gerada pelo *flow box* já existente no CTM-UFGM e possíveis melhorias alcançáveis com essa estratégia de controle da carga no motor monocilíndrico de pesquisa, foram simuladas duas condições de rotação *motored*, 1000 *rpm* e 3000 *rpm*, para condição de pressão média na admissão de 930 *mbar* e ainda para a rotação de 1000 *rpm*, na condição de 600 *mbar* de pressão média na admissão. As simulações foram validadas pela comparação com a curva de pressão no cilindro, durante os tempos de admissão e compressão. Além dessas condições dinâmicas, foram simuladas condições de injeção de combustível em câmara de volume constante, para dois injetores distintos, *pressure swirl* e *multi-hole*. Para o primeiro foram analisadas a penetração de líquido, o diâmetro e a velocidade axial das gotas em um dado ponto a jusante do injetor. Para o segundo, o estudo se baseou na penetração de líquido do *spray*. Por último, a condição de 1000 *rpm* e 930 *mbar*, sem e com *flow box*, foi acoplada a uma situação de injeção durante a admissão com o injetor *pressure swirl* para se avaliar a distribuição de combustível nos instantes finais do tempo de compressão.

3.2 Escolha dos programas utilizados na pesquisa numérica

Utilizou-se o programa SolidWorks para a extração do volume de fluido da geometria CAD do motor. O pré-processamento do volume fluido foi realizado no programa STAR-CCM+ e as simulações numéricas foram realizadas no programa STAR-CD, com módulo *es-ice*, específico para análises transientes de motores de combustão interna. O programa PRO-STAR foi utilizado para definição de algumas condições e modelos não inseridos no programa STAR-CD e também foi utilizado para o pós-processamento de resultados, como: extração de arquivos do tipo *.xlsx*, *.txt* e *.png*. Devido à quantidade de dados contidos nesses arquivos os mesmos foram filtrados e pós-processados por meio do programa Matlab.

3.3 Obtenção da geometria do motor

A definição e obtenção da geometria CAD do motor é parte integrante da etapa de pré-processamento nas simulações numéricas. Este estudo foi realizado utilizando o motor de pesquisa monocilíndrico AVL 5496, que permite tanto operações PFI quanto DI. A Tabela 3-1 apresenta os principais dados desse motor.

Tabela 3-1 – Dados do motor

Modelo	AVL 5496
Número de válvulas	4
Tipo de injeção	Pode operar sob injeção PFI e/ou DI
Diâmetro do pistão [mm]	82
Curso do pistão [mm]	86
Razão volumétrica de compressão utilizada	11,5: 1
Diâmetro das válvulas de admissão [mm]	31,1
Diâmetro das válvulas de exaustão [mm]	28,0
<i>Lift</i> máximo das válvulas de admissão [mm]	10,19
<i>Lift</i> máximo das válvulas de exaustão [mm]	8,82

A Figura 3.1 apresenta a geometria do bloco do motor. É possível observar as regiões do cabeçote e dos coletores de admissão e exaustão, também é destacado o posicionamento do injetor de injeção direta.

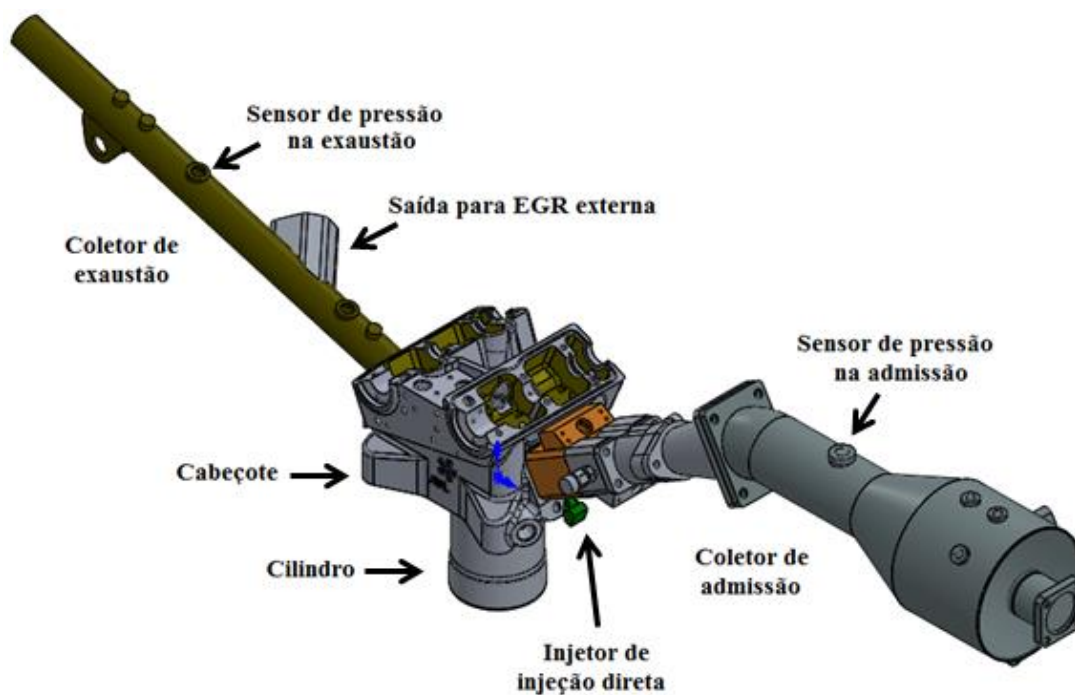


Figura 3.1 – Geometria do motor com coletores de admissão e exaustão

A Figura 3.2 permite visualizar a região entre coletores e pórticos. Torna-se mais evidente a posição do injetor DI, posicionado lateralmente no cabeçote e entre os pórticos de admissão, aqui a vela de ignição é montada centralmente no cabeçote.

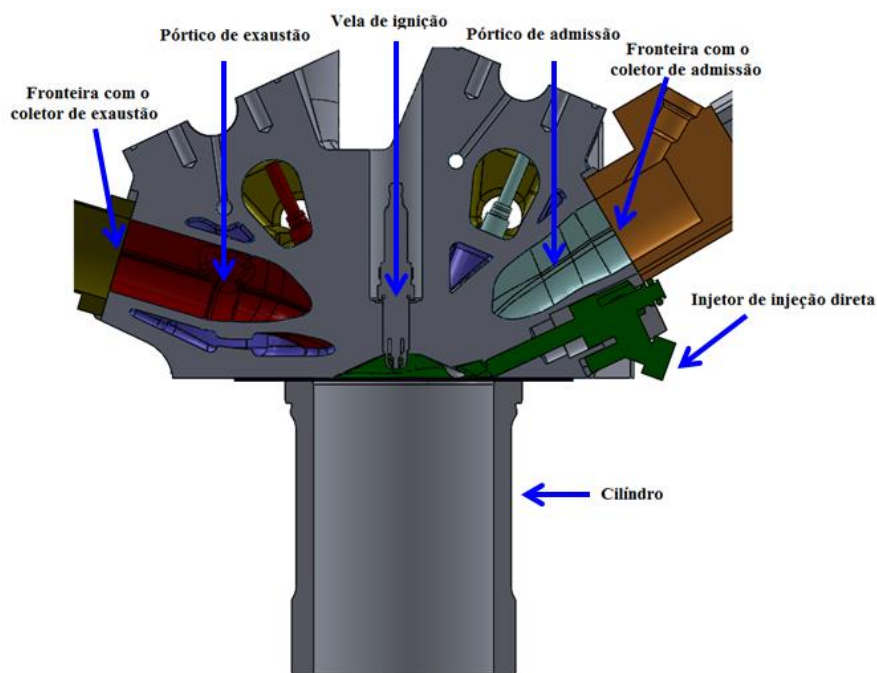


Figura 3.2 – Vista em corte do cabeçote e cilindro com as regiões dos pórticos, posição da vela de ignição e injetor DI

A geometria aqui chamada de original do *flow box* é uma placa, cuja passagem do fluido somente é permitida na região superior do coletor é apresentada na Figura 3.3, a placa possui 3,2 mm de espessura, e a área na qual o fluido pode escoar corresponde a 301,6 mm². Destaca-se que essa geometria é chamada de original, em virtude de ser o único modelo de *flow box*, com a passagem de fluido nessa posição, construído no CTM-UFMG.



Figura 3.3 – Geometria da placa do *flow box*

A geometria do *flow box*, posicionada entre o coletor e o pórtico de admissão, é apresentada em vermelho na Figura 3.4.

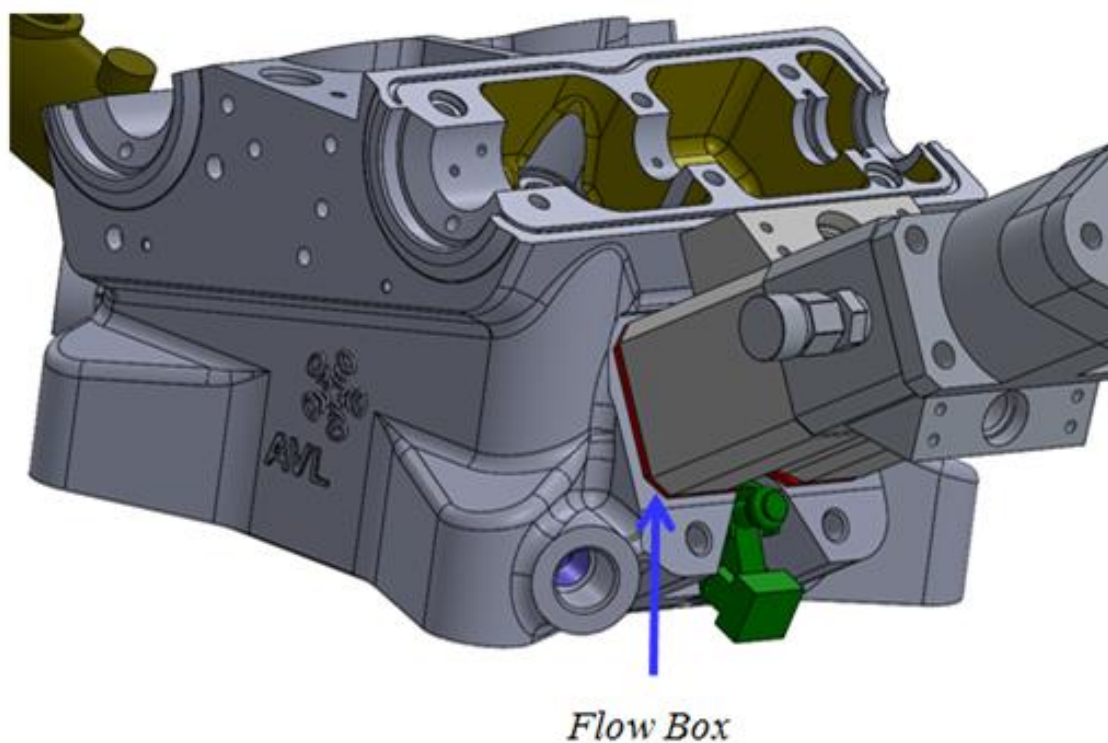


Figura 3.4 – Vista em perspectiva do motor com o *flow box*, em vermelho, posicionado entre o pórtico e o coletor de admissão.

Nesse estudo é avaliada a influência da posição da abertura do *flow box* nas estruturas primárias de escoamento e na energia cinética da turbulência dentro do cilindro. Desse modo, as outras geometrias do *flow box* empregadas nesse trabalho são referentes a variação na posição do escoamento de fluido com relação a linha de simetria horizontal, em azul, do coletor de admissão. Essas posições foram escolhidas com o intuito de compreender desde a posição superior da passagem de fluido até a região central do coletor, em concordância com os trabalhos encontrados na literatura, seção 2. Essas geometrias são apresentadas na Figura 3.5 a) sem *flow box*, Figura 3.5 b) com *flow box* na posição original – posição 1, Figura 3.5 c) na posição intermediária – posição 2 e Figura 3.5 d) na posição central – posição 3.

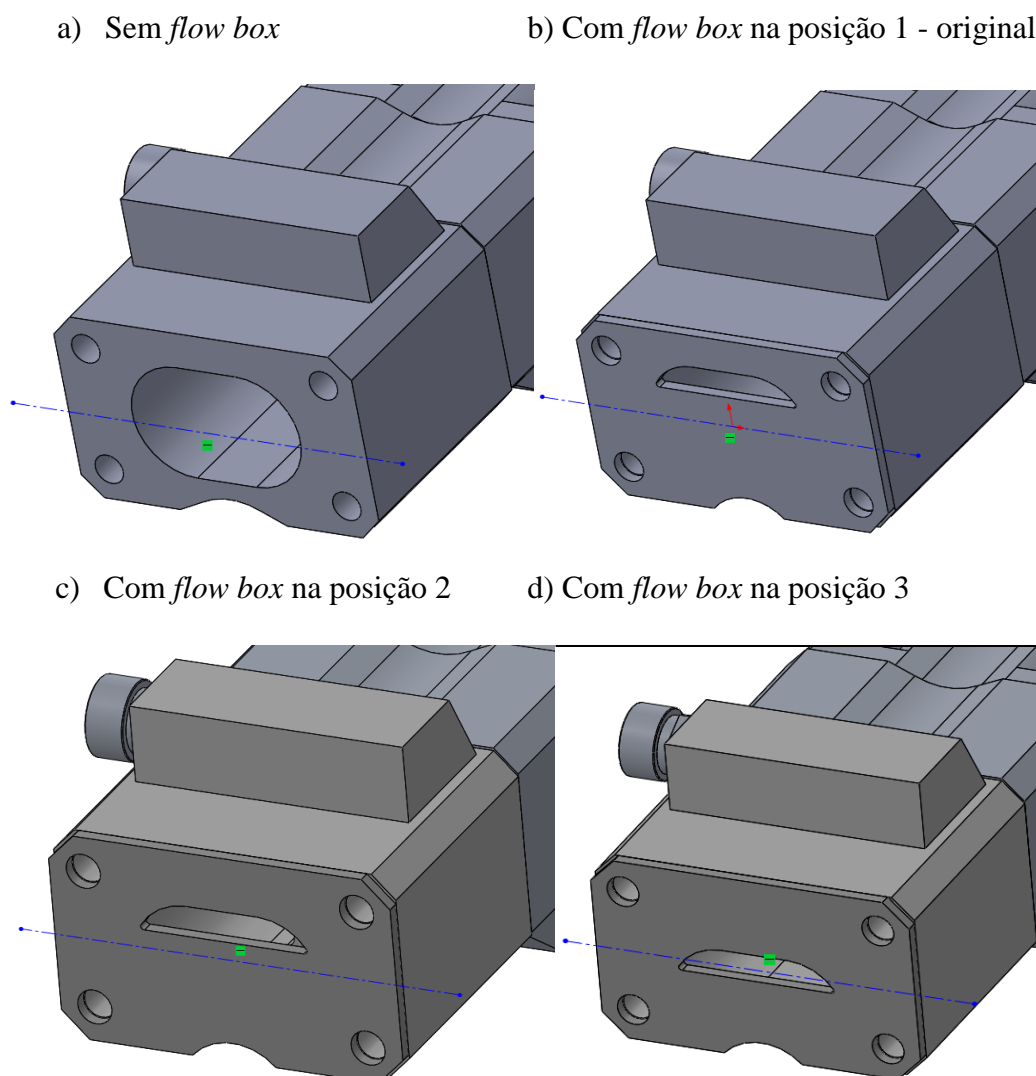


Figura 3.5 – Vista em perspectiva do coletor de admissão com a linha de simetria passando pelo seu centro. a) sem *flow box*, e com *flow box* na b) Posição 1 c) Posição 2 e d) Posição 3

A Figura 3.6 apresenta a vista lateral do cabeçote, indicando com as setas em azul o posicionamento da região na qual o fluido pode escoar durante o processo de admissão para as geometrias com e sem *flow box*.

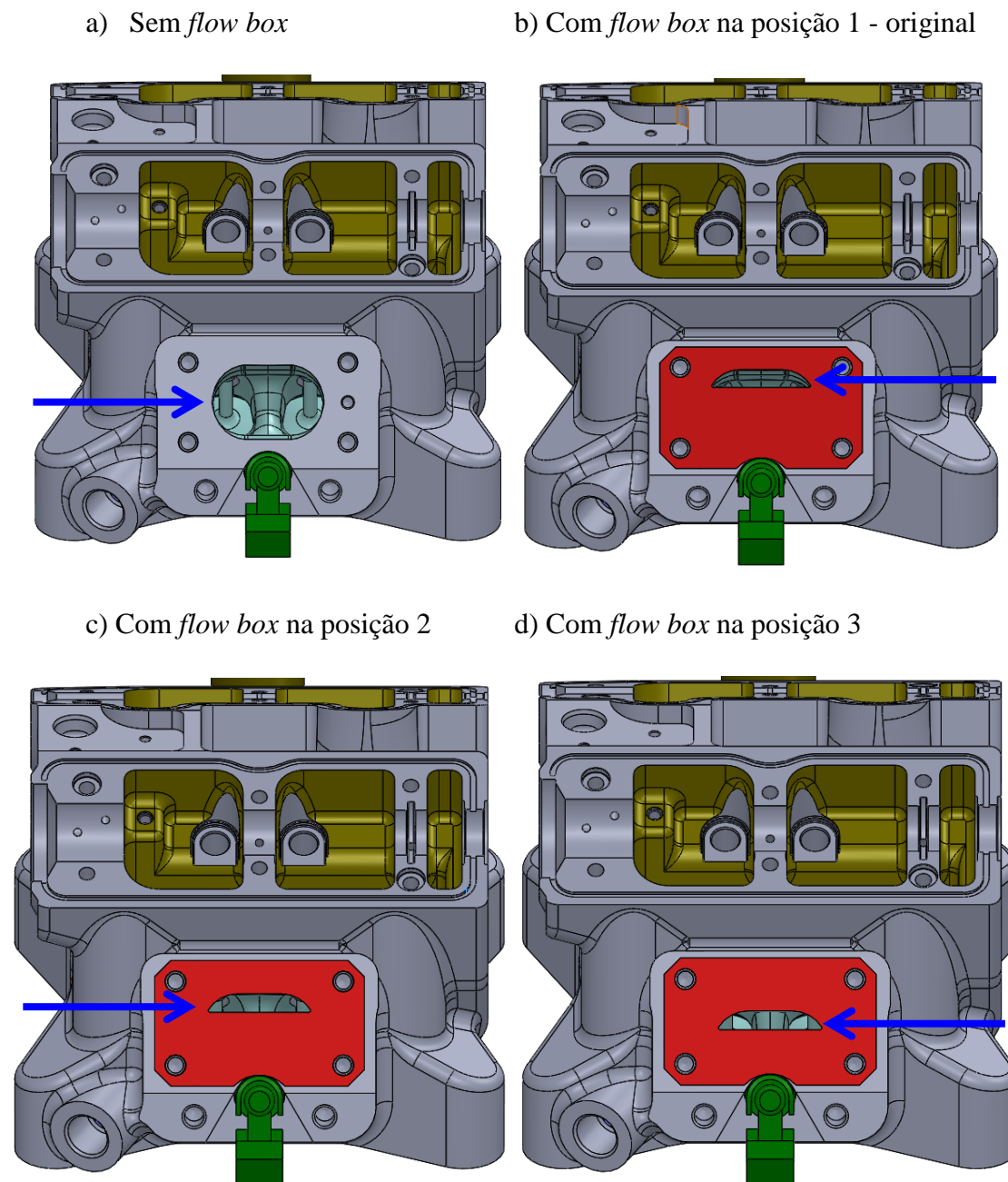


Figura 3.6 – Vista lateral do cabeçote. a) sem *flow box*, e com *flow box* na b) Posição 1 c) Posição 2 e d) Posição 3

A Figura 3.7 exibe o pistão utilizado no presente estudo. Trata-se de um pistão, projetado pela equipe do CTM-UFGM, ele permite que o motor possa funcionar sob razões volumétricas de compressão de 11,5:1 até 15,0:1, como apresentado em (SEIXAS, 2017).



Figura 3.7 – a) CAD do pistão projetado pelo CTM-UFGM b) Pistão

Fonte: Adaptado de (SEIXAS, 2017)

3.3.1 Extração do Volume Interno e Definição do Domínio Computacional

Qualquer estudo que envolva a dinâmica dos fluidos computacional necessita, na etapa de pré-processamento, da definição do domínio computacional e das regiões de fronteira. A definição do domínio envolve a etapa conhecida como extração do volume interno do fluido, ou seja, obter por meio da geometria CAD dos componentes do motor, apresentadas na seção 3.3, a região ocupada pelo fluido. Para o entendimento do leitor, poderíamos pensar na geometria isolada de um tubo plástico, na ausência até mesmo de ar dentro do tubo, teríamos apenas as paredes do tubo, como a geometria de uma casca. A região do volume interno desse tubo corresponde à região interna que pode ser preenchida por qualquer fluido, ar ou água, por exemplo. Em seu trabalho (AMORIM, 2016), apresenta o modelo do procedimento de extração do volume interno, chamada por ele de geometria negativa do cabeçote e pórticos, conforme Figura 3.8.

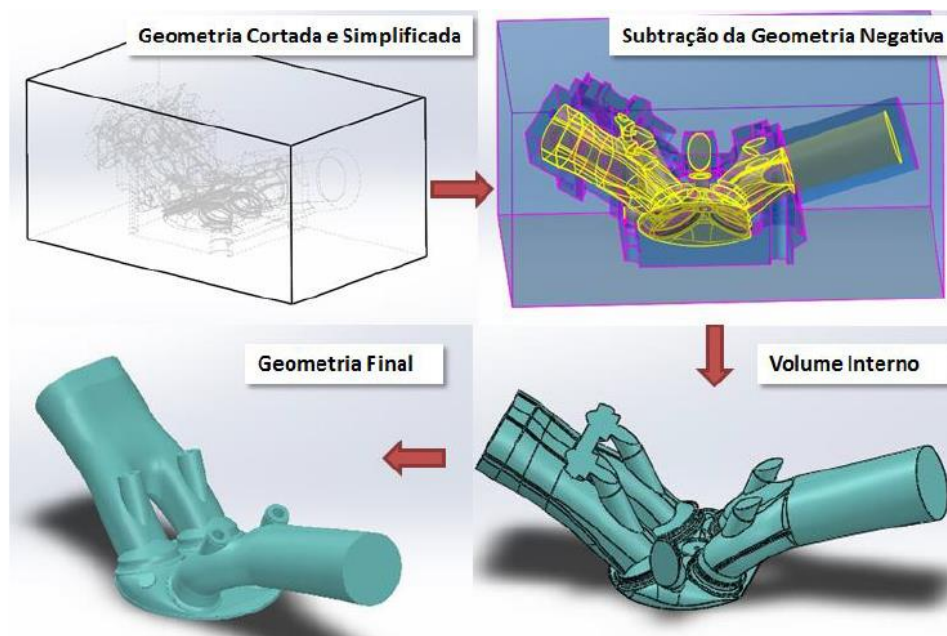


Figura 3.8 – Exemplo do processo de extração do volume interno

Fonte: Adaptado de (AMORIM, 2016)

A Figura 3.9 apresenta em detalhe o volume fluido para a região da câmara de combustão e dos pórticos de admissão e exaustão utilizadas neste trabalho. O mesmo processo é aplicado aos coletores de admissão e exaustão como mostrado na Figura 3.10. Na Figura 3.10, as faces em que se indicam por meio de setas correspondem as fronteiras dos coletores de admissão e exaustão, nas mesmas posições nas quais são realizadas as medições de pressão durante os experimentos pela equipe do CTM-UFMG. O coletor de exaustão foi simplificado de modo a reduzir o número de células utilizadas, não sendo, portanto contabilizado a região de volume fluido de recirculação dos gases da exaustão, EGR externa, presente na Figura 3.1.

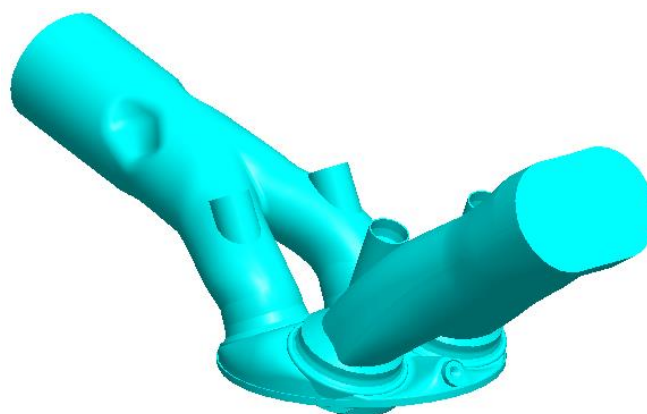


Figura 3.9 – Volume interno da câmara de combustão e dos pórticos

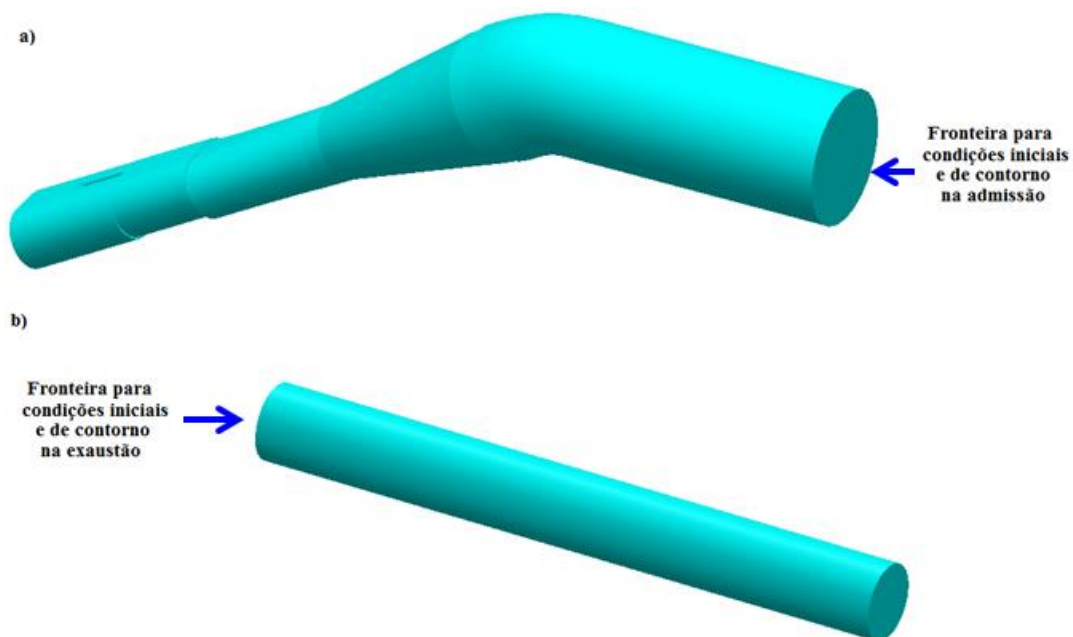


Figura 3.10 – Volume interno dos coletores de: a) Admissão e b) Exaustão

Para as geometrias com *flow box*, foi acrescentado no sistema de admissão o volume de fluido correspondente à geometria do *flow box*. A Figura 3.11 apresenta a geometria em CAD do coletor de admissão e o volume de fluido das respectivas geometrias. As regiões de escoamento de fluido pela seção transversal do coletor são apresentadas em azul escuro. O restante do coletor de admissão foi omitido aqui por simplificação.

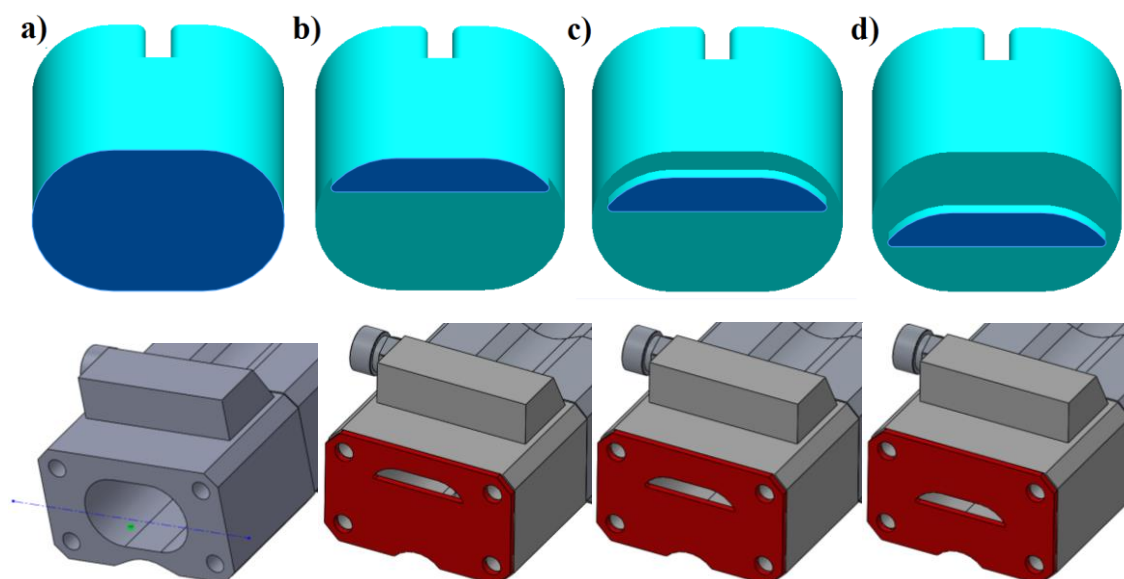


Figura 3.11 – Geometria do final do coletor de admissão: a) Sem *flow box*, e com *flow box* b) Posição 1 c) Posição 2 e d) Posição 3

3.4 Processo de Geração da Malha

O processo de geração da malha tem como objetivo subdividir o volume de controle, definido pelo domínio computacional, em pequenos volumes que correspondem às partículas fluidas, muitas vezes chamadas de elementos, volumes ou células. Estas, por sua vez, são utilizadas no processo de integração das equações dos modelos matemáticos, apresentadas na seção 2.6.

As malhas dos coletores de admissão e exaustão foram geradas no programa STAR-CCM+. Ele é utilizado como ferramenta para a geração de malhas estáticas que não apresentam movimento, diferente do que acontece nas regiões das cortinas das válvulas ou do cilindro do motor. Foi utilizado o modelo *surface remesher*, que melhora a qualidade global da superfície e gera uma malha superficial inicial com elementos triangulares, preparando o domínio para a geração da malha volumétrica. Para a malha volumétrica foi utilizado o modelo *trimmer*, que cria volumes hexaédricos (CD-ADAPCO, 2014).

O processo do teste de malha das simulações *motored* é apresentado na seção 3.6, porém, antecipando para o leitor, como pode ser observado na Figura 3.12, uma região cujo comprimento corresponde a 50 mm foi refinada conforme o critério do comprimento característico referente aos testes de malha. O restante dos coletores foi refinado de acordo com o comprimento característico de 3 mm, de modo a reduzir o número de volumes utilizados para discretização do domínio fluido e conseqüentemente o tempo computacional. Destaca-se que a malha volumétrica foi gerada com as faces das fronteiras onde são definidas as condições de contorno e a junção com os pórticos.

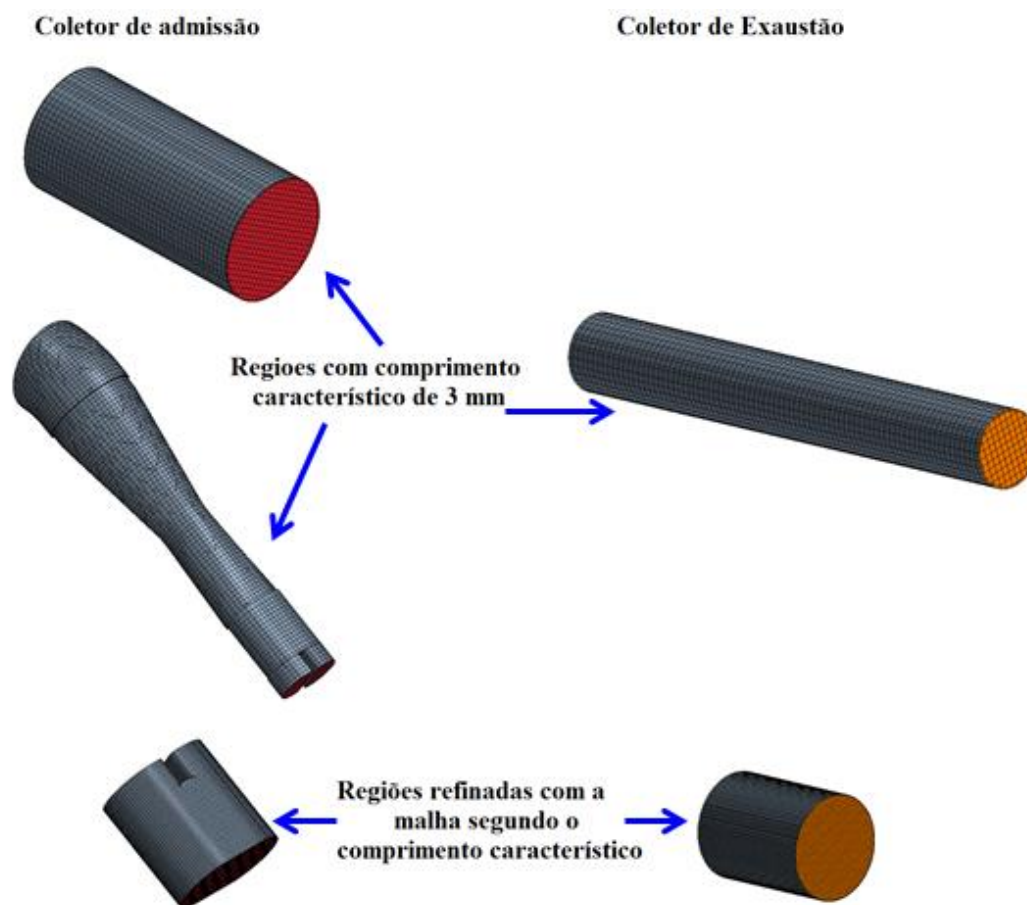


Figura 3.12 – Malha Volumétrica para os coletores de admissão e exaustão

Os arquivos de malhas volumétricas são exportados do programa STAR-CCM+ e então importados no programa STAR-CD, de modo a serem incorporados ao volume computacional da câmara de combustão e pórticos.

O programa STAR-CCM+ também é empregado para o tratamento de possíveis problemas na geometria do volume interno da câmara de combustão e pórticos. Ele é utilizado para definir as chamadas *features* superficiais, que auxiliam na geração da malha, pois ressaltam as regiões mais finas e/ou de interesse especial, importantes de serem destacadas para um melhor processo de geração de malha volumétrica dentro do programa STAR-CD. Dentre essas regiões citam-se as regiões da vela de ignição, dos pórticos e do pistão. Também é dentro do ambiente do STAR-CCM+ que são realizadas as separações das superfícies que posteriormente serão utilizadas no programa STAR-CD.

O STAR-CD tem um histórico de utilização em estudos CFD para motores devido o seu módulo específico *es-ice* (*Expert System – Internal Combustion Engine*),

projetado especialmente para facilitar o uso de malhas móveis em análises transientes de motores de combustão interna.

Com a geometria e malhas superficiais da câmara de combustão e pórticos já importadas para o programa STAR-CD o primeiro passo é certificar que as válvulas estejam em uma posição considerada fechada para o programa, ou seja, menor que um valor de abertura mínima, neste caso o valor utilizado foi de 0,1 mm. Em seguida, são determinadas as direções de movimento de abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão. Para tanto é necessário criar quatro sistemas de coordenadas, localizados nos centros de cada uma das válvulas, cujo eixo z seja paralelo à direção axial de movimento da respectiva válvula. Após a criação dos sistemas de coordenadas é criado um perfil que define o formato de cada válvula, conforme Figura 3.13. Esses perfis criados são utilizados durante o processo de geração da malha volumétrica.

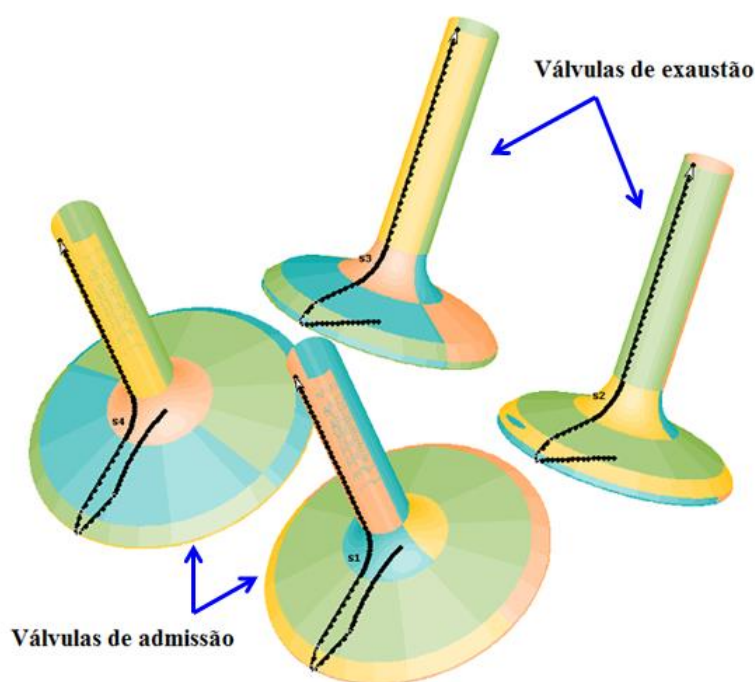


Figura 3.13 – Válvulas de admissão e exaustão com os respectivos perfis

Baseado nas separações das superfícies previamente realizadas no programa STAR-CCM+, são agora separadas as superfícies do cilindro, o pistão e o restante da geometria que compreende aos pórticos e a superfície superior da câmara de combustão, conforme Figura 3.14.



Figura 3.14 – Separação das regiões: a) Cilindro, b) pistão e c) cabeçote e pórticos das válvulas de admissão e exaustão com os respectivos perfis

O próximo passo no processo de geração da malha envolve a criação de um modelo, conhecido como *template 2D*. Esse modelo constitui uma base bidimensional utilizada para a geração das camadas de malha do cilindro. Após a conclusão do *template 2D*, se define os valores utilizados para o *template 3D*. Nesse modelo tridimensional são definidos os tamanhos médios dos volumes presentes nos pórticos, nas regiões de cortina das válvulas, da câmara de combustão e do volume deslocado pelo pistão. Esses *templates* são apresentados na Figura 3.15.

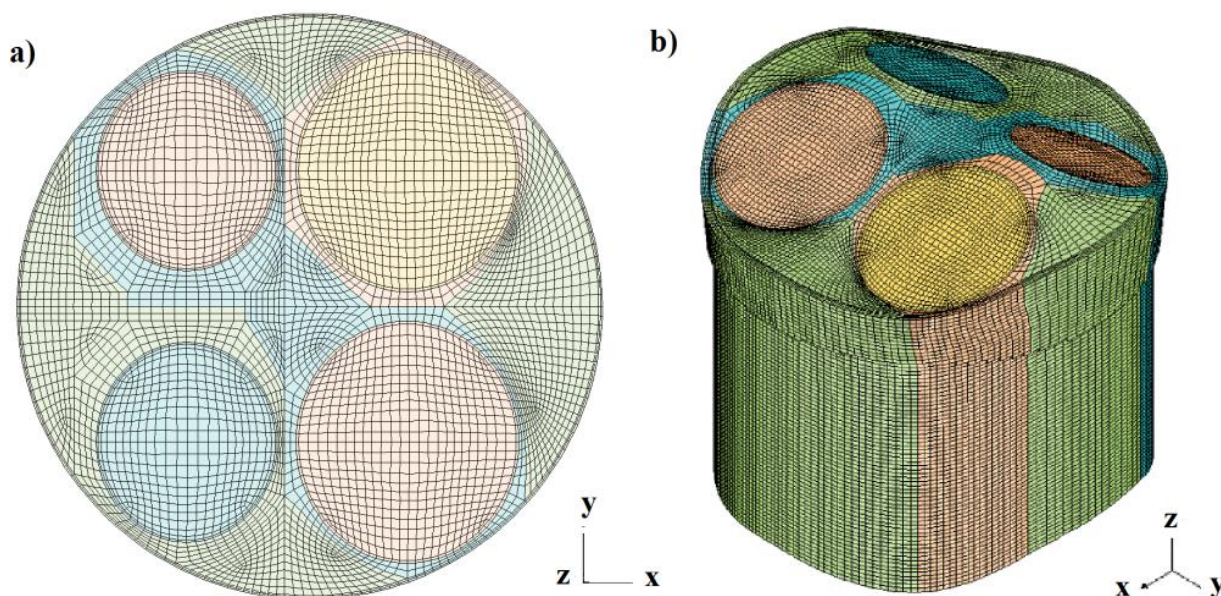


Figura 3.15 – a) *Template 2D* b) *Template 3D*

Após a criação do modelo tridimensional de malha, ele passa pelo processo de corte, para ganhar o mesmo formato da superfície definida pelo domínio computacional, ou seja, as regiões dos pórticos, câmara de combustão e das válvulas, conforme Figura 3.16. Essas partes separadas passam por um processo de reparo manual de possíveis

volumes que, de acordo com critérios preestabelecidos no programa são considerados de baixa qualidade, como por exemplo: volumes com ângulos entre faces muito agudos e volumes muito deformados. Em seguida, elas são combinadas em um modelo, ainda sem os coletores, conforme Figura 3.17.

