

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Fábio de Castro Radicchi

**Efeitos de uma válvula geradora de *tumble* no  
escoamento em um motor de ciclo Otto**

Uberlândia/MG

2023

Fábio de Castro Radicchi

# **Efeitos de uma válvula geradora de *tumble* no escoamento em um motor de ciclo Otto**

Tese de Doutorado submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia como parte dos requisitos para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Francisco José de Souza, Dr.

Uberlândia/MG

2023

Ficha Catalográfica Online do Sistema de Bibliotecas da UFU  
com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).

R129 Radicchi, Fábio de Castro, 1991-  
2023 Efeitos de uma válvula geradora de tumble no  
escoamento em um motor de ciclo Otto [recurso  
eletrônico] / Fábio de Castro Radicchi. - 2023.

Orientador: Francisco José de Souza.  
Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Uberlândia,  
Pós-graduação em Engenharia Mecânica.

Modo de acesso: Internet.

Disponível em: <http://doi.org/10.14393/ufu.te.2023.37>

Inclui bibliografia.

Inclui ilustrações.

1. Engenharia mecânica. I. Souza, Francisco José de,  
1973-, (Orient.). II. Universidade Federal de  
Uberlândia. Pós-graduação em Engenharia Mecânica. III.  
Título.

CDU: 621

Bibliotecários responsáveis pela estrutura de acordo com o AACR2:  
Gizele Cristine Nunes do Couto - CRB6/2091  
Nelson Marcos Ferreira - CRB6/3074



## UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica  
 Av. João Naves de Ávila, nº 2121, Bloco 1M, Sala 212 - Bairro Santa Mônica, Uberlândia-MG, CEP 38400-902  
 Telefone: (34) 3239-4282 - www.posmecanicaufu.com.br - secposmec@mecanica.ufu.br



## ATA DE DEFESA - PÓS-GRADUAÇÃO

Programa de Pós-Graduação em:	Engenharia Mecânica				
Defesa de:	Tese de Doutorado Acadêmico, nº 347, PPGEM				
Data:	22/02/2023	Hora de início:	08:00	Hora de encerramento:	11:00
Matrícula do Discente:	11913EMC004				
Nome do Discente:	Fábio de Castro Radicchi				
Título do Trabalho:	Efeitos de uma válvula geradora de tumble no escoamento em um motor de ciclo Otto				
Área de concentração:	Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos				
Linha de pesquisa:	Dinâmica dos Fluidos e Transferência de Calor				
Projeto de Pesquisa de vinculação:					

Reuniu-se por meio de videoconferência a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, assim composta: Professores Doutores: Aristeu da Silveira Neto - FEMEC/UFU; João Marcelo Vedovotto - FEMEC/UFU; Rudolf Huebner - UFMG; Carlos Antonio Ribeiro Duarte - UFCat; e Francisco José de Souza - FEMEC/UFU, orientador do candidato.

Iniciando os trabalhos, o presidente da mesa, Dr. Francisco José de Souza, apresentou a Comissão Examinadora e o candidato, agradeceu a presença do público, e concedeu ao Discente a palavra para a exposição do seu trabalho. A duração da apresentação do Discente e o tempo de arguição e resposta foram conforme as normas do Programa.

A seguir o senhor(a) presidente concedeu a palavra, pela ordem sucessivamente, aos(às) examinadores(as), que passaram a arguir o(a) candidato(a). Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o(a) candidato(a):

Aprovado.

Esta defesa faz parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Doutor.

O competente diploma será expedido após cumprimento dos demais requisitos, conforme as normas do Programa, a legislação pertinente e a regulamentação interna da UFU.

Nada mais havendo a tratar foram encerrados os trabalhos. Foi lavrada a presente ata que após lida e achada conforme foi assinada pela Banca Examinadora.



Documento assinado eletronicamente por **Francisco José de Souza, Professor(a) do Magistério Superior**, em 22/02/2023, às 11:01, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).

---



Documento assinado eletronicamente por **Carlos Antonio Ribeiro Duarte, Usuário Externo**, em 22/02/2023, às 11:06, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).

---



Documento assinado eletronicamente por **João Marcelo Vedovotto, Professor(a) do Magistério Superior**, em 22/02/2023, às 11:07, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).

---



Documento assinado eletronicamente por **Aristeu da Silveira Neto, Professor(a) do Magistério Superior**, em 22/02/2023, às 11:07, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).

---



Documento assinado eletronicamente por **Rudolf Huebner, Usuário Externo**, em 22/02/2023, às 11:11, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).

---



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site [https://www.sei.ufu.br/sei/controlador\\_externo.php?acao=documento\\_conferir&id\\_orgao\\_acesso\\_externo=0](https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0), informando o código verificador **4273848** e o código CRC **C6B6D361**.

---

# Agradecimentos

Agradeço, em primeiro lugar, a minha família e a minha companheira Déborah, pela paciência, compreensão e por todo o suporte dado ao longo dessa caminhada.

Agradeço ao professor Francisco José de Souza, meu orientador, pela paciência e disponibilidade, além de todo o auxílio e pelas oportunidades proporcionadas nos últimos anos.

Aos colegas de trabalho do Laboratório de Mecânica dos Fluidos da UFU e a todos os professores do MFLab. Em especial aos professores Aristeu da Silveira Neto e João Marcelo Vedovotto.

A Convergent Science Inc pelo suporte e licença para utilização do programa Converge.