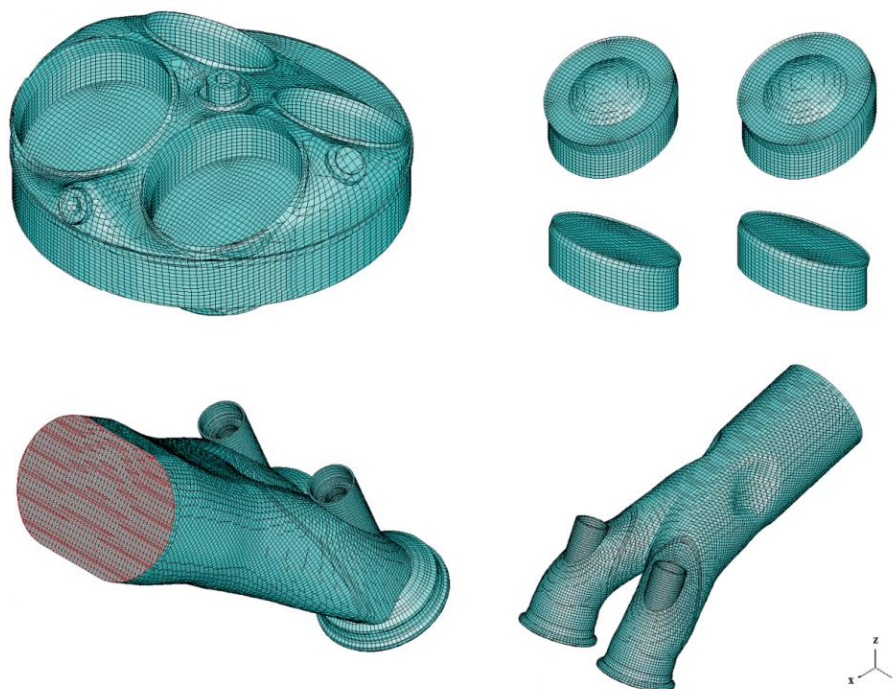


Figura 3.16 – Partes separadas após processo de corte

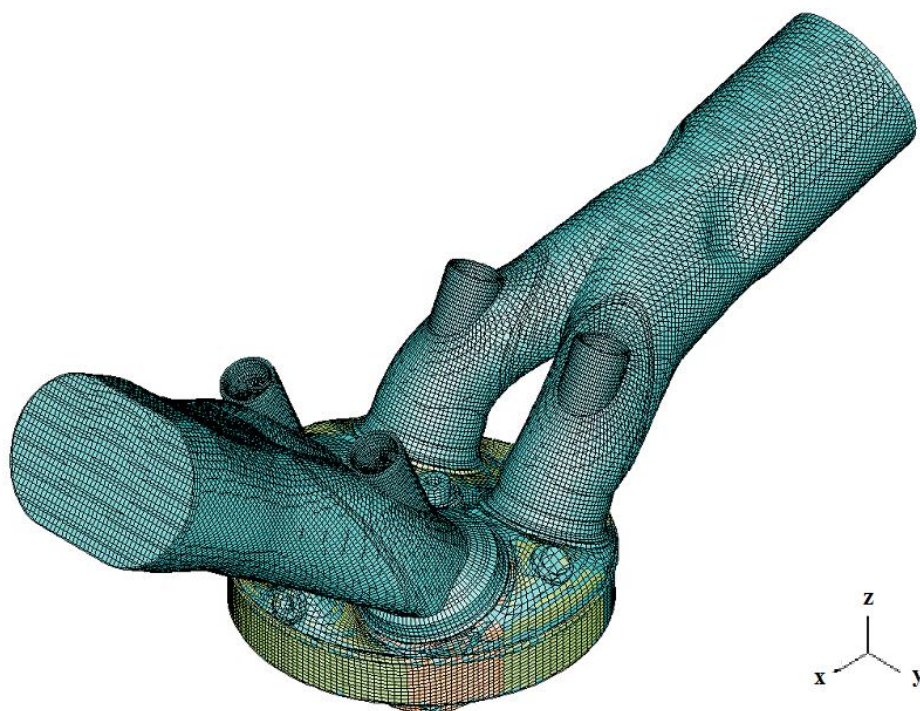


Figura 3.17 – Modelo após a montagem

Depois da montagem das partes é possível gerar a malha volumétrica para qualquer ângulo de virabrequim de interesse dentro ciclo, -360° a 360° para análise da malha. A Figura 3.18 apresenta quatro seções da malha em diferentes ângulos.

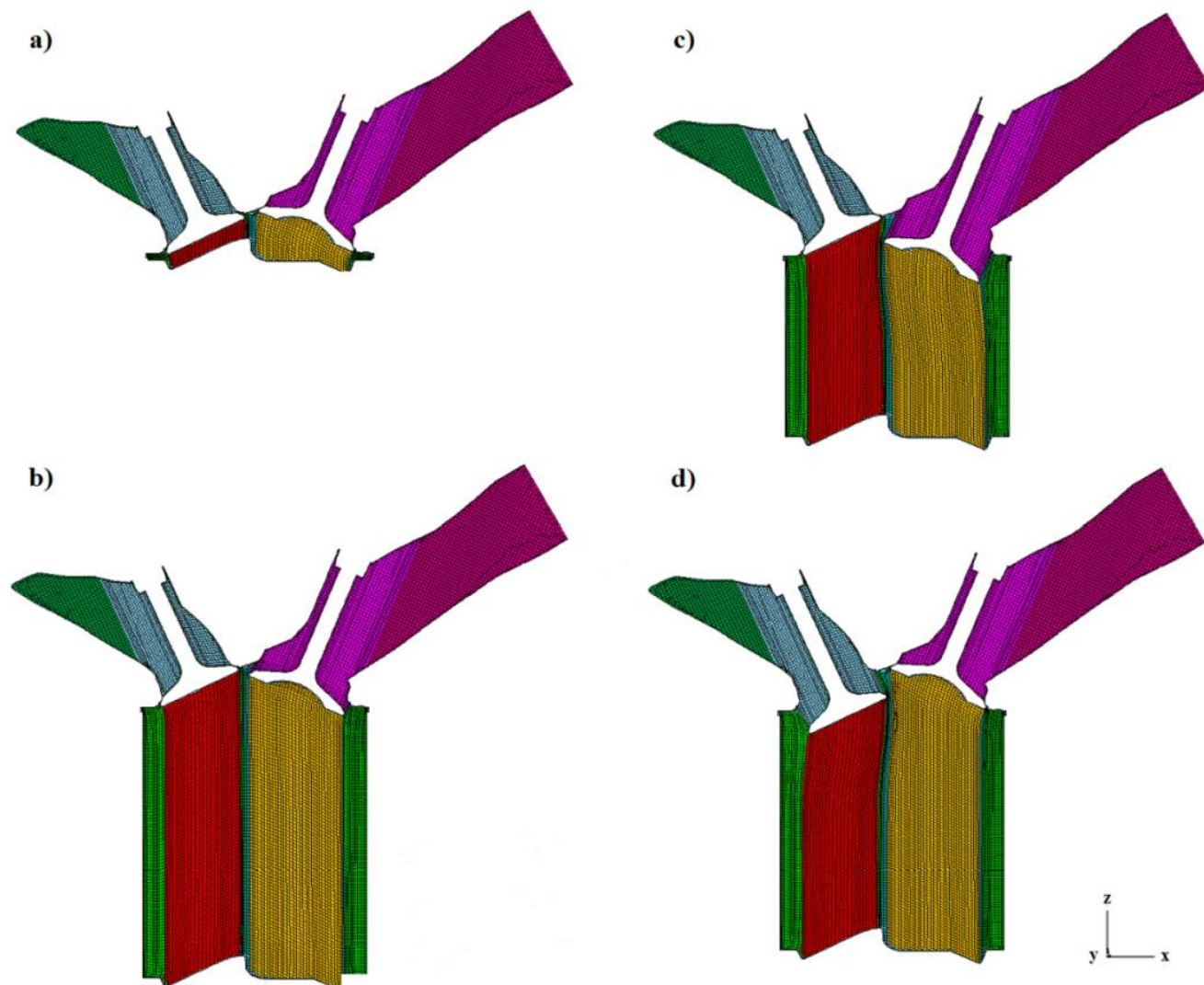


Figura 3.18 – Seções para visualização da malha: a) PMS início da admissão, b) PMI de compressão, c) Abertura máxima da válvula de admissão, d) Abertura máxima da válvula de exaustão

O último passo para a criação do modelo de malha volumétrica completo é a união dos coletores de admissão e exaustão com os pórticos e a câmara de combustão, conforme Figura 3.19.

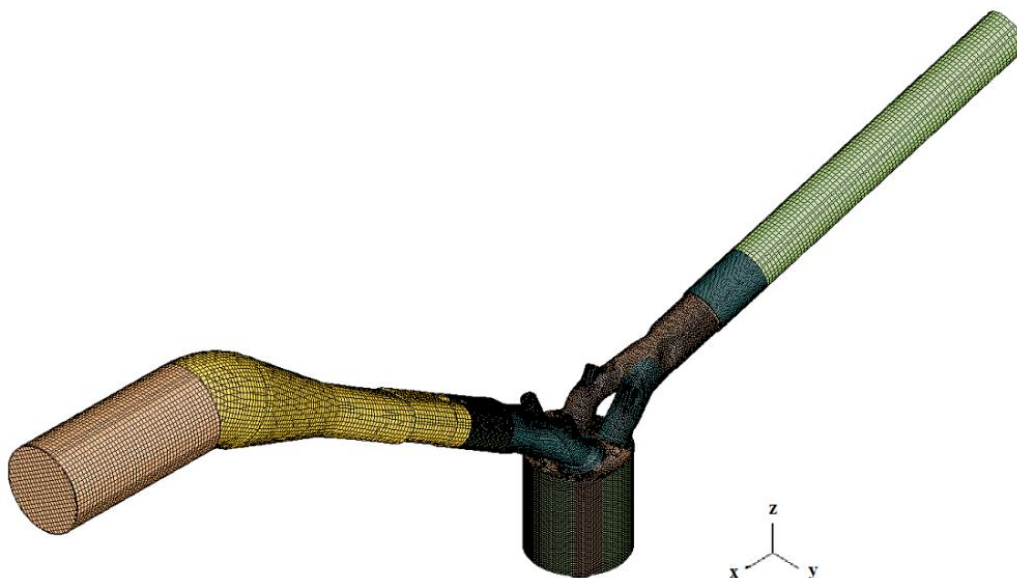


Figura 3.19 – Malha volumétrica do domínio completo

O mesmo procedimento foi adotado para as geometrias com *flow box*. A Figura 3.20, mostra em detalhe esse conjunto montado na junção coletor e pórtico de admissão.

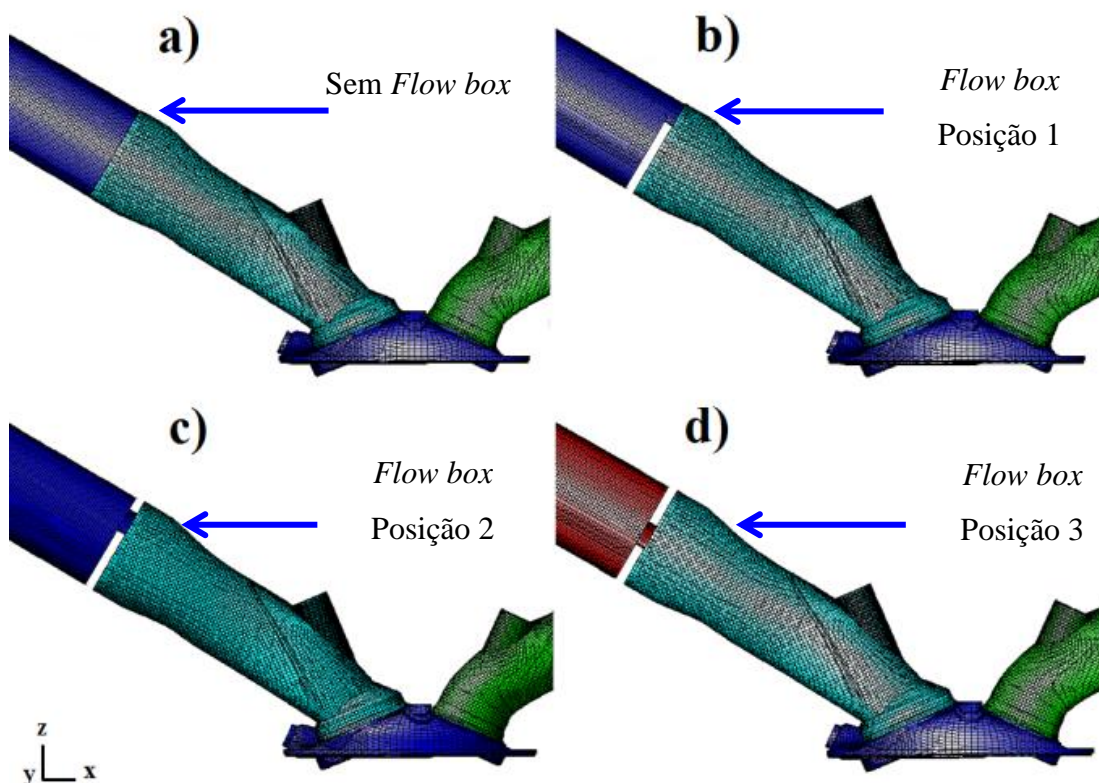


Figura 3.20 – Volume de fluido das geometrias empregadas no estudo numérico. a) Sem *flow box* b) *flow box* na posição 1, c) *flow box* na posição 2 e d) *flow box* na posição 3

3.4.1 Comprimentos característicos e malhas

O processo de geração de malha, ou seja, escolha da dimensão para os volumes da malha segue o conceito de comprimento característico presentes em (ÇELIK, et al., 2008) e (ASME V&V 20, 2009). Nessa abordagem o comprimento característico, h_m , em que m se refere ao número da malha, foi utilizado no teste de sensibilidade de malha.

Ele pode ser analisado para o *template 2D*, quando referente a uma área característica, A_m , conforme a Equação 3.1 e a Equação 3.2:

$$\text{Área característica} = A_m = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta A_i) \quad 3.1$$

$$\text{Comprimento característico} = h_m = \sqrt[2]{A_m} \quad 3.2$$

Como também pode ser avaliada com respeito ao *template 3D*, referente ao volume característico, V_m , conforme a Equação 3.3 e a Equação 3.4:

$$\text{Volume característico} = V_m = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta V_i) \quad 3.3$$

$$\text{Comprimento característico} = h_m = \sqrt[3]{V_m} \quad 3.4$$

Nas equações anteriores ΔV_i e ΔA_i são o volume e a área do i -ésimo volume ou célula da malha, respectivamente e N é o número total de volumes utilizados. As malhas foram geradas com os comprimentos característicos conforme a Tabela 3-2. Conforme descrito em (ÇELIK, et al., 2008) e (ASME V&V 20, 2009), recomenda-se utilizar um fator de refinamento r_{Malha} , calculado pela Equação 3.5, igual a/ou maior que 1,3. Valor este baseado em experiência e não em cálculos formais, segundo os autores. Porém, optou-se por partir de uma primeira malha de referência, com o comprimento característico de 1,0 mm e as outras foram refinadas possuindo um fator de refinamento

1,1, ou seja, uma redução de 10% no valor do comprimento característico em relação à malha anterior. Caso fosse utilizado um fator de refinamento igual ou maior que 1,3 o número total de volumes para as malhas refinadas seria excessivo para a capacidade computacional disponível, o que poderia inviabilizar a realização desta pesquisa.

$$r_{Malha} = \frac{h_{malha\ grosseira}}{h_{malha\ refinada}} \quad 3.5$$

Tabela 3-2 – Comprimento característico utilizados

Malha	Comprimento característico h_m [mm]
M1	1,00
M2	0,90
M3	0,81

De acordo com (ÇELIK, et al., 2008) e (ASME V&V 20, 2009), a discretização do refinamento de malha deve ser realizada de maneira sistemática, com o uso de volumes geometricamente semelhantes. Assim, foi realizado um processo de geração de malha cujas regiões do cilindro, da câmara de combustão e pórticos possuíssem volumes com as dimensões mais próximas do comprimento característico em questão. Entretanto, para os coletores de admissão e exaustão, com o intuito de reduzir o tempo computacional, somente uma região próxima dos pórticos foi refinada com o comprimento característico da respectiva malha, como descrito anteriormente na seção 3.4. A região de refinamento compreende a 50 mm de comprimento. Para o restante dos coletores foi adotado uma malha com comprimento característico de 3 mm. A Figura 3.21, mostra a seção da região refinada do coletor de admissão para os três comprimentos característicos.

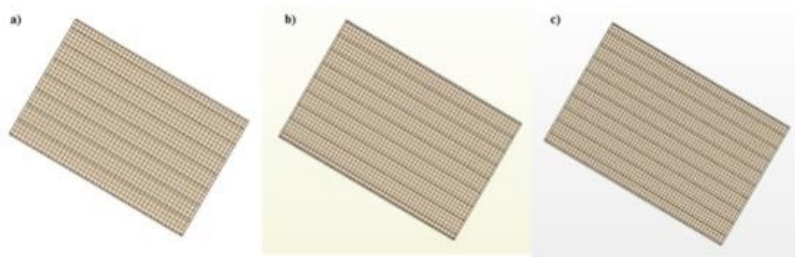


Figura 3.21 – Região do coletor de admissão com malha refinada

Os resultados dos comprimentos característicos para os coletores de admissão e exaustão são apresentados na Tabela 3-3 e na Tabela 3-4, respectivamente.

Tabela 3-3 – Comprimento característico para o coletor de admissão



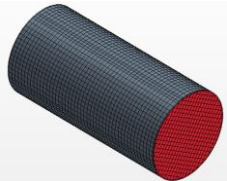


Malha	Geometria	Volume [mm^3]	Volumes	Volume característico [mm^3]	Comprimento característico [mm]
M1 - Admissão		70.110,3	69.036	1,016	1,00
M2 - Admissão		70.110,3	95.814	0,732	0,90
M3 - Admissão		70.110,3	131.827	0,532	0,81
Restante do coletor de admissão - 1		670.123,9	24.762	27,063	3,00
Restante do coletor de admissão - 2		609.504,2	22.464	27,132	3,00

Tabela 3-4 – Comprimento característico para o coletor de exaustão

Malha	Geometria	Volume [mm^3]	Volumes	Volume característico [mm^3]	Comprimento característico [mm]
M1 - Exaustão		5.6705,7	56.832	0,997	1,00
M2 - Exaustão		5.6705,7	77.776	0,729	0,90
M3 - Exaustão		5.6705,7	106.584	0,532	0,81
Restante do coletor de exaustão		319.253,4	24.762	27,810	3,02

O mesmo procedimento foi aplicado na criação do *template 2D*, conforme a Figura 3.22. Os valores de comprimento característico são apresentados na Tabela 3-5.

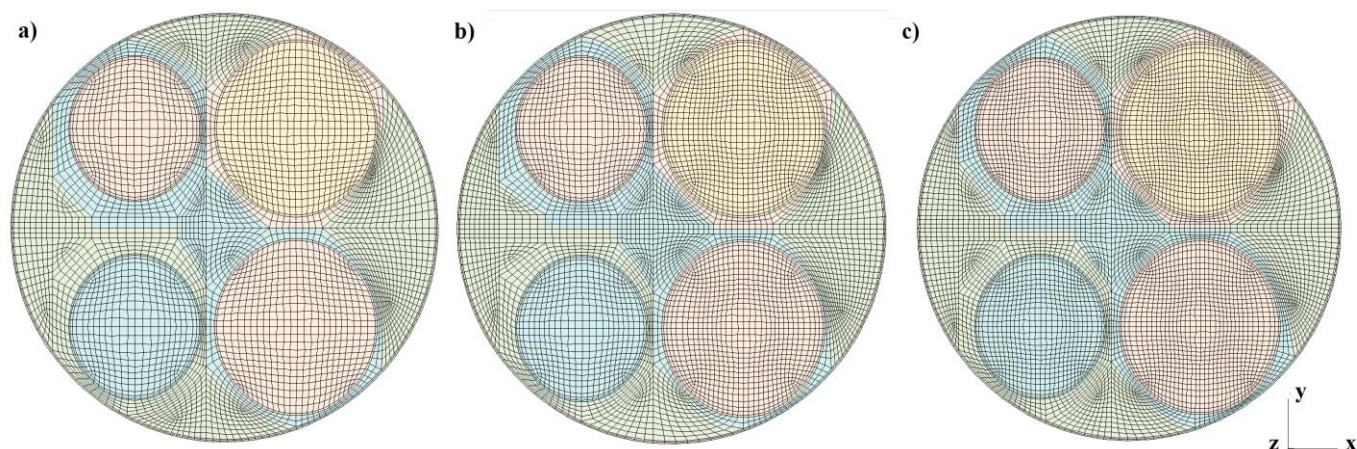


Figura 3.22 – *Template 2D* para os comprimentos característicos: a) 1,00 mm, b) 0,90 mm e c) 0,81 mm

Tabela 3-5 – Comprimento característico para o *template 2D*

Malha	Área do <i>template 2d</i> [mm²]	Número de faces dos volumes	Área característica [mm³]	Comprimento característico [mm]
M1	5.279,86	5.227	1,010	1,005
M2	5.280,19	6.585	0,802	0,895
M3	5.280,19	8.088	0,653	0,808

A Tabela 3-6, a Tabela 3-7 e a Tabela 3-8, apresentam os resultados de comprimento característico para o *template 3D*, considerando o pistão no PMI no início da compressão.

Tabela 3-6 – Comprimento característico de 1 mm para o volume 3D

Malha M1	Volume [mm ³]	Número de volumes	Volume característico [mm ³]	Comprimento característico [mm]
Pórtico de admissão	125.212,652	92.432	1,355	1,106
Pórtico de exaustão	110.617,191	70.076	1,579	1,164
Cilindro	490.716,794	469.043	1,046	1,015
Total	726.546,637	631.551	1,150	1,048

Tabela 3-7 – Comprimento característico de 0,9 mm para o volume 3D

Malha M2	Volume [mm ³]	Número de volumes	Volume característico [mm ³]	Comprimento característico [mm]
Pórtico de admissão	125.232,692	178.597	0,701	0,888
Pórtico de exaustão	110.673,619	154.793	0,715	0,894
Cilindro	490.706,924	680.253	0,721	0,897
Total	726.613,235	1.013.643	0,717	0,895

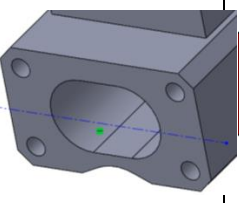
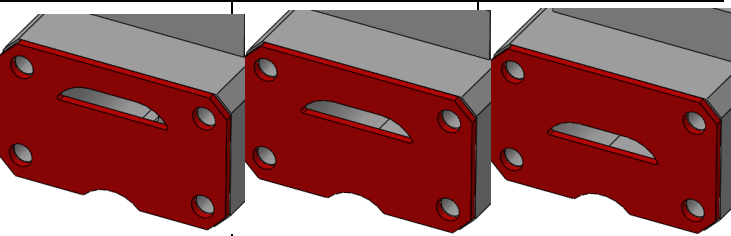
Tabela 3-8 – Comprimento característico de 0,81 mm para o volume 3D

Malha M3	Volume [mm ³]	Número de volumes	Volume característico [mm ³]	Comprimento característico [mm]
Pórtico de admissão	125.234,719	220.932	0,567	0,828
Pórtico de exaustão	110.699,383	205.872	0,538	0,813
Cilindro	490.758,250	1.018.820	0,482	0,784
Total	726.692,353	1.445.624	0,503	0,795

3.5 Condições de contorno utilizadas para os casos *motored*

As condições simuladas para os casos *motored* foram definidas por meio de suas condições de rotação, pressão média no coletor de admissão e geometria utilizada no coletor de admissão. A Tabela 3-9 apresenta a descrição básica e as diferenças entre os casos estudados.

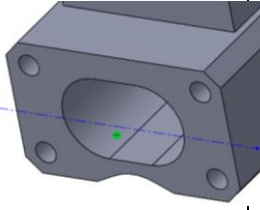
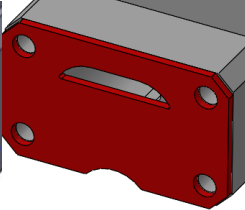
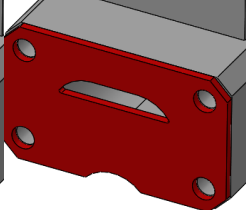
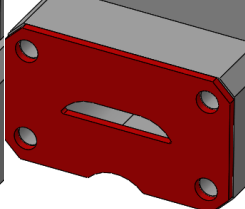
Tabela 3-9 – Casos estudados

Casos				Rotação [rpm]	Pressão média na admissão [mbar]
1	2	3	4	1.000	930
5	6		7	1.000	600
8	9		10	3.000	930
Sem <i>flow box</i>		Posição 1	Posição 2	Posição 3	
					

Geometria

A Tabela 3-10 apresenta os valores utilizados nas condições de contorno de temperatura para os casos de 1000 rpm e 930 mbar de pressão média no coletor de admissão, 1000 rpm e 600 mbar de pressão média no coletor de admissão e 3000 rpm e 930 mbar de pressão média no coletor de admissão, respectivamente.

Tabela 3-10 – Valores de temperatura adotados para os casos analisados

Casos	1	5	8	2	3	6	9	4	7	10
Geometria do coletor de admissão	Sem flow box			Flow box – Posição 1	Flow box – Posição 2			Flow box – Posição 3		
										
Temperatura na fronteira da admissão [K]	303	303	303	303	303	303	303	303	303	303
Temperatura do coletor de admissão [K]	303	303	303	303	303	303	303	303	303	303
Temperatura do pórtico de admissão [K]	363	363	369	363	363	363	369	363	363	369
Temperatura das válvulas de admissão [K]	363	363	369	363	363	363	369	363	363	369
Temperatura na fronteira da exaustão [K]	333	357	354	337	337	360	354	337	360	354
Temperatura do coletor de exaustão [K]	353	353	360	356	356	363	360	356	363	360
Temperatura do pórtico de exaustão [K]	363	363	373	363	363	363	373	363	363	373
Temperatura das válvulas de exaustão [K]	363	363	369	363	363	363	369	363	363	369
Temperatura da parede do pistão [K]	373	373	389	373	373	373	396	373	373	396
Temperatura da parede do cilindro [K]	363	363	396	366	366	366	389	366	366	389
Temperatura do cabeçote [K]	366	366	383	366	366	366	389	366	366	383

As curvas de pressões definidas nas fronteiras de admissão e exaustão, para todos os casos, são apresentadas em função do ângulo de virabrequim nas Figura 3.23 e Figura 3.24, respectivamente.

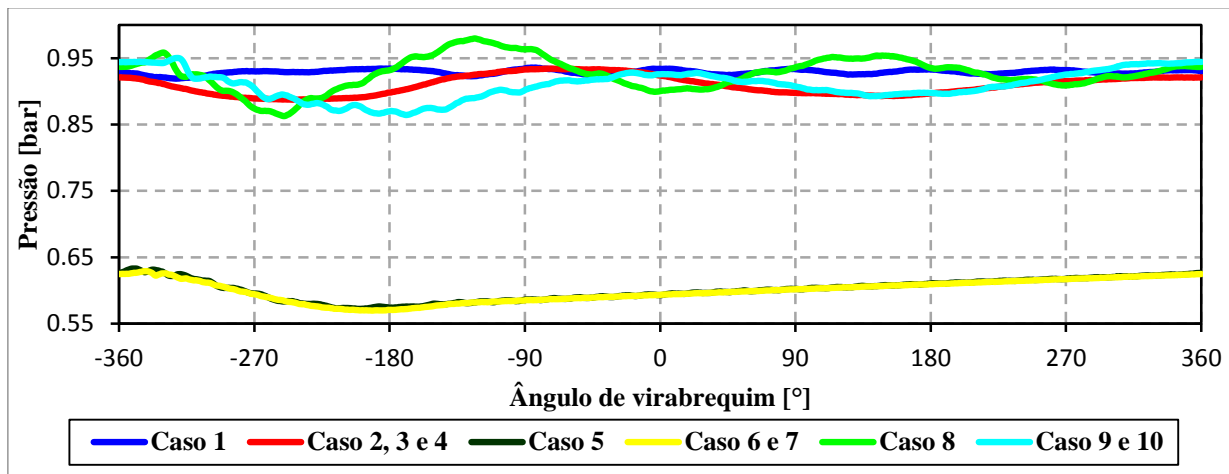


Figura 3.23 – Pressão na fronteira de admissão

Fonte: CTM-UFG

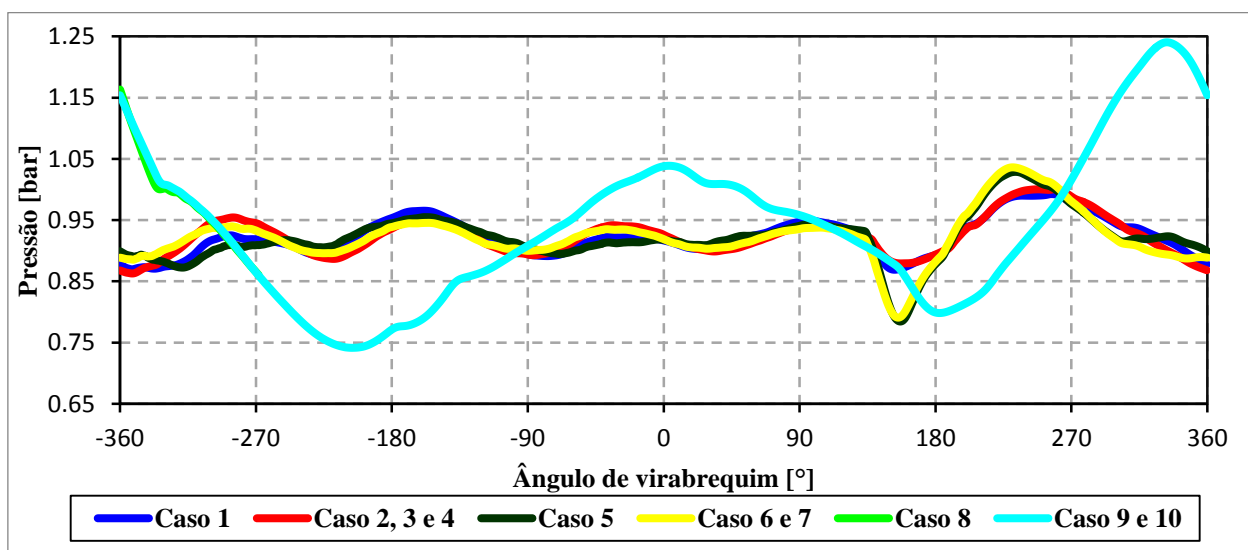


Figura 3.24 – Pressão na fronteira de exaustão

Fonte: CTM-UFG

As curvas de abertura das válvulas de admissão e exaustão, também chamadas de curvas de *lifts*, são apresentadas em função do ângulo de virabrequim na Figura 3.25. Destaca-se que em -255° ocorre à abertura máxima das válvulas de admissão.

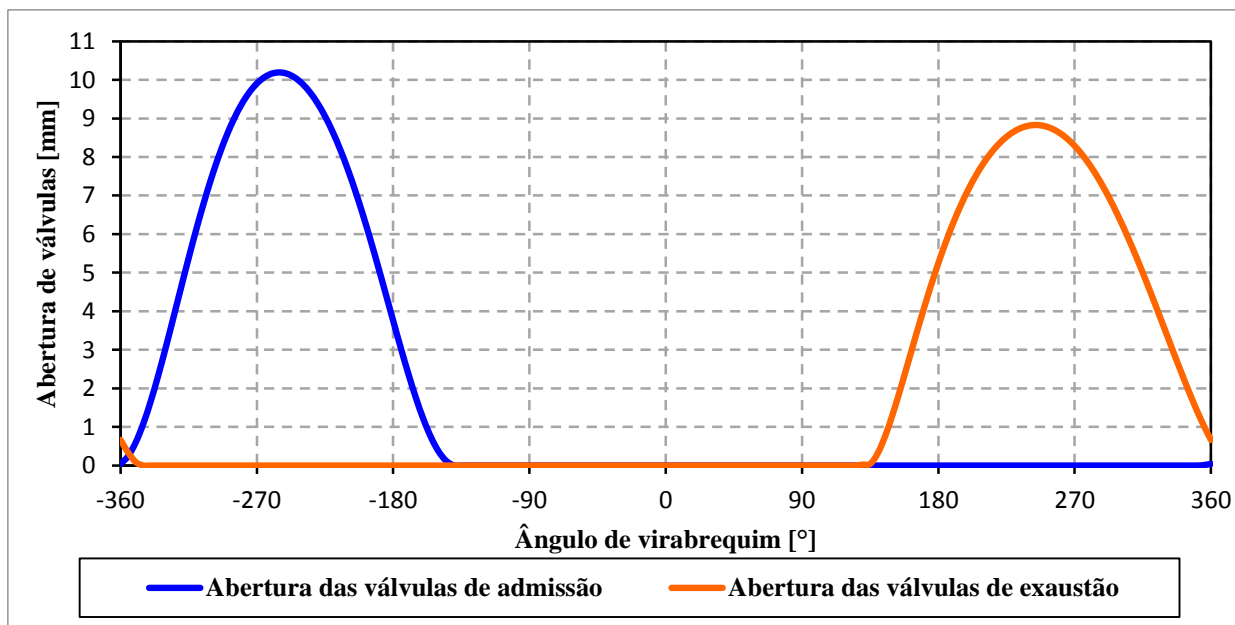


Figura 3.25 – Abertura das válvulas de admissão e exaustão

Fonte: CTM-UFMG

As condições de energia cinética da turbulência, *turbulence kinetic energy*, TKE e de comprimento de escala da turbulência, *turbulence length scale*, TLS, foram baseadas na formulação apresentada no trabalho numérico de (KHALILARYA & NEMATI, 2014) e são mostradas na Tabela 3-11. Elas são determinadas pela Equação 3.6 e pela Equação 3.7:

$$TKE = \frac{3}{2}(u'^2) \quad 3.6$$

$$TLS = \frac{h_v}{2} \quad 3.7$$

No qual h é o curso do pistão e n a rotação do eixo virabrequim em *rpm*. A flutuação da velocidade turbulenta, u' é calculada pela Equação 3.8:

$$u' = 0,25 \left(2h \left(\frac{n}{60} \right) \right) \quad 3.8$$

Tabela 3-11 – Valores de energia cinética da turbulência e do comprimento de escala da turbulência

Rotação [rpm]	Admissão		Exaustão	
	Energia cinética da turbulência [m^2/s^2]	Comprimento de escala da turbulência [m]	Energia cinética da turbulência [m^2/s^2]	Comprimento de escala da turbulência [m]
1.000	$7,70 \times 10^{-1}$	$5,10 \times 10^{-3}$	$7,70 \times 10^{-1}$	$4,42 \times 10^{-3}$
3.000	$6,93 \times 10^0$	$5,10 \times 10^{-3}$	$6,93 \times 10^0$	$4,42 \times 10^{-3}$

A intensidade da turbulência inicial no cilindro foi definida como $0 m^2/s^2$ e a dissipação da turbulência inicial no cilindro como $164,3 m^2/s^2$. Para os cálculos computacionais das simulações dinâmicas dos casos *motored*, foram utilizadas as equações da seção 2.6, para descrição do escoamento do fluido. O modelo RNG k- ϵ foi empregado para descrever o fenômeno da turbulência.

3.6 Teste de malha para condição *Motored*

O teste de sensibilidade de malha foi realizado com o intuito de verificar a influência do refinamento da malha nos resultados médios de pressão no cilindro, massa no cilindro e energia no cilindro. Essa análise foi conduzida para a geometria sem *flow box*, para as malhas M1, M2 e M3, para a condição de operação do caso 1. Como critério de convergência, foram analisadas as quantidades de pontos que apresentavam variações inferiores a 10%, nas variáveis anteriormente citadas. Esse estudo foi realizado para um incremento de 1° no ângulo de virabrequim para todo o ciclo. Para cada ângulo a comparação de cada variável é realizada conforme a Equação 3.9. Os resultados do teste de sensibilidade de malha são apresentados na Tabela 3-12.

Diferença ângulo de virabrequim %

$$= \frac{Variável_{Ciclo,i+1} - Variável_{Ciclo,i}}{Variável_{Ciclo,i}} \times 100 \quad 3.9$$

Tabela 3-12 – Resultados do teste de malha

Ciclos	Pressão	Massa	Energia
M2 – M1	100,00%	100,00%	90,69%
M3 – M2	100,00%	100,00%	89,72%

Analisando as variáveis da Tabela 3-12, apenas para a energia cinética média da turbulência, entre as malhas M3-M2, foi encontrado menos de 90% dos pontos com diferença abaixo do critério de convergência. De fato, as malhas M3-M2, para a variável de energia, o critério não é atendido apenas por 0,28% dos pontos. Entre as malhas M2-M1, todas as variáveis atendem o critério. Desse modo, adotou-se a malha com comprimento característico de 0,90 mm, valor próximo do encontrado por (SEIXAS, 2017), como malha final para os outros casos e demais análises.

3.7 Teste de número de ciclos para condição *Motored*

O teste de número de ciclos foi realizado com o intuito de verificar a influência das variações cíclicas nos resultados médios de pressão, massa e energia dentro do cilindro, do mesmo modo que o teste de sensibilidade de malha. Essa análise também foi conduzida para o caso 1, para o comprimento característico de 1,00 mm. Como critério de convergência, foram analisadas as quantidades de pontos que apresentavam variações inferiores a 10% nas variáveis anteriormente citadas. Esse estudo foi realizado por meio de um incremento de 1° no ângulo de virabrequim, para todo o ciclo. Para cada ângulo a comparação de cada variável é realizada conforme Equação 3.9. Os resultados do teste de número de ciclos são apresentados na Tabela 3-13.

Tabela 3-13 – Resultados do teste de número de ciclos

Ciclos	Pressão	Massa	Energia
2° – 1°	100,00%	98,06%	89%
3° – 2°	100,00%	100,00%	100%
4° – 3°	100,00%	100,00%	100%
5° – 4°	100,00%	100,00%	100%

Baseado nos resultados apresentados na Tabela 3-13, são necessários 3 ciclos para que as variáveis apresentem uma estabilidade de acordo com o critério definido. Assim as simulações para os casos estudados foram conduzidas até o PMS de compressão do terceiro ciclo.

3.8 Teste de passo de tempo para condição *motored*

A análise do teste de passo de tempo visa verificar a influência dele nos resultados numéricos. Para tanto, três passos de tempo foram utilizados e seus valores em [°] e em [s] são apresentados na Tabela 3-14.

Tabela 3-14 – Passos de tempo utilizados

Para rotação de 1000 rpm	
Passo de tempo [°]	Passo de tempo [s]
1,00	$1,667 \times 10^{-4}$
0,10	$1,667 \times 10^{-5}$
0,01	$1,667 \times 10^{-6}$

Do mesmo modo que para o teste de ciclo as variáveis de pressão, massa e energia no cilindro foram avaliadas, para o mesmo critério de convergência de 10%, utilizando-se o mesmo incremento de 1° no ângulo de virabrequim. A Equação 3.9, também representa a forma como foi calculada a diferença ponto a ponto para as variáveis. Os resultados dessa análise são apresentados na Tabela 3-15.

Tabela 3-15 – Resultados do teste de passo de tempo

Passo de tempo	Pressão	Massa	Energia
0,10° – 1,00°	100,00%	100,00%	68,06%
0,01° – 0,10°	100,00%	100,00%	73,47%

Não foi verificada convergência clara para a variável de energia com relação ao passo de tempo para os três passos de tempo analisados durante o ciclo. Entretanto, tendo em vista que os casos simulados serão validados e analisados durante os tempos de admissão e compressão, por se tratarem de uma análise *motored*, prática comum apresentada nos trabalhos presentes na seção 2.9, decidiu-se então analisar a variável que não apresentou convergência, somente para os tempos de admissão e compressão. Esses resultados são apresentados na Tabela 3-16. Nesse intervalo, as diferenças entre os passos de tempo atendem ao critério, com $0,10^\circ - 1,00^\circ$, apresentando os melhores resultados. Em virtude dos fenômenos analisados, como a injeção de combustível, optou-se pelo passo de tempo de $0,10^\circ$, que de acordo com recomendações presentes em (CD-Adapco, 2013), apresenta uma resolução temporal suficiente para descrever os processos transientes mais significativos em situações de escoamento sem combustão em motores SI. Durante os eventos iniciais de abertura e finais de fechamento das válvulas, ou seja, nos primeiros $0,4\text{ mm}$ nas quais as válvulas já estão abertas e antes do seu fechamento o passo de tempo foi definido para $0,025^\circ$.

Tabela 3-16 – Resultados do teste de passo de tempo durante os tempos de admissão e compressão

Passo de tempo	Energia
$0,10^\circ - 1,00^\circ$	100,00%
$0,01^\circ - 0,10^\circ$	92,78%

3.9 Condições para a simulação de *spray* em câmara estática

Como visto na seção 2.9, é prática científica a validação inicial do modelo de *spray* por meio da análise da injeção de combustível como um fenômeno isolado em uma câmara quiescente, com volume constante e contra pressão atmosférica ou contrapressões superiores. Muitas vezes, esse tipo de simulação é conhecida como validação de bomba de *spray*, ou análise de *spray* estático, em virtude de se tratar do evento de injeção do combustível em uma câmara na qual suas paredes não apresentem deslocamento relativo, como o pistão apresenta dentro do cilindro de um motor de

combustão interna. Destaca-se que esse tipo de simulação é importante, pois propicia a validação de modelos para a descrição do *spray* e pode permitir a obtenção de informações sobre características macroscópicas como: a penetração de líquido e a geometria do *spray*, além de informações microscópicas como: a penetração de vapor do *spray*, o diâmetro e a velocidade das gotas.

Os testes experimentais foram realizados com os simulacros *EXXSOLD60* e *EXXSOLD40*, que simulam as propriedades do etanol E100 e da gasolina E22, respectivamente. Esses simulacros apresentam menor risco de reação, sendo por segurança recomendados os seus usos em análises realizadas com técnicas de medições das propriedades microscópicas do *spray* como diâmetro e velocidade das gotas.

Para as simulações cujo simulacro foi o *EXXSOLD60*, utilizou-se nas simulações o etanol hidratado, E100, com 4% de água em sua composição em volume e em seguida o etanol anidro. Para o simulacro *EXXSOLD40*, utilizou-se a gasolina comum, E22. As propriedades dos combustíveis foram baseadas na tabela de propriedades NIST, *National institute of Standards and Technology*, que o programa PRO-STAR já possui em sua biblioteca. Algumas propriedades desses combustíveis são apresentadas na Tabela 3-17, na temperatura de 298 K.

Tabela 3-17 – Propriedades dos simulacros *EXXSOLD40*, *EXXSOLD60* e combustíveis Etanol hidratado E100 e gasolina c E22, condição de 25 °C

	Componentes	Fração volumétrica %V/V	Massa específica [kg/m ³]	Viscosidade dinâmica [Pa s]	Tensão superficial [N/m]	Fração mássica %m/m
Simulacro	<i>EXXSOLD40</i>	Não se aplica	780,50	$1,20 \times 10^{-3}$	$2,38 \times 10^{-2}$	Não se aplica
	<i>EXXSOLD60</i>	Não se aplica	782,60	$1,45 \times 10^{-3}$	$2,41 \times 10^{-2}$	Não se aplica
Etanol hidratado	Etanol	96	789,19	$1,12 \times 10^{-3}$	$2,24 \times 10^{-2}$	95,00
	Água	4	997,04	$8,93 \times 10^{-4}$	$7,20 \times 10^{-2}$	5,00
	Média	Não se aplica	797,50	$1,11 \times 10^{-3}$	$2,43 \times 10^{-2}$	Não se aplica
Gasolina c	Gasolina	73	748,40	$4,75 \times 10^{-4}$	$2,30 \times 10^{-2}$	28,06
	Etanol	27	789,19	$1,12 \times 10^{-3}$	$2,24 \times 10^{-2}$	71,94
	Média	Não se aplica	759,41	$6,48 \times 10^{-4}$	$2,28 \times 10^{-2}$	Não se aplica

Os injetores empregados neste estudo são apresentados na Figura 3.26. Trata-se de um injetor do tipo *inwardly opening pressure swirl*, IWD3+ 193 da *Magneti Marelli*, ou seja, sem *pintle*, mas com uma câmara geradora de *swirl*, para a formação de um *spray* de cone oco. O outro é um injetor *multi-hole Bosch* HDEV 5.1, que produz um *spray* formado por jatos que emergem de cada um dos sete orifícios deste injetor.