E a todas as demais pessoas que me auxiliaram direta ou indiretamente.

# Resumo

De acordo com alguns relatórios internacionais recentes, as emissões de gases do efeito estufa ainda representam um problema global cujas causas estão associadas, pelo menos em partes, aos motores de combustão interna utilizados no setor de transportes. Esses estudos ainda apontam um provável esgotamento das reservas de combustíveis fósseis nas próximas décadas e a dificuldade em se substituir os motores de combustão por outras alternativas, o que agrava esse cenário e reforça a necessidade de se continuar investigando possíveis melhorias. Com base nisso, foi proposto e avaliado neste trabalho a utilização de uma válvula geradora de *tumble* no sistema de admissão de um motor quatro tempos operando com etanol, com o objetivo principal de aprimorar alguns processos que antecedem a combustão e ocorrem dentro do motor, como a formação da mistura e o escoamento de ar. A válvula desenvolvida diferencia-se de outros dispositivos encontrados na literatura em razão da sua versatilidade, sendo composta por dois *flaps* interconectados e móveis que ao serem fechados parcialmente modificam os padrões do escoamento dentro do cilindro. O estudo realizado foi essencialmente numérico baseado na fluidodinâmica computacional e as simulações foram executadas no programa comercial Converge. O motor considerado foi um motor monocilindro de pesquisa, naturalmente aspirado, de quatro válvulas e razão volumétrica de compressão de 11,5:1. Escolheu-se uma condição de operação representativa com uma rotação do motor igual a 3000 rpm e carga média de 600 mbar na admissão. Um método para a seleção das melhores inclinações dos *flaps* por meio de simulações bidimensionais foi desenvolvido e a partir dele selecionou-se a inclinação de 6°. As simulações tridimensionais com essa configuração revelaram aumentos consideráveis do coeficiente de *tumble* e da energia cinética turbulenta, que aumentou cerca de 44% próximo ao eletrodo da vela nos instantes finais da compressão. O pico de pressão no cilindro aumentou em 12% e a massa aprisionada em 7,2%, promovendo uma elevação da eficiência volumétrica de 77% para 85%. Ao utilizar a válvula de maneira intermitente, obstruindo o ar em apenas metade do intervalo possível, os ganhos de pressão e enchimento do cilindro se elevaram para 18% e 26%. Já os resultados das simulações com injeção direta de etanol revelaram gotas menores próximas do instante de ignição e uma evaporação aproximadamente 10% maior ao utilizar o dispositivo. O *spray* de combustível no início da admissão diminuiu parcialmente os valores de *tumble* no cilindro, mas ainda assim foi possível perceber uma estratificação da carga importante que não ocorria no motor original. Por fim, com uma injeção tardia percebeu-se uma menor interferência sobre os valores de *tumble* e um ganho ainda mais acentuado de cerca de 33% na evaporação do combustível. Dessa forma, este trabalho expôs em detalhes os principais efeitos da válvula geradora de *tumble* e comprovou que os ganhos associados vão além da intensificação desse movimento, sendo bastante promissora para a melhoria de desempenho dos motores.

**Palavras-chave:** Válvula de *tumble*, *flap*, cfd, motores.

# Abstract

According to some recent international reports, greenhouse gas emissions still represent a global problem whose causes are associated, at least in part, with the internal combustion engines used in the transport sector. These studies also indicate a probable depletion of fossil fuel reserves in the coming decades and the difficulty in replacing combustion engines with other alternatives, which aggravates this scenario and reinforces the need to continue investigating possible improvements. Based on this, this work proposed and evaluated the use of a tumble valve in the intake system of a four-stroke engine operating with ethanol, with the main objective of improving some processes that precede combustion and occur inside the engine, such as mixture formation and air flow. The developed valve differs from other devices found in the literature due to its versatility, being composed of two interconnected and movable flaps that, when partially closed, modify the flow patterns inside the cylinder. The study carried out was essentially numerical based on computational fluid dynamics and the simulations were performed in the commercial software Converge. It was used a single-cylinder research engine, naturally aspirated, with four valves and a volumetric compression ratio of 11.5:1. A representative operating condition was chosen with an engine speed of 3000 rpm and an average intake load of 600 mbar. A method for selecting the best flap inclination through two-dimensional simulations was developed and from it the inclination of  $6^\circ$  was selected. Three-dimensional simulations with this configuration revealed considerable increases in the tumble coefficient and turbulent kinetic energy, which rose by about 44% near the spark plug electrode in the final moments of compression. Peak cylinder pressure increased by 12% and trapped mass by 7.2%, promoting an increase in volumetric efficiency from 77% to 85%. When using the valve intermittently, obstructing the air in only half of the possible range, the gains in pressure and cylinder filling increased to 18% and 26%. The results of simulations with direct injection of ethanol revealed smaller drops close to the instant of ignition and approximately 10% greater evaporation when using the device. With an early start of injection, the fuel spray slightly compromised the tumble values in the cylinder, but it was still possible to perceive an important load stratification that did not occur in the original engine. Finally, with a late fuel injection, less interference was noticed on the tumble values and an even more pronounced gain of about 33% in fuel evaporation. In this way, this work exposed in detail the main effects of the tumble generator valve and proved that the associated gains go beyond the intensification of this movement, being very promising for the improvement of engine performance.