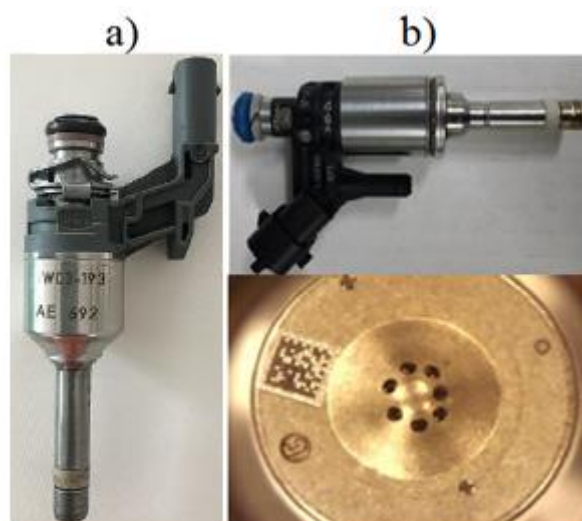


Figura 3.26 – Injetores considerados na análise a) *Pressure swirl* b) *Multi-hole*

Fonte: Adaptado de (GOMES JÚNIOR, 2017) e (GUZZO M. E., 2017)

Baseado nos testes experimentais, o tempo total de injeção foi definido em 1,5 *ms*. Com o intuito do posterior acoplamento do modelo de *spray* nas simulações dinâmicas *motored*, foram utilizadas as equações da seção 2.6, para resolver o escoamento dentro do domínio da câmara de volume constante. As equações referentes à fase *lagrangiana* foram utilizadas para descrever o comportamento do *spray*.

3.9.1 Condições para a simulação do *spray* gerado pelo injetor *pressure swirl atomizer*

As condições para as simulações dos casos de *spray* estático com o injetor *pressure swirl* são apresentadas na Tabela 3-18. O tempo de injeção dos testes foi baseado em uma condição de rotação de 2400 *rpm*, com duty cycle de 3%, ou seja, em um período total de 50 *ms*, um ciclo completo, durante 3%, ou seja, 1,5 *ms*, ocorre à injeção do fluido na câmara de teste. Durante os outros 48,5 *ms* o injetor permanece fechado (GUZZO M. E., 2017).

Tabela 3-18 – Condições para o injetor *pressure swirl atomizer*

Posição do injetor (x, y, z) [m]	(0; 0; 0,012)
Direção de injeção (x, y, z) [m]	(0,0021; 0; 0,9999)
Diâmetro do orifício [mm]	0,5628
Ângulo de cone interno [°]	41,5
Ângulo de cone externo [°]	63,0
Temperatura da câmara [K]	296
Temperatura das paredes da câmara [K]	296
Pressão na câmara [Pa]	$1,01 \times 10^5$
Tempo de injeção [ms]	1,5

Os diferentes casos de injeção apresentados neste trabalho se diferenciam pela vazão mássica de combustível referente a cada pressão de injeção. As vazões mássicas usadas foram baseadas nos resultados encontrados por (GUZZO M. E., 2017), para este injetor *pressure swirl* com os simulacros *EXXSOLD60* e *EXXSOLD40*, conforme as expressões apresentadas na Figura 3.27. Os resultados são apresentados na Tabela 3-19.

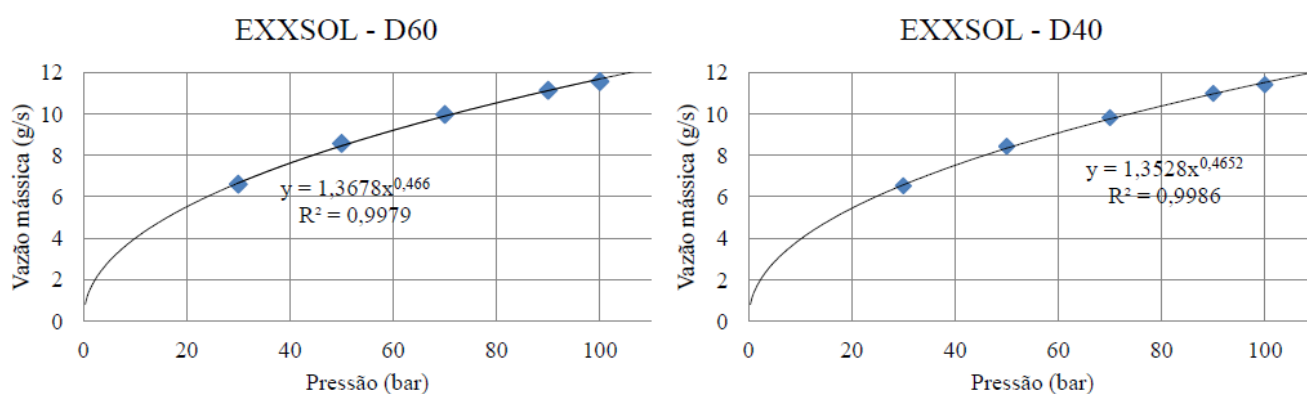


Figura 3.27 – Vazão mássica de injeção para os simulacros *EXXSOLD60* e *EXXSOLD40*

Fonte: Adaptado de (GUZZO M. E., 2017)

Tabela 3-19 – Vazões mássicas utilizadas para a injeção de etanol e gasolina com o injetor *pressure swirl*

Pressão [<i>bar</i>]	Vazão mássica [<i>g/s</i>]	
	<i>EXXSOLD60</i>	<i>EXXSOLD40</i>
90	11,1	11,0
100	11,7	11,5
110	12,2	12,0

As simulações com o injetor *pressure swirl* foram realizadas utilizando o modelo de distribuição de diâmetro de gotas *Rosin-Rammler*, com diâmetro de referência $X = 31 \mu\text{m}$ e $q = 3,5$. Com relação às constantes do modelo de *breakup* KHRT, elas foram definidas como $B_1 = 2$, $C_\tau = 1$, $B_0 = 0,61$ e $C_3 = 1$. Foram inseridas 60.000 parcelas dentro do domínio computacional. Tanto as constantes da distribuição de *Rosin-Rammler* quanto às do modelo KHRT foram ajustadas com o intuito de se obter melhores resultados macro e microscópicos do *spray* gerado pelo injetor *pressure swirl*.

3.9.2 Condições para a simulação do *spray* gerado pelo injetor *multi-hole*

A simulação com o injetor *multi-hole* envolve a determinação da posição dos orifícios do injetor e da direção de cada um dos jatos. A metodologia para determinação dessas características para o injetor aplicado neste trabalho se encontram em (REIS, et al., 2017). Por brevidade, aqui serão apresentados às posições dos orifícios e as direções normalizadas dos jatos, Tabela 3-20 e Tabela 3-21, respectivamente. Nessa etapa foram desprezadas as diferenças entre as posições dos orifícios com relação ao eixo z , assumindo-se então que eles se encontram no mesmo plano xy .

Tabela 3-20 – Coordenadas de cada um dos 7 orifícios na ponta do injetor

Número do orifício	x [m]	y [m]
1	$-9,79 \times 10^{-7}$	$+5,62 \times 10^{-4}$
2	$-5,17 \times 10^{-4}$	$+5,08 \times 10^{-4}$
3	$-7,52 \times 10^{-4}$	$0,00 \times 10^{-0}$
4	$-4,01 \times 10^{-4}$	$-5,33 \times 10^{-4}$
5	$+2,76 \times 10^{-4}$	$-5,61 \times 10^{-4}$
6	$+6,81 \times 10^{-4}$	$-1,11 \times 10^{-4}$
7	$+5,16 \times 10^{-4}$	$+4,39 \times 10^{-4}$

Tabela 3-21 – Direções normalizadas para cada um dos 7 jatos

Número do orifício	x [m]	y [m]	z [m]
1	$-3,21 \times 10^{-5}$	$-1,78 \times 10^{-1}$	$+9,84 \times 10^{-1}$
2	$+1,37 \times 10^{-1}$	$-3,81 \times 10^{-1}$	$+9,14 \times 10^{-1}$
3	$+4,11 \times 10^{-1}$	$-2,88 \times 10^{-1}$	$+8,65 \times 10^{-1}$
4	$+2,30 \times 10^{-1}$	$+4,75 \times 10^{-2}$	$+9,72 \times 10^{-1}$
5	$-2,34 \times 10^{-1}$	$+4,66 \times 10^{-2}$	$+9,71 \times 10^{-1}$
6	$-4,12 \times 10^{-1}$	$-2,91 \times 10^{-1}$	$+8,63 \times 10^{-1}$
7	$-1,37 \times 10^{-1}$	$-3,83 \times 10^{-1}$	$+9,14 \times 10^{-1}$

Conforme apresentado em (REIS, et al., 2017) as direções dos jatos foram baseadas nos trabalhos de (COSTA, et al., 2012) e (MONTANARO, et al., 2012), que apresentam o posicionamento de cada um dos jatos, também conhecida como *footprint* do *spray*, em um plano 30 mm abaixo do ponto de origem do injetor, conforme Figura 3.28.

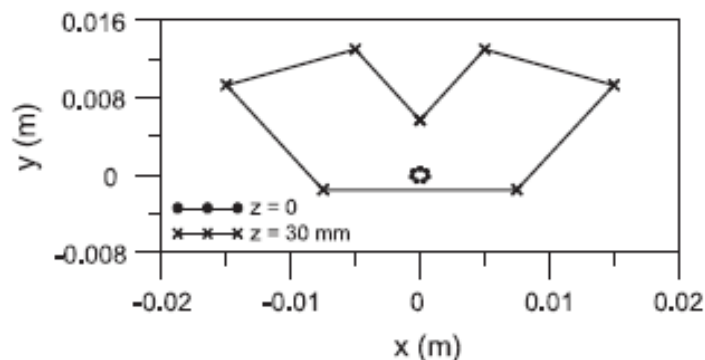


Figura 3.28 – footprint do spray a 30 mm da ponta do injetor

Fonte: Adaptado de (COSTA, et al., 2012) e (MONTANARO, et al., 2012)

As outras condições para o injetor *multi-hole* são apresentadas na Tabela 3-22. Da mesma maneira que para os testes com o injetor *pressure swirl*, foi mantida a condição de rotação de 2400 rpm, com *duty cycle* de 3%.

Tabela 3-22 – Condições para o injetor *multi-hole*

Diâmetro do orifício [mm]	$1,7 \times 10^{-1}$
Ângulo de cone externo de cada jato [°]	20
Temperatura da câmara [K]	296
Temperatura das paredes da câmara [K]	296
Pressão na Câmara [Pa]	$1,01 \times 10^5$
Tempo de Injeção [ms]	1,5
Vazão mássica de injeção [g/s]	11,34

As simulações com o injetor *multi-hole* foram realizadas utilizando o modelo de distribuição de diâmetro de gotas de *Rosin-Rammler*, com diâmetro de referência $X = 52 \mu\text{m}$ e $q = 3,5$, essas constantes foram ajustadas com o intuito de se obter melhores resultados macroscópicos do *spray* gerado pelo injetor *multi-hole*. Com relação ao modelo de *breakup*, KHRT, as constantes foram definidas como $B1 = 20$, $C_\tau = 1$, $B_0 = 0,61$ e $C_3 = 0,6$ conforme descrito por (KIM, et al., 2015). Foram inseridas 52.500 parcelas dentro do domínio computacional para essa simulação.

3.10 Teste de malha para o *spray* para os casos de injeção de combustível em câmara a volume constante e contra pressão atmosférica

Com o intuito de representar a câmara de teste experimental foi gerado um domínio cilíndrico cujas dimensões são: 100 *mm* de altura e 70 *mm* de diâmetro. Idealmente o *spray* de gotas líquidas não deveria ter contato com as paredes do domínio, pois não é intenção dessa análise o fenômeno de *impingement*. Os mesmos modelos para geração de malha superficial e volumétrica utilizados nos coletores de admissão e exaustão foram empregados para gerar as malhas nessa geometria cilíndrica apresentada na Figura 3.29. Os mesmos comprimentos característicos utilizados nas simulações dinâmicas *motored* foram empregados no teste de sensibilidade de malha em câmara a volume constante. Neste caso, os arquivos de malhas volumétricas são exportados do programa STAR-CCM+ e então importados para o programa PRO-STAR, no qual são definidas as condições de injeção com as características do *spray*, conforme Tabela 3-18. O teste de malha foi realizado para a pressão de injeção de 100 *bar* de etanol hidratado com o injetor *pressure swirl*.

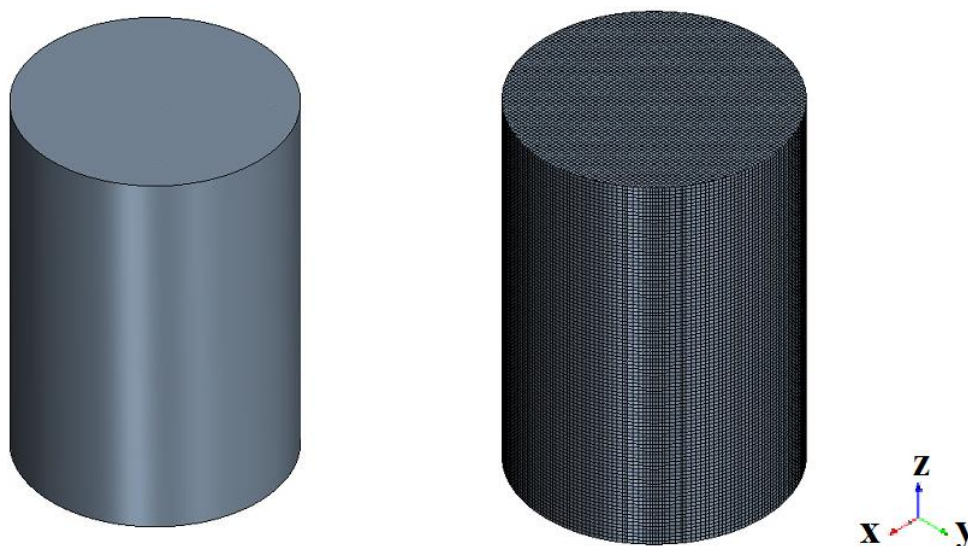


Figura 3.29 – Geometria e malha volumétrica da câmara para os teste de *spray*

A Tabela 3-23, apresenta os resultados dos comprimentos característicos para a câmara cilíndrica.

Tabela 3-23 – Comprimento característico para a câmara cilíndrica

Malha	Volume [mm^3]	Volumes	Volume característico [mm^3]	Comprimento característico [mm]
M1	38.4845,1	394.000	0,977	1,00
M2	38.4845,1	544.768	0,706	0,90
M3	38.4845,1	739.552	0,520	0,81

Como critério de convergência foram analisados os valores médios do diâmetro médio, D_{10} , e da velocidade axial das gotas, V_z , em uma região com espessura de 2,5 mm e com centro em 8 mm de distância da ponta do orifício do injetor. Como será visto mais adiante essa é uma região de interesse para comparação com os resultados obtidos experimentalmente no CTM-UFMG. Foram analisadas as quantidades de pontos que apresentavam variações inferiores a 10% para um conjunto de 33 pontos dentro do tempo de injeção de 1,5 ms. Esses pontos são relativos a um incremento de 0,05 ms, mais os 5 pontos correspondentes aos instantes medidos experimentalmente. Os resultados são apresentados na Tabela 3-24, observa-se que para as variáveis estudadas todas as malhas apresentam mais de 90% dos pontos dentro do critério de convergência. Assim, a análise do *spray* em câmara estática, com o mesmo comprimento característico de 0,9 mm que as simulações dinâmicas *motored* parece adequada.

Tabela 3-24 – Resultado do teste de malha para o *spray* em câmara de teste

Malhas	D_{10}	V_z
M2 – M1	93,94%	93,94%
M3 – M2	96,97%	96,97%

3.11 Teste de passo de tempo para o *spray* para os casos de injeção de combustível em câmara a volume constante e contra pressão atmosférica

O teste de passo de tempo para o *spray* em câmara de volume foi realizado com a malha de comprimento característico de 0,9 mm, o teste de malha do *spray*. Os três passos de tempo, para avaliar a sua influência nos resultados do *spray*, foram baseados no passo de tempo de 0,1°, escolhido no teste de sensibilidade de passo de tempo do caso *motored*, na seção 3.8, e nas rotações do motor investigadas neste trabalho, de 1000 rpm e 3000 rpm. A Tabela 3-25, apresenta os valores dos passos de tempo 0,1° e 0,025° utilizados nas simulações dinâmicas *motored* para essas rotações.

Tabela 3-25 – Passo de tempo em segundos para cada rotação

Rotação [rpm]	Passo de tempo [s]		Duração total do ciclo [s]
	0,1°	0,025°	720°
1.000	$1,667 \times 10^{-5}$	$4,167 \times 10^{-6}$	0,12
2.000	$8,333 \times 10^{-6}$	$2,083 \times 10^{-6}$	0,06
3.000	$5,556 \times 10^{-6}$	$1,389 \times 10^{-6}$	0,04
4.000	$4,167 \times 10^{-6}$	$1,042 \times 10^{-6}$	0,03

Assim, os passos de tempo testados para os casos de *spray* em câmara estática foram definidos como: 1×10^{-5} s, 5×10^{-6} s e 1×10^{-6} s. As mesmas variáveis e o mesmo critério de convergência aplicados no teste de malha foram então considerados no teste de passo de tempo. Os resultados são apresentados na Tabela 3-26, observa-se que dentro das rotações estudadas todos os passos de tempo atendem ao critério.

Tabela 3-26 – Teste de passo de tempo para o *spray* em câmara de teste

Passos de tempo [s]	D_{10}	V_Z
5×10^{-6} s – 1×10^{-5} s	93,94%	93,94%
1×10^{-6} s – 5×10^{-6} s	96,97%	96,97%

Por fim, adotou-se o passo de tempo de 1×10^{-5} s para os outros casos de simulações de *spray* estático. Baseado no teste de passo de tempo, a utilização desse modelo de *spray*, aplicado em condições *motored* com os passos de tempo mostrados na Tabela 3-25 parece adequada.

3.12 Análise e validação dos resultados *motored*

Os resultados das condições *motored* sem e com *flow box* foram validados por meio das curvas de pressão no cilindro durante os tempos de admissão e compressão, considerando diferenças inferiores a 10% tanto na pressão de pico, ou seja, 0° de ângulo de virabrequim, quanto na diferença percentual média absoluta entre os resultados de pressão obtidos via simulação e os dados experimentais para um incremento de 1° no ângulo de virabrequim. As equações utilizadas para os cálculos dessas diferenças nas pressões de pico e média dentro do cilindro são: a Equação 3.10 e a Equação 3.11. Os casos que consideram as geometrias com *flow box* nas posições 2 e 3, foram comparados com a curva de pressão no cilindro correspondente ao caso com *flow box* em sua posição original, posição 1, uma vez que essas posições são extrapolações e não possuem dados experimentais para comparação.

Diferença Percentual na Pressão de pico

$$= \frac{P_{\text{via simulação}} - P_{\text{dado experimental}}}{P_{\text{dado experimental}}} \times 100 \quad 3.10$$

Diferença Percentual média Pressão_{Admissão e compressão}

$$= \frac{\sum_{-359}^0 (P_i \text{ via simulação} - P_i \text{ dado experimental})}{360} \times 100 \quad 3.11$$

A análise dos resultados envolve a comparação do comportamento das estruturas de escoamento dentro do cilindro, como os coeficientes de *cross tumble*, de *tumble* e de *swirl*, durante os tempos de admissão e compressão. Essas estruturas são determinadas por meio da Equação 3.12, da Equação 3.13 e da Equação 3.14.

$$CT_{m,x} = \frac{\sum_{cilindro} m_c [w_c(Y_c - Y_m) - v_c(Z_c - Z_m)]}{\frac{2\pi n}{60} \sum_{cilindro} m_c [(Y_c - Y_m)^2 + (Z_c - Z_m)^2]} \quad 3.12$$

$$T_{m,y} = \frac{\sum_{cilindro} m_c [u_c(Z_c - Z_m) - w_c(X_c - X_m)]}{\frac{2\pi n}{60} \sum_{cilindro} m_c [(X_c - X_m)^2 + (Z_c - Z_m)^2]} \quad 3.13$$

$$S_{m,z} = \frac{\sum_{cilindro} m_c [u_c(X_c - X_m) - w_c(Y_c - Y_m)]}{\frac{2\pi n}{60} \sum_{cilindro} m_c [(X_c - X_m)^2 + (Y_c - Y_m)^2]} \quad 3.14$$

Verificou-se também o valor da energia cinética média da turbulência pelo ângulo de virabrequim dentro do cilindro para os tempos de admissão e compressão. Além disso, baseado no trabalho de (MILLO, et al., 2014), verificou-se o valor da TKE em uma região esférica, com 20 mm de diâmetro, cujo centro se encontra entre os eletrodos da vela de ignição, conforme a Figura 3.30

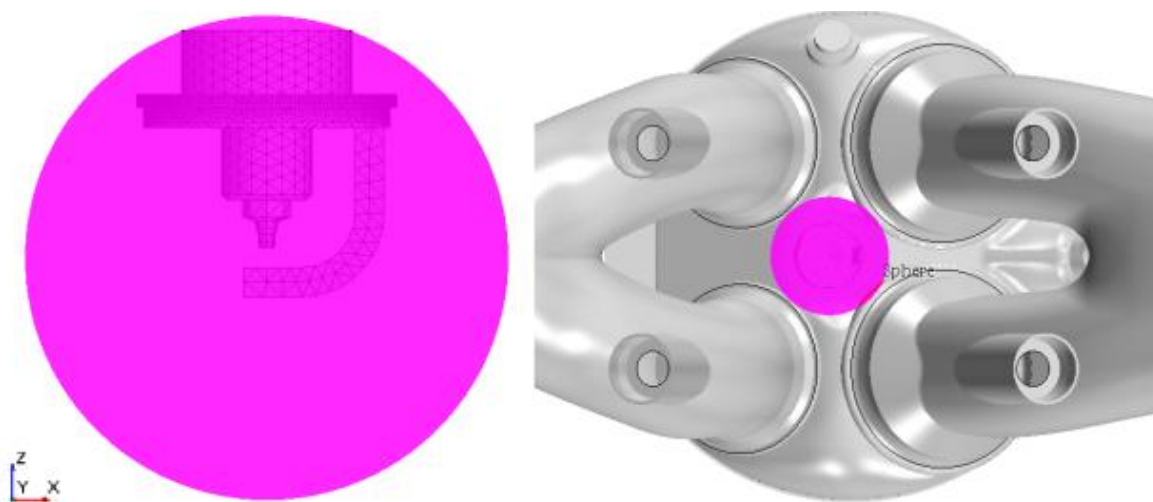


Figura 3.30 – Região para análise da energia cinética média da turbulência na vela de ignição

Os valores de TKE foram utilizados para compreensão de resultados de casos com combustão obtidos experimentalmente no CTM-UFGM. Os dados experimentais correspondem aos resultados de fração de massa queimada para dois casos com combustão, com centelha liberada pela vela de ignição em 12,5° e 16,7° antes do PMS, para os casos sem e com *flow box* na posição 1, respectivamente.

3.13 Análise e validação do *spray* para os casos de injeção de combustível em câmara a volume constante e contra pressão atmosférica

Baseado na seção 2.9, conclui-se que não existe uma concordância na literatura sobre uma metodologia para se determinar a penetração de líquido e de vapor do *spray*, tanto para situações de análise de resultados numéricos quanto experimentais. Também, ainda não existe um consenso no melhor método de se comparar os resultados obtidos via CFD com os resultados obtidos após o tratamento das imagens adquiridas por meio de uma câmera de alta velocidade de filmagem, aplicada em estudos experimentais.

Para as imagens do *spray* produzido pelo injetor *pressure swirl*, decidiu-se por utilizar os resultados de penetração baseados no diâmetro máximo do *spray*, em virtude dessa abordagem não considerar o *pré-spray* na penetração de líquido. Desse modo determina-se apenas a penetração do chamado *spray* principal, definido pela penetração do diâmetro máximo, conforme Figura 3.31.

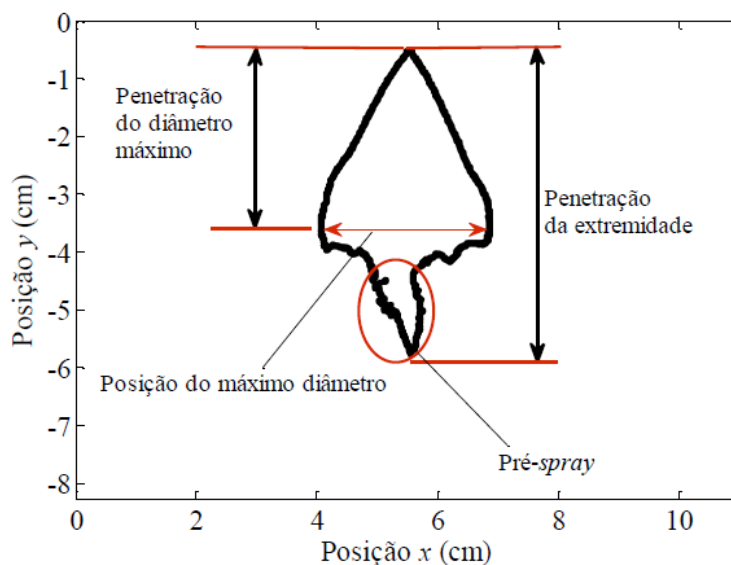


Figura 3.31 – Esquema da penetração de líquido pelo diâmetro máximo do *spray* produzido por um injetor *pressure swirl*

Fonte: Adaptado de (GUZZO M. E., 2017)

Para as imagens do *spray* produzido pelo injetor *multi-hole*, adotou-se os dados obtidos considerando a penetração vertical máxima do *spray*, conforme a Figura 3.32.

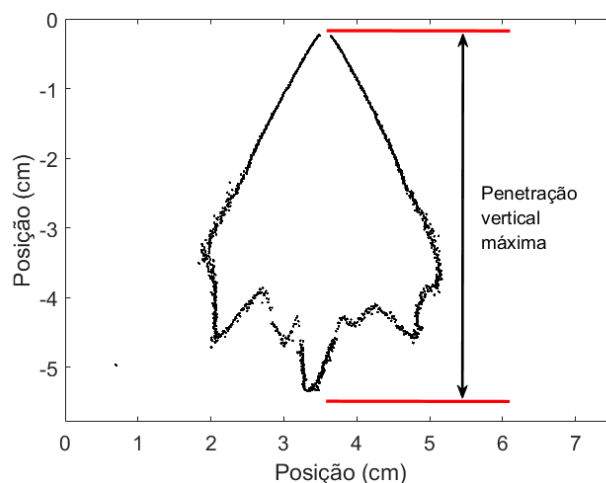


Figura 3.32 – Esquema da penetração de líquido pela penetração vertical máxima do *spray* produzido por um injetor *multi-hole*

Fonte: Autor

Com relação às simulações realizadas neste trabalho, a penetração de líquido do combustível na direção axial de injeção foi definida como sendo a distância na qual 99% da massa de combustível injetada está contida a partir do orifício do injetor em cada instante. Essa distância foi contabilizada pela posição do centroide das parcelas na direção z , c_z . O programa PRO-STAR permite a extração de arquivos *.txt* com as coordenadas dos centroides das parcelas e de algumas propriedades das partículas, como massa, diâmetro, temperatura e outras. Devido à quantidade de dados, utilizou-se uma rotina dentro do ambiente Matlab, viabilizando o processo de cálculo da penetração.

Os resultados numéricos são comparados com os dados experimentais baseados em testes realizados no CTM-UFMG, as imagens do *spray* de combustível foram obtidas por meio da filmagem com câmera de alta velocidade e da técnica *shadowgraph*. Mais informações sobre a metodologia experimental podem ser encontradas em (GUZZO, 2012), (GUZZO M. E., 2017) e (GOMES JÚNIOR, 2017). Os resultados de velocidade e diâmetros das gotas do injetor *pressure swirl* foram obtidos por meio da técnica *phase doppler anemometry*, PDA, em uma região esférica de 2,5 mm de diâmetro, a uma distância de 8 mm da ponta do orifício do injetor, para uma quantidade de 2.000 amostras, dentro de um conjunto de 5 eventos de injeções diferentes para cada condição de injeção, conforme a Figura 3.33 de (GOMES JÚNIOR,

2017). Exceto a condição de injeção de gasolina, $P_{Injeção} = 110 \text{ bar}$, na qual estavam disponíveis dados médios de apenas dois eventos de injeção.

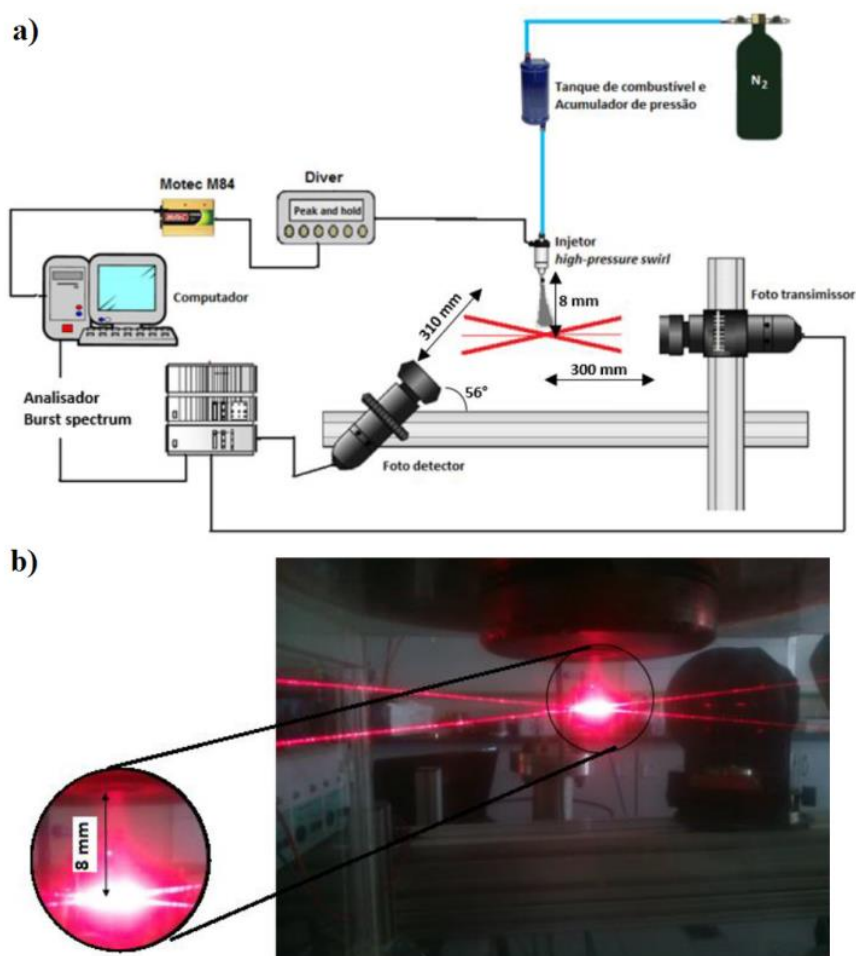


Figura 3.33 – a) Esquema da montagem experimental e b) Detalhe da região de medição

Fonte: Adaptado de (GOMES JÚNIOR, 2017)

Devido à ausência de informações das coordenadas x e y do volume de medição adotado nos experimentos, conforme Figura 3.33 a), os resultados de velocidade axial das gotas, V_z e dos diâmetros de referência, D_{10} e D_{32} , das simulações numéricas foram obtidas para uma região de $2,5 \text{ mm}$ de espessura centrada a uma posição 8 mm distante do orifício do injetor, de modo a se aproximar das condições dos experimentos. Essa região de interesse é apresentada pelas parcelas em verde na Figura 3.34 a) e a Figura 3.34 b) e a Figura 3.34 c), mostram essas parcelas da região de interesse em dois planos diferentes. Com essa consideração, despreza-se a reduzida inclinação do *spray*

produzido por esse injetor com relação ao eixo axial, conforme apresentado na Tabela 3-18.

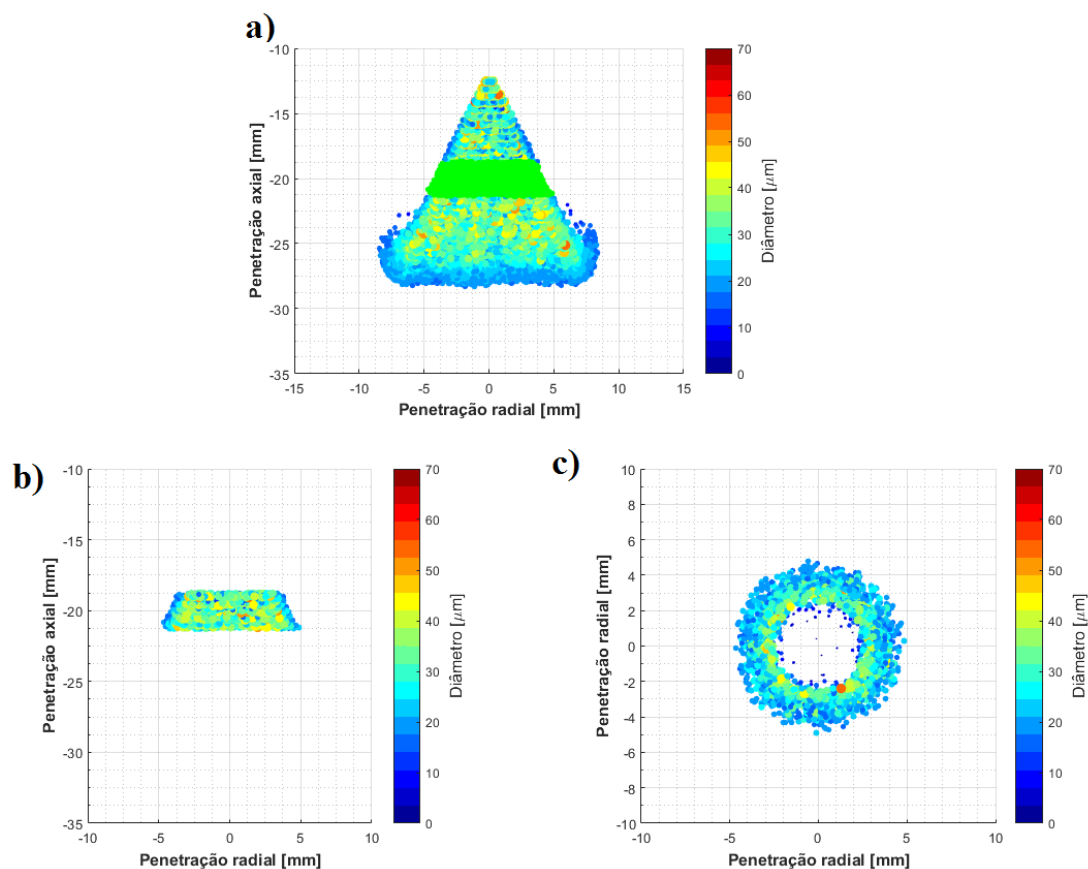


Figura 3.34 – Região de análise no estudo numérico: a) Parcelas selecionadas na região de interesse b) Parcelas selecionadas, vista xz c) Parcelas selecionadas, vista xy

No âmbito do perfil do *spray*, para o injetor *pressure swirl* a comparação compreende o perfil de borda do *spray* obtido experimentalmente com a câmera de alta velocidade mais próxima do *spray*, conforme Figura 3.35, que apresenta uma imagem do simulacro *EXXSOLD60* no instante de 1,15 ms. Essa análise mais próxima permite uma qualidade melhor para descrição da borda do *spray* nos comprimentos iniciais de penetração. Também a critério de comparação, foi analisado um perfil completo do *spray* de cone oco no instante de 1,15 ms. Destaca-se que a metodologia numérica para a determinação da borda do *spray* considerou a penetração radial, a cada 1 mm na direção axial, que continha 99 % da massa de combustível. Essa distância foi contabilizada pela posição do centroide das parcelas na direção x , c_x .

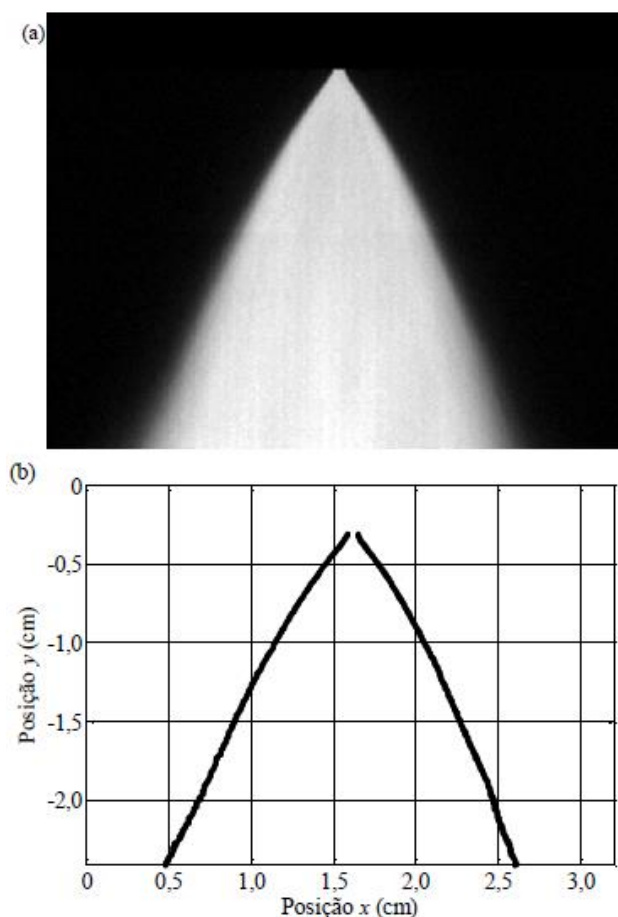


Figura 3.35 – Esquema do perfil do *spray*. Imagem mais próxima do simulacro *EXXSOLD60* no instante 1,15 ms

Fonte: Adaptado de (GUZZO M. E., 2017)

3.14 Análise para os casos *motored* com injeção de combustível

Essa etapa tem como objetivo analisar a influência da posição do *flow box* na distribuição de combustível dentro do cilindro. Foi adotada uma condição de injeção de etanol hidratado já utilizada no CTM-UFMG, às condições de injeção são apresentadas na Tabela 3-27.

Tabela 3-27 – Condições de injeção para o caso *motored*

Início da injeção, antes do PMS de compressão [°]	-270
Duração da injeção [°]	20,7
Massa de combustível injetada [<i>mg</i>]	46,05

Os casos 1, 2 e 4 que são: 1000 *rpm* e 930 *mbar* sem *flow box*, com *flow box* nas posições, original - posição 1 e central - posição 3, respectivamente. Utilizou-se o modelo do *spray* validado para o injetor *pressure swirl*. Haja vista o intuito de se analisar a distribuição do combustível na câmara, adotou-se o modelo de evaporação para a contabilização do fenômeno de colisão entre as gotas e as paredes da câmara de combustão e cilindro e utilizou-se a abordagem de reutilizar o terceiro ciclo dos casos *motored*.

3.15 Fluxograma da metodologia

Antes de apresentar os resultados contidos na seção 4, de modo a recapitular e tornar mais claro o processo utilizado na metodologia desse trabalho, a Figura 3.36. mostra um fluxograma com as principais etapas empregadas neste estudo.

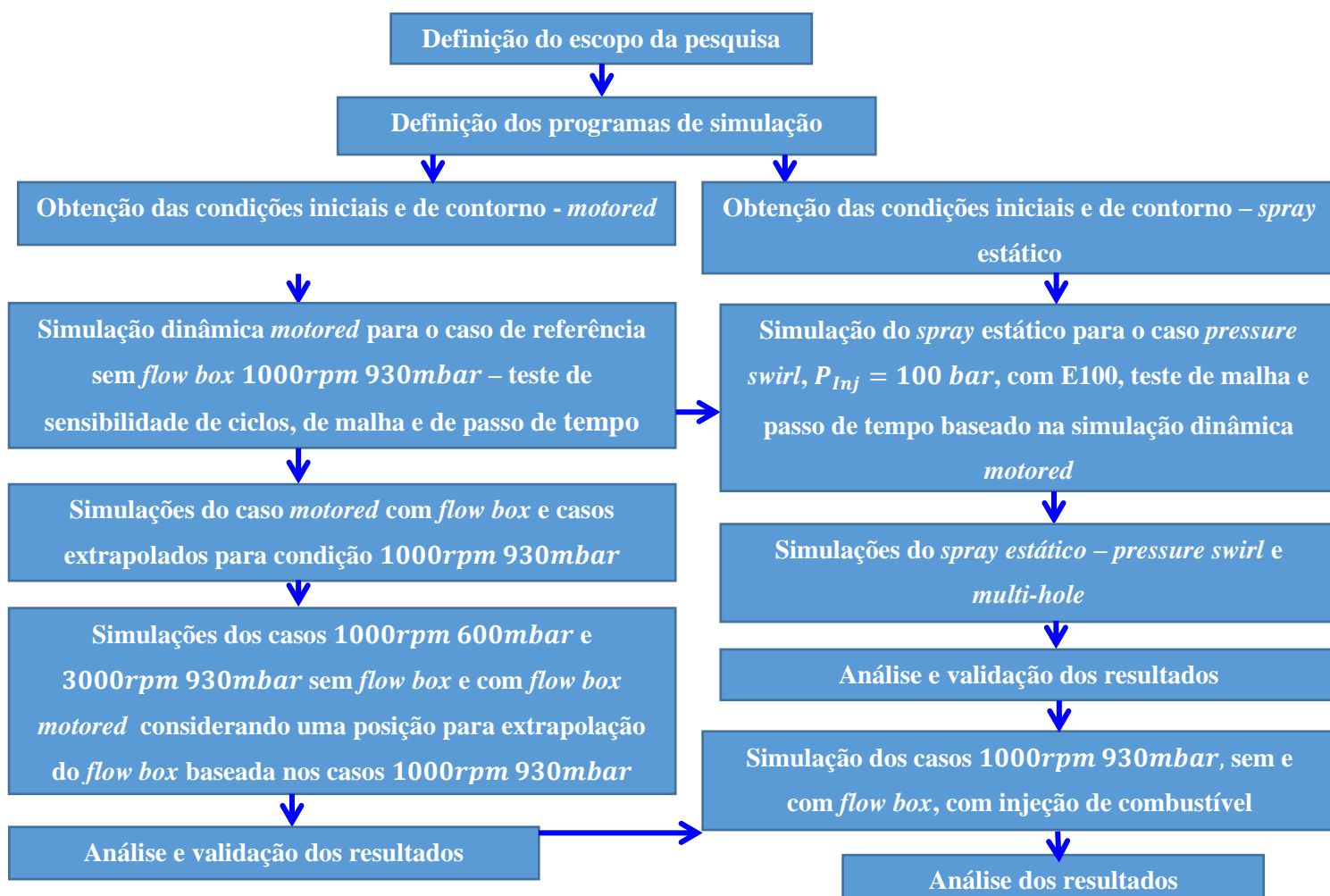


Figura 3.36 – Fluxograma com as etapas principais da metodologia

4 Resultados e discussões

Nesta seção são apresentados os resultados e as análises obtidos durante a pesquisa. Essa análise é apresentada em três partes: A primeira, seção 4.1, consiste nos resultados das condições *motored*, no qual são apresentados os resultados de validação, obtendo-se a diferença média entre os resultados obtidos numericamente e experimentais da curva de pressão no cilindro para os tempos de admissão e compressão e as diferenças percentuais nos picos de pressão. Ainda com relação às simulações *motored*, são apresentados os resultados médios dos coeficientes de *tumble*, *cross tumble* e *swirl* e imagens obtidas por meio do modelo computacional dessas estruturas de escoamento. Também são apresentados os resultados médios da energia cinética da turbulência dentro do cilindro e na região esférica que circunda a vela de ignição. Acrescenta-se a esta análise as imagens da energia cinética da turbulência nos planos de interesse, que passam pelo centro da vela de ignição. A segunda parte da análise, seção 4.2, apresenta a validação dos resultados do *spray* produzido pelos injetores *pressure swirl* e *multi-hole* para os diferentes combustíveis. Ademais a análise da curva de penetração de líquido do *spray* em câmara com contra pressão atmosférica, são mostradas imagens dos perfis de bordas do *spray* produzido pelo injetor *pressure swirl* e das parcelas que compõe o *spray*, juntamente com o campo escalar de velocidade, para melhor entendimento do fenômeno. Por último, na seção 4.3, são apresentados os resultados de distribuição da mistura do *spray* em uma condição de operação *motored*, 1000 rpm e 930 mbar para os casos 1, 2 e 4.

4.1 Validação e análise dos casos *motored*

A Figura 4.1, a Figura 4.2, a Figura 4.3, a Figura 4.4, a Figura 4.5 e a Figura 4.6 apresentam as comparações entre as curvas de pressão média dentro do cilindro obtidas via simulação numérica com os dados experimentais durante os tempos de admissão e compressão da condição correspondente, observando-se uma boa concordância entre os resultados para todos os casos. Destaca-se em cada figura a região de -40° até 0° do PMS no final do tempo de compressão.

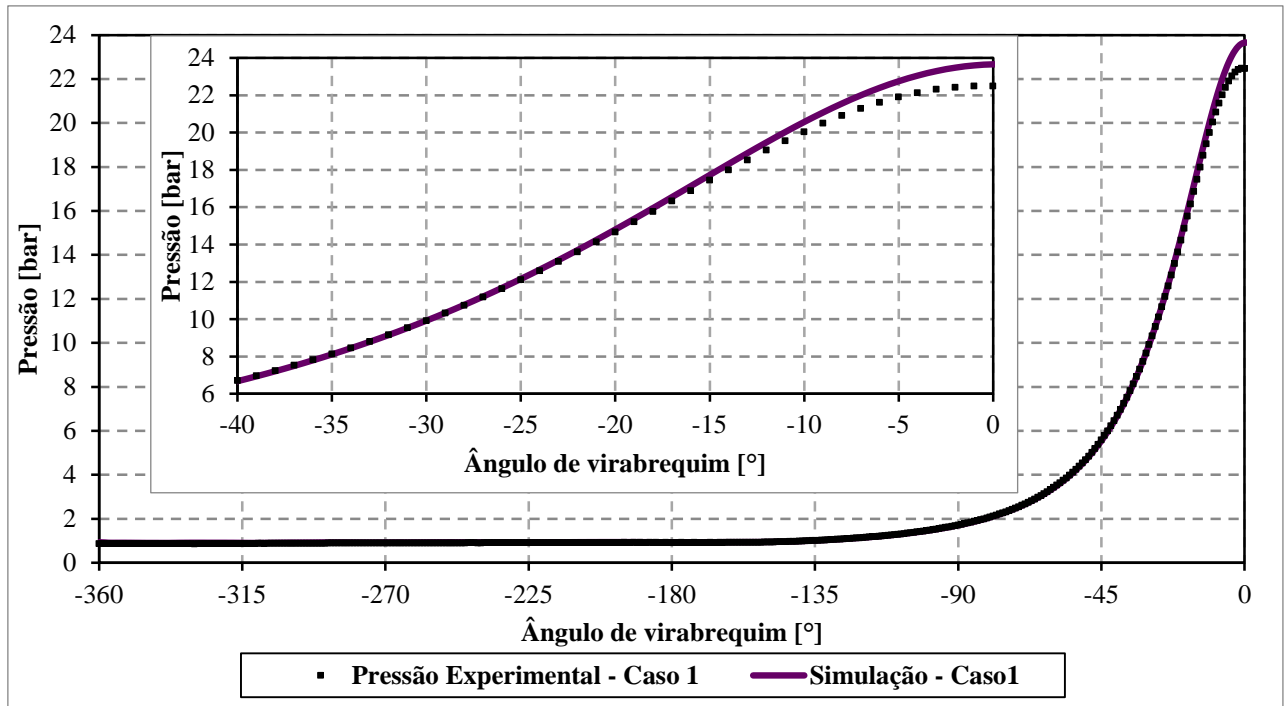


Figura 4.1 – Pressão média no cilindro, Caso 1, condição de 1000 rpm 930 mbar sem flow box

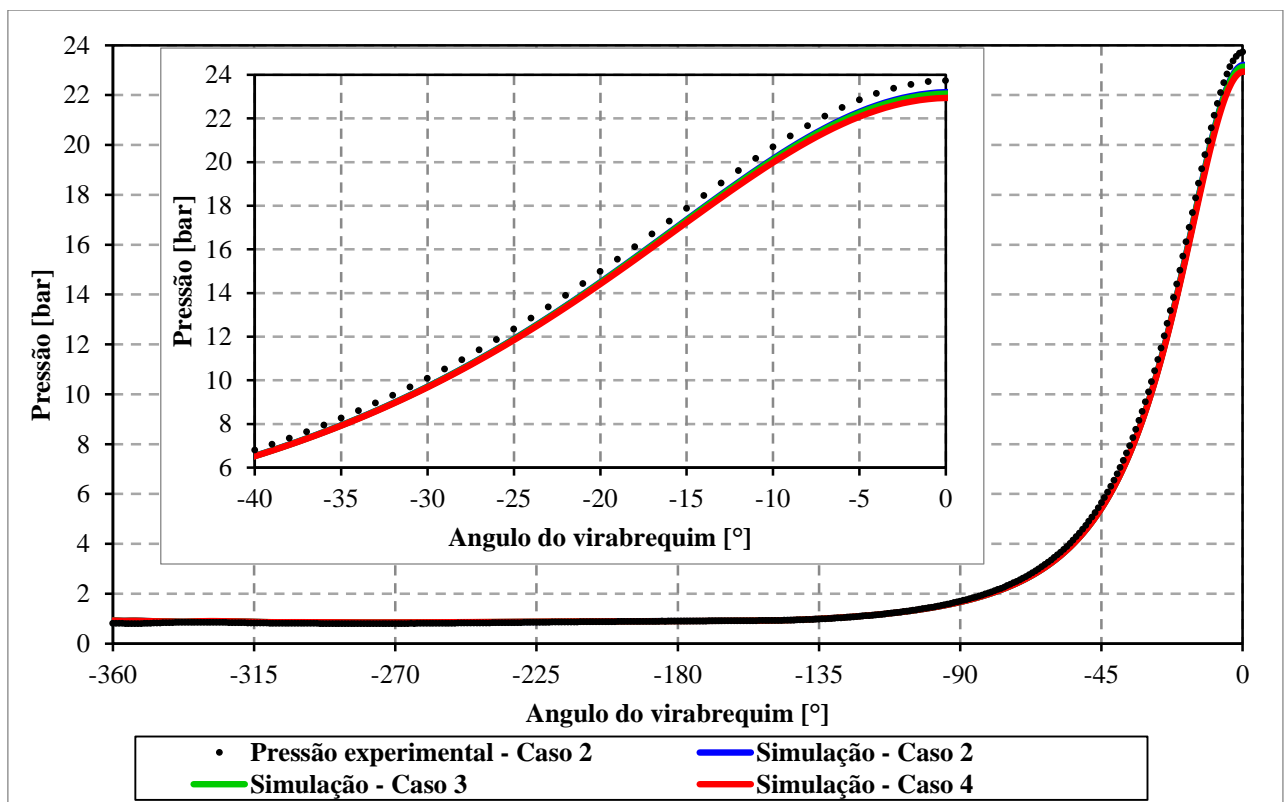


Figura 4.2 – Pressão média no cilindro, condição de 1000 rpm 930 mbar com flow box nas posições 1, 2 e 3

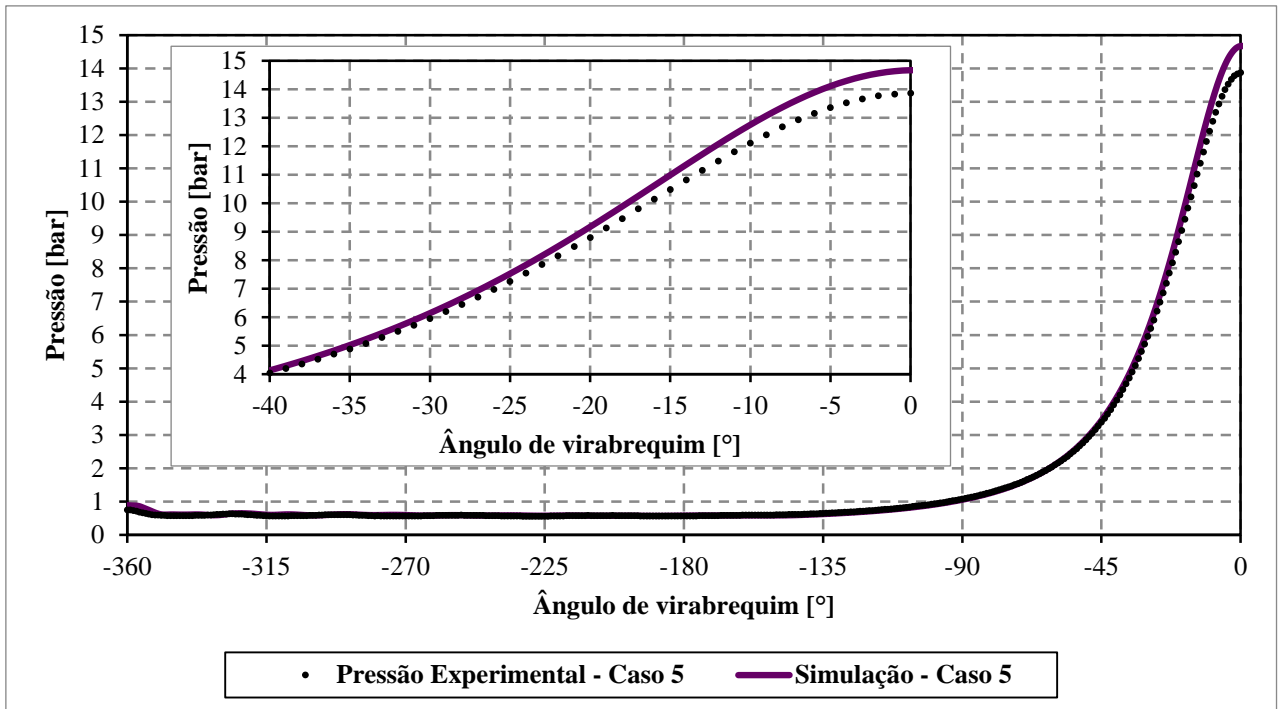


Figura 4.3 – Pressão média no cilindro, condição de 1000 rpm 600 mbar sem *flow box*

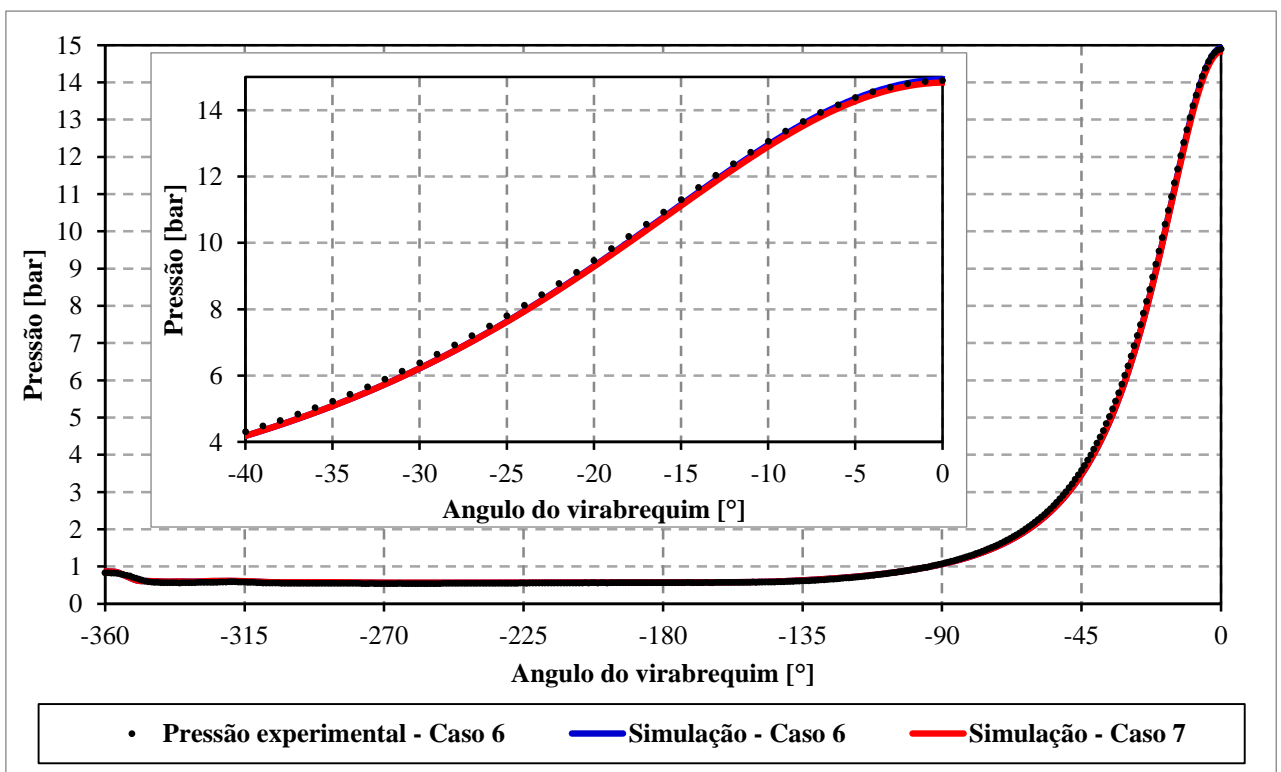


Figura 4.4 – Pressão média no cilindro, condição de 1000 rpm e 600 mbar com *flow box* nas posições 1 e 3

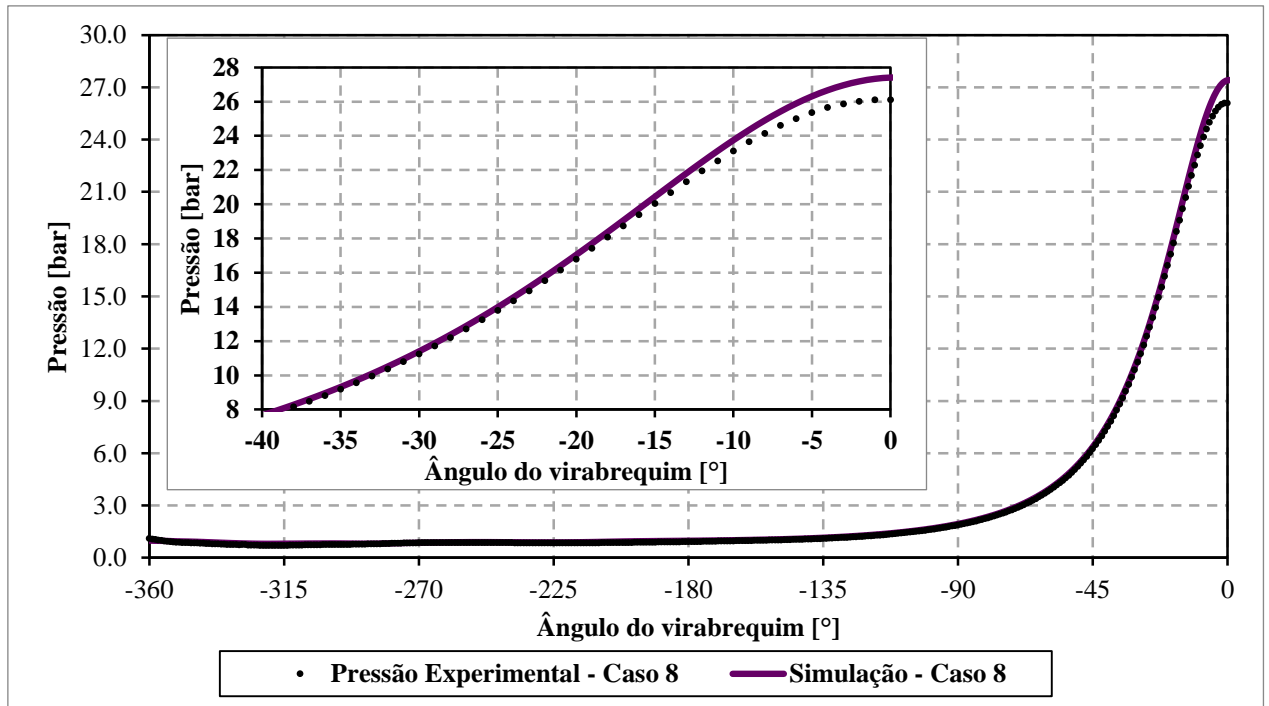


Figura 4.5 – Pressão média no cilindro, condição de 3000 rpm 930 mbar sem *flow box*

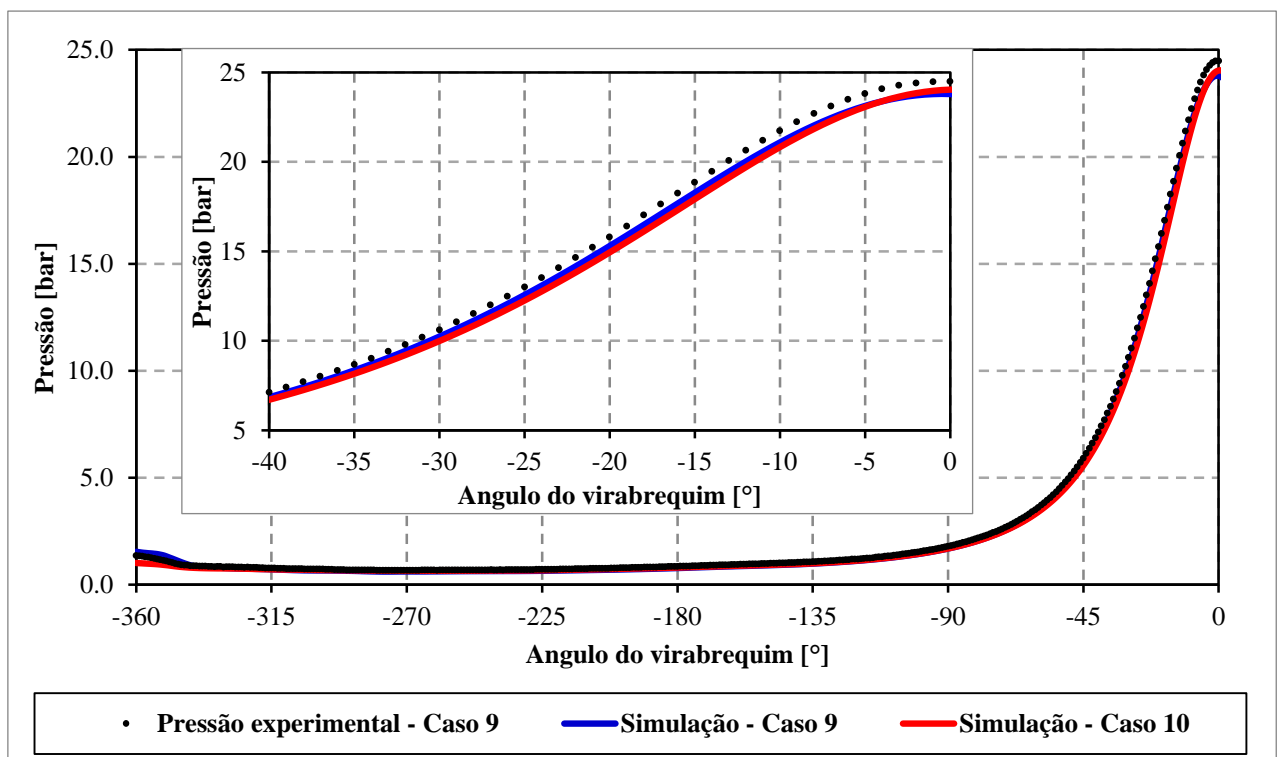


Figura 4.6 – Pressão média no cilindro, condição de 3000 rpm e 930 mbar com *flow box* nas posições 1 e 3

Com base nos resultados da Tabela 4-1, as condições analisadas apresentam diferença percentual máxima de pico absoluta menor que 6%. Todos os casos que apresentam a estrutura de *flow box* apresentaram o pico de pressão inferior ao dado experimental, exceto para o caso de 1000 *rpm* e 600 *mbar*, na posição 1. Para os casos de 1000 *rpm* e 930 *mbar* e 600 *mbar* e para o caso de 3000 *rpm* e 930 *mbar* sem *flow box* foram observadas diferenças médias inferiores a 5%, somente para os casos de 3000 *rpm* e 930 *mbar* com *flow box* nas posições 1 e 3 foram encontradas diferenças médias na ordem de 8%.

As diferenças encontradas nas curvas de pressão no cilindro podem ser em virtude de uma quantidade diferente de massa aprisionada entre os resultados obtidos numericamente e os dados experimentais. No entanto, devido à ausência de resultados experimentais da massa admitida para cada condição estudada não é possível retirar conclusões. Além disso, o teste de malha foi realizado apenas para a condição de operação de 1000 *rpm* e 930 *mbar* para a condição sem *flow box*, o que pode explicar as maiores diferenças médias encontradas durante o ciclo para as condições de operação de 3000 *rpm* e 930 *mbar* com *flow box*.

Tabela 4-1 – Validação da pressão dentro do cilindro

Caso	Descrição	Diferença percentual média durante a admissão e compressão	Diferença Percentual média ciclo completo	Diferença percentual de pico
1	1000 <i>rpm</i> 930 <i>mbar</i> sem <i>flow box</i>	4,73%	1,72%	+5,13%
2	1000 <i>rpm</i> 930 <i>mbar</i> com <i>flow box</i> – Posição 1	3,16%	4,87%	-2,21%
3	1000 <i>rpm</i> 930 <i>mbar</i> com <i>flow box</i> – Posição 2	3,38%	4,94%	-2,50%
4	1000 <i>rpm</i> 930 <i>mbar</i> com <i>flow box</i> – Posição 3	4,27%	5,44%	-3,33%
5	1000 <i>rpm</i> 600 <i>mbar</i> sem <i>flow box</i>	3,17%	4,41%	+5,74%
6	1000 <i>rpm</i> 600 <i>mbar</i> com <i>flow box</i> – Posição 1	2,17%	3,27%	+0,20%
7	1000 <i>rpm</i> 600 <i>mbar</i> com <i>flow box</i> – Posição 3	2,48%	3,23 %	-0,45 %
8	3000 <i>rpm</i> 930 <i>mbar</i> sem <i>flow box</i>	3,63%	4,73%	+4,94%
9	3000 <i>rpm</i> 930 <i>mbar</i> com <i>flow box</i> – Posição 1	8,23%	8,44%	-2,88%
10	3000 <i>rpm</i> 930 <i>mbar</i> com <i>flow box</i> – Posição 3	7,30%	7,91%	-1,88%

4.1.1 Análise das estruturas de escoamento dos casos *motored*

4.1.1.1 Escoamento de *Cross Tumble*

A Figura 4.7 apresenta os resultados do coeficiente de *cross tumble* dentro do cilindro para a condição de operação de 1000 rpm e 930 mbar. Baseado nesses resultados, para os casos extrapolados, os casos 3 e 4, com *flow box* nas posições 2 e 3, respectivamente, o sentido de rotação do vórtice é oposto ao caso 2, com *flow box* na posição 1, entre aproximadamente os ângulos de -315° e -90° , e de -315° até -0° , respectivamente. Os casos 2 e 4, com *flow box* nas posições 1 e 3, respectivamente, apresentam valores maiores em magnitude quando comparados ao caso 1, sem *flow box*, de -315° até o final da compressão. Todos os casos apresentam regiões de maior magnitude desse coeficiente próximo das regiões em que o pistão alcança sua velocidade instantânea máxima durante os tempos de admissão e compressão.

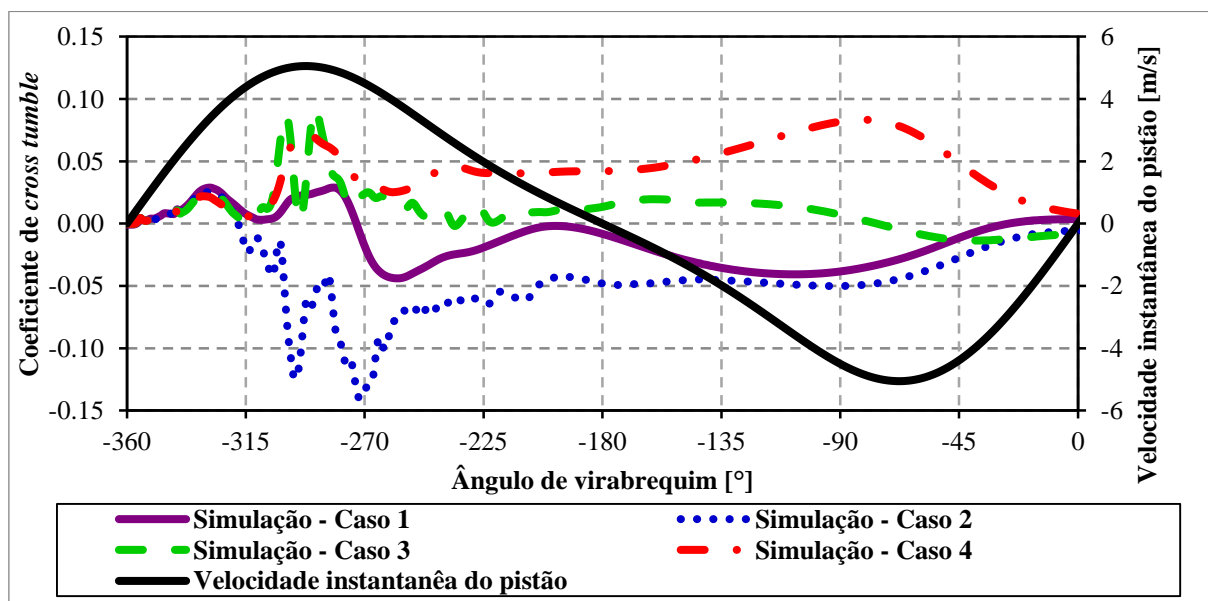


Figura 4.7 – Coeficiente de *cross tumble* para a condição de operação de 1000 rpm 930 mbar sem e com *flow box* nas posições 1, 2 e 3

A Figura 4.8 apresenta os resultados do coeficiente de *cross tumble* dentro do cilindro para a condição de operação de 1000 rpm e 600 mbar. Destaca-se uma mudança no sentido de rotação do vórtice para o caso 7, com *flow box* na posição 3, com relação aos casos estudados para a condição de 930 mbar durante o tempo de

compressão. Além disso, para essa condição de carga, essa estrutura rotacional aparenta ser mais instável tendo em vista as mudanças no sentido de rotação global. Novamente, as maiores magnitudes nos tempos de admissão e compressão são encontradas em regiões próximas das quais o pistão apresenta velocidade instantânea máxima.

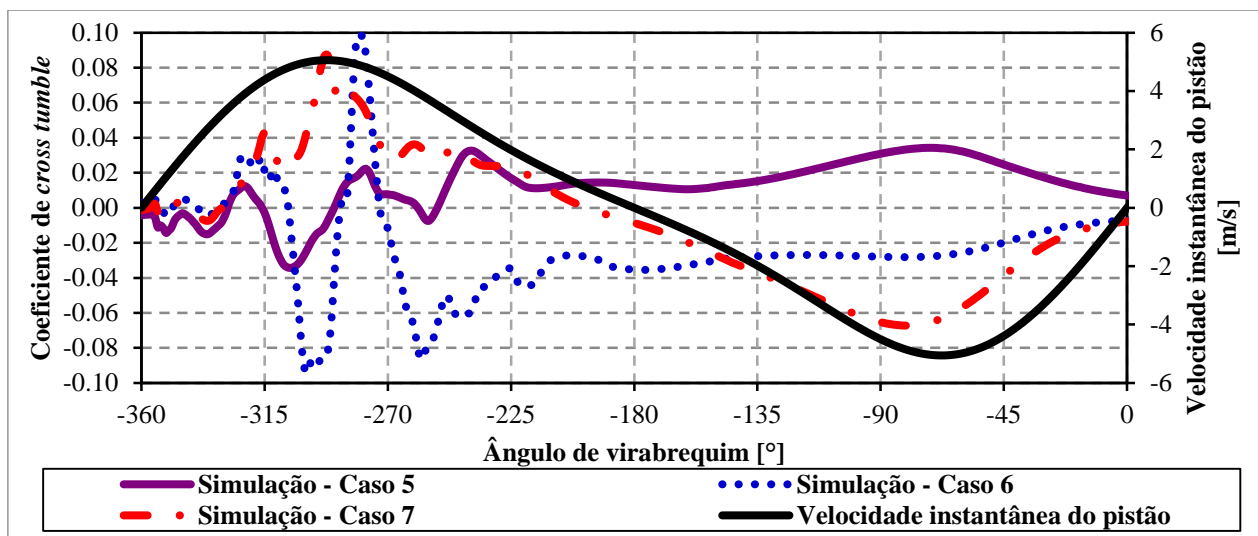


Figura 4.8 – Coeficiente de *cross tumble* para a condição de operação de 1000 rpm 600 mbar sem e com *flow box* nas posições 1 e 3

A Figura 4.9, apresenta os resultados do coeficiente de *cross tumble* dentro do cilindro para a condição de operação de 3000 rpm e 930 mbar. Percebe-se uma tendência do caso 10, configuração com *flow box* na posição 3, ser semelhante a dos caso 7, de 1000 rpm e 600 mbar, com mudança no sentido de rotação do vórtice.

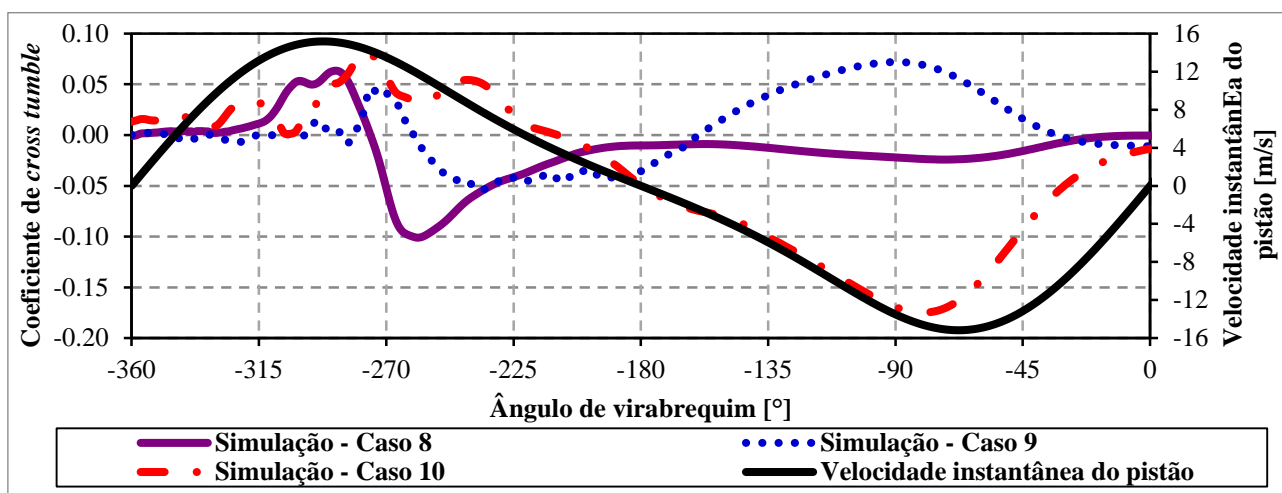


Figura 4.9 – Coeficiente de *cross tumble* para a condição de operação de 3000 rpm 930 mbar sem e com *flow box* nas posições 1 e 3

Para todos os casos, as oscilações presentes durante o tempo de admissão, podem ser causadas devido à entrada de ar pelas válvulas de admissão, que acontece em um eixo perpendicular ao escoamento de *cross tumble*. A tendência mais estável para todos os casos durante o processo de compressão tende a corroborar com essa ideia. A configuração com *flow box* na posição 3, mostra-se como a que mais aproveita da dinâmica do pistão, mesmo no caso de 1000 *rpm* e 930 *mbar*, em que não ocorre mudança no sentido de rotação do vórtice. Além disso, para essa configuração a maior magnitude ao longo do tempo de compressão, pode representar uma maior evaporação e transporte do combustível em situações de *split injection*, ou uma estratificação diferente quando comparada a outros casos.

4.1.1.2 Escoamento de Tumble

A Figura 4.10 mostra os resultados do coeficiente de *tumble* dentro do cilindro para a condição de operação de 1000 *rpm* e 930 *mbar*. Observa-se que o caso 2, configuração com *flow box* na posição 1, apresenta um comportamento semelhante ao caso 1, sem *flow box*. Durante todo tempo de compressão a curva apresenta magnitude inferior a curva com a configuração sem *flow box*. Portanto, não apresentando ganhos nesse coeficiente. O caso 4, com *flow box* na posição 3 apresenta os maiores valores absolutos do coeficiente de *tumble* durante os tempos de admissão e compressão.

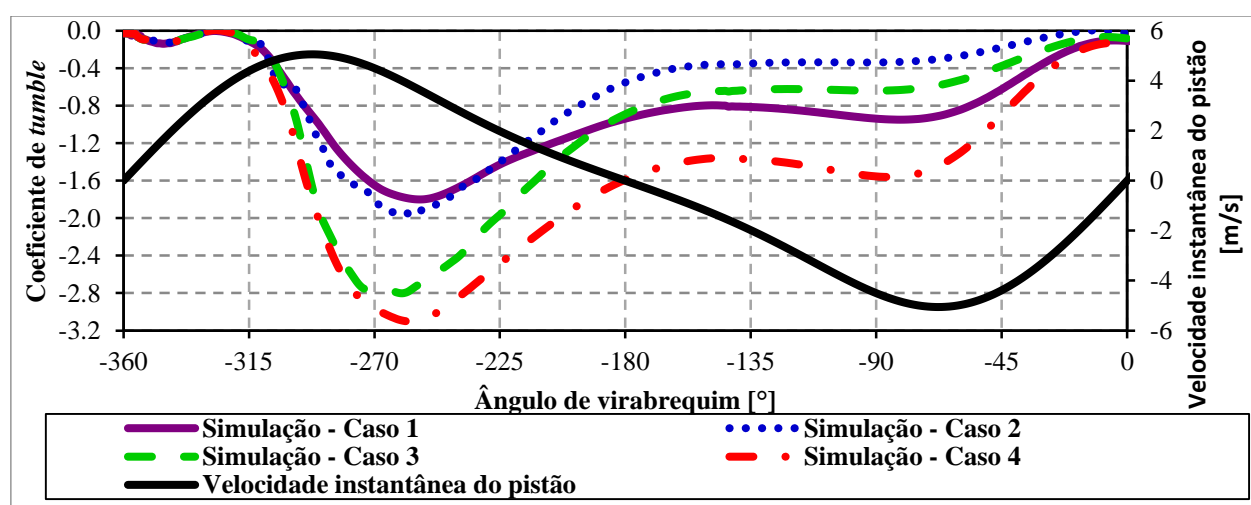


Figura 4.10 – Coeficiente de *tumble* para a condição de operação de 1000 *rpm* 930 *mbar* sem e com *flow box* nas posições 1, 2 e 3

A Figura 4.11 apresenta uma imagem do campo de velocidade u e w , no instante de velocidade máxima do pistão durante a admissão, -290° de ângulo de virabrequim. Também estão presentes para cada caso o valor em magnitude o valor do coeficiente de *tumble*. Destaca-se por meio de regiões circulares de vermelho a presença dos vórtices dentro do cilindro sob a válvula de exaustão e um vórtice com menor intensidade no sentido anti-horário sob a válvula de admissão. Também é possível visualizar as regiões de recirculação no coletor de admissão em virtude da presença do *flow box*.

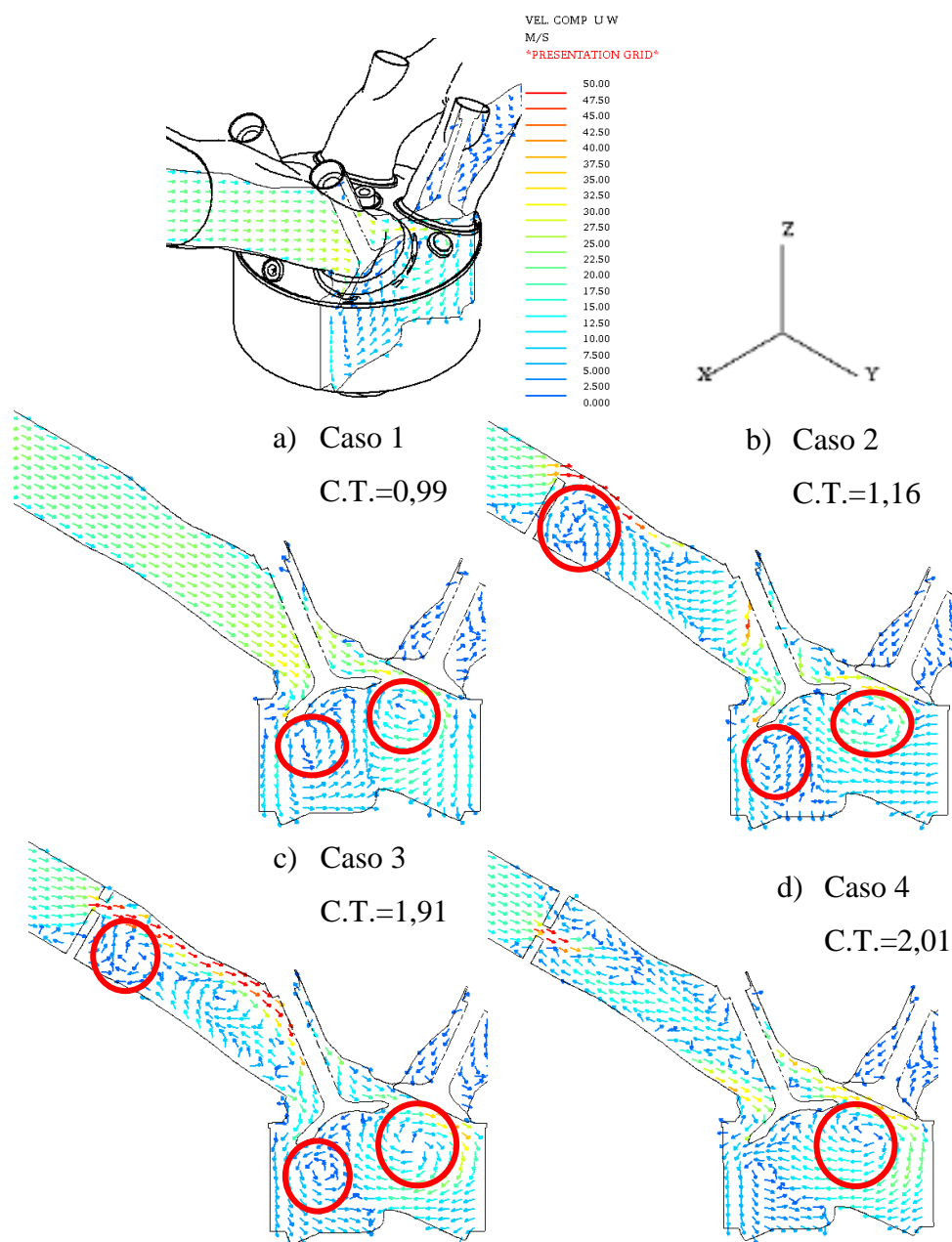


Figura 4.11 – Campo vetorial u e w , no momento de velocidade máxima do pistão -290° , para a condição de operação de 1000 rpm 930 mbar

A Figura 4.12 apresenta os resultados do coeficiente de *tumble* dentro do cilindro para a condição de operação de 1000 *rpm* e 600 *mbar*. Como observado na condição anterior, o caso 6, de configuração de *flow box* na posição 1 não apresentou ganhos de magnitude durante o tempo de admissão e compressão.