**Keywords:** tumble valve, flap, cfd, engine.



# Lista de ilustrações

Figura 1 – Operação de um motor de ciclo a quatro tempos. . . . .	28
Figura 2 – Principais componentes de um motor alternativo. . . . .	28
Figura 3 – Sistemas de injeção indireta multiponto e monoponto. . .	31
Figura 4 – Estratégias de estratificação da carga: <i>wall/air-guided</i> com (a) <i>swirl</i> ou (b) <i>tumble</i> e (c) <i>spray-guided</i> . . . . .	33
Figura 5 – Estruturas rotacionais do escoamento dentro do cilindro do motor ( <i>swirl</i> e <i>tumble</i> ). . . . .	37
Figura 6 – Estrutura rotacional do tipo <i>tumble</i> e esquema de montagem utilizado para sua avaliação em bancada de escoamento estacionário. . . . .	38
Figura 7 – Esquemas de como o movimento do pistão gera <i>squish</i> : (a) câmara de combustão do motor SI em forma de cunha; (b) câmara de combustão de diesel com injeção direta e pistão do tipo <i>bowl-in</i> . . . . .	42
Figura 8 – Volume do cilindro com pistão do tipo <i>bowl-in</i> dividido em três zonas. A zona (3) constitui o único volume constante ao longo do movimento do pistão e a zona (1) é chamada de zona de <i>squish</i> . . . . .	43
Figura 9 – Sistema de admissão utilizado para promover a entrada do ar no cilindro em uma direção tangencial e movimento de <i>swirl</i> gerado por conta disso. . . . .	45
Figura 10 – Movimento de <i>swirl</i> promovido (a) pela orientação do duto de admissão, (b) por bloqueio na válvula e (c) pelo formato do pórtilo. . . . .	45
Figura 11 – Encobrimento da área de passagem do ar para geração de <i>swirl</i> por meio de (a) bloqueios na válvula de admissão e (b) alteração no cabeçote do motor. . . . .	46

Figura 12 – Esquema do escoamento de ar no duto de admissão e ao redor da sede da válvula em um motor de quatro válvulas por cilindro a) no caso de um sistema de admissão tradicional, b) no caso de um sistema de admissão capaz de produzir uma estrutura turbilhonar de <i>tumble</i> . . . . .	48
Figura 13 – Câmara de combustão dividida em um motor SI. . . . .	49
Figura 14 – Exemplo dos principais tipos de dispositivos direcionadores: (a) bloqueios com regiões de passagem reduzidas, (b) guias, (c) dutos contorcidos e (d) flape gerador de <i>swirl</i> . . . . .	52
Figura 15 – Abordagem de volumes finitos aplicada a um domínio computacional simplificado composto por três células. . . . .	61
Figura 16 – Exemplo do método <i>cut-cell</i> utilizado no programa Converge para geração de malhas, com uma imagem aproximada da região de interseção sujeita ao corte. . . . .	66
Figura 17 – Exemplo de refinamento fixo de malha utilizado na região de assento de válvula. . . . .	67
Figura 18 – Descrição esquemática de um <i>spray</i> de combustível, com os principais elementos e processos envolvidos, como quebra e colisão das gotas, evaporação e interação com as paredes. . . . .	69
Figura 19 – Regimes de quebra do <i>spray</i> com base no número de Weber. . . . .	73
Figura 20 – Esquema do modelo de quebra de <i>spray</i> KH-RT utilizado no Converge. As gotas de líquido são injetadas com diâmetro igual ao do bico injetor. O mecanismo de quebra KH é aplicado a uma gota ao longo de sua vida útil, enquanto o mecanismo RT é iniciado somente após a gota atingir uma distância característica do injetor, $L_b$ . . . . .	75
Figura 21 – Ilustração esquemática do modelo Kelvin-Helmholtz. . . . .	77
Figura 22 – Instabilidade Rayleigh-Taylor em uma gota líquida. . . . .	79
Figura 23 – Analogia do modelo TAB (do inglês <i>Taylor Analogy Break-up</i> ) com um sistema massa mola. . . . .	84

Figura 24 – Ilustração esquemática dos diferentes mecanismos de impacto. . . . .	86
Figura 25 – Esquema do critério de separação de filme líquido. . . . .	87
Figura 26 – Configuração das quatro aletas usadas por Bari e Saad (2013) no sistema de admissão do motor. . . . .	91
Figura 27 – Cinco configurações do sistema GVSTD testados experimentalmente por Bari e Saad (2015c), com a variação do ângulo das aletas. . . . .	93
Figura 28 – Geometria e dimensões principais do sistema com aletas retorcidas utilizada por Abo-Elfadl e Mohamed (2018). . . . .	94
Figura 29 – (a) Bloqueios utilizados por He et al. (2007) para contenção do escoamento e criação de <i>tumble</i> e (b) posicionamento dos bloqueios no motor em bancada de teste. . . . .	96
Figura 30 – Esquema de um flape móvel utilizado para restringir a passagem do fluido ao ser acionado. . . . .	98
Figura 31 – Sistemas utilizados para variação do <i>tumble</i> nos trabalhos de (a) Zhang et al. (2015) e (b) Wang et al. (2015). . . . .	99
Figura 32 – Curvas de <i>lift</i> das válvulas de admissão e exaustão usadas nas simulações. . . . .	105
Figura 33 – (a) Injetor de combustível multi furos Bosch HDEV 5.1 e (b) coordenadas dos sete jatos na saída do injetor ( $z = 0$ ) e a uma distância de 30 mm. . . . .	105
Figura 34 – Geometria do motor utilizado no estudo. As regiões em azul representam o domínio computacional no PMS extraído para as simulações. . . . .	106
Figura 35 – Domínio computacional utilizado nas simulações computacionais. . . . .	107
Figura 36 – <i>Flaps</i> do dispositivo gerador de <i>tumble</i> na configuração aberta. . . . .	108
Figura 37 – <i>Flaps</i> do dispositivo gerador de <i>tumble</i> na configuração fechada. . . . .	108