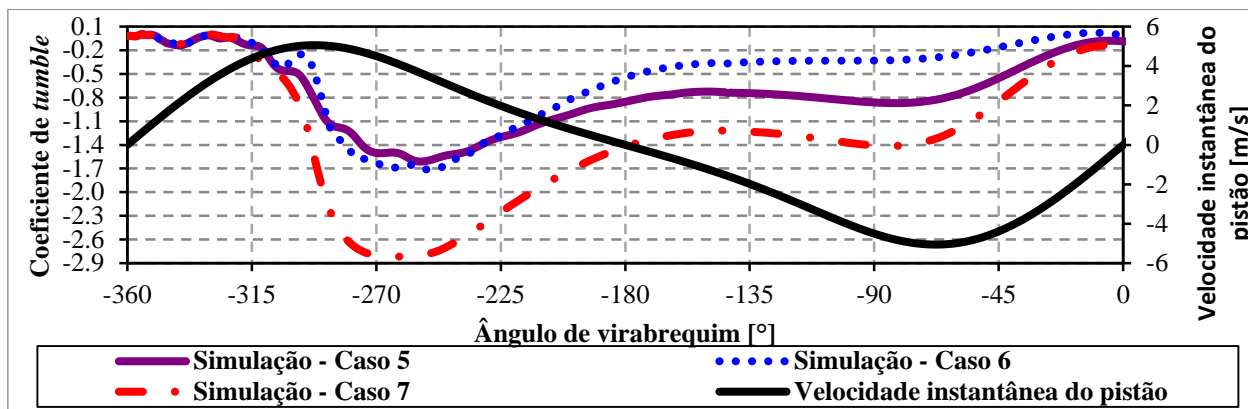


Figura 4.12 – Coeficiente de *tumble* para a condição de operação de 1000 *rpm* 600 *mbar* sem e com *flow box* nas posições 1 e 3

A Figura 4.13 apresenta os resultados do coeficiente de *tumble* dentro do cilindro para a condição de operação de 3000 *rpm* e 930 *mbar*.

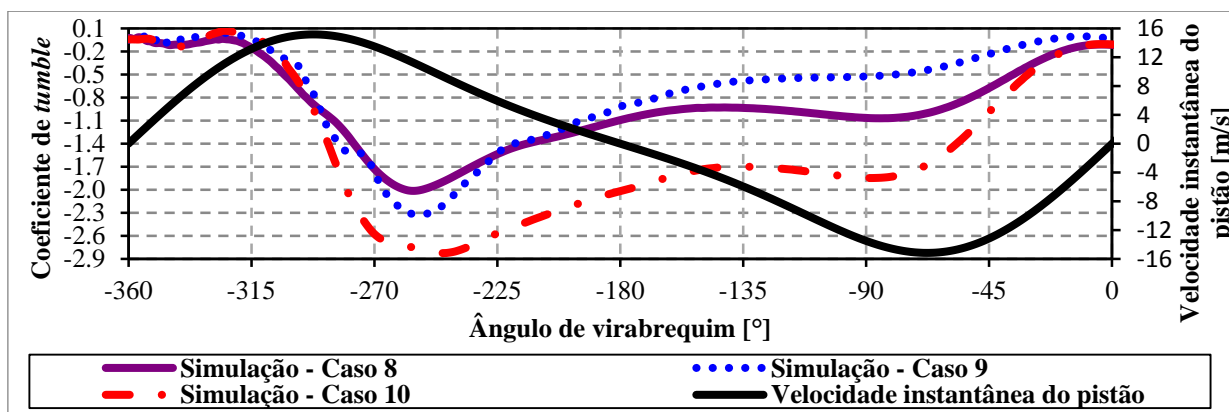


Figura 4.13 – Coeficiente de *tumble* para a condição de operação de 3000 *rpm* 930 *mbar* sem e com *flow box* nas posições 1 e 3

Para todos os casos, o valor máximo em magnitude do coeficiente de *tumble* ocorre logo após o pistão passar por sua velocidade máxima e, além disso, na região em que as válvulas de admissão apresentam maior abertura, em -255° de ângulo de virabrequim, revelando grande influência no jato de ar da admissão na formação dessa estrutura de escoamento. De fato, como pode ser visto na Figura 4.14, o jato

proveniente do escoamento de ar através da válvula de admissão é defletido pelo cabeçote e pela parede do cilindro e escoa sobre a superfície do pistão proporcionando a formação de um vórtice dominante no sentido horário. Conforme visto na Figura 4.10 a configuração sem *flow box* apresenta o menor valor em magnitude do coeficiente de *tumble*.

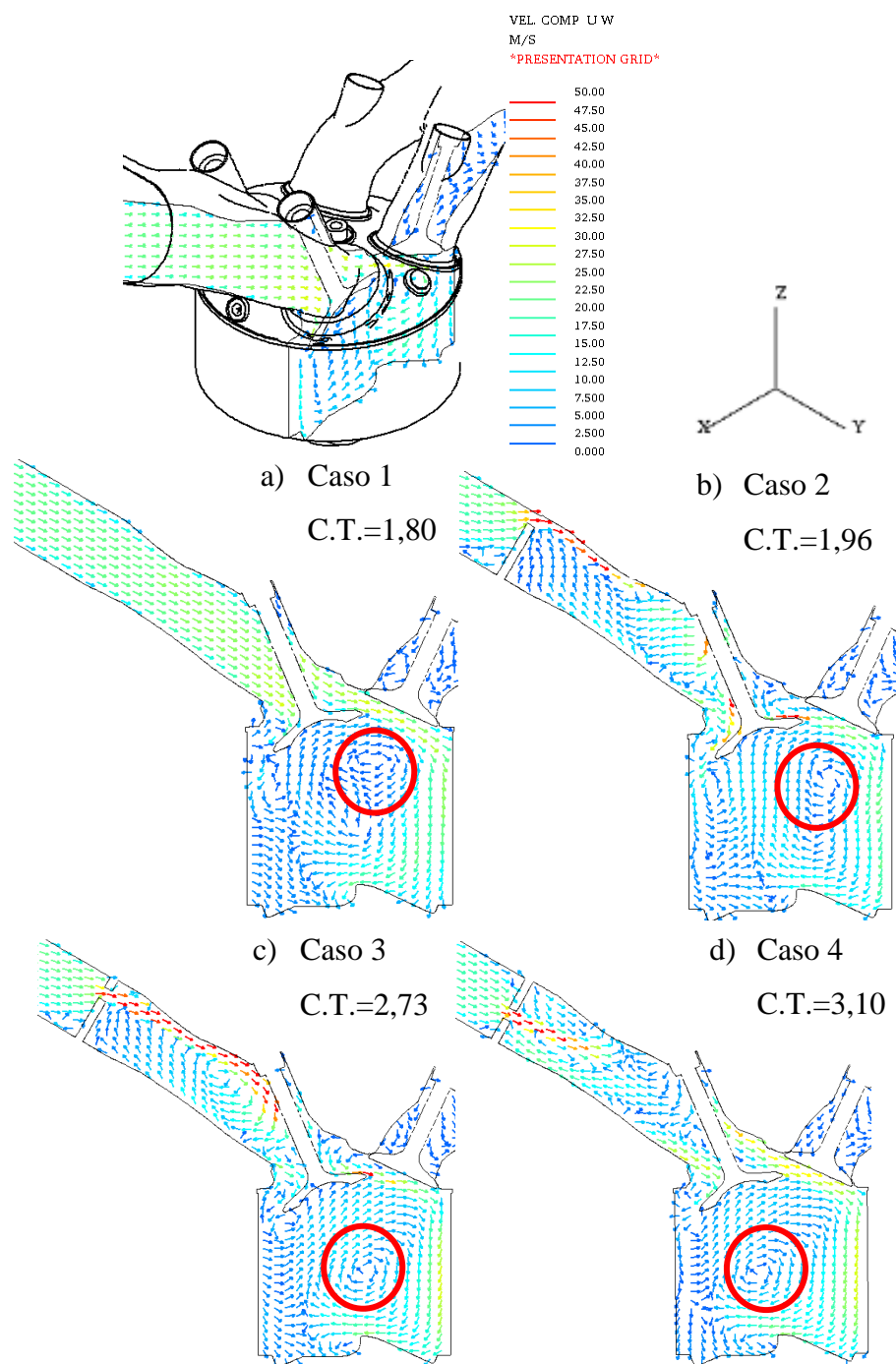


Figura 4.14 – Campo vetorial u e w , no momento de abertura máxima das válvulas de admissão, -255° , para a condição de operação de 1000 rpm 930 mbar

Para as geometrias sem *flow box* e com *flow box* na posição 3, em todas as condições de operação observa-se uma maior tendência de manutenção do coeficiente de *tumble* durante o tempo de compressão. A Figura 4.15 e a Figura 4.16, fornecem respaldo a essa conclusão, somente nos casos sem *flow box* e com *flow box* na posição 3, em destaque, é possível visualizar a predominância do núcleo do vórtice de *tumble* no sentido horário. Destaca-se, portanto, os maiores valores absolutos para esse coeficiente nestes dois casos. Para as outras condições não existe um vórtice aparente, especialmente para o caso 2, na qual o *flow box* se encontra na configuração 1.

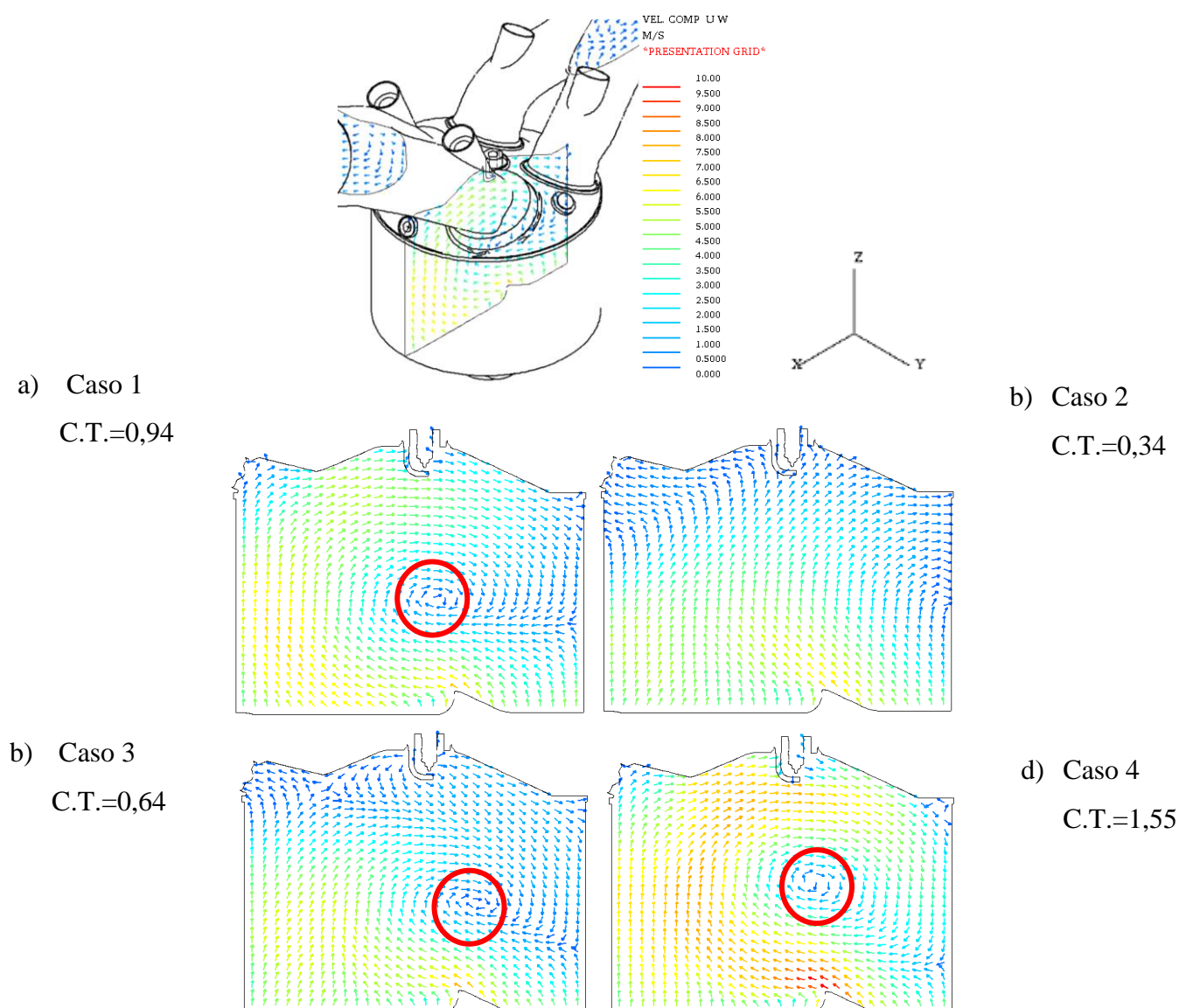


Figura 4.15 – Campo vetorial u e w , na metade da compressão, -90° antes do PMS, passando pelas válvulas, para a condição de operação de 1000 rpm 930 mbar

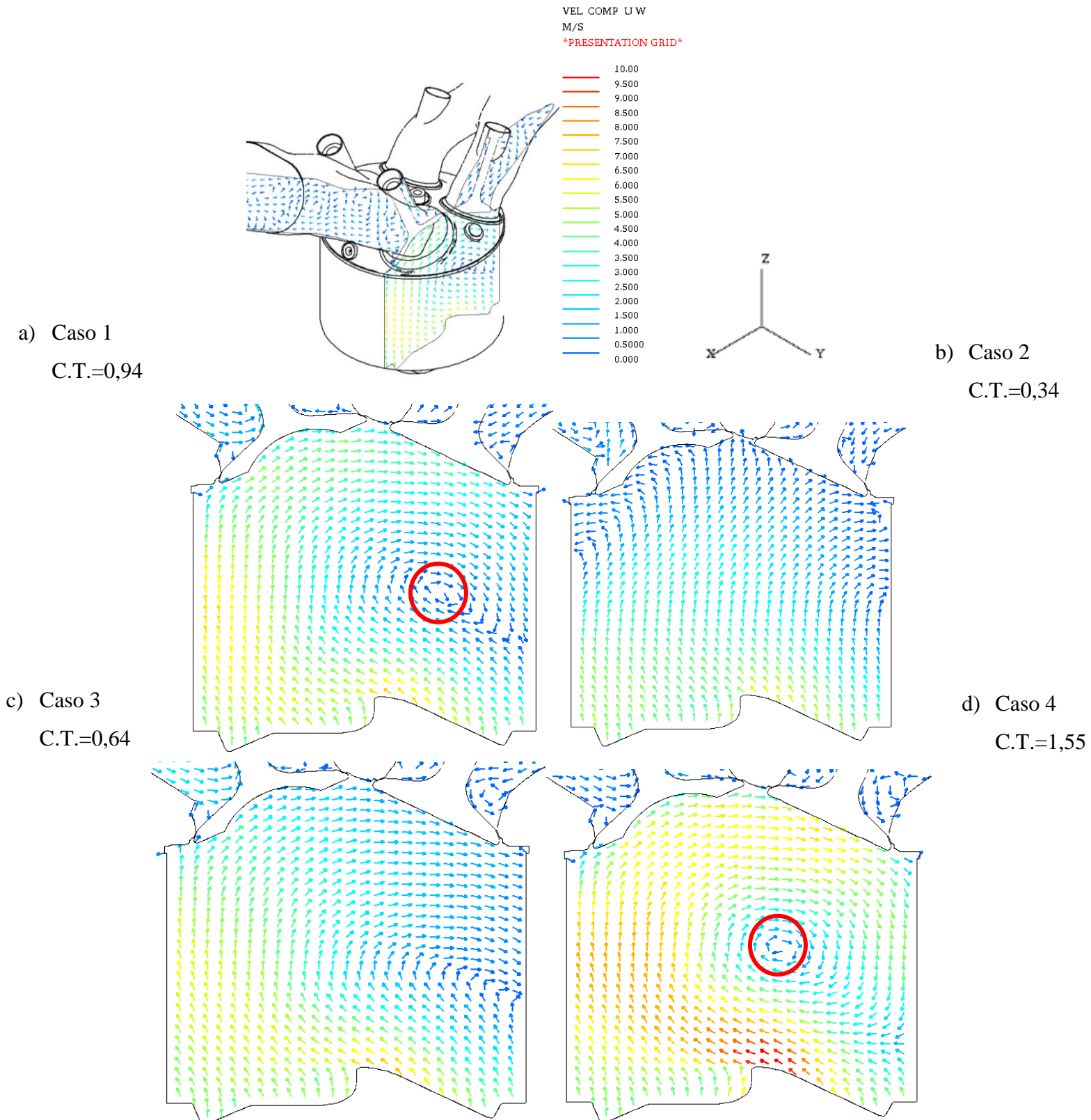


Figura 4.16 – Componentes vetoriais u e w , na metade da compressão, -90° antes do PMS, passando pela vela de ignição, para a condição de operação de 1000 rpm 930 mbar

4.1.1.3 Escoamento de *swirl*

A Figura 4.17 apresenta os resultados do coeficiente de *swirl* dentro do cilindro para a condição de operação de 1000 rpm e 930 mbar. O caso 4, com *flow box* na posição 3, apresenta o maior valor absoluto do coeficiente de *swirl* durante o tempo da compressão. Apenas os casos 2 e 4, com *flow box* nas posições 1 e 3, respectivamente, apresentam o coeficiente de *swirl* próximo de constante durante o tempo de compressão, no entanto, para os casos 1 e 3, existe uma alteração no sentido de rotação e o do coeficiente de *swirl* muda de sinal durante a compressão. O caso 1, sem *flow box*, possui maior magnitude do coeficiente de *swirl* próximo do PMS do tempo compressão.

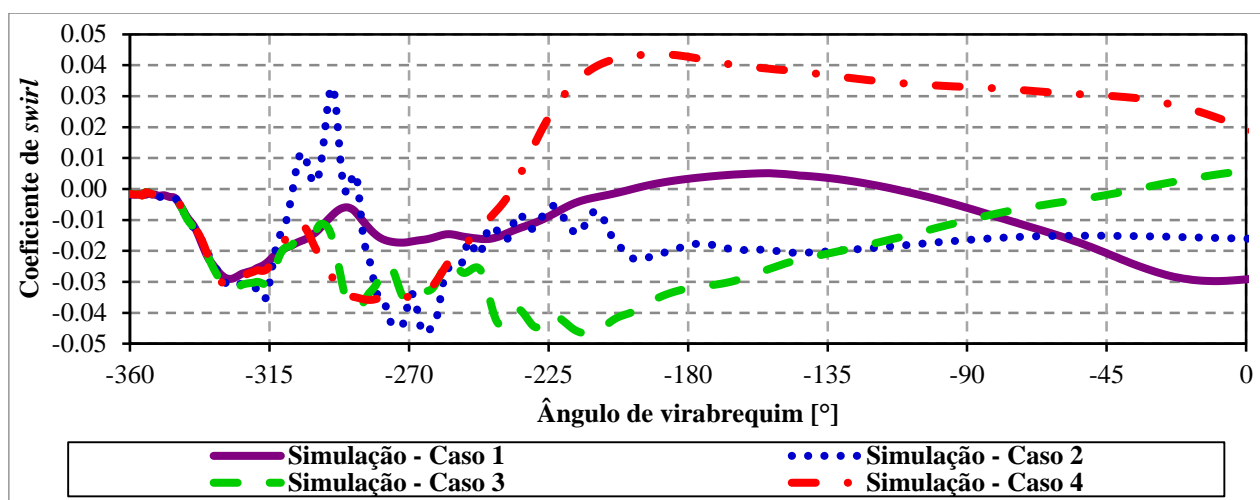


Figura 4.17 – Coeficiente de *swirl* para a condição de operação de 1000 rpm 930 mbar sem e com *flow box* nas posições 1, 2 e 3

A Figura 4.18 mostra os resultados do coeficiente de *swirl* dentro do cilindro para a condição de operação de 1000 rpm e 600 mbar. O valor do coeficiente de *swirl* para o caso 5, sem *flow box*, apresenta valor praticamente nulo, a partir de -225° , até o final do tempo de compressão. No entanto, segundo o modelo numérico, os casos com *flow box* são capazes de induzir a estrutura de escoamento de *swirl*, principalmente no tempo de compressão. Os casos 6 e 7, com *flow box* nas posições 1 e 3, respectivamente, possuem uma tendência similar durante o tempo de compressão, porém, durante a admissão o caso 6, com *flow box* na posição 1 apresenta um valor maior em magnitude.

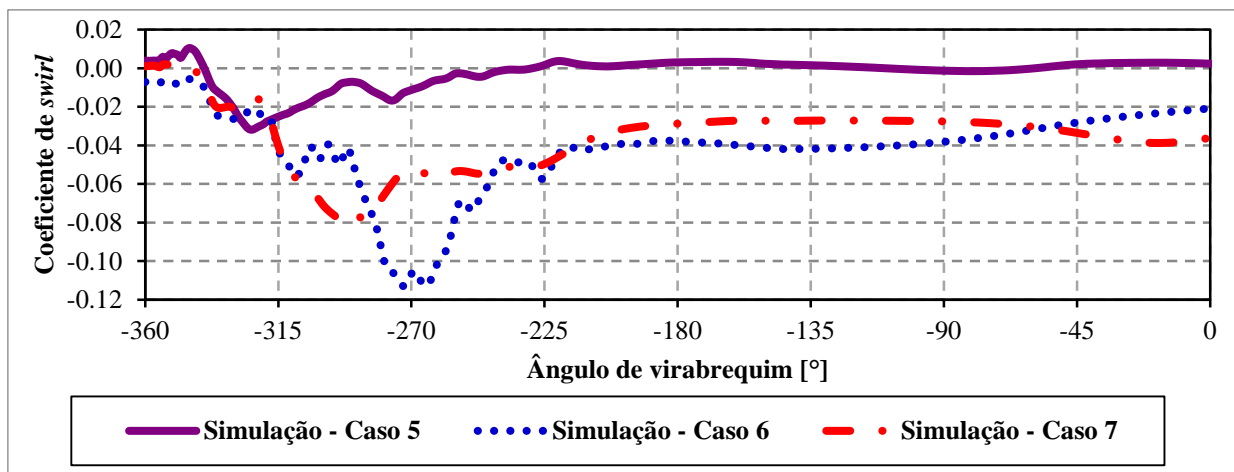


Figura 4.18 – Coeficiente de *swirl* para a condição de operação de 1000 rpm 600 mbar sem e com *flow box* nas posições 1 e 3

Os resultados do coeficiente de *swirl* dentro do cilindro para a condição de operação de 3000 rpm e 930 mbar são mostrados na Figura 4.19. O caso 10, com condição de *flow box* na posição 3, apresenta os maiores resultados em magnitude do coeficiente de *swirl*, principalmente durante o tempo de compressão. Esse resultado pode proporcionar uma mistura mais efetiva e um maior transporte convectivo do ar-combustível. Podendo favorecer situações em que a segunda injeção é realizada durante a compressão.

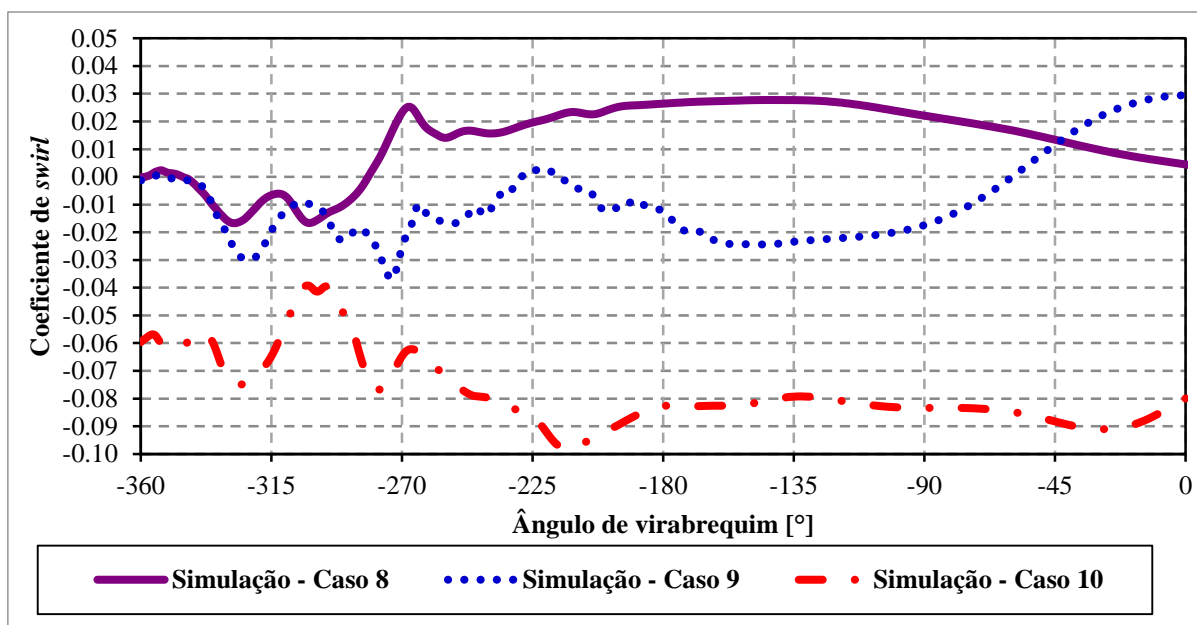


Figura 4.19 – Coeficiente de *swirl* para a condição de operação de 3000 rpm 930 mbar sem e com *flow box* nas posições 1 e 3

Pela análise da Figura 4.17, da Figura 4.18 e da Figura 4.19 o coeficiente de *swirl* somente se manteve próximo de constante, durante o tempo de compressão, apenas para os casos 4, 7 e 10 cuja configuração possui geometria de *flow box* na posição 3.

Baseado nos resultados das estruturas primárias de escoamento apresentados até aqui, fica evidente a influência da posição do *flow box* no escoamento dentro do cilindro. Observa-se que os casos 4, 7 e 10, com *flow box* na posição 3, apresentam ganhos consideráveis na magnitude de *tumble*, o que pode levar a melhor formação e distribuição da mistura dentro dos motores de combustão interna. Além disso, os casos 4 e 10, apresentam maiores magnitudes de escoamento de *swirl* ao longo de toda compressão, que como dito anteriormente pode favorecer situações de *split injection*, diferentes distribuições de mistura o que conseqüentemente pode alterar o fenômeno de combustão.

4.1.2 Análise da energia cinética da turbulência dos casos *motored*

Nesta seção são apresentados os resultados de energia cinética da turbulência durante os tempos de admissão e compressão no cilindro com foque nos instantes finais da compressão e também os resultados da análise dessa variável na região esférica centrada na vela de ignição.

4.1.2.1 Energia cinética média da turbulência dentro do cilindro

A Figura 4.20 apresenta a energia cinética da turbulência dentro do cilindro para a condição de operação de 1000 *rpm* e 930 *mbar*. Destaca-se o detalhamento da região de -40° até o PMS final do tempo de compressão. Os casos 2 e 3, com *flow box* nas posições 1 e 2, respectivamente, apresentam maiores resultados de energia cinética da turbulência durante o tempo de admissão. Destaca-se, porém, que o caso 4, com a configuração de *flow box* na posição 3, mostra maior energia nos instantes finais da compressão, região na qual se libera a centelha pela vela de ignição. Possivelmente isso ocorre devido à quebra dos vórtices de *tumble*, que conforme descrito anteriormente para essa geometria, durante os tempos de compressão apresenta maiores magnitudes do coeficiente de *tumble*. O mesmo pode ser suposto para o coeficiente de *cross tumble*

que, embora tenha menor magnitude quando comparado ao de *tumble*, também é maior durante a compressão para essa configuração e tende a se quebrar em micro turbulências nos instantes finais da compressão.

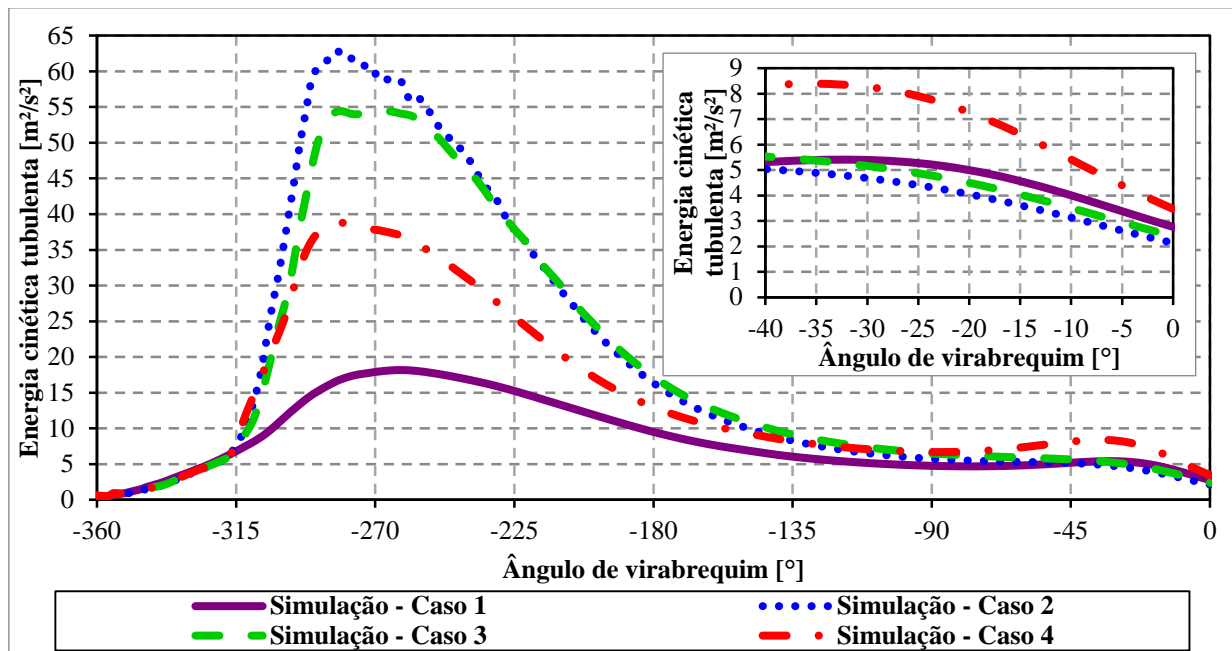


Figura 4.20 – Energia cinética da turbulência para a condição de operação de 1000 rpm 930 mbar, sem e com flow box nas posições 1, 2 e 3

Os resultados encontrados na Figura 4.20, principalmente com relação à energia cinética da turbulência no final da compressão podem ser utilizados para compreender os resultados experimentais de uma condição de operação encontrada pela equipe experimental no CTM-UFG. Trata-se da condição de 1000 rpm e WOT, *wide open throttle*, na qual as geometrias sem *flow box* e com *flow box* na posição 1 foram experimentadas. Os dados experimentais correspondem a duas situações com combustão, com centelha liberada pela vela de ignição em $12,5^\circ$ e $16,7^\circ$ antes do PMS, para os casos sem e com *flow box* na posição 1, respectivamente. Nessa faixa de ângulos de virabrequim a configuração sem *flow box* possui uma energia cinética da turbulência maior, podendo assim proporcionar uma taxa de combustão mais rápida como apresentada na Tabela 4-2. Observa-se que para a geometria *sem flow*, todas as duas partes da duração da queima, MBF $10^\circ - 50^\circ$ e $50^\circ - 90^\circ$, são mais rápidas quando comparadas ao caso com *flow box*.

Assim, os resultados encontrados na Figura 4.20, corroboram com os dados experimentais da Tabela 4-2. Tendo em vista que para a mesma condição de rotação de 1000 *rpm* e pressão próxima da condição de WOT, o caso 1 da geometria sem *flow box*, apresentou resultados superiores de energia cinética da turbulência dentro do cilindro nos instantes finais da compressão quando comparada ao caso 2 com *flow box* na posição 1.

Tabela 4-2 – Resultados da fração de massa queimada para as geometrias sem *flow box* e com *flow box* na posição original posição 1 para um caso de borboleta completamente aberta. Dados fornecidos pelo CTM-UFMG

Fração de massa queimada <i>MBF</i> [°]	1000 <i>rpm</i> WOT sem <i>flow box</i>	1000 <i>rpm</i> WOT com <i>flow box</i> na posição 1
10 – 50	7,9	9,9
50 – 90	7,2	8,7
10 – 90	15,0	18,9

A Figura 4.21, apresenta a energia cinética da turbulência dentro do cilindro para a condição de operação de 1000 *rpm* e 600 *mbar*. O mesmo detalhamento da região de -40° até o PMS final da compressão é aqui apresentado. A mesma tendência descrita anteriormente é aqui observada, mesmo nos instantes finais da compressão.

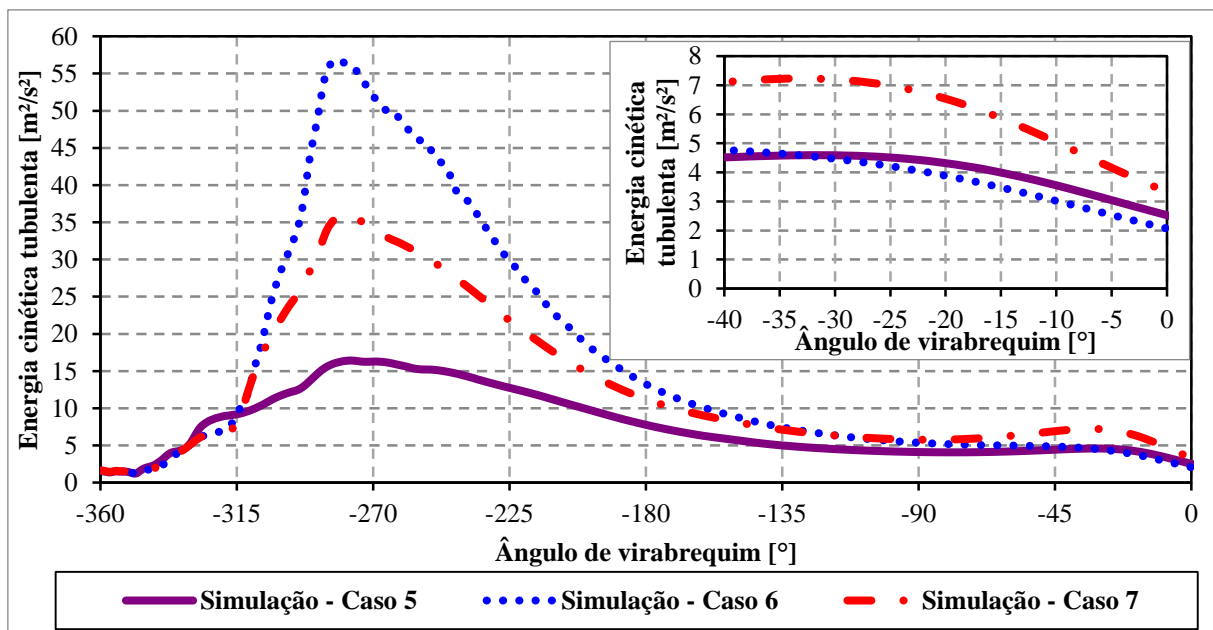


Figura 4.21 – Energia cinética da turbulência para a condição de operação de 1000 rpm 600 mbar sem e com flow box nas posições 1 e 3

A Figura 4.22 apresenta a energia cinética da turbulência dentro do cilindro para a condição de operação de 3000 rpm e 930 mbar. A tendência de maior energia cinética da turbulência para o caso 9, com flow box na posição 1, durante a admissão é também aqui visualizada.

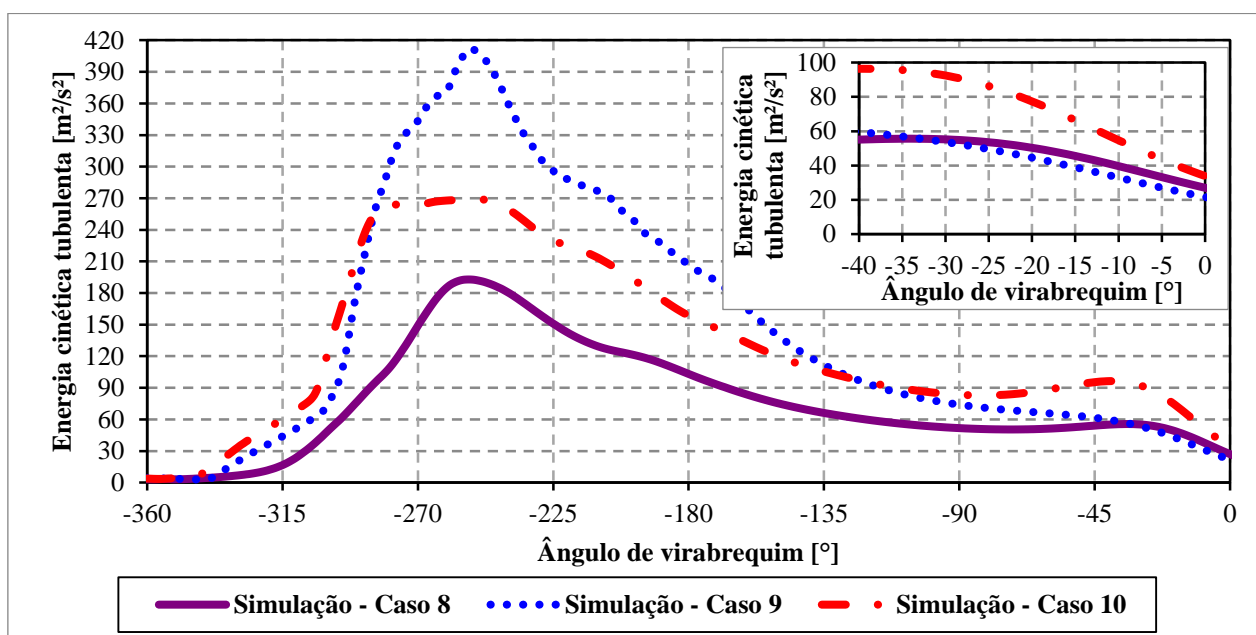


Figura 4.22 – Energia cinética da turbulência para a condição de operação de 3000 rpm 930 mbar sem e com flow box nas posições 1 e 3

Como observado na Figura 4.20, na Figura 4.21 e na Figura 4.22, todas as configurações com *flow box* apresentam elevados valores em magnitude da TKE durante o tempo de admissão quando comparados a condição sem *flow box*. Essa elevada energia cinética da turbulência pode ser associada a um aumento no transporte convectivo da massa fluida o que pode proporcionar um aumento nas perdas térmicas para as paredes do cilindro e da câmara de combustão.

Destaca-se, no entanto, que os casos 4, 7 e 10, com a configuração de *flow box* na posição 3, apresentam maiores valores de energia cinética da turbulência após a metade do tempo de compressão, -90° de virabrequim. Esse resultado pode ser vantajoso para situações com uma segunda injeção de combustível ocorrendo no tempo de compressão, favorecendo uma maior evaporação do combustível. Além disso, essa tendência de todos os casos com *flow box* na posição 3, possuírem maior TKE no final da compressão pode proporcionar o aumento na velocidade de queima durante a combustão.

4.1.2.2 Energia cinética média da turbulência na região de controle da esfera centrada entre os eletrodos da vela de ignição.

Para a região de análise descrita na Figura 3.30, a Figura 4.23, a Figura 4.24 e a Figura 4.25, correspondem às condições de 1000 *rpm* e 930 *mbar*, 1000 *rpm* e 600 *mbar* e 3000 *rpm* e 930 *mbar*, para o resultado de TKE na região esférica centrada na vela de ignição. Observou-se que os casos 4, 7 e 10, com *flow box* na posição 3, apresentam os maiores resultados de energia cinética da turbulência.

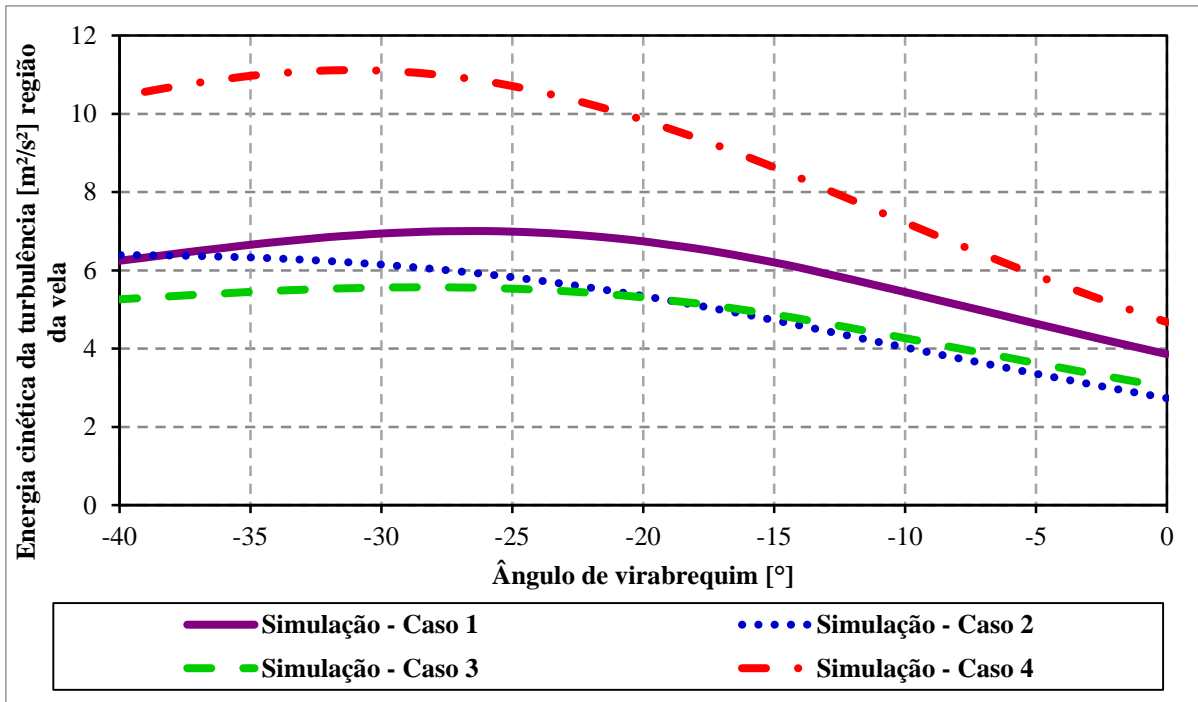


Figura 4.23 – Energia cinética da turbulência na região da vela para a condição de operação de 1000 rpm 930 mbar sem e com *flow box* nas posições 1, 2 e 3

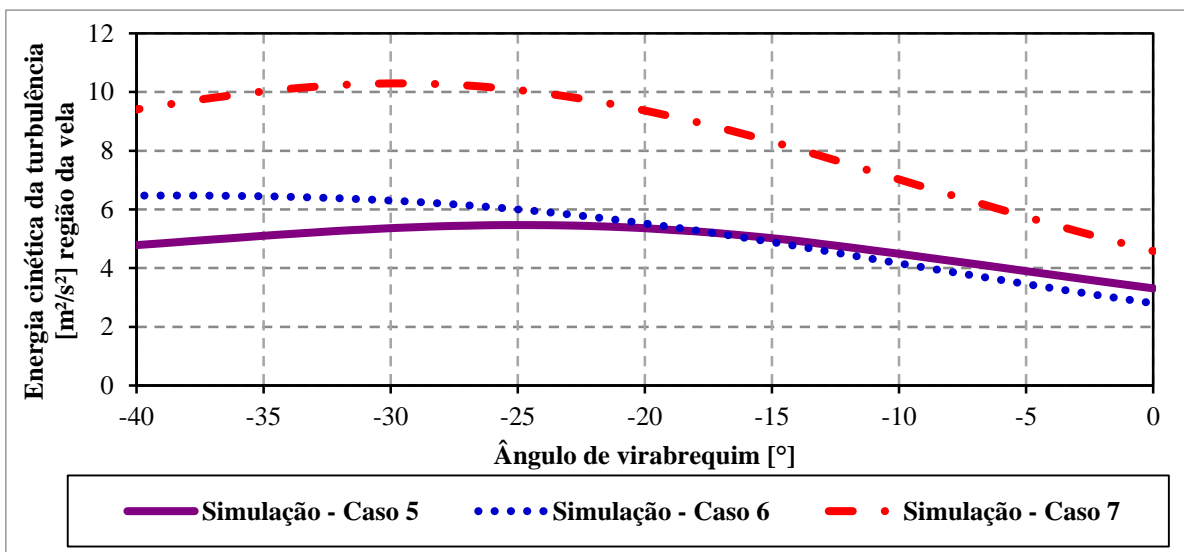


Figura 4.24 – Energia cinética da turbulência na região da vela para a condição de operação de 1000 rpm 600 mbar sem e com *flow box* nas posições 1 e 3

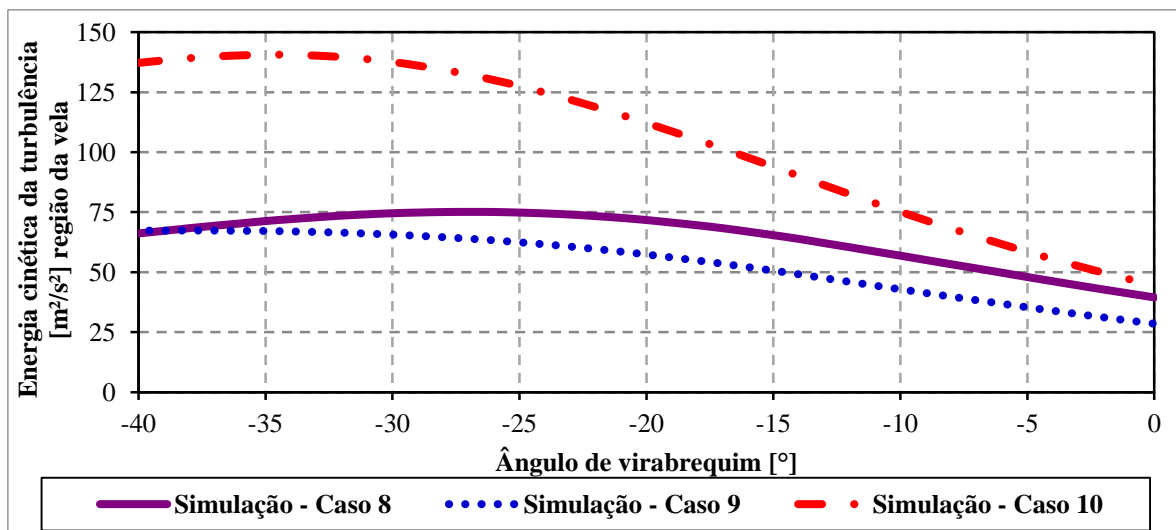


Figura 4.25 – Energia cinética da turbulência na região da vela para a condição de operação de 3000 rpm 930 mbar sem e com flow box nas posições 1 e 3

A Figura 4.26, a Figura 4.27 e a Figura 4.28, apresentam em gráficos de barras os valores da energia cinética da turbulência na região da vela de ignição em alguns ângulos de virabrequim, 25°, 20°, 15° e 10° antes do PMS. Além disso, está presente a diferença percentual entre a condição com *flow box* e a condição de operação sem *flow box*. Assim, percebe-se que a condição com *flow box* na posição 3, casos 4, 7 e 10 proporcionou ganhos superiores a 32%, em todas as condições de operação.

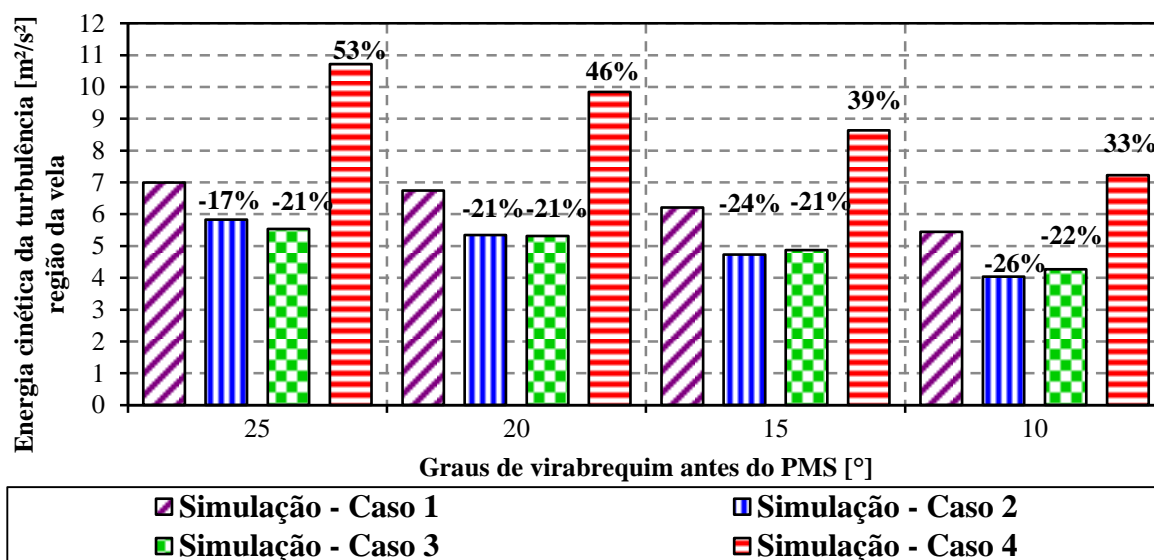


Figura 4.26 – Energia cinética da turbulência para alguns ângulos de virabrequim e a diferença percentual quando comparados ao caso sem flow box para a condição de operação de 1000 rpm e 930 mbar

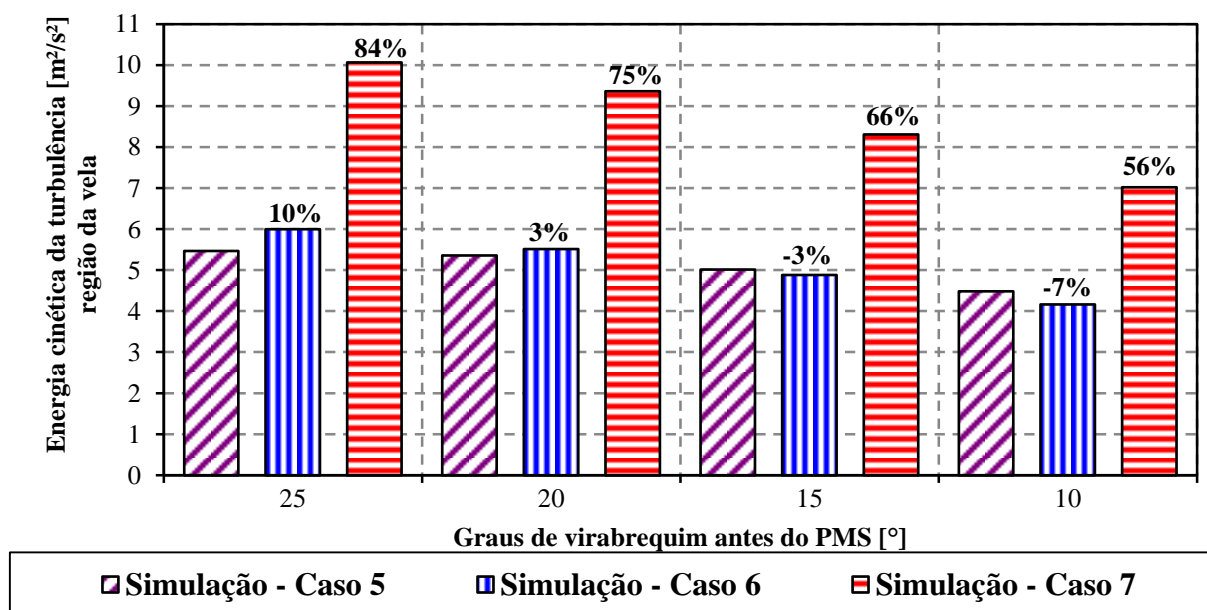


Figura 4.27 – Energia cinética da turbulência para alguns ângulos de virabrequim e a diferença percentual quando comparados ao caso sem *flow box* para a condição de operação de 1000 rpm 600 mbar

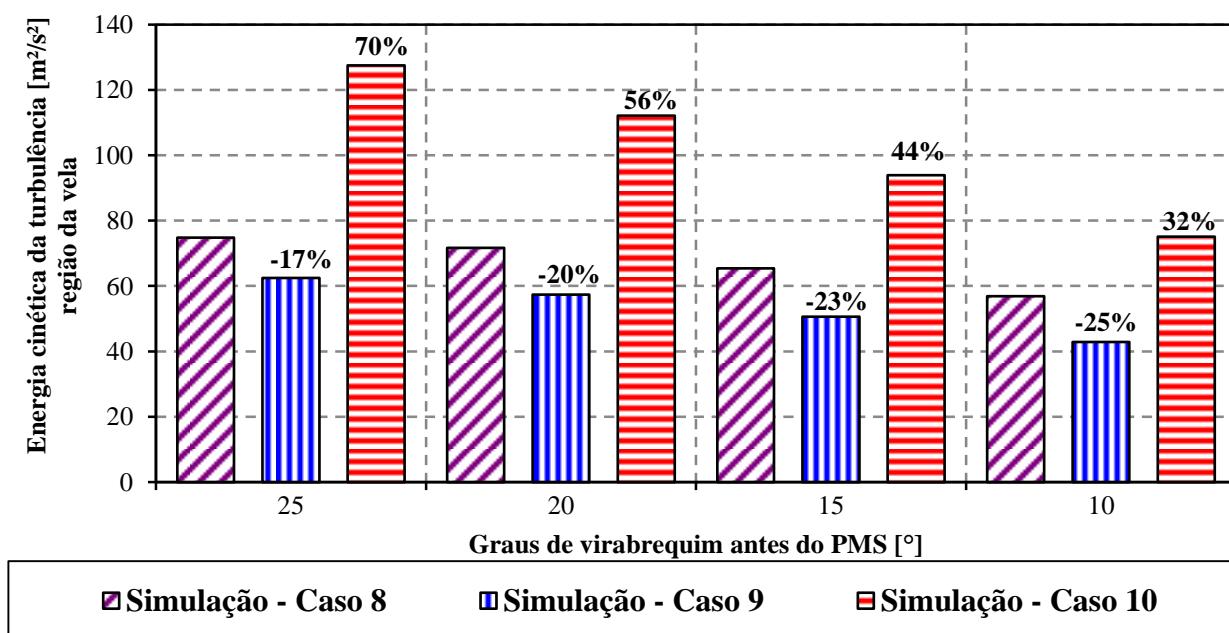


Figura 4.28 – Energia cinética da turbulência para alguns ângulos de virabrequim e a diferença percentual quando comparados ao caso sem *flow box* para a condição de operação de 3000 rpm e 930 mbar

As regiões de maior energia cinética da turbulência no cilindro podem ser visualizadas na Figura 4.29 e na Figura 4.30, em planos perpendiculares entre si. Nota-se que o caso 2, com a condição de *flow box* na posição 1, apresenta regiões dentro da câmara com menor magnitude de TKE, corroborando com os dados experimentais apresentados na Tabela 4-2.

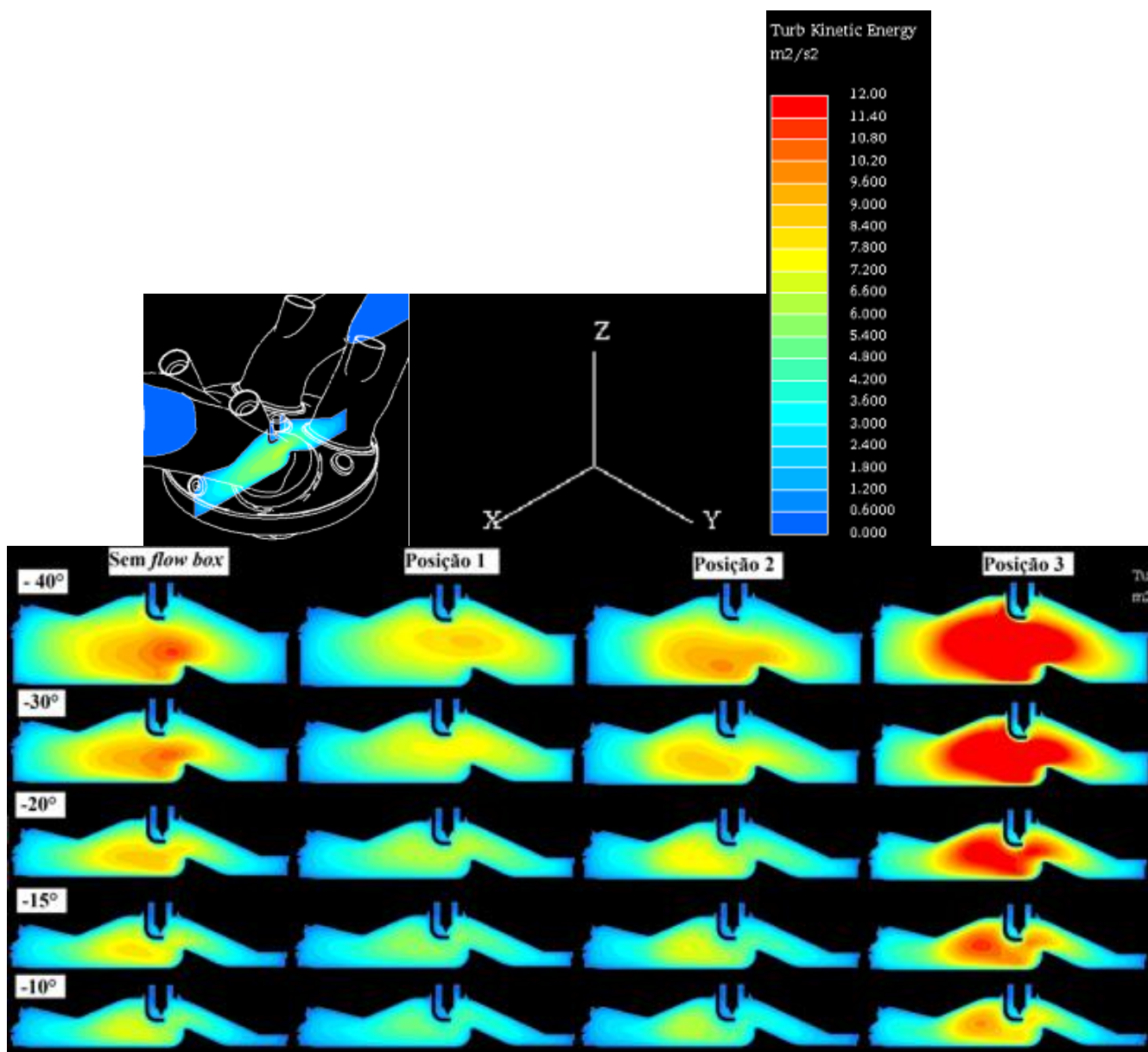


Figura 4.29 – TKE em um plano na vela de ignição para alguns ângulos de virabrequim antes do PMS, para condição de operação de 1000 *rpm* e 930 *mbar*

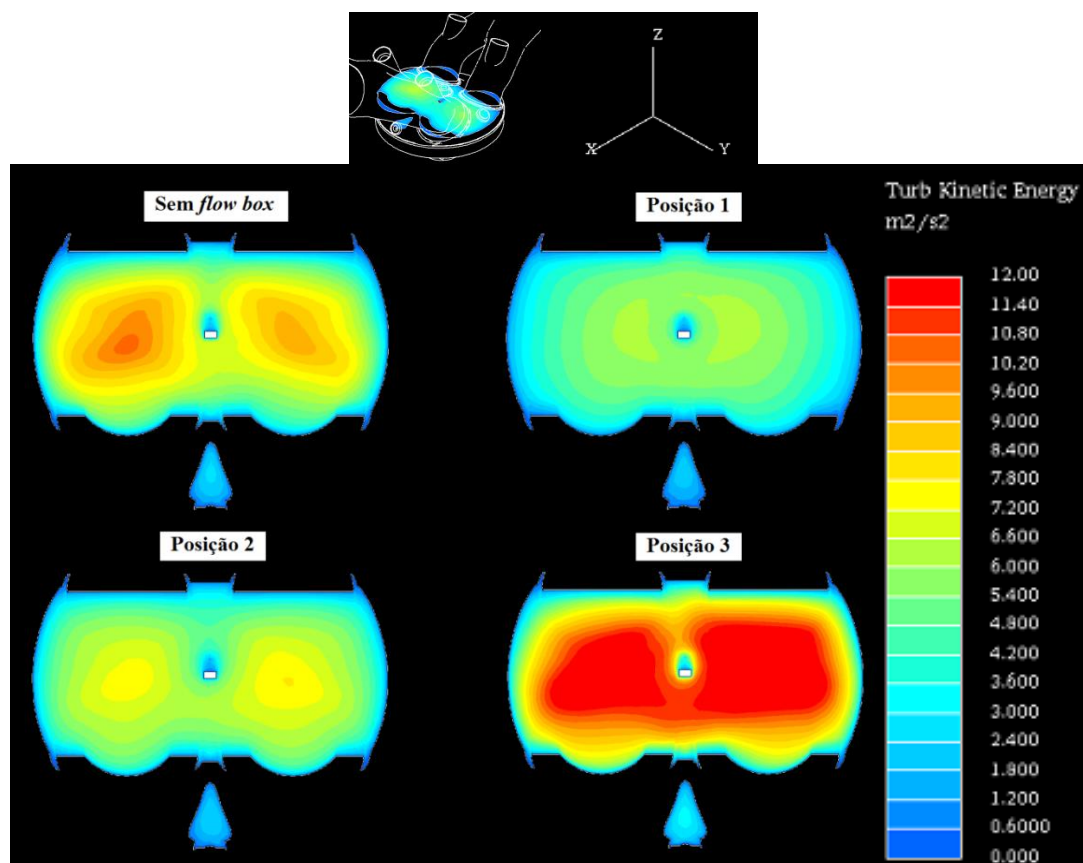


Figura 4.30 – TKE em um plano passando pela vela de ignição para o instante de -20° antes do PMS, para condição de operação de 1000 rpm e 930 mbar

Os resultados de energia cinética da turbulência no cilindro e na região da vela de ignição apresentados destacam a influência do uso do *flow box* na distribuição dessa energia dentro do cilindro. Todos os casos, 2, 3, 4, 6, 7, 9 e 10, com *flow box*, proporcionam ganhos em energia cinética da turbulência durante a admissão. Observa-se que os casos 4, 7 e 10, com *flow box* na posição 3, proporcionaram maiores valores em magnitude de TKE nos instantes finais da compressão, o que pode favorecer uma maior evaporação do combustível em casos *split injection*, ou até mesmo uma redução na variabilidade cíclica, devido a velocidades de queima mais rápidas durante o fenômeno da combustão. Destaca-se que a magnitude da TKE na vela de ignição deve ser analisada com critério para cada condição de operação, em virtude de que, valores muito elevados podem resultar em *misfire* e não ocorrência do fenômeno da combustão.

4.2 Análise e validação do *spray* em câmara quiescente

Esta seção contém os resultados de validação e análise de todos os casos de *spray* em câmara estática. Ela é dividida em duas partes: a seção 4.2.1 que apresenta os resultados referentes ao *spray* produzido pelo injetor *pressure swirl* e a seção 4.2.2 cujos resultados correspondem ao *spray* gerado pelo injetor *multi-hole*.

4.2.1 Resultado da injeção de combustível em câmara quiescente para o injetor *pressure swirl*

A Figura 4.31 contém os resultados da curva de penetração de líquido do *spray* para as condições de pressão de injeção de $P_{Injeção} = 90 \text{ bar}$, 100 bar e 110 bar . Para a $P_{Injeção} = 100 \text{ bar}$, são apresentados os resultados para o etanol anidro e hidratado. Em virtude da pequena fração de água presente no etanol hidratado as curvas não apresentam grandes diferenças com relação à penetração de líquido, de acordo com o modelo e a metodologia adotada. Para $P_{Injeção} = 90 \text{ bar}$ e 110 bar , são apresentados os resultados somente do etanol hidratado, porque para a $P_{Injeção} = 100 \text{ bar}$ o etanol anidro não apresentou grandes diferenças quando comparado ao hidratado.

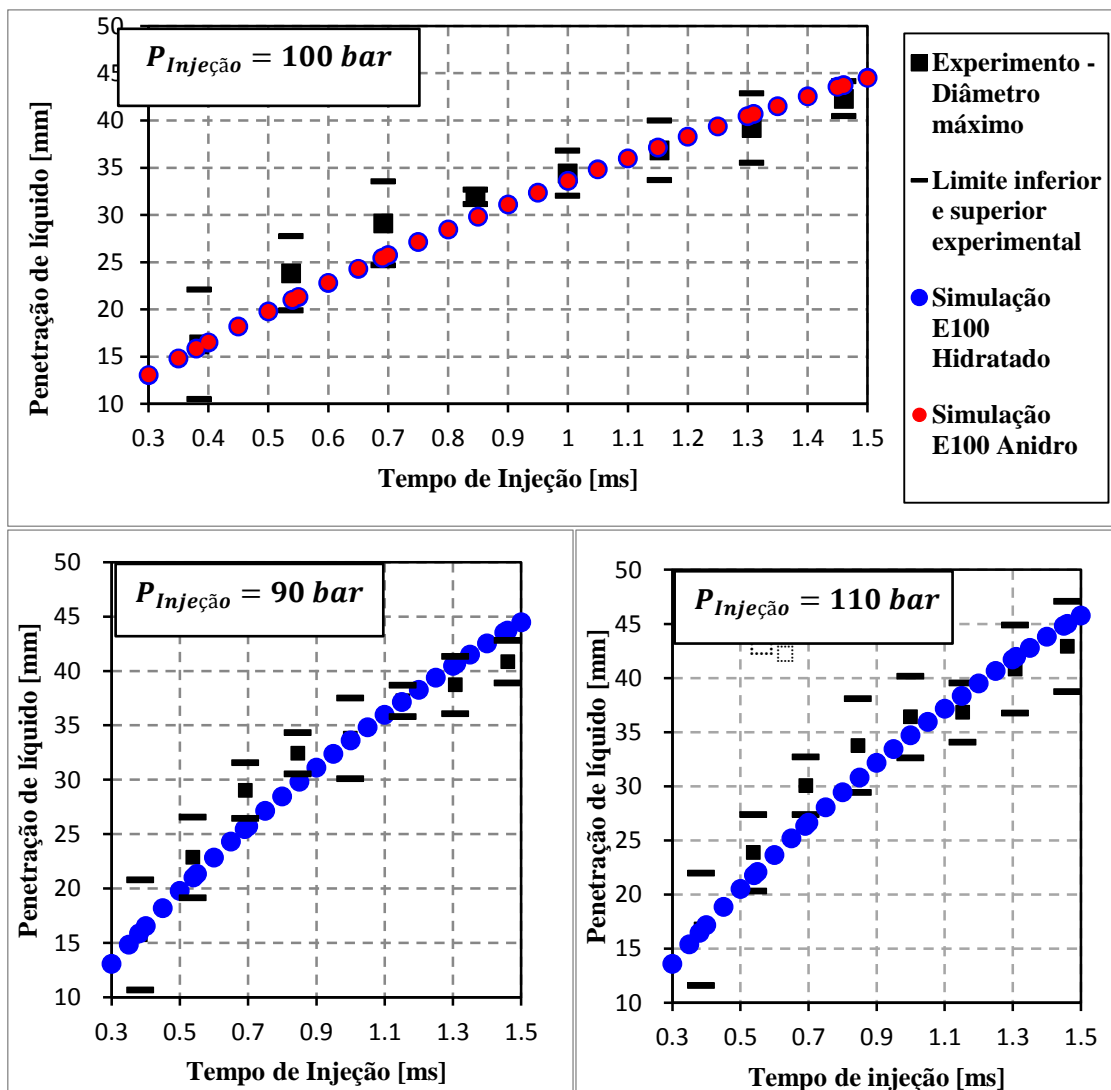


Figura 4.31 – Penetração de líquido do etanol para as pressões de injeção de $P_{injeção} = 90 \text{ bar}$, 100 bar e 110 bar

A Figura 4.32 contém os resultados das diferenças percentuais referentes à penetração de líquido. As diferenças são os desvios padrões dos dados experimentais e dos resultados obtidos pelo método numérico com relação à média experimental para as condições analisadas. É possível identificar com clareza quais os pontos se encontram fora dos limites definidos pelo desvio padrão. Para a $P_{Injeção} = 100 \text{ bar}$, caso considerado para validação, dentre os oito pontos passíveis de comparação com os dados experimentais apenas um se encontra fora dos desvios padrões. O mesmo ocorre para a extrapolação $P_{Injeção} = 110 \text{ bar}$. Por outro lado, extrapolando para uma condição de pressão inferior, $P_{Injeção} = 90 \text{ bar}$, dois pontos são encontrados além dos limites previstos pelos experimentos.

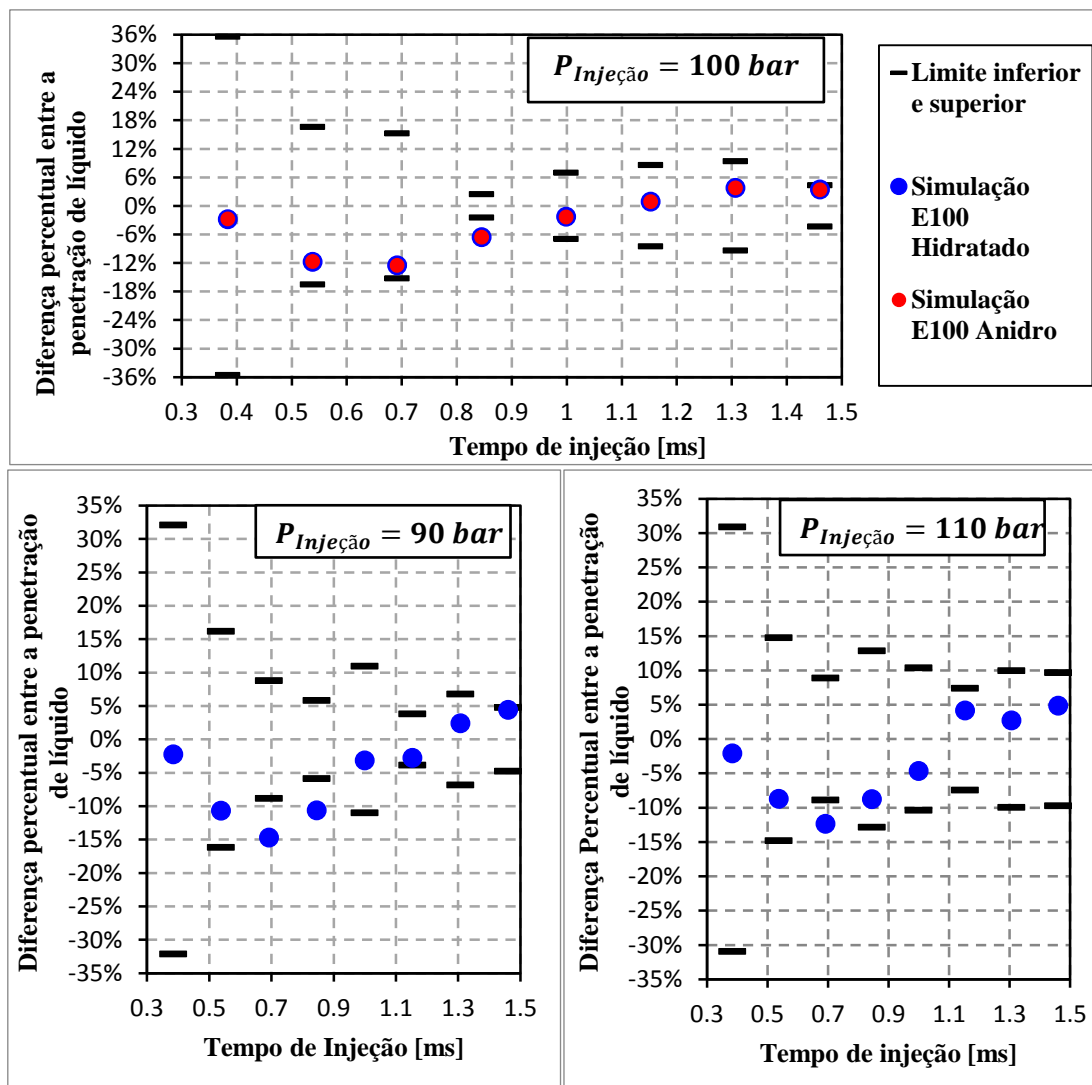


Figura 4.32 – Diferença percentual entre a penetração de líquido para $P_{injeção} = 90 \text{ bar}$, 100 bar e 110 bar

A Tabela 4-3 e a Tabela 4-4, mostram os resultados absolutos da penetração de líquido. As diferenças superiores a $\pm 15\%$ do desvio padrão para os dados experimentais de penetração, deixa clara a complexidade e a dificuldade em se analisar o fenômeno do *spray*, mesmo em uma condição controlada em câmara de teste. Observa-se que a utilização da extrapolação, validada para a condição de $P_{injeção} = 100 \text{ bar}$ com etanol hidratado, para os demais casos, consegue descrever a curva de penetração de líquido. Destaca-se que para $P_{injeção} = 90 \text{ bar}$ dois pontos se encontram fora dos limites inferior e superior, considerando dois desvios padrões, sendo a diferença máxima de $14,7\%$ para um desses pontos. Para as condições $P_{injeção} =$

100 bar e $P_{injeção} = 110 \text{ bar}$ apenas um ponto se encontra fora dos limites apresentados, com diferença de 12,38%. É possível observar uma tendência de comportamento do modelo computacional, para todas as condições ele subestima o valor de penetração de líquido até cerca de 1,15 ms e depois superestima o seu valor.

Observa-se que a penetração de líquido pelo diâmetro máximo experimental não sofre influência significativa da pressão de injeção. De fato, a diferença máxima é de 5,86% entre os dados experimentais, entre os casos de 110 bar e 100 bar no instante de 0,85 ms. Essa diferença é inferior a maior parte dos desvios padrões experimentais dos casos estudados, conforme a Tabela 4-3 e a Tabela 4-4.

Tabela 4-3 – Comparação entre os resultados de penetração para o caso $P_{injeção} = 100 \text{ bar}$

$P_{injeção} = 100 \text{ bar}$								
Tempo	Penetração dato experimental	Limite inferior e superior experimental			Simulação E100 Hidratado		Simulação E100 Anidro	
		[mm]	[mm]	Diferença %	[mm]	Diferença %	[mm]	Diferença %
0,38	16,31	10,51	22,11	±35,56%	15,85	-2,82%	15,86	-2,75%
0,54	23,82	19,88	27,76	±16,55%	21,02	-11,75%	21,03	-11,70%
0,69	29,10	24,66	33,53	±15,25%	25,46	-12,50%	25,46	-12,50%
0,85	31,90	31,13	32,68	±2,44%	29,81	-6,56%	29,81	-6,56%
1,00	34,41	32,01	36,80	±6,96%	33,62	-2,28%	33,61	-2,31%
1,15	36,83	33,68	39,97	±8,55%	37,15	+0,88%	37,15	+0,88%
1,31	39,19	35,51	42,88	±9,40%	40,68	+3,80%	40,69	+3,82%
1,46	42,30	40,45	44,14	±4,36%	43,75	+3,43%	43,72	+3,36%

Tabela 4-4 – Comparação entre os resultados de penetração para os casos

$$P_{injeção} = 90 \text{ bar e } 110 \text{ bar}$$

$P_{injeção} = 90 \text{ bar}$						
Tempo	Penetração dado experimental	Limite inferior e superior experimental			Simulação E100 Hidratado	
		[mm]	[mm]	Diferença %	[mm]	Diferença %
[ms]	[mm]	[mm]	[mm]	Diferença %	[mm]	Diferença %
0,38	15,76	10,70	20,82	±32,10%	15,40	-2,28%
0,54	22,88	19,18	26,59	±16,18%	20,43	-10,72%
0,69	29,02	26,46	31,57	±8,82%	24,75	-14,70%
0,85	32,45	30,56	34,35	±5,84%	29,00	-10,64%
1,00	33,83	30,11	37,54	±10,98%	32,75	-3,19%
1,15	37,27	35,84	38,70	±3,83%	36,22	-2,81%
1,31	38,72	36,09	41,36	±6,80%	39,65	+2,39%
1,46	40,87	38,92	42,82	±4,77%	42,67	+4,41%

$P_{injeção} = 110 \text{ bar}$						
Tempo	Penetração dado experimental	Limite inferior e superior experimental			Simulação E100 Hidratado	
		[mm]	[mm]	Diferença %	[mm]	Diferença %
[ms]	[mm]	[mm]	[mm]	Diferença %	[mm]	Diferença %
0,38	16,80	11,61	22,00	±30,91%	16,45	-2,11%
0,54	23,87	20,34	27,40	±14,79%	21,79	-8,72%
0,69	30,06	27,39	32,73	±8,88%	26,34	-12,38%
0,85	33,77	29,44	38,11	±12,84%	30,81	-8,77%
1,00	36,41	32,64	40,19	±10,38%	34,72	-4,65%
1,15	36,83	34,09	39,56	±7,42%	38,35	+4,14%
1,31	40,84	36,78	44,91	±9,95%	41,95	+2,71%
1,46	42,93	38,77	47,10	±9,70%	45,00	+4,82%

A Tabela 4-5 e a Tabela 4-6, mostram os resultados dos diâmetros de referência D_{10} e D_{32} e da velocidade axial das gotas V_z . Para a condição de validação $P_{injeção} = 100 \text{ bar}$ e para a condição $P_{injeção} = 90 \text{ bar}$, o diâmetro D_{10} se encontra dentro dos

desvios padrões para o etanol hidratado. Para a $P_{injeção} = 100 \text{ bar}$ o modelo aplicado ao etanol anidro também apresenta o diâmetro D_{10} dentro dos desvios padrões. Considerando todos os casos, a diferença percentual máxima absoluta observada para os diâmetros D_{10} e D_{32} , foram de 2,9% e 7,87%, respectivamente.

Os resultados referentes à velocidade axial, V_z , obtidos via simulação numérica, são inferiores aos dados experimentais, apresentando uma diferença percentual máxima absoluta de 5,86%, considerando todos os casos. De fato, esse resultado concorda com a curva de penetração de líquido que também é inferior ao resultado experimental na maior parte do tempo de injeção.

Tabela 4-5 – Comparação entre os resultados absolutos de diâmetro de gotas D_{10} e D_{32} e velocidade axial V_z do spray de etanol para o caso $P_{injeção} = 100 \text{ bar}$

$P_{injeção} = 100 \text{ bar}$							
Dado experimental				Simulação E100 Hidratado		Simulação E100 Anidro	
D_{10}	Limite inferior e superior			D_{10}			
[μm]	[μm]		Diferença%	[μm]	Diferença %	[μm]	Diferença %
13,28	12,97	13,59	$\pm 2,33$	13,24	-0,30	13,12	-1,20
D_{32}	Limite inferior e superior			D_{32}			
[μm]	[μm]		Diferença%	[μm]	Diferença %	[μm]	Diferença %
20,45	19,82	21,08	$\pm 3,08$	19,73	-3,52	18,84	-7,87
V_z	Limite inferior e superior			V_z			
[m/s]	[m/s]		Diferença%	[m/s]	Diferença %	[m/s]	Diferença %
46,71	45,05	48,37	$\pm 3,55$	44,13	-5,52	44,10	-5,59

Tabela 4-6 – Comparação entre os resultados absolutos de diâmetro de gotas D_{10} e D_{32} e velocidade axial V_z do *spray* de etanol para os casos

$$P_{injeção} = 90 \text{ bar e } P_{injeção} = 110 \text{ bar}$$

$P_{injeção} = 90 \text{ bar}$					
Dado experimental				Simulação E100 Hidratado	
D_{10}	Limite inferior e superior			D_{10}	
[μm]	[μm]		Diferença%	[μm]	Diferença %
13,4	13,09	13,71	$\pm 2,31$	13,49	+0,67
D_{32}	Limite inferior e superior			D_{32}	
[μm]	[μm]		Diferença%	[μm]	Diferença %
20,61	19,67	21,55	$\pm 4,56$	20,28	-1,60
V_z	Limite inferior e superior			V_z	
[m/s]	[m/s]		Diferença%	[m/s]	Diferença %
45,23	43,41	47,05	$\pm 4,02$	42,58	-5,86
$P_{injeção} = 110 \text{ bar}$					
Dado experimental				Simulação E100 Hidratado	
D_{10}	Limite inferior e superior			D_{10}	
[μm]	[μm]		Diferença%	[μm]	Diferença %
13,4	12,74	12,78	$\pm 0,16$	13,13	+2,90
D_{32}	Limite inferior e superior			D_{32}	
[μm]	[μm]		Diferença%	[μm]	Diferença %
20,61	19,85	19,89	$\pm 0,10$	18,75	-5,64
V_z	Limite inferior e superior			V_z	
[m/s]	[m/s]		Diferença%	[m/s]	Diferença %
48,03	46,81	49,25	$\pm 2,54$	45,91	-4,41

A Figura 4.33 mostra a comparação dos resultados obtidos numericamente para o *spray* de etanol hidratado com as imagens experimentais. Elas condizem com os tempos presentes na Tabela 4-4. Considerando uma análise qualitativa, fica clara a presença do *pré-spray* nos dados experimentais. Essa estrutura não se faz presente no

modelo computacional adotado. Entretanto, o vórtice toroidal na região frontal do *spray* é previsto pela descrição numérica. Esse vórtice é proveniente principalmente das forças aerodinâmicas de arrasto que tendem a desacelerar e transportar as gotas para a periferia do *spray*.

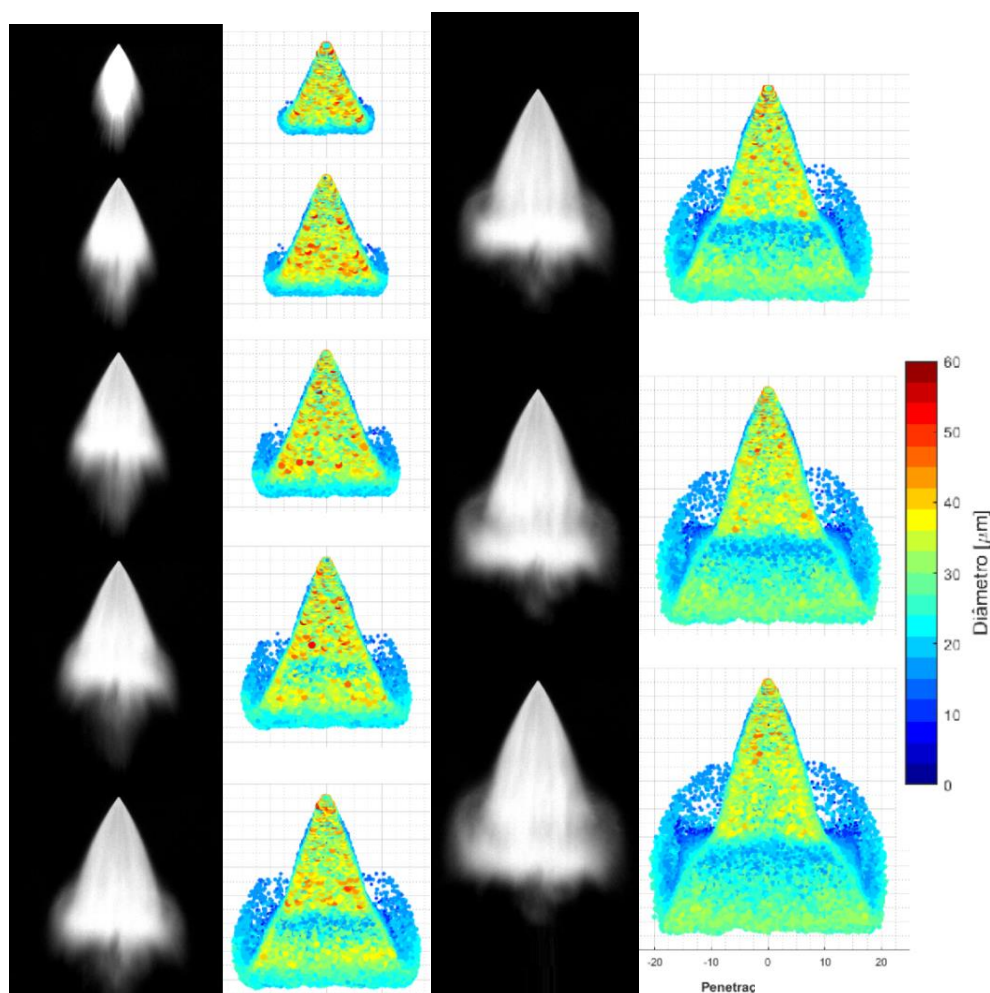


Figura 4.33 – *Spray* de etanol para os instantes de injeção correspondente aos tempos disponíveis pela aquisição de dados experimentais. Condição, $P_{injeção} = 100 \text{ bar}$

Por meio de um plano passando pelo centro do *spray*, paralelo à direção de injeção, percebe-se um aumento na velocidade do escoamento de ar na direção de injeção, especialmente no centro do cone. Esse comportamento é esperado na literatura para o *spray* produzido por um injetor do tipo *pressure swirl*, como descrito em (BAUMGARTEN, 2006). Além disso, conforme apresentado na Figura 4.34 a), na região frontal do *spray* onde ocorre a formação do vórtice toroidal existe a presença de

uma região de velocidade de escoamento com sentido oposto ao da injeção de combustível.