Figura 38 – <i>Flaps</i> do dispositivo gerador de <i>tumble</i> na (a) configuração aberta (ângulo $0^\circ$ ) e (b) em uma das configurações fechadas possíveis, com o <i>flap</i> inferior deslocado em um ângulo de $10^\circ$ e o <i>flap</i> superior em $6^\circ$ . . . . .	109
Figura 39 – Estratégias utilizadas para a válvula geradora de <i>tumble</i> . . . . .	112
Figura 40 – Estratégias de injeção de combustível utilizadas nas simulações. . . . .	115
Figura 41 – Geometria utilizada nas simulações bidimensionais, sem alguns componentes como o pistão, o sistema de exaustão e a haste da válvula de admissão. . . . .	117
Figura 42 – Configurações da válvula geradora de <i>tumble</i> testadas por meio das simulações bidimensionais. . . . .	118
Figura 43 – Curvas experimentais de pressão média utilizadas como condições de contorno nas fronteiras de admissão e exaustão. . . . .	119
Figura 44 – Ângulos de fechamento dos <i>flaps</i> superiores da válvula geradora de <i>tumble</i> , de acordo com a estratégia adotada . . . . .	121
Figura 45 – Teste de sensibilidade da malha com três níveis de refinamento. . . . .	122
Figura 46 – Comparação entre as pressões médias no cilindro para as três simulações numéricas do teste de sensibilidade de malha. . . . .	125
Figura 47 – Comparação entre os resultados das três simulações numéricas do teste de sensibilidade de malha. . . . .	125
Figura 48 – Comparação entre os valores experimentais e numéricos de pressão média no cilindro. . . . .	127
Figura 49 – Magnitude da velocidade obtida por meio da simulação bidimensional sem utilização da válvula geradora de <i>tumble</i> . . . . .	128
Figura 50 – Magnitude da velocidade para diferentes inclinações da válvula geradora de <i>tumble</i> obtida por meio da simulação bidimensional. . . . .	129

Figura 51 – Comparação entre as magnitudes de velocidade obtidas para as inclinações 2°, 4° e 6° do <i>flap</i> superior e medidas ao longo do caminho mostrado. . . . .	130
Figura 52 – Comparação entre os valores do coeficiente de <i>tumble</i> obtidos nas simulações com a válvula geradora de <i>tumble</i> e sem a válvula (condição <i>baseline</i> ) . . . . .	132
Figura 53 – Campo escalar e vetorial de velocidades em um plano que atravessa as válvulas de admissão e exaustão, no instante -205°. . . . .	134
Figura 54 – Comparação entre as magnitudes da velocidade obtidas no caso base e ao utilizar a válvula geradora de <i>tumble</i> em dois instantes diferentes. . . . .	135
Figura 55 – Regiões com magnitudes de velocidade superiores a 100 m/s no instante correspondente ao ângulo de virabrequim -265°. . . . .	136
Figura 56 – Comparação entre os valores do coeficiente de <i>tumble</i> obtidos nas simulações com a válvula geradora de <i>tumble</i> e sem a válvula (condição <i>baseline</i> ), junto com a comparação entre as magnitudes de velocidade em três instantes diferentes: -260°, -180° e -45°. . . . .	138
Figura 57 – Comparação entre os valores médios de energia cinética turbulenta no cilindro obtidos nas simulações com a válvula geradora de <i>tumble</i> e sem a válvula (condição <i>baseline</i> )	139
Figura 58 – Comparação entre a energia cinética turbulenta no caso base e ao utilizar a válvula geradora de <i>tumble</i> em dois instantes diferentes. . . . .	140
Figura 59 – Região esférica (em vermelho) utilizada para as medições ao redor da vela de ignição e comparação entre os valores médios de energia cinética turbulenta nas simulações com a válvula geradora de <i>tumble</i> e sem a válvula (condição <i>baseline</i> ) na região da vela e em todo o cilindro. . . . .	141