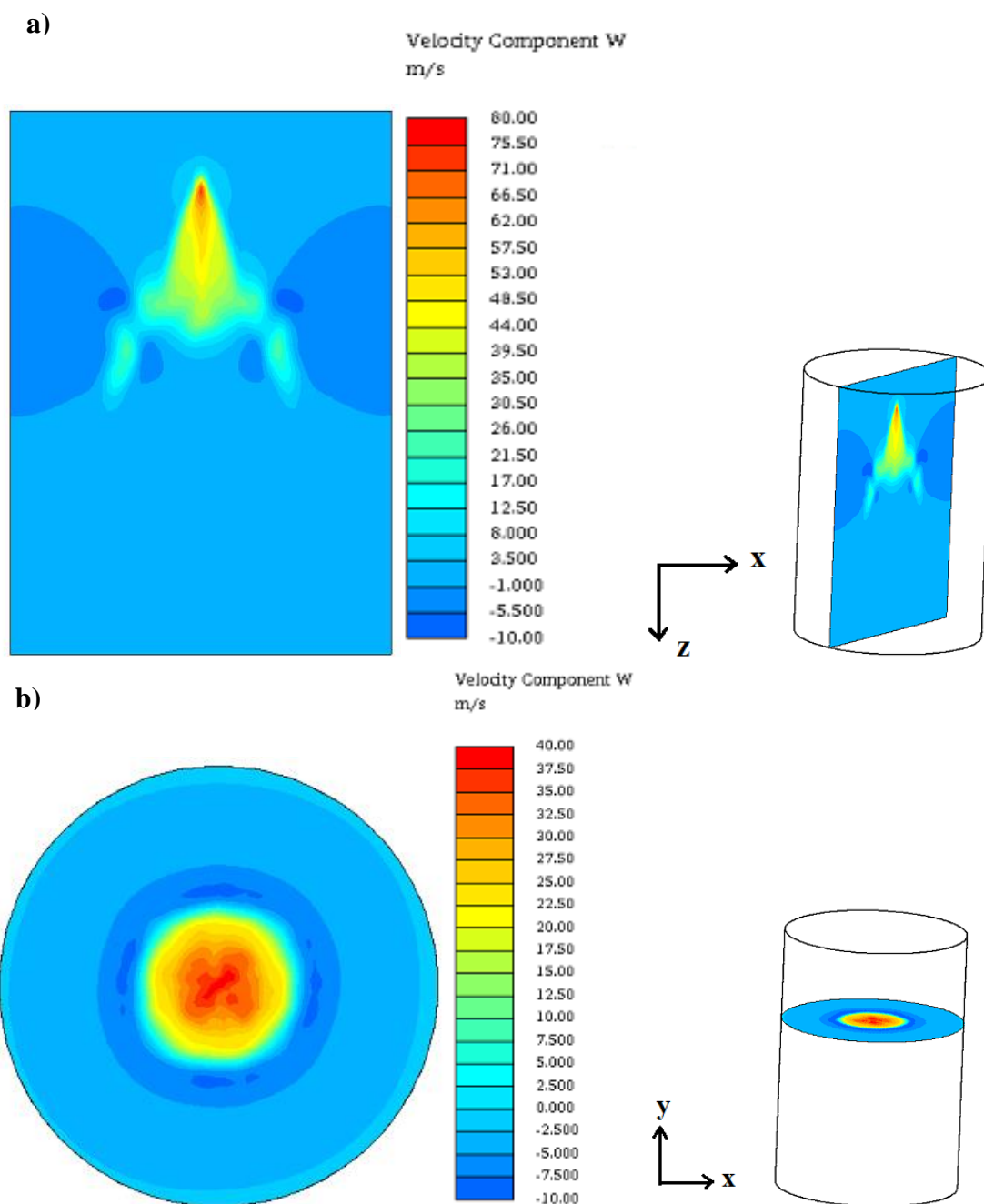


Figura 4.34 – Injeção do *Spray* de etanol hidratado na condição de $P_{injeção} = 100 \text{ bar}$ no instante de $1,46 \text{ ms}$ de injeção a) Plano passando pelo centro xz b) Plano perpendicular a direção de injeção

A Figura 4.35 mostra os resultados das bordas do *spray* para as três condições de pressão de injeção no instante de $1,15 \text{ ms}$. Para o critério adotado de 99% da massa de

combustível na direção radial para definição das bordas do *spray*, o modelo computacional apresenta boa concordância qualitativa com os resultados experimentais. Após 14 mm de penetração axial, o resultado via simulação começa a superestimar a magnitude das bordas, possivelmente em virtude do modelo numérico não considerar o *pré-spray* e sim um ângulo de cone externo e interno fixos, conforme mostrado na Tabela 3-18. Desse modo as gotas da periferia acabam por estarem sujeitas ao arrasto e a desaceleração por mais tempo, tornando a borda do *spray* maior, como também pode ser observado na Figura 4.33.

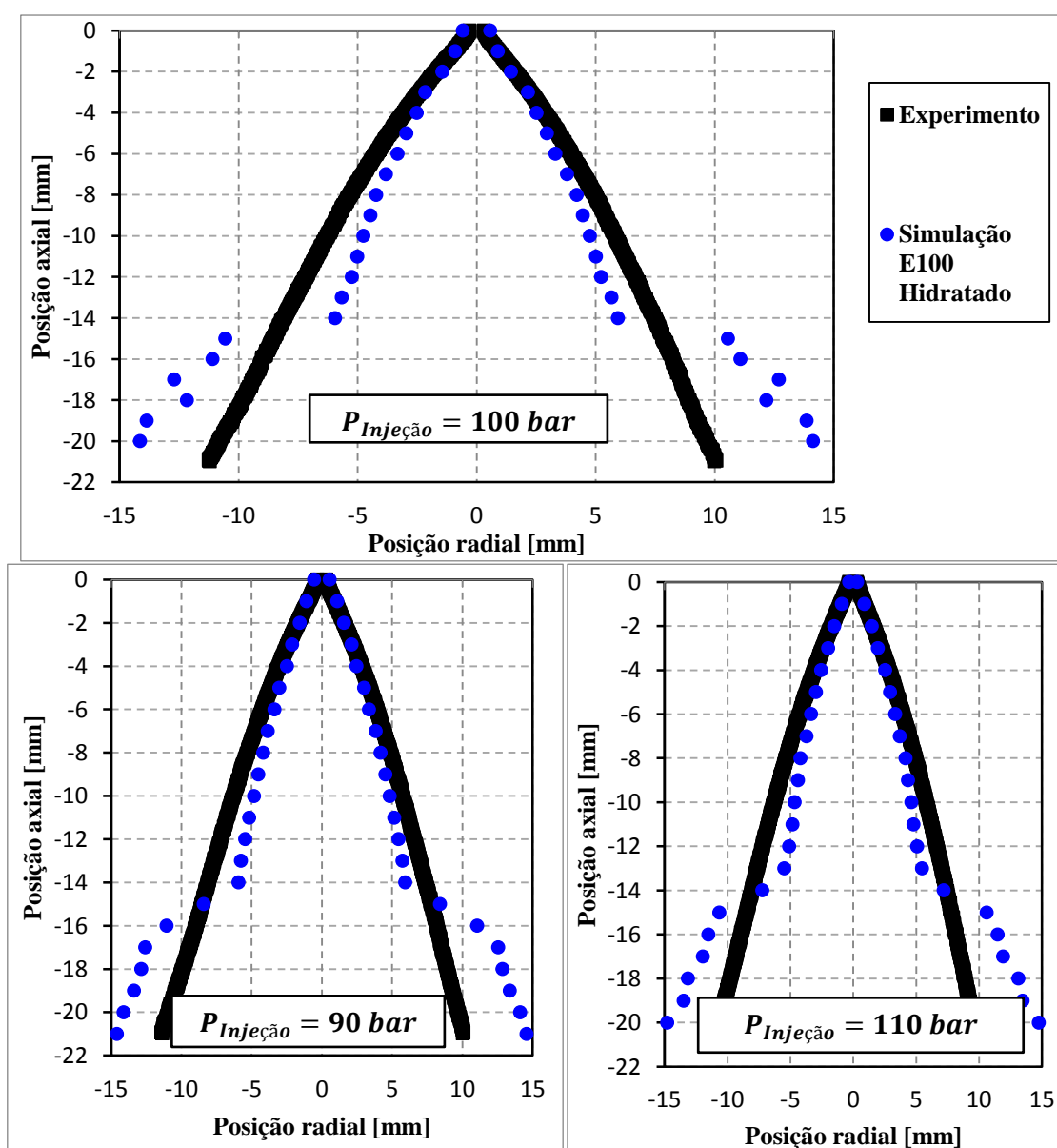


Figura 4.35 – Bordas do perfil do *spray* no instantes de 1, 15 ms, para as pressões de injeção de $P_{injeção} = 90 \text{ bar}$, 100 bar e 110 bar

A Figura 4.36 apresenta os resultados das bordas do *spray* para as três condições de pressão de injeção no instante de 1,15 ms. O modelo numérico apresenta boa concordância qualitativa com os resultados experimentais em toda a extensão do *spray* principal. Por essa comparação fica evidente a presença do *pré-spray*.

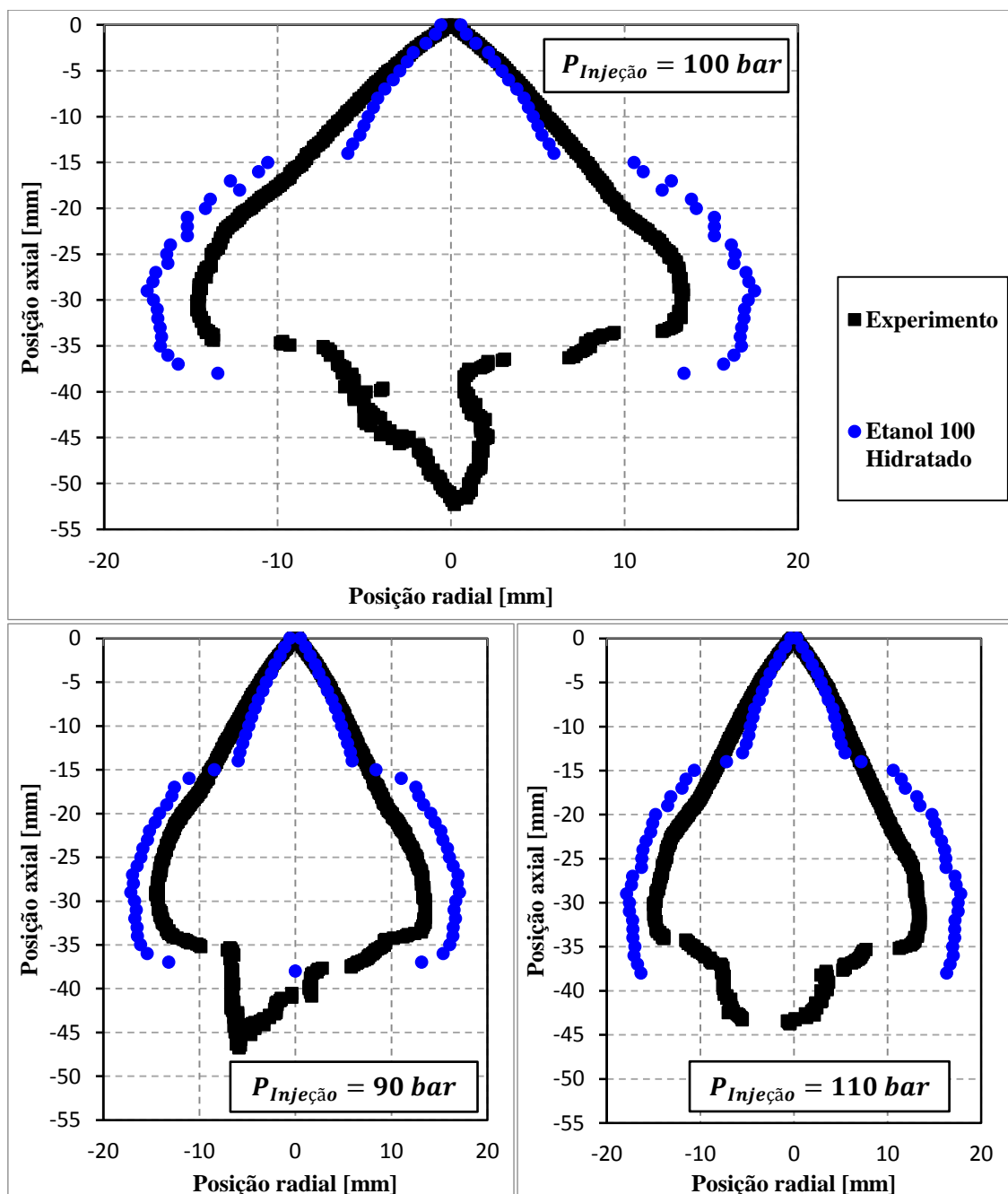


Figura 4.36 – Bordas do perfil completo do *spray* no instantes de 1,15 ms, para as pressões de injeção de $P_{injeção} = 90 \text{ bar}$, 100 bar e 110 bar

A Figura 4.37 mostra os resultados da curva de penetração de líquido do *spray* de gasolina para as condições de pressão de injeção de $P_{Injeção} = 90 \text{ bar}$, 100 bar e 110 bar , utilizando-se do mesmo modelo validado para o etanol, conforme descrito na metodologia.

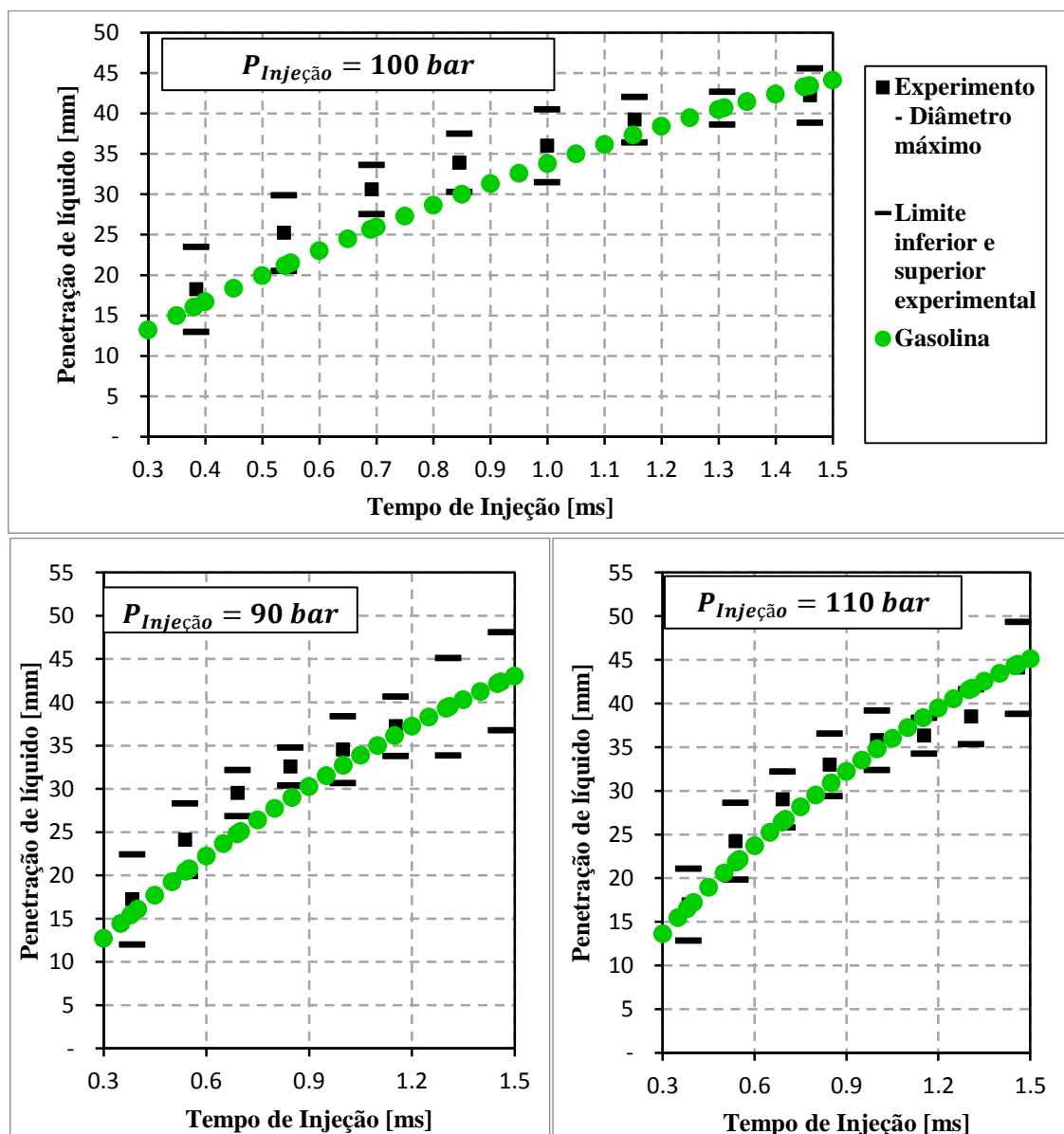


Figura 4.37 – Penetração de líquido da gasolina para as pressões de injeção de $P_{injeção} = 90 \text{ bar}$, 100 bar e 110 bar

Da mesma forma que para os casos com etanol, a Figura 4.38 mostra os resultados em diferenças percentuais dos desvios padrões experimentais e dos resultados de penetração de líquido obtidos pelo método numérico com relação à média

experimental. Para a $P_{Injeção} = 100 \text{ bar}$, apenas um ponto se encontra fora dos desvios padrões. Para a condição de $P_{Injeção} = 90 \text{ bar}$ o modelo subestima o valor da penetração além do desvio padrão para dois pontos na primeira metade do evento de injeção. Para a pressão de injeção $P_{Injeção} = 110 \text{ bar}$, o modelo superestima o resultado além do desvio padrão para dois pontos na segunda metade do evento de injeção.

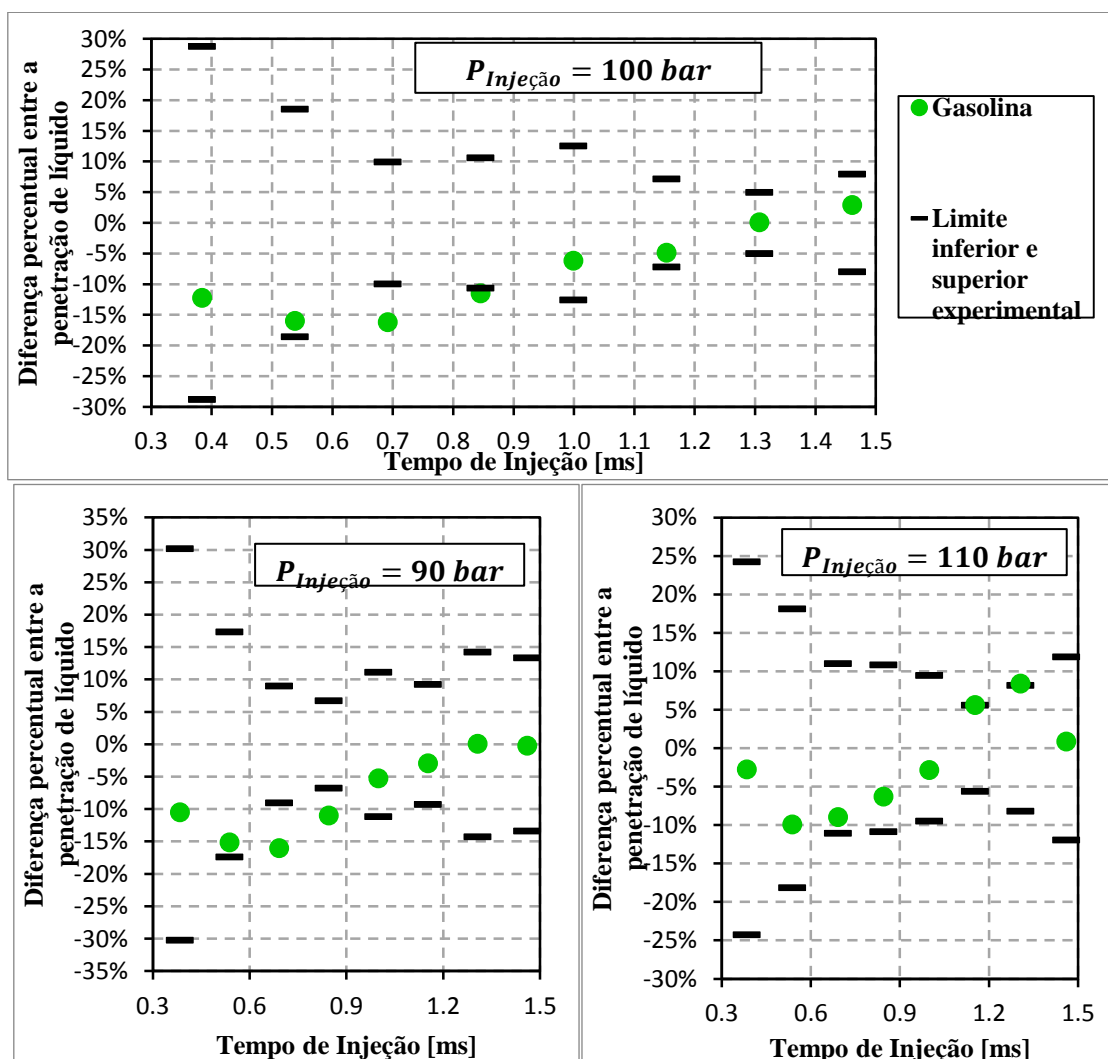


Figura 4.38 – Diferença percentual entre a penetração de líquido para $P_{injeção} = 90 \text{ bar}$, 100 bar e 110 bar

A Tabela 4-7 e a Tabela 4-8, contêm os resultados de penetração para as três condições de injeção do *spray* de gasolina. Observa-se que em todos os casos, a maioria dos pontos também se encontra dentro dos desvios padrões previstos pelo resultado experimental.

Do mesmo modo para o *spray* de etanol, observa-se que a penetração de líquido pelo diâmetro máximo experimental não sofre influência significativa da pressão de injeção. De fato, a diferença máxima foi de 7,37% entre os dados experimentais, entre os casos de 110 *bar* e 100 *bar* no instante de 1,15 *ms*. Essa diferença é inferior a maior parte dos desvios padrões experimentais dos casos estudados para a gasolina.

Tabela 4-7 – Comparação entre os resultados de penetração da gasolina

<i>P_{injeção}</i> = 100 <i>bar</i>						
Tempo	Penetração dato experimental	Limite inferior e superior experimental			Gasolina	
		[<i>mm</i>]	[<i>mm</i>]	Diferença %	[<i>mm</i>]	Diferença %
[<i>ms</i>]	[<i>mm</i>]	[<i>mm</i>]	[<i>mm</i>]	Diferença %	[<i>mm</i>]	Diferença %
0,38	18,24	12,99	23,49	±28,79%	16,15	-12,27%
0,54	25,21	20,53	29,89	±18,56%	21,37	-15,97%
0,69	30,58	27,54	33,62	±9,95%	25,84	-16,18%
0,85	33,88	30,28	37,49	±10,65%	30,25	-11,49%
1,00	36,41	31,48	40,53	±12,56%	34,07	-6,18%
1,15	39,23	36,41	42,05	±7,19%	37,64	-4,87%
1,31	40,66	38,63	42,69	±4,99%	41,09	+0,07%
1,46	42,23	38,87	45,60	±7,97%	43,95	+2,89%

<i>P_{injeção}</i> = 90 <i>bar</i>						
Tempo	Penetração dato experimental	Limite inferior e superior experimental			Gasolina	
		[<i>mm</i>]	[<i>mm</i>]	Diferença %	[<i>mm</i>]	Diferença %
[<i>ms</i>]	[<i>mm</i>]	[<i>mm</i>]	[<i>mm</i>]	Diferença %	[<i>mm</i>]	Diferença %
0,38	17,25	12,03	22,46	±30,21%	15,57	-10,53%
0,54	24,13	19,94	28,32	±17,36%	20,65	-15,18%
0,69	29,53	29,53	32,19	±9,01%	24,99	-16,02%
0,85	32,59	32,59	34,79	±6,75%	29,24	-10,98%
1,00	34,55	34,55	38,40	±11,16%	32,97	-5,26%
1,15	37,25	37,25	40,69	±9,26%	36,41	-2,94%
1,31	39,50	39,50	45,13	±14,25%	39,81	+0,07%
1,46	42,45	42,45	48,13	±13,37%	42,68	-0,22%

Tabela 4-8 – Comparação entre os resultados de penetração da gasolina

$P_{injeção} = 110 \text{ bar}$						
Tempo	Penetração dado experimental	Limite inferior e superior experimental			Gasolina	
		[mm]	[mm]	Diferença %	[mm]	Diferença %
0,38	17,00	12,88	21,12	±24,25%	16,69	-2,75%
0,54	24,24	19,84	28,64	±18,15%	22,03	-9,91%
0,69	29,04	25,83	32,24	±11,03%	26,66	-8,97%
0,85	33,00	29,04	36,58	±10,84%	31,19	-6,31%
1,00	35,81	32,42	39,21	±9,48%	35,11	-2,83%
1,15	36,34	34,30	38,37	±5,61%	38,78	+5,63%
1,31	38,51	35,36	41,67	±8,20%	42,26	+8,41%
1,46	44,10	38,85	49,36	±11,91%	45,10	+0,87%

A Tabela 4-9 e a Tabela 4-10 contêm os resultados dos diâmetros de referência D_{10} e D_{32} e da velocidade axial das gotas V_z , para a gasolina. Para as condições $P_{injeção} = 90$ e 100 bar , os diâmetros D_{10} e D_{32} se encontram dentro dos desvios padrões. Embora, para a $P_{injeção} = 110 \text{ bar}$ o modelo computacional não consiga reproduzir o resultado do diâmetro de gota dentro do desvio padrão experimental à diferença encontrada foi de $-3,23\%$ para o D_{32} .

Da mesma forma que para as simulações com etanol, os resultados referentes à velocidade axial do *spray* de gasolina, V_z , são inferiores aos obtidos pelos experimentos. Porém, aqui a diferença é mais pronunciada, principalmente para a condição de $P_{injeção} = 110 \text{ bar}$.

Tabela 4-9 – Comparação entre os resultados absolutos de diâmetro de gotas D_{10} e D_{32} e velocidade axial V_z do *spray* de gasolina

$P_{injeção} = 100 \text{ bar}$					
Dado experimental				Gasolina	
D_{10}	Limite inferior e superior			D_{10}	
$[\mu m]$	$[\mu m]$		Diferença%	$[\mu m]$	Diferença %
12,75	12,29	13,21	$\pm 3,61$	12,70	-0,39
D_{32}	Limite inferior e superior			D_{32}	
$[\mu m]$	$[\mu m]$		Diferença%	$[\mu m]$	Diferença %
17,85	16,57	19,13	$\pm 7,17$	17,58	-1,51
V_z	Limite inferior e superior			V_z	
$[m/s]$	$[m/s]$		Diferença%	$[m/s]$	Diferença %
49,8	47,42	52,18	$\pm 2,38$	44,34	-10,96
$P_{injeção} = 90 \text{ bar}$					
Dado experimental				Gasolina	
D_{10}	Limite inferior e superior			D_{10}	
$[\mu m]$	$[\mu m]$		Diferença%	$[\mu m]$	Diferença %
13,05	12,67	13,05	$\pm 2,91$	13,01	-0,31
D_{32}	Limite inferior e superior			D_{32}	
$[\mu m]$	$[\mu m]$		Diferença%	$[\mu m]$	Diferença %
18,52	17,12	19,92	$\pm 7,56$	18,65	+0,70
V_z	Limite inferior e superior			V_z	
$[m/s]$	$[m/s]$		Diferença%	$[m/s]$	Diferença %
47,99	45,59	50,39	$\pm 5,00$	42,99	-10,42

Tabela 4-10 – Comparação entre os resultados absolutos de diâmetro de gotas D_{10} e D_{32} e velocidade axial V_z do *spray* de gasolina

$P_{injeção} = 110 \text{ bar}$					
Dado experimental				Gasolina	
D_{10}	Limite inferior e superior			D_{10}	
[μm]	[μm]		Diferença%	[μm]	Diferença %
12,5	12,12	12,88	$\pm 0,38$	12,38	-0,96
D_{32}	Limite inferior e superior			D_{32}	
[μm]	[μm]		Diferença%	[μm]	Diferença %
17,32	15,92	18,72	$\pm 1,4$	16,76	-3,23
V_z	Limite inferior e superior			V_z	
[m/s]	[m/s]		Diferença%	[m/s]	Diferença %
53,89	53,74	54,74	$\pm 2,54$	45,91	-14,81

A Figura 4.39 contém os resultados das bordas do *spray* de gasolina para as três condições de pressão de injeção. De modo semelhante ao que ocorreu com o *spray* de etanol, o modelo computacional apresenta boa concordância qualitativa com os resultados experimentais. Porém, nestes casos, o resultado da penetração axial via simulação começa a superestimar a magnitude das bordas após cerca de 12 *mm*.

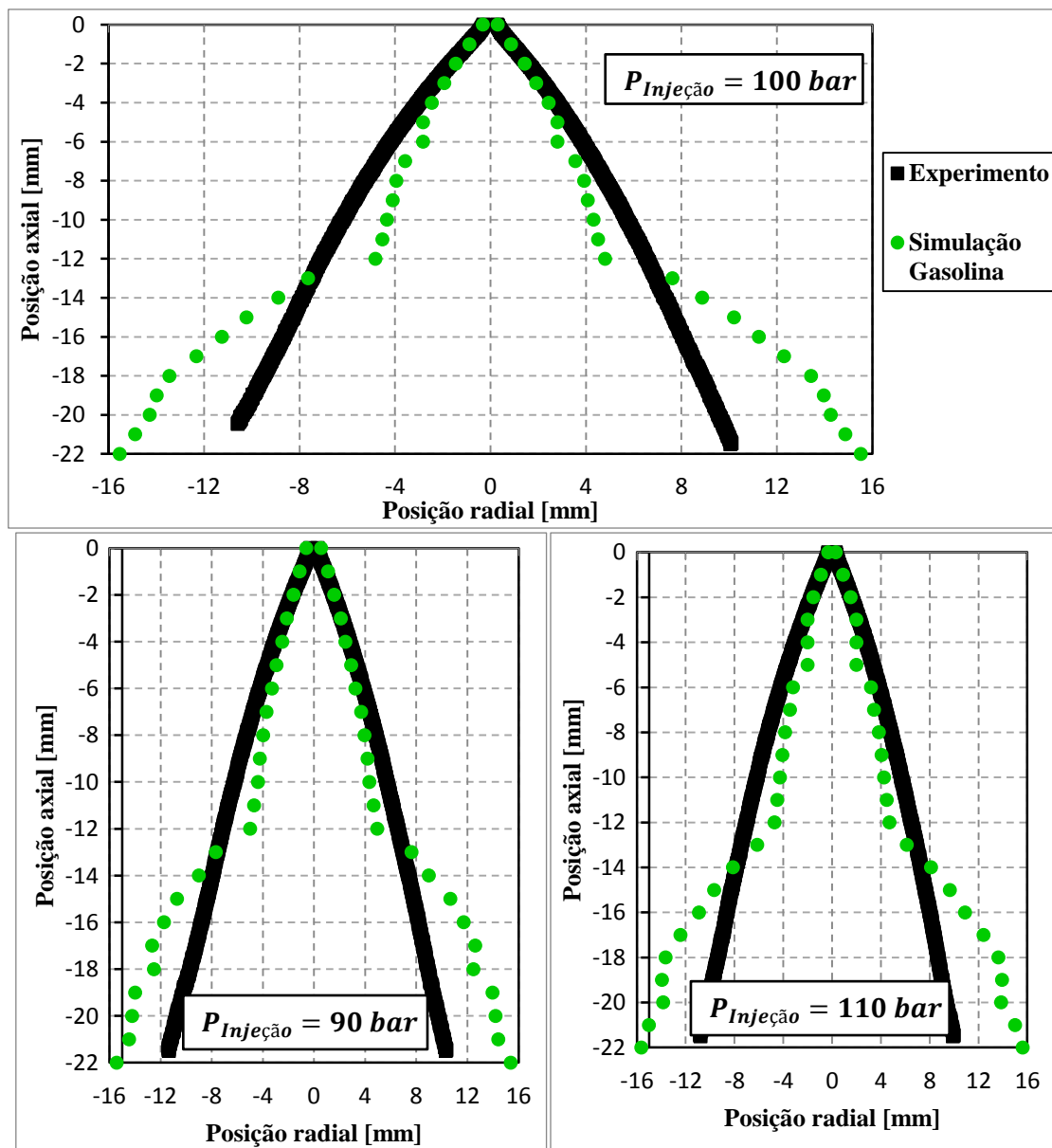


Figura 4.39 – Bordas do perfil do *spray* no instantes de 1, 15 ms, para as pressões de injeção de $P_{injeção} = 90 \text{ bar}$, 100 bar e 110 bar

A Figura 4.40 apresenta o perfil completo do *spray* de gasolina. Para esses casos, também se observa uma boa concordância entre os resultados.

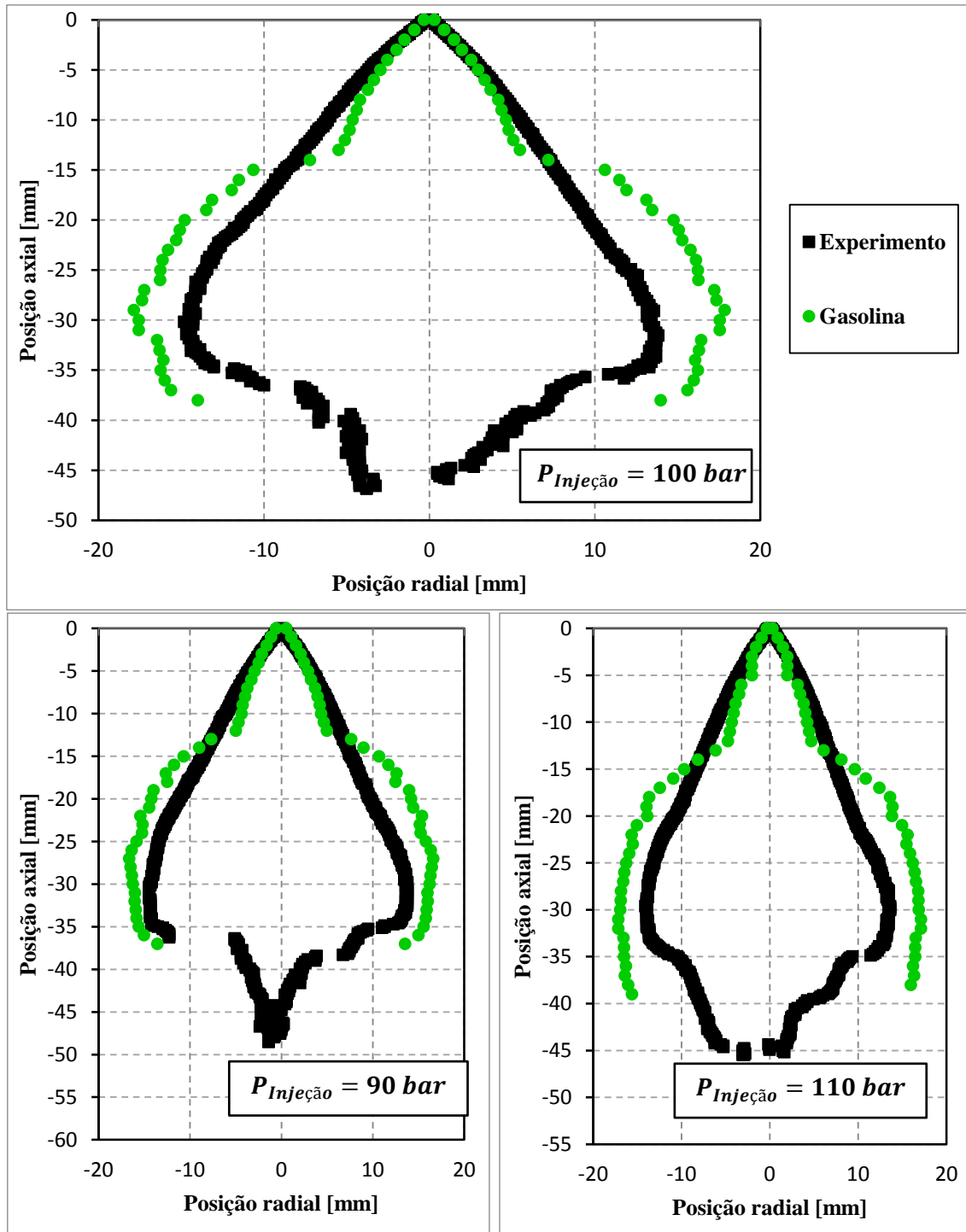


Figura 4.40 – Bordas do perfil completo do *spray* no instantes de 1, 15 ms, para as pressões de injeção de $P_{injeção} = 90 \text{ bar}$, 100 bar e 110 bar

4.2.2 Resultado da injeção de combustível em câmara quiescente para o injetor *multi-hole*.

A Figura 4.41 apresenta os resultados da curva de penetração de líquido do *spray* produzido pelo injetor *multi-hole*. Por meio da Figura 4.42 é possível ver que todos os pontos se encontram dentro dos desvios padrões dos dados experimentais.

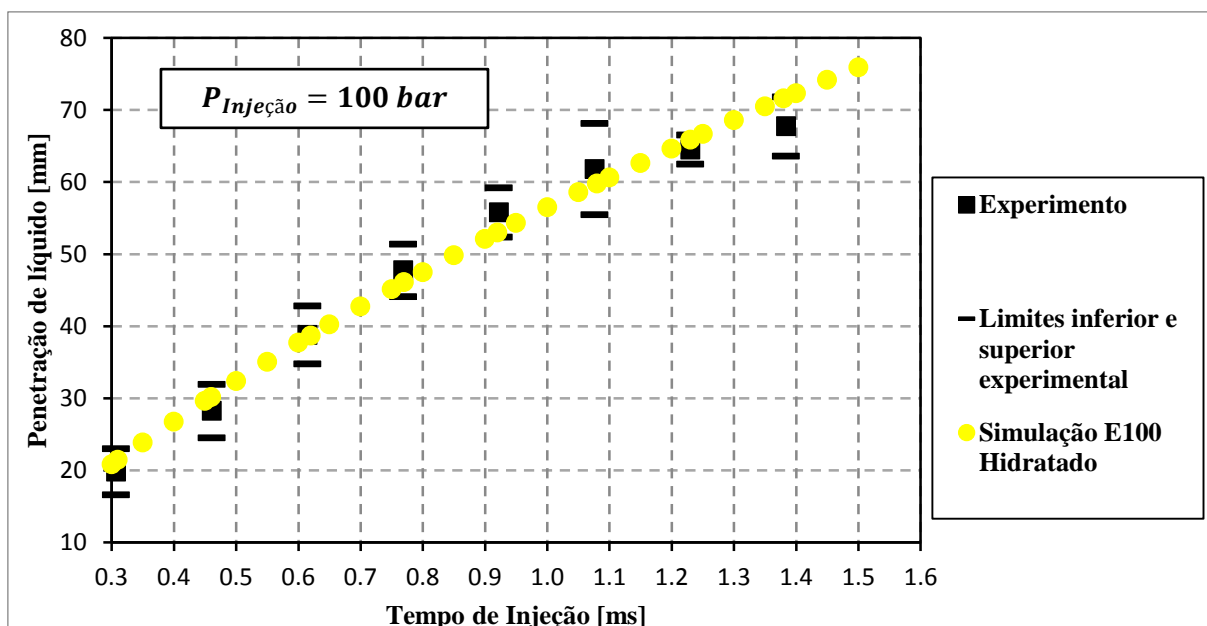


Figura 4.41 – Penetração de líquido do etanol para a pressão de injeção de

$$P_{injeção} = 100 \text{ bar}$$

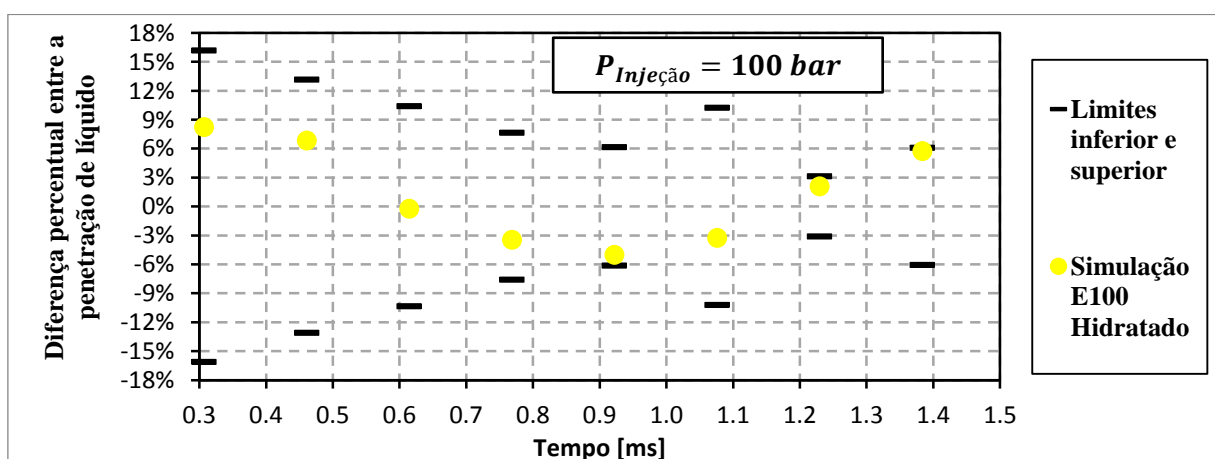


Figura 4.42 – Diferença percentual entre a penetração de líquido do etanol para

$$P_{injeção} = 100 \text{ bar}$$

Baseado nos resultados apresentados na Tabela 4-11, a diferença máxima encontrada entre os resultados obtidos numericamente e os dados experimentais é de 8,23%.

Tabela 4-11 – Comparação entre os resultados de penetração

$P_{injeção} = 100 \text{ bar}$						
Tempo	Penetração dado experimental	Limite inferior e superior experimental			Gasolina	
		[mm]	[mm]	Diferença %	[mm]	Diferença %
0,31	19,81	16,61	23,01	±16,14%	21,44	+8,23%
0,46	28,24	24,53	31,94	±13,12%	30,16	+6,82%
0,62	38,78	34,76	42,81	±10,38%	38,69	-0,23%
0,77	47,75	44,12	51,38	±7,61%	46,06	-3,47%
0,92	55,78	52,35	59,21	±6,14%	52,99	-5,00%
1,08	61,79	55,47	68,11	±10,23%	59,78	-3,26%
1,23	64,50	62,49	66,52	±3,12%	65,84	+2,07%
1,38	67,71	63,60	71,81	±6,07%	71,58	+5,72%

A Figura 4.43 e a Figura 4.44 apresentam os resultados numéricos e experimentais, respectivamente, do *spray* produzido pelo injetor *multi-hole*, no instante de 0,77 ms. Da mesma maneira que na análise do *spray* gerado pelo injetor *pressure swirl*, aqui é possível somente realizar uma análise qualitativa do perfil geométrico do *spray*, que apresenta boa concordância com a imagem experimental disponível.