Figura 60 – Comparação entre os valores de <i>swirl</i> e <i>cross-tumble</i> obtidos nas simulações com a válvula geradora de <i>tumble</i> e sem a válvula (condição <i>baseline</i> ) . . . . .	142
Figura 61 – Campo escalar e vetorial de velocidades em um plano yz que atravessa o eletrodo da vela de ignição, no instante $-70^\circ$ . . . . .	143
Figura 62 – Comparação entre as pressões médias no cilindro e a massa de ar aprisionada obtidos nas simulações com a válvula geradora de <i>tumble</i> e sem a válvula (condição <i>baseline</i> ). . . . .	144
Figura 63 – Regiões nos assentos de válvula (em vermelho) utilizadas para as medições de vazão mássica e comparação entre os valores obtidos nas simulações com a válvula geradora de <i>tumble</i> e sem a válvula (condição <i>baseline</i> ) . . . . .	145
Figura 64 – Velocidades obtidas no caso base e ao utilizar a válvula geradora de <i>tumble</i> em dois instantes diferentes, evidenciando a saída de massa do cilindro no caso base. . . . .	146
Figura 65 – Velocidades obtidas no caso base e ao utilizar a válvula geradora de <i>tumble</i> em dois instantes diferentes no início do curso de admissão. . . . .	149
Figura 66 – Comparação entre os valores do coeficiente de <i>tumble</i> e energia cinética turbulenta obtidos nas simulações com a válvula geradora de <i>tumble</i> e sem a válvula (condição <i>baseline</i> ). . . . .	150
Figura 67 – Comparação entre os valores médios de pressão e massa no cilindro obtidos nas simulações com a válvula de <i>tumble</i> e duas estratégias diferentes, e sem a válvula. . . . .	152
Figura 68 – Comparação entre as vazões mássicas obtidas nas simulações com a válvula de <i>tumble</i> e duas estratégias diferentes, e sem a válvula. . . . .	153

Figura 69 – Resultados obtidos com a válvula de <i>tumble</i> e uma menor pressão média na entrada do coletor de admissão de 472 mbar. . . . .	155
Figura 70 – Comparação entre o coeficiente de <i>tumble</i> e a energia cinética média no cilindro para várias inclinações do <i>flap</i> superior da válvula de <i>tumble</i> . . . . .	156
Figura 71 – (a) Gráfico de vazões mássicas pelas válvulas de admissão, com indicação dos instantes $-265^\circ$ e $-210^\circ$ . (b) Doze setores circulares utilizados para a medição das vazões mássicas [kg/s] em uma das válvulas de admissão, mostradas em (c) para o instante $-265^\circ$ e em (d) para $-210^\circ$ .	158
Figura 72 – Percentual de etanol evaporado e diâmetro médio de Sauter no cilindro obtidos para o caso <i>baseline</i> e com a válvula de <i>tumble</i> . . . . .	160
Figura 73 – Coeficiente de <i>tumble</i> e energia cinética turbulenta média no cilindro obtidos nas simulações com injeção de combustível e SOI $-355^\circ$ . . . . .	162
Figura 74 – Fator lambda em dois instantes das simulações, evidenciando a estratificação da carga ao utilizar a válvula geradora de <i>tumble</i> . . . . .	162
Figura 75 – Comparação entre alguns parâmetros médios no cilindro do caso <i>baseline</i> e com a válvula de <i>tumble</i> , ambos com início da injeção de combustível em $-205^\circ$ . . . . .	164
Figura 76 – <i>Spray</i> de etanol sendo formado no motor original (imagens (a) a (d)) e no motor equipado com a válvula geradora de <i>tumble</i> (imagens (e) a (h)), evidenciando o retorno das gotículas na configuração padrão. . . . .	165

# Lista de tabelas

Tabela 1 – Dados do motor . . . . .	103
Tabela 2 – Principais informações associadas ao injetor de combustível.	104
Tabela 3 – Resumo das simulações numéricas realizadas. . . . .	114
Tabela 4 – Condições de contorno utilizadas nas simulações . . . . .	120
Tabela 5 – Resultados do teste de sensibilidade da malha . . . . .	124
Tabela 6 – Diferenças entre as trocas gasosas e o enchimento do motor com e sem a válvula de <i>tumble</i> . . . . .	147
Tabela 7 – Porcentagem do etanol injetado no cilindro que retorna para o sistema de admissão dentro de um ciclo do motor.	166



# Lista de abreviaturas e siglas

CFD: Fluidodinâmica computacional (*Computational Fluid Dynamics*)

PMI: ponto morto inferior

PMS: ponto morto superior

PFI: *port fuel injection*

VVT: sistemas de atuação variável das válvulas (*variable valve timing*)

RANS: Reynolds Averaged Navier-Stokes

RNG: Re-Normalisation Group

PISO: *Pressure Implicit with Splitting of Operators*

CFL: *Courant-Friedrichs-Lewy*

KH: Kelvin-Helmholtz

RT: Rayleigh-Taylor

NTC: No Time Counter

2D: Bidimensional

3D: Tridimensional

# Lista de símbolos

$V_c$	volume da câmara
$V_{max}$	volume máximo alcançável
$V_d$	volume deslocado pelo pistão
$m_a$	a massa de ar induzida no cilindro por ciclo
$\rho_{a,i}$	densidade do ar
$V_d$	volume deslocado
$\eta_v$	eficiência volumétrica
$\lambda$	fator lambda
$L_i$	momento angular
$I_i$	momento de inércia
$R$	razões de <i>tumble</i> , <i>cross tumble</i> e <i>swirl</i>
$\sigma_{ij}$	tensor de tensões viscosas
$u$	velocidade
$\rho$	densidade
$\rho_m$	densidade da espécie
$S$	termo fonte
$P$	pressão
$\mu$	viscosidade
$\mu'$	viscosidade de dilatação
$\delta_{ij}$	delta de Kronecker