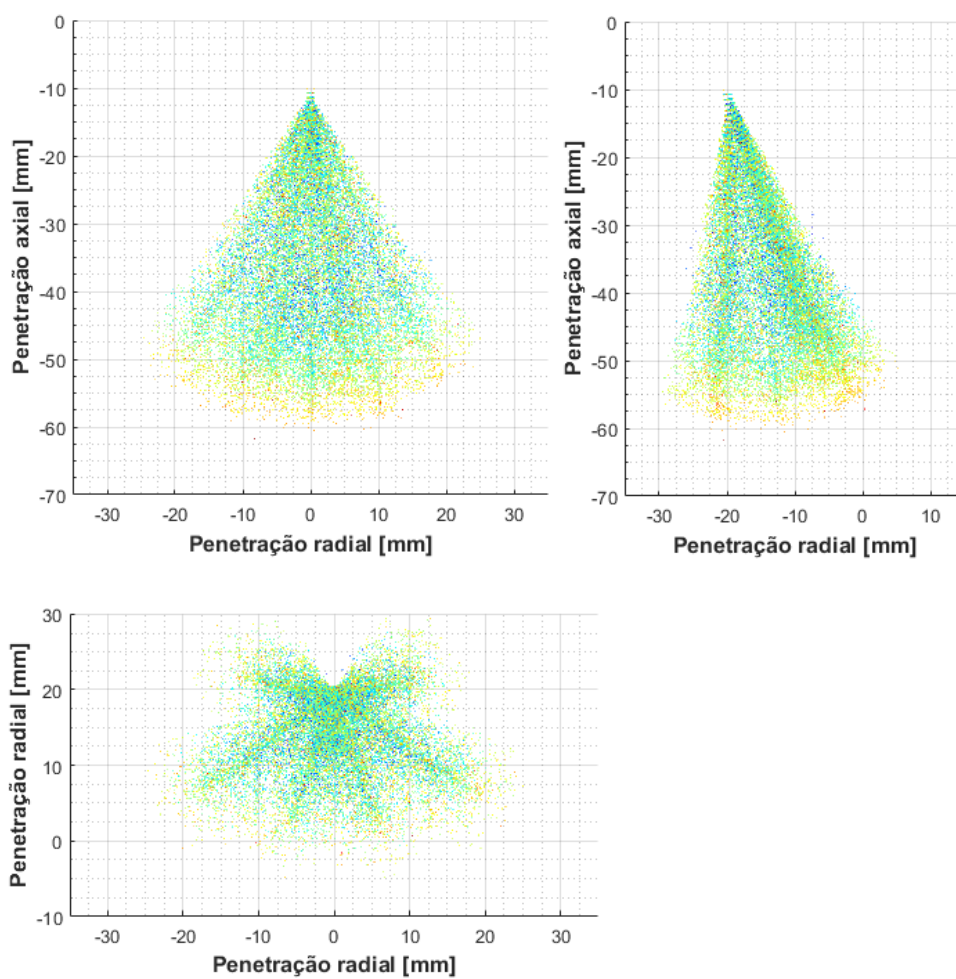


Figura 4.43 – Perfil completo do *spray* obtido numericamente no instante de 0,77 ms, para $P_{injeção} = 100\text{ bar}$

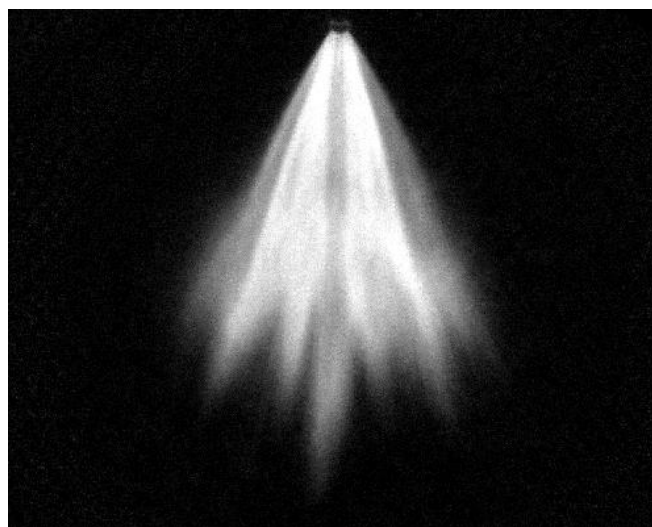


Figura 4.44 – Imagem do *spray* obtido experimentalmente no 0,77 ms

4.3 Análise da injeção de combustível em uma condição *motored*

Devido ao uso do modelo de evaporação para a contabilização do fenômeno de colisão entre as gotas e as paredes, não serão apresentados resultados da influência das estruturas de escoamento na evaporação do combustível e sim, apenas os resultados da formação da mistura provenientes do escoamento. Destaca-se que por se tratar da injeção de combustível em uma condição *motored*, não estão presentes os gases provenientes do processo de combustão que fazem parte do próximo ciclo, como a EGR interna. Desse modo, os valores correspondentes a λ indicam aqui uma mistura mais pobre do que tende a ocorrer em uma situação de funcionamento real do motor.

A Figura 4.45 apresenta o resultado do fator de excesso de ar λ , o caso 2, com *flow box* na posição 1, apresenta uma distribuição espacial não uniforme dentro do cilindro, com regiões de tendência mais pobres, $\lambda > 1$, em direção a válvula de exaustão. Os casos 1 e 4, sem *flow box* e com *flow box* na posição 3, respectivamente, possuem uma distribuição simétrica com relação ao plano xz , entretanto a primeira apresenta regiões com maior tendência de empobrecimento da mistura em direção as válvulas de admissão.

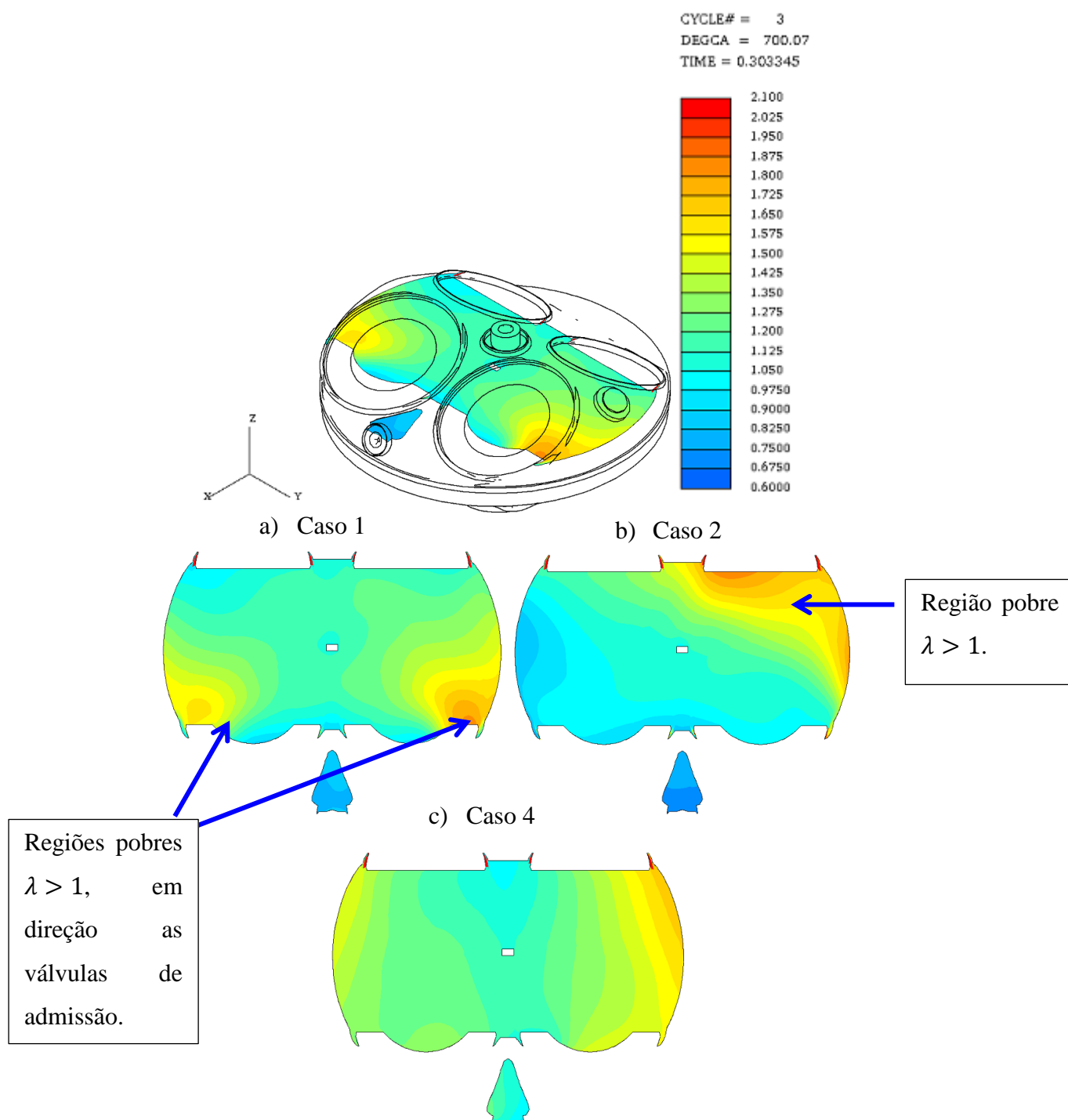


Figura 4.45 – Distribuição de λ em um plano passando pelo centro dos eletrodos da vela de ignição, 20° de ângulo de virabrequim

A Figura 4.46, contém os resultados da distribuição de λ em um plano sob a vela de ignição. O caso 4, condição com *flow box* na posição 3, proporciona uma mistura mais uniforme e rica da mistura ar-combustível na região central do cilindro, além disso, estão presentes dois bolsões suavemente mais ricos sob as válvulas de

admissão e exaustão. O caso 1, sem *flow box*, exibe uma região de mistura mais pobre no centro do cilindro quando comparada aos outros casos.

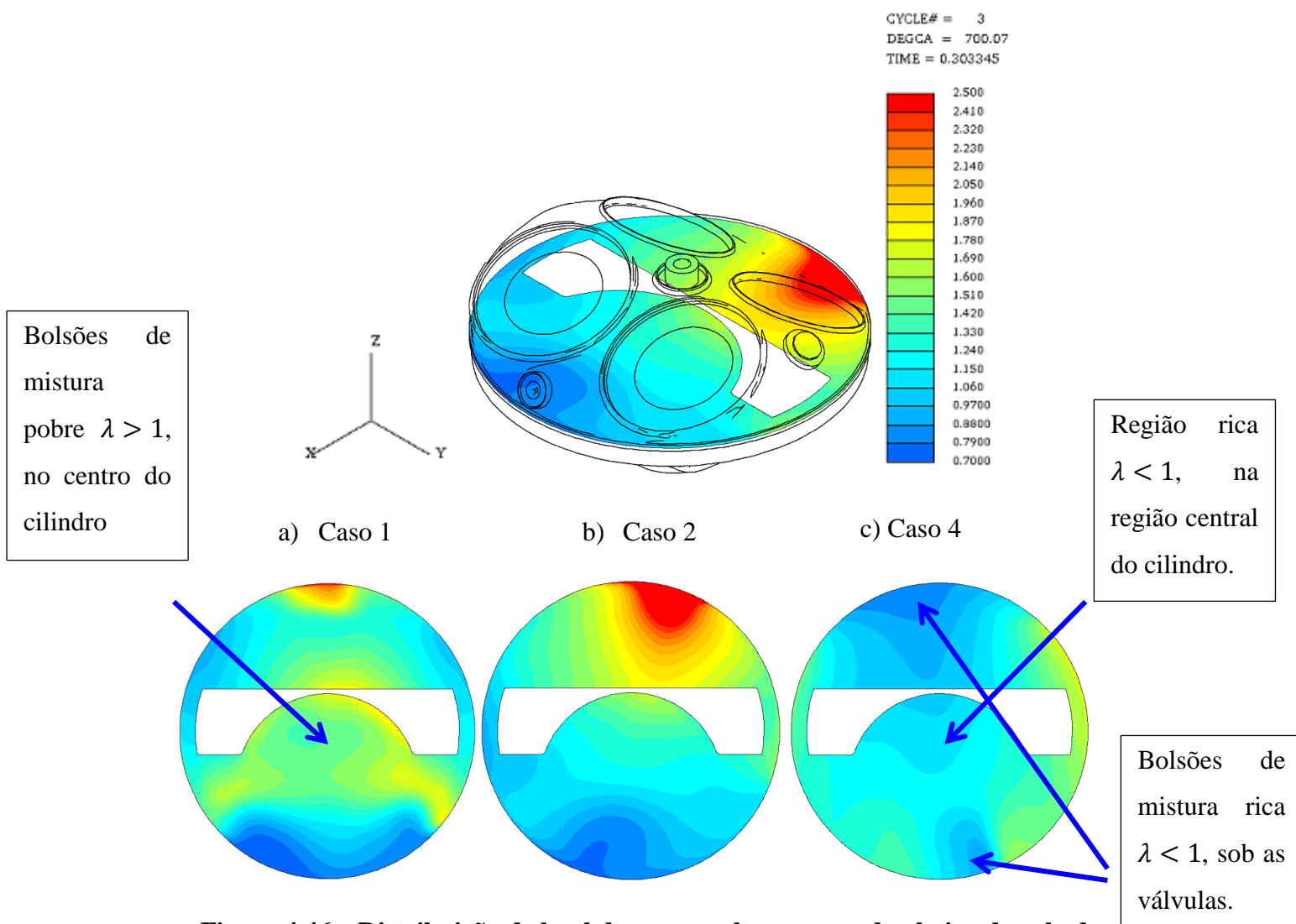


Figura 4.46 – Distribuição de lambda em um plano passando abaixo da vela de ignição, 20° de ângulo de virabrequim

A Figura 4.47 mostra a distribuição de *lambda* em um plano *xz* passando pela vela de ignição. É perceptível a distribuição mais homogênea e uma mistura próxima de $\lambda = 1$ em toda a região do plano para o caso 4, com *flow box* na posição 3. Os casos 1 e 2, apresentam regiões mais pobres sob as válvulas de exaustão, a condição sem *flow box* apresentou ainda uma extensão maior das regiões pobres ao longo da extensão do pistão.

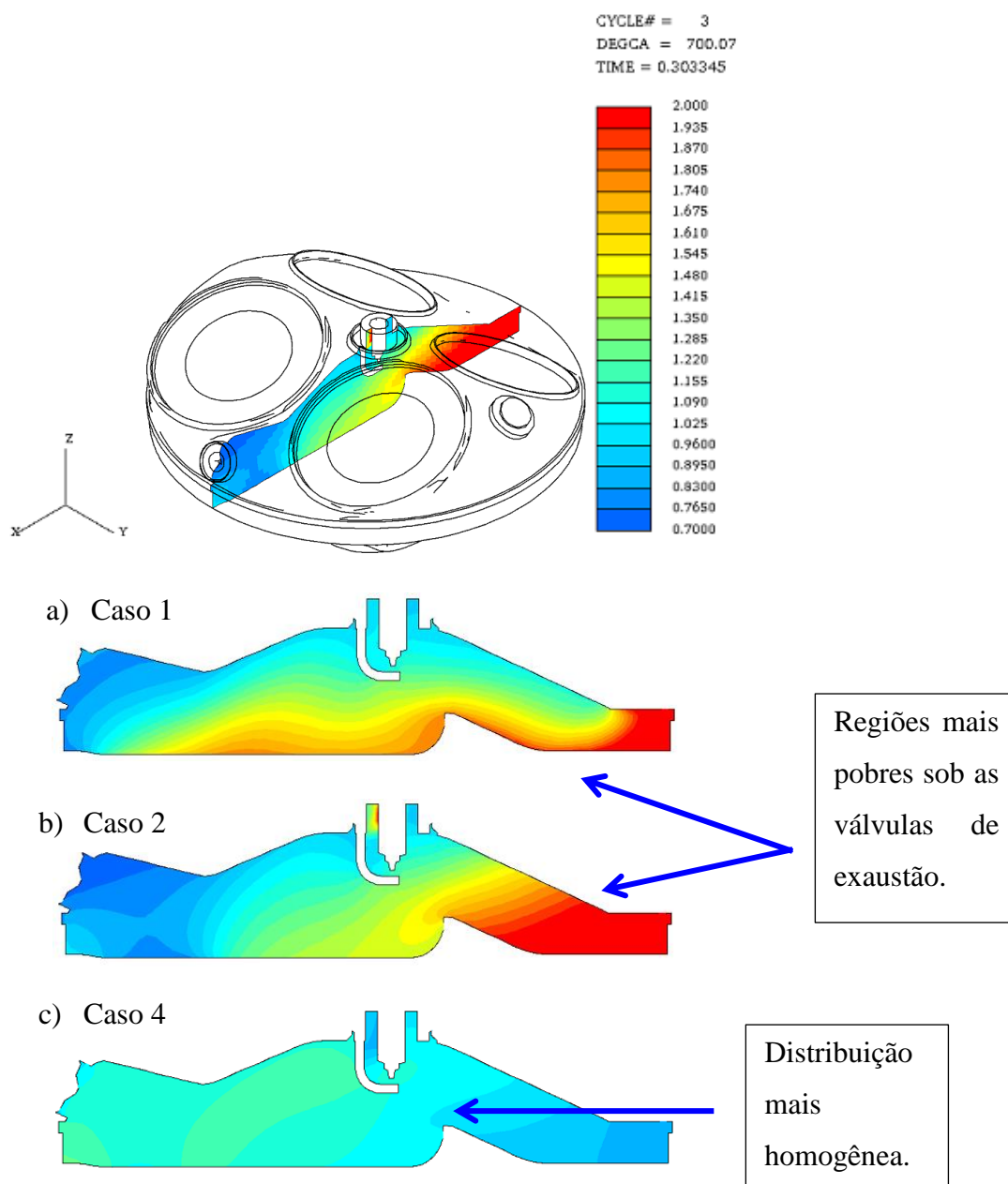


Figura 4.47 – Distribuição de lambda em um plano passando pela vela de ignição, 20° de ângulo de virabrequim

Com base nos resultados de injeção de combustível nas condições *motored* observa-se grande influência da posição do *flow box* na distribuição de combustível. De fato, com base nos planos analisados, o caso 4, com *flow box* na posição 3, permitiu uma distribuição mais homogênea do combustível, possivelmente em virtude das maiores magnitudes dos coeficientes de *cross tumble*, *tumble*, *swirl* e da energia cinética da turbulência, durante os tempo de admissão e compressão dentre os casos 1, 2 e 4.

5 CONCLUSÕES

A metodologia de simulação CFD do escoamento de ar, condição *motored*, dentro do motor monocilíndrico de pesquisa mostrou-se apropriada. Os casos foram validados por meio da curva de pressão no cilindro, cuja diferença percentual absoluta máxima na pressão de pico foi de +5,74 %. Considerando os tempos de admissão e compressão a diferença percentual média absoluta máxima foi 8,23%.

Em todos os casos foram verificadas flutuações no coeficiente de *cross tumble* durante o tempo de admissão. Em regiões de maior velocidade do pistão são detectadas maiores magnitudes do coeficiente de *cross tumble*. Os casos 1 e 4, com o *flow box* nas posições 1 e 3, respectivamente, proporcionaram maiores magnitudes até os instantes finais da compressão.

Com relação ao coeficiente de *tumble*, os casos 2, 6 e 9, com *flow box* na posição 1, não apresentaram aumentos significativos. De fato, em determinados momentos, para esses casos, o coeficiente de *tumble* foi inferior a condição sem *flow box*. O caso 3, com *flow box* na posição 2, por outro lado, apresentou melhorias significativas durante o tempo de admissão, porém, também apresentou resultados médios inferiores ao caso 1, condição sem *flow box*, durante a compressão. Os casos 4, 7 e 10, com *flow box* na posição 3, apresentaram maiores resultados do coeficiente de *tumble* durante os tempos de admissão e compressão. Em todos os casos, o valor máximo do coeficiente de *tumble* ocorre após o pistão passar por sua velocidade máxima no tempo de admissão, além disso, o jato do fluxo que passa através das válvulas de admissão tem grande influência na geração desse escoamento.

A presença do *flow box* foi capaz de induzir o escoamento de *swirl* na condição de 1000 *rpm* e 600 *mbar*, não prevista para a geometria sem *flow box*. Acrescenta-se que, a condição com *flow box* na posição 3 foi a única que apresentou o coeficiente de *swirl* próxima de constante em todos os casos durante a compressão.

De modo geral, as condições que apresentaram maiores magnitudes de escoamento de *cross tumble*, de *tumble* e *swirl* tanto nos tempos de admissão quanto compressão, podem proporcionar melhor formação da mistura ar-combustível e favorecer condições de operação de *split injection*. E conseqüentemente com a alteração

da distribuição espacial e temporal do combustível ser capaz de alterar a taxa e o centro da combustão.

Com relação à energia cinética da turbulência, os casos com *flow box* proporcionam um aumento significativo comparado aos casos sem *flow box*. A configuração de *flow box* na posição 3, apresentou os maiores valores de TKE na metade final do tempo de compressão, provavelmente em virtude da maior manutenção dos escoamentos de *tumble* e *cross tumble* durante a compressão. Na análise realizada para na região esférica de 20 mm de diâmetro centrada entre os eletrodos da vela de ignição, os casos 4, 7 e 10, com *flow box* na posição 3, proporcionaram ganhos superiores a 32% na TKE. Na condição de 1000 rpm e 600 mbar, o caso 6, a condição de *flow box* na posição 1 apresentou ganhos de 10% e 3%, para os ângulos de 25° e 20° antes do PMS de compressão, respectivamente. O aumento na TKE próximo do final do tempo de compressão pode promover aumentos nas taxas de queima e conseqüentemente uma maior tolerância à utilização de EGR e de misturas pobres.

A metodologia de simulação CFD para a descrição do *spray* em condição de injeção em câmara estática mostrou-se adequada, sendo capaz de determinar com boa concordância as características macroscópicas e microscópicas do *spray*. Quanto ao *spray* produzido pelo injetor *pressure swirl*, as condições de injeção de etanol anidro e hidratado e etanol hidratado, para as pressões de injeção de 100 bar e 110 bar, respectivamente, apresentaram apenas 1 ponto fora dos desvios padrões para a penetração de líquido do *spray*. As outras condições de injeção de etanol hidratado e de gasolina apresentaram apenas 2 pontos fora dos desvios padrões. Além disso, na análise microscópica do *spray*, considerando a injeção de etanol hidratado, com relação aos diâmetros de referência D_{10} e D_{32} e a velocidade axial V_z , as diferenças percentuais máximas absolutas encontradas foram de 2,9%, 7,87% e 5,86%, respectivamente. Para a injeção de gasolina, as diferenças encontradas foram de 0,96%, 3,23% e 14,81%, para D_{10} , D_{32} e V_z , respectivamente. Além disso, a metodologia adotada foi capaz de descrever o perfil de bordas e o vórtice toroidal na região frontal do *spray* produzido por esse injetor, para todas as condições de pressão analisadas.

Com relação ao injetor *multi-hole* o modelo numérico foi capaz de prever a penetração de líquido com 100% dos pontos dentro dos desvios padrões dos dados experimentais. O perfil geométrico também apresentou bom resultado qualitativo.

A junção do modelo obtido da combinação de uma condição *motored* com a condição do *spray* em câmara de volume constante se mostrou uma interessante metodologia pra verificar o modo como as diferentes condições de *flow box* podem influenciar no fenômeno de formação da mistura. A análise da injeção de combustível em uma situação *motored* é vantajosa no sentido de fornecer informações importantes como, por exemplo, a distribuição espacial de *lambda* da mistura ar-combustível dentro do cilindro nos instantes de centelhamento. Com essa perspectiva, o caso 4, com *flow box* na posição 3, apresentou uma distribuição mais homogênea de combustível dentro do cilindro, dentre os três casos estudados. Por outro lado, o caso 2, com *flow box* na posição 1, indicou um bolsão de mistura mais pobre em direção as válvulas de exaustão.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Em relação à continuidade deste trabalho, são sugeridas as seguintes pesquisas:

Estudo da influência do *flow box* em outras condições de operação e carga, com as simulações dos mesmo em um programa unidimensional possibilitando a comparação da massa admitida pelas simulações *1D* e *3D*.

Projeto e fabricação de um sistema que permita a variação da posição da área de escoamento do *flow box*, conforme as análises numéricas. Além disso, utilização de um pistão ou camisa do cilindro que permita o acesso ótico para que seja possível obter dados do campo de velocidades com o intuito de se estender os dados para compreensão das estruturas do escoamento e validação dos modelos numéricos.

Estudo das características microscópicas do *spray* produzido pelos injetores *pressure swirl* e *multi-hole* em diversas posições ao longo do comprimento de penetração do *spray* e um estudo do fenômeno de *impingement* tanto via experimental quanto via simulação numérica.

Acoplamento do modelo de *spray* produzido pelos injetores *pressure swirl* e também *multi-hole* com outros modelos que descrevem o fenômeno de *impingement*, ampliando o estudo do processo de formação da mistura ar-combustível em condições de operação *motored*. Ademais, estudar outras condições de injeção, como *split injection*, com os dois tipos de injetores, para condições de operação com e sem *flow box*.

Utilização de um modelo de combustão, para verificar as suposições quanto a influência do *flow box* nas alterações das estruturas do escoamento e na energia cinética da turbulência no processo de combustão.

Correlacionar as melhores condições das estruturas primárias de escoamento geradas, com as geometrias necessárias de projetos reais de pórticos e válvulas de admissão e pistão para que elas possam ser produzi-las.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADDEPALLI, S. K. & MALLIKARJUNA, J. M., 2016. Parametric analysis of a 4-stroke GDI engine using CFD. *Alexandria Engineering Journal*.

AMORIM, F. G. et al., 2015. Numerical Validation of the Ethanol Spray Produced by a Direct Injection Injector for Different Pressure Conditions. *Applied Mechanics & Materials*, Volume 798.

AMORIM, F. G. L., 2016. *Metodologia para Caracterização Numérica da Injeção de Combustível e Formação de Mistura em Motor em Fase de Projeto*. s.l.:s.n.

Anon., 2013. *Bosch Mobility Solutions*. [Online] Available at: <https://www.youtube.com/watch?v=LjJSbHxIvnM> [Acesso em 25 Feb 2018].

Anon., 2014. *Bosch Mobility Solutions*. [Online] Available at: <https://www.youtube.com/watch?v=jAqC0qxIiL8> [Acesso em 25 Feb 2018].

Anon., 2015. *GOVERNO DO BRASIL*. [Online] Available at: <http://www.brasil.gov.br/economia-e-emprego/2015/03/adicao-de-27-de-etanol-na-gasolina-e-estabelecida-pelo-governo> [Acesso em 11 Dez 2017].

Anon., 2016. *MITei*. [Online] Available at: <http://energy.mit.edu/news/transforming-the-u-s-transportation-system-by-2050-to-address-climate-challenges/> [Acesso em 9 Dez 2017].

Anon., s.d. [Online] Available at: <https://www.afdc.energy.gov/data/10331> [Acesso em 11 Dez 2017].

Anon., s.d. [Online] Available at: http://inovarauto.mdic.gov.br/InovarAuto/public/inovar.jspx?_adf.ctrl-state=sla2k7dcf_9 [Acesso em 05 Jan 2018].

ASME V&V 20, 2009. “Standard for verification and validation in computational fluid dynamics and heat transfer”..

BAFEKR, S. H., EBRAHIMI, R. & SHADARAM, A., 2010. Numerical simulation of pressure-swirl spray dispersion by using Eulerian-Lagrangian method.. *Journal of Dispersion Science and Technology*, Volume 32, pp. 47-55.

BANERJEE, R. & KUMAR, S., 2016. Numerical investigation of stratified air/fuel preparation in a GDI engine.. *Applied Thermal Engineering*., Volume 104, pp. 414-428.

BARATTA, M. et al., 2017. Experimental and numerical approaches for the quantification of tumble intensity in high-performance SI engines.. *Energy Conversion and Management*, Volume 138, pp. 435-451.

BARI, S. & SAAD, I., 2013. CFD modelling of the effect of guide vane swirl and tumble device to generate better in-cylinder air flow in a CI engine fuelled by biodiesel. *Computers & Fluids*, pp. 262-269.

BARROS, S. & BERK, C., 2016. *Brazil Annual Report 2016*, s.l.: s.n.

BAUMANN, M., DI MARE, F. & JANICKA, J., 2014. On the validation of large eddy simulation applied to internal combustion engine flows part II: Numerical analysis.. *Flow, turbulence and combustion*, pp. 299-317.

BAUMGARTEN, C., 2006. *Mixture Formation in Internal Combustion Engines*. s.l.:Springer Science & Business Media.

BEALE, J. C. & REITZ, R. D., 1999. Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor hybrid model.. *Atomization and sprays*., Volume 9, pp. 623-650.

BEAUQUEL, J. A., IBRAHIM, S. S. & CHEN, R., 2016. Numerical study of turbulent flow inside a spark ignition engine cylinder. *International Journal of Engineering Systems Modelling and Simulation*, Volume 8, pp. 28-36.

BRAVO, L. & KWEON, C. B., 2014. A review on liquid spray models for diesel engine computational analysis.. *ARMY RESEARCH LAB ABERDEEN PROVING GROUND MD*.

CD-Adapco, 2013. *Best Practices Guide for I.C. Engines*. s.l.:s.n.

CD-ADAPCO, 2014. *STAR-CCM+ Version 9.02: "User Guide"*. s.l.:s.n.

ÇELIK, I. B., GHIA, U. & ROACHE, P. J., 2008. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in {CFD} applications.. *Journal of fluids {Engineering-Transactions} of the {ASME}*, Volume 130.

ÇELIK, M. B. & OZDALYAN, B., 2010. Gasoline direct injection.. *Fuel Injection, InTech*..

COSTA, M., SORGE, U. & ALLOCCA, L., 2012. CFD optimization for GDI spray model tuning and enhancement of engine performance.. *Advances in Engineering Software*, Volume 49, pp. 43-53.

Cota, F., 2016. *Quimica*. Belo Horizonte: Capes.

DA CRUZ, M. G., GUERREIRO, E. & RAIHER, A. P., 2016. A evolução da produção de etanol no Brasil, no período de 1975 a 2009. *Revista Econômica do Nordeste*, Volume 43, pp. 141-160.

DALLMANN , T. & FAÇANHA, C., 2017. INTERNATIONAL COMPARISON OF BRAZILIAN REGULATORY STANDARDS FOR LIGHT-DUTY VEHICLE EMISSIONS. *International Council on Clean Transportation*, Abr.

EPA, s.d. *Understanding Global Warming Potentials*. [Online] Available at: <https://www.epa.gov/ghgemissions/understanding-global-warming-potentials> [Acesso em 25 Nov 2017].

FERGUSON, C. R. & KIRKPATRICK, A. T., 2001. *Internal Combustion Engines: applied thermosciences*. New York: John Wiley & Sons.

GANESAN, V., 1996. *Internal combustion engines*. s.l.:McGraw Hill.

GOMES JÚNIOR, C. A., 2017. *Análise da Influência da Pressão de Injeção, Contrapressão Ambiente e Tipo de Combustível nos Parâmetros da Atomização de um Injetor de Injeção Direta de Combustível High - Pressure Swirl*.. s.l.:s.n.

GUGULOTHU, S. K. & REDDY, K. H. C., 2016. CFD Simulation of In-Cylinder Flow on Different Piston Bowl Geometries in a DI Diesel Engine. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, pp. 1147-1155.

GUZZO M. E., 2017. *Desenvolvimento de Métodos Computacionais para Análise da Injeção Direta de Combustíveis Líquidos*. s.l.:s.n.

GUZZO, M. E., 2012. *Metodologias para Análise e Caracterização dos Sprays de um Injetor de Injeção Direta de Gasolina*. s.l.:s.n.

GUZZO, M. E. et al., 2015. Experimental Characterization of Ethanol Sprays from a Single Hole Direct Injection Injector. *SAE Technical Paper*.

HARSHAVARDHAN, B. & MALLIKARJUNA, J. M., 2013. CFD analysis of in-cylinder flow and air-fuel interaction on different combustion chamber geometry in DISI engine.. *International Journal on Theoretical and Applied Research in Mechanical Engineering*, Volume 2, pp. 104-108.

HERZOG, A. L., 2010. *A Hora da Vverdade para o Etanol*. s.l.:s.n.

HEYWOOD, J., 1988. *Internal combustion engine fundamentals*. s.l.:McGraw-Hill Education.

HILL, P. G. & ZHANG, D., 1994. The effects of swirl and tumble on combustion in spark-ignition engines. *Progress in energy and combustion science*, pp. 373-429.

HOLANDA, A., 2004. *Biodiesel e inclusão social, Brasília: Câmara dos Deputados, Coordenação de Publicações*.. s.l.:s.n.

JANAS, P., WLOKAS, I., BOHM, B. & KEMPF, A., 2017. On the Evolution of the Flow Field in a Spark Ignition Engine. *Flow, Turbulence and Combustion*, Volume 98, pp. 237-264.

KANG, J. J. & KIM, D. J., 2003. Effects of piston shapes and intake flow on the behavior of fuel mixtures in a GDI engine.. *Journal of Mechanical Science and Technology*, Volume 17, pp. 2027-2033.

KANG, K. Y. & BAEK, J. H., 1998. Turbulence characteristics of tumble flow in a four-valve engine.. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Volume 18, pp. 231-243.

KHALIGHI, B., 1991. Study of the intake tumble motion by flow visualization and particle tracking velocimetry. *Experiments in Fluids*, pp. 230-236.

KHALIGHI, B., 1995. Multidimensional in-cylinder flow calculations and flow visualization in a motored engine.. *TRANSACTIONS-AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS JOURNAL OF FLUIDS ENGINEERING*.

KHALILARYA, S. & NEMATI, A., 2014. A numerical investigation on the influence of EGR in a supercharged SI engine fueled with gasoline and alternative fuels.. *Energy Conversion and Management*, Volume 83, pp. 260-269.

KIM, T., SONG, J. & PARK, S., 2015. Effects of turbulence enhancement on combustion process using a double injection strategy in direct-injection spark-ignition (DISI) gasoline engines.. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Volume 56, pp. 124-136.

KLEIN, T., 2016. *Talking Future Fuels with MIT Professor John Heywood (Part 1)*. [Online] Available at: <http://futurefuelstrategies.com/2016/09/22/talking-future-fuels-mit-professor-john-heywood-part-1/> [Acesso em 15 Dez 2017].

KOHLHEPP, G., 2010. Análise da situação da produção de etanol e biodiesel no Brasil.. *Estudos avançados*, Volume 24, pp. 223-253.

KRISHNA, B. M. & MALLIKARJUNA, J. M., 2009. Tumble Flow Analysis in an Unfired Engine Using Particle Image Velocimetry. *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*.

KURNIAWAN, W. H., ABDULLAH, S. & SHAMSUDEEN, A., 2007. A computational fluid dynamics study of cold-flow analysis for mixture preparation in a motored four-stroke direct injection engine. *Journal of applied Sciences*, Volume 7, pp. 2710-2724.

LEE, K., BAE, C. & KANG, K., 2007. The effects of tumble and swirl flows on flame propagation in a four-valve SI engine. *Applied thermal engineering*, pp. 2122-2130.

LEFEBVRE, A. H., 1989. *Atomization and sprays*. s.l.:Hemisphere Pub.

MALAGUTI, S., CANTORE, G., LUPI, R. & ROSETTI, A., 2009. CFD investigation of wall wetting in a GDI engine under low temperature cranking operations.. *SAE Technical Paper*.

MALAGUTI, S., FONTANESI, S., VAGLIECO, B. M. & SEMENTA, 2011. Experimental and numerical investigation of the idle operating engine condition for a GDI engine.. *SAE Technical Paper*,.

MARTINS, J., RIBEIRO, B. S. & TEIXEIRA, S. F. C., 2009. In-cylinder swirl analysis of different strategies on over-expanded cycles. *International Congress of Mechanical Engineering*.

MASUM, B. M. et al., 2013. Effect of ethanol–gasoline blend on NO_x emission in SI engine.. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*,, Volume 24, pp. 209-222.

MICHELLON, E., SANTOS, A. A. L. & RODRIGUES, J. R. A., 2008. Breve descrição do Proálcool e perspectivas futuras para o etanol produzido no Brasil.. *Sociedade Brasileira de Economia, Administração e Sociologia Rural (SOBER)*,, July.

MILLO, F., BOREAN, F. & STROPPIANA, A., 2014. Numerical and experimental investigation on combustion characteristics of a spark ignition engine with an early intake valve closing load control. *Fuel*, Volume 121, pp. 298-310.

Ministério do Meio Ambiente, s.d. *Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre Mudança do Clima (UNFCCC)*. [Online] Available at: <http://www.mma.gov.br/clima/convencao-das-nacoes-unidas> [Acesso em 14 Dez 2017].

Ministério do Meio Ambiente, s.d. *Protocolo Kyoto*. [Online] Available at: <http://www.mma.gov.br/clima/convencao-das-nacoes-unidas/protocolo-de-quioto> [Acesso em 17 Nov 2017].

MONTANARO, A., MALAGUTI, S. & ALFUSO, S., 2012. Wall impingement process of a multi-hole GDI spray: Experimental and numerical investigation.. *SAE Technical Paper*.

PETERSON, B. et al., 2015. Spray-induced temperature stratification dynamics in a gasoline direct-injection engine.. *Proceedings of the Combustion Institute*, Volume 35, pp. 2923-2931.

PIACENTE, E. A., 2006. *Perspectivas do Brasil no mercado internacional de etanol*.. s.l.:s.n.

PIERBURG, 2011. http://www.pierburg-service.de/ximages/pg_pi_1019_en_web.pdf. [Online] [Acesso em 02 01 2018].

POINSOT, T. & VEYNANTE, D., 2005. *Theoretical and numerical combustion*. s.l.:RT Edwards.

POSADA, F. & FAÇANHA, C., 2015. Brazil Passenger Vehicle Market Statistics. *International Council on Clean Transportation*, Out.

POSADA, F., MILLER, J. & FAÇANHA, C., 2017. Technology Uptake, Costs, and Benefits Under a Next-Phase Passenger Car Efficiency Program in Brazil. *International Council on Clean Transportation*, Mar.

PULKRABEK, W. W., 2014. *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*. Upper Saddle River: Pearson Prentice Hall.

QI, Y. L. et al., 2012. Optimization of Intake Port Design for SI Engine. *International Journal of Automotive Technology*, Volume 13, pp. 861 - 872.

RADICCHI, F. d. C. et al., 2017. Study of the effects of flow box utilization on charge motion and. *SAE Technical Paper Series*.

RAGHUWANSHI, N. K., PANDEY, A. & MANDLOI, R. K., 2012. Failure analysis of internal combustion engine valves: A review.. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, Volume 1, pp. 173-181.

REIS, L. M. et al., 2017. Methodology for Numerical Simulations of a Mult-hole Injector With Experimental Validation. *Acta Mechanica Et Mobilitatem*, Volume 2.

REITZ, R., 1987. Modeling atomization processes in high-pressure vaporizing sprays.. *Atomisation and Spray Technology*, Volume 3, pp. 309-337.

REITZ, R. D. & BRACCO, F. V., 1986. Mechanisms of breakup of round liquid jets.. *Encyclopedia of fluid mechanics*, Volume 3, pp. 233-249.

RFA, s.d. *Renewable Fuels Association*. [Online] Available at: <http://www.ethanolrfa.org/resources/industry/statistics/#1454098996479-8715d404-e546>

ROCHA, D. D., REIS, L. M., GUZZO, M. E. & VALLE, R. M., 2016. *Simulação Numérica de um Spray de Etanol com Análise da Influência do Modelo de Colisão de Gotas.* s.l.:s.n.

ROY, B., MISRA, R. & PANDEY, K. M., 2016. Characterization of Shrouded Intake Valve in terms of Mean Flow Coefficient and Swirl Ratio.. *International Journal of Applied Engineering Research*, Volume 11, pp. 273-277.

SEIXAS, P. H. T., 2017. *Efeitos da Razão Volumétrica de Compressão e do Tipo de Combustível na Combustão, Eficiência e Emissões de Um Motor Com Injeção Direta.* s.l.:s.n.

SHAFIE, N. M. & SAID, M., 2017. Cold Flow Analysis on Internal Combustion Engine With Different Piston Bowl Configurations. *Journal of Engineering Science and Technology*, pp. 1048-1066.

SHER, E., 1998. *Handbook of air pollution from internal combustion engines: pollutant formation and control.* s.l.:Academic Press.

SHI, Y., GE, H.-W. & REITZ, R. D., 2011. *Computational optimization of internal combustion engines.* s.l.:Springer Science & Business Media.

STONE, R., 1992. *Introduction to Internal Combustion Engines.* Uxbridge: Macmillan.

TOH, H. R. F., HUANG, R. F., LIN, K. H. & CHERN, M. J., 2011. Computational study on the effect of inlet port configuration on in-cylinder flow of a motored four-valve internal combustion engine.. *Journal of Energy Engineering*, Volume 137, pp. 198-206.

URNS, S. R., 2013. *Introdução à Combustão: Conceitos e Aplicações.* s.l.:AMGH.

VERSTEEG, H. K. & MALALASEKERA, W., 2007. *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method.* s.l.:Pearson Education.

WANG, T. et al., 2015. An Investigation into In-Cylinder Tumble Flow Characteristics With Variable Valve Lift in a Gasoline Engine. *Flow, Turbulence and Combustion*, Volume 94, pp. 285-304.

WU, C., DENG, K. & WANG, Z., 2016. The effect of combustion chamber shape on cylinder flow and lean combustion process in a large bore spark-ignition CNG engine.. *Journal of the Energy Institute*, Volume 89, pp. 240-247.

YANG, X., GUPTA, S., KUO, T. & GOPALAKRISHNAN, V., 2014. RANS and large eddy simulation of internal combustion engine flows—a comparative study.. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Volume 136.

YIN, C. et al., 2016. Effect of the piston top contour on the tumble flow and combustion features of a GDI engine with a CMCV: a CFD study.. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, Volume 10, pp. 311-329.

ZHAO, F., LAI, M. C. & HARRINGTON, D. L., 1999. Automotive Spark-ignited Direct-Injection Gasoline Engines. *Progress in Energy and Combustion Science*.

ZHAO, H., 2010. Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development.