$\rho$	densidade
$Y_m$	fração de massa da espécie $m$ ,
$D$	coeficiente de difusão de massa
$P$	pressão
$e$	energia interna específica
$K$	condutividade
$h_m$	entalpia específica da espécie
$c_p$	calor específicos a pressão constante
$c_v$	calor específicos a volume constante
$\gamma$	razão entre os calores específicos
$\mu_t$	viscosidade turbulenta
$Pr_t$	número de Prandtl turbulento
$u_i$	velocidade instantânea
$k$	energia cinética turbulenta
$\mu_t$	viscosidade turbulenta
$S_{ij}$	tensor da taxa de deformação média
$\rho_l$	densidade do líquido
$\sigma$	tensão superficial
$\mu_l$	viscosidade dinâmica
$Z$	número de Ohnesorge
$T$	número de Taylor
$Re$	número de Reynolds
$We$	número de Weber

# Sumário

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>22</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>26</b>
<b>2.1</b>	<b>Motores de combustão interna</b>	<b>26</b>
<b>2.2</b>	<b>Formação da mistura ar-combustível</b>	<b>30</b>
2.2.1	Sistemas de injeção e estratificação da carga	30
2.2.2	Relação ar-combustível	34
<b>2.3</b>	<b>Movimento da carga no cilindro</b>	<b>35</b>
2.3.1	Estruturas do escoamento	35
2.3.2	Técnicas para indução dos movimentos	44
2.3.3	Importância dos movimentos rotacionais	53
<b>2.4</b>	<b>Fluidodinâmica computacional</b>	<b>55</b>
2.4.1	Equações de balanço	55
2.4.2	Modelo de fechamento da turbulência	58
2.4.3	Método dos volumes finitos	60
2.4.4	Algoritmo PISO	63
2.4.5	Número de Courant-Friedrichs-Lewy	64
2.4.6	Controle de malha	65
<b>2.5</b>	<b>Fase dispersa</b>	<b>68</b>
2.5.1	Quebra primária das gotas de combustível	70
2.5.2	Quebra secundária das gotas de combustível	73
2.5.3	Colisão e coalescência	80
2.5.4	Modelo de arrasto	83
2.5.5	Modelos de interação das gotas de combustível com as paredes	85
2.5.6	Modelo de evaporação	88
<b>2.6</b>	<b>Estado da arte</b>	<b>90</b>
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>103</b>
<b>3.1</b>	<b>Motor utilizado</b>	<b>103</b>

3.2	Domínio computacional . . . . .	106
3.3	Válvula geradora de <i>tumble</i> . . . . .	107
3.4	Principais modelos e parâmetros numéricos . . . . .	110
3.5	Estratégias de utilização da válvula de <i>tumble</i> . . . . .	111
3.6	Simulações bidimensionais . . . . .	116
3.7	Condições de contorno e iniciais . . . . .	118
3.8	Parâmetros da malha . . . . .	121
4	<b>RESULTADOS</b> . . . . .	124
4.1	Sensibilidade da malha . . . . .	124
4.2	Validação dos modelos . . . . .	126
4.3	Simulações bidimensionais . . . . .	127
4.4	Simulação tridimensional da válvula geradora de <i>tumble</i>	131
4.4.1	Utilização ininterrupta da válvula geradora de <i>tumble</i> . . . . .	132
4.4.2	Influência da válvula de <i>tumble</i> no processo de enchimento . . . . .	143
4.4.3	Utilização intermitente da válvula de <i>tumble</i> . . . . .	149
4.4.4	Influência do ângulo de fechamento . . . . .	154
4.5	<b>Simulações tridimensionais com injeção de combustível</b>	159
4.5.1	Ação da válvula de <i>tumble</i> sobre a formação da mistura . . . . .	160
4.5.2	Ação da válvula de <i>tumble</i> com uma estratégia de injeção tardia . . . . .	163
5	<b>CONCLUSÕES</b> . . . . .	167
	<b>REFERÊNCIAS</b> . . . . .	170

# 1 Introdução

De acordo com o relatório mais recente do IPCC (2022), as emissões de gases do efeito estufa na última década estão nos níveis mais altos da história da humanidade. A expectativa inicial era de que a temperatura global não excedesse  $1,5^{\circ}\text{C}$  no presente século, mas os números indicam que o aquecimento pode ultrapassar  $2^{\circ}\text{C}$ , intensificando substancialmente as zonas de calor extremo, a pobreza, o aumento do nível do mar, as perdas de habitat e as secas.

O relatório ainda ressalta que para evitar esse cenário é necessário uma atuação imediata em diversos setores para reduzir profundamente as emissões. Um desses setores é o de transportes, cujas emissões cresceram a uma taxa média anual de quase  $1,7\%$  entre 1990 e 2021, mais rápido do que qualquer outro setor de uso final (IEA, 2021). As emissões deste setor precisariam diminuir cerca de  $3\%$  ao ano até 2030 segundo a IEA (2021) para atingir as metas de emissões zero.

O transporte motorizado continua dependente do petróleo e, de forma mais geral, dos motores de combustão interna que funcionam com líquidos ou gás natural. Apesar de a parcela de biocombustíveis consumidos por esses veículos ter aumentado de menos de meio por cento em 1990 para quase  $4\%$  em 2021, sua utilização ainda é relativamente baixa (IEA, 2021).

Além da utilização intensa de combustíveis fósseis associada aos motores de combustão interna e suas emissões resultantes, o esgotamento das reservas de petróleo também é um desafio que persiste. Segundo a British Petroleum (2021), o número total de reservas de petróleo existentes é suficiente para atender a mais 53,3 anos de produção global e, no caso do Brasil, essas reservas serão suficientes para apenas mais 10,8 anos.

Como possível solução para esses problemas, tem-se aumentado o interesse pela eletrificação do transporte. Contudo, diferentemente dos

híbridos, apenas os veículos totalmente elétricos eliminam a necessidade do motor de combustão e, ainda assim, a análise do impacto dos gases de efeito estufa que consideram a energia usada na geração de eletricidade e na fabricação de baterias mostram que seu verdadeiro benefício é significativamente menor do que aparenta à primeira vista (REITZ et al., 2020). A utilização das baterias ainda enfrenta outros desafios como a vida útil relativamente curta, a baixa densidade de energia, o longo tempo de carregamento e o fornecimento de matéria-prima para a fabricação (SERRANO; NOVELLA; PIQUERAS, 2019).

Conforme pontuam Reitz et al. (2020), é provável que a mobilidade futura seja caracterizada por várias soluções conjuntas, envolvendo veículos elétricos a bateria e híbridos, veículos elétricos a célula de combustível e veículos convencionais, dependendo da aceitação do consumidor, do país considerado e da aplicação específica. Assim, o motor de combustão interna ainda desempenhará um papel central, seja usado para geração de energia ou para movimentar o próprio veículo. Por conta disso, há um grande interesse em melhorar a eficiência térmica desses motores sem aumentos significativos nos custos de compra e operação no curto a médio prazo.

Com base nesse cenário, propôs-se e investigou-se neste trabalho a utilização de um dispositivo no sistema de admissão dos motores a quatro tempos visando melhorar as características do escoamento de ar e do processo de formação de mistura. Trata-se de uma válvula geradora de *tumble* cujo principal atributo seria a capacidade de intensificar o movimento rotacional de *tumble* dentro do cilindro do motor, mas cujas outras consequências poderiam ir muito além desse movimento intensificado. Seu princípio básico de funcionamento é baseado no movimento de suas partes e na mudança da região de passagem do ar, alterando conseqüentemente as propriedades do ar admitido.

A válvula proposta é inovadora no sentido de não terem sido encontrados recursos semelhantes na literatura até o presente momento. A maioria dos dispositivos já existentes são estáticos dentro do sistema de admissão,

enquanto os poucos dispositivos móveis contam com apenas uma opção de utilização. O sistema desenvolvido neste trabalho, por outro lado, conta com duas chapas ou *flaps* conectados entre si e com inclinações que podem ser alteradas de acordo com a condição de operação do motor, fornecendo as melhores condições de escoamento possíveis para cada caso. Conforme será detalhado ao longo do documento, os padrões do escoamento de ar, representados por estruturas como o *tumble* ou o *swirl*, e o processo no qual ele é misturado ao combustível podem ser aprimorados na busca pela melhoria de desempenho do motor, redução no consumo de combustível e de emissões.

Para investigar os efeitos do dispositivo nesses processos que antecedem a queima foram realizadas diversas simulações a frio (sem combustão) utilizando-se fluidodinâmica computacional (CFD). Nas simulações com injeção de combustível foi empregado o etanol, de modo a valorizar a utilização das fontes renováveis de energia e gerar informações mais consistentes sobre os motores de combustão interna operando com esse combustível.

Em razão do ineditismo do trabalho, cinco importantes questionamentos inicialmente sem respostas foram suscitados e solucionados à medida em que o trabalho transcorreu: (1) a válvula realmente intensifica o *tumble*? (2) que outras vantagens o dispositivo proporciona? (3) como escolher qual inclinação dos *flaps* utilizar ao simular uma determinada condição de operação do motor? (4) já que a válvula desenvolvida é versátil, há diferenças significativas ao utilizar acionamentos múltiplos (uso intermitente) dentro de um mesmo ciclo do motor? (5) a influência da válvula é a mesma quando sujeita à operações com diferentes estratégias de injeção?

Para desenvolver o trabalho e ao mesmo tempo solucionar esses e outros questionamentos relevantes, foram traçados os objetivos específicos listados na sequência.

- Criar uma metodologia única de simulações bidimensionais que antecedam as simulações tridimensionais fornecendo as inclinações ideais dos



*flaps*. Espera-se com isso facilitar a escolha da melhor configuração do dispositivo antes de utilizá-lo nas simulações tridimensionais.

- Gerar malhas dinâmicas tridimensionais que sejam capazes de representar o movimento dos *flaps* e demais partes móveis do motor, permitindo a simulação de ciclos completos do motor para uma condição específica de rotação e carga.
- Validar os principais modelos numéricos por meio da comparação dos resultados com dados experimentais e testar a sensibilidade dos resultados à mudança das malhas.
- Simular a utilização ininterrupta e também intermitente da válvula de *tumble*. Como os poucos estudos da literatura mostram apenas dispositivos estáticos, a avaliação de diferentes movimentos da válvula fornecerá novas informações sobre o assunto.
- Avaliar a influência e comparar a utilização da válvula de *tumble* com diferentes estratégias de injeção de combustível.

## 2 Revisão bibliográfica

A primeira parte deste capítulo, da seção 2.1 à seção 2.5, contém todos os fundamentos necessários para a compreensão do estudo. As primeiras seções apresentam de maneira resumida todos os conceitos básicos relacionados ao estudo dos motores de combustão interna. Em seguida, os temas principais deste trabalho, que incluem o processo de formação da mistura ar-combustível e os movimentos rotacionais, são apresentados em maiores detalhes. Na sequência, os conceitos básicos de fluidodinâmica computacional e modelagem da fase dispersa são discutidos. Finalmente, na segunda parte deste capítulo, seção 2.6, são apresentados alguns dos principais trabalhos atuais relacionados ao tema, de modo a situar a pesquisa e esclarecer as características do tipo de dispositivo desenvolvido.

### 2.1 Motores de combustão interna

Os motores de combustão interna são máquinas térmicas que visam converter em energia mecânica a maior parte possível da energia liberada pela queima de combustíveis em seu interior. Eles podem ser classificados de diferentes maneiras, levando-se em conta características como a queima, a alimentação de combustível e ar, o funcionamento e as formas de arrefecimento (FERRARI, 2019).

Inicialmente, os motores podem ser diferenciados nos modelos de ignição por centelha e nos modelos de ignição por compressão. Nos motores de ignição por centelha, por razões históricas também denominados motores Otto, uma mistura de ar e combustível começa a queimar quando uma centelha é provocada entre os eletrodos da vela de ignição, o que dá início a uma combustão muito rápida e idealmente a volume constante. Nos motores de ignição por compressão ou Diesel, por sua vez, o combustível é injetado finamente pulverizado no ar quente e comprimido, de modo a provocar a autoignição e dar origem a uma combustão mais lenta e gradual,

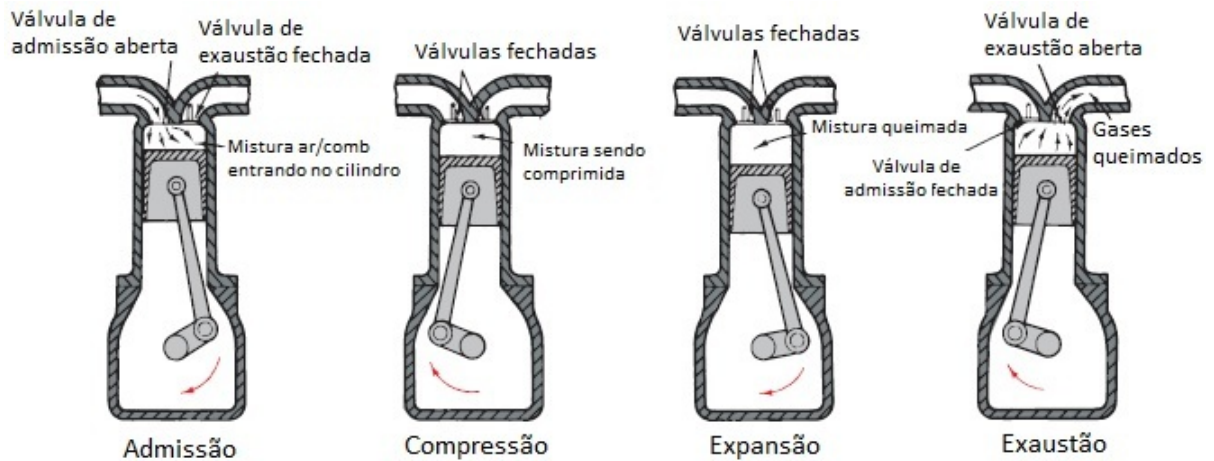
idealmente a pressão constante (FERRARI, 2019).

A classificação dos motores quanto à duração do ciclo inclui os motores de 4 tempos, cujo ciclo completo se dá após quatro cursos do pistão, e os motores de 2 tempos, que completam um ciclo após dois cursos do pistão. Os motores a quatro tempos têm dois de seus quatro cursos do pistão dedicados a expulsão dos gases queimados e à aspiração da mistura fresca. De maneira geral são os que apresentam um melhor processo de troca dos gases. Seus ciclos são divididos nos tempos de admissão, compressão, expansão e exaustão, sendo cada um deles correspondente ao giro de  $180^\circ$  do virabrequim, totalizando duas revoluções a cada ciclo. Esses tempos são explicados a seguir (HEYWOOD, 2018) e mostrados na [Figura 1](#).

- a) 1º - Admissão: começa quando o pistão está na sua posição mais alta, conhecida como ponto morto superior (PMS). Nesse caso, tem-se o volume mínimo possível dentro do cilindro ( $V_c$ ), dado pela diferença entre o volume máximo alcançável ( $V_{max}$ ) e o volume deslocado pelo pistão ( $V_d$ ). A [Figura 2](#) ilustra esses parâmetros. O ar é então aspirado para dentro do cilindro. Para que isso seja possível, a válvula de admissão se abre antes do PMS e se fecha pouco tempo depois do tempo de admissão.
- b) 2º - Compressão: ocorre quando ambas as válvulas de admissão e escape estão fechadas e o volume dentro do cilindro é reduzido até atingir a sua quantidade mínima possível, quando o pistão sai do ponto morto inferior (PMI) e vai até o PMS. Ao final do tempo de compressão, o eletrodo da vela produz uma centelha que dá início à combustão, causando o aumento gradual da pressão.
- c) 3º - Expansão: com a elevada pressão e temperatura decorrentes do fim da compressão, o pistão é forçado pelos gases a ir do PMS ao PMI, quando então a válvula de escape começa a abrir e a pressão a se igualar a pressão de exaustão.
- d) 4º - Exaustão: os gases remanescentes deixam o cilindro pela válvula de exaustão, devido às pressões internas maiores que as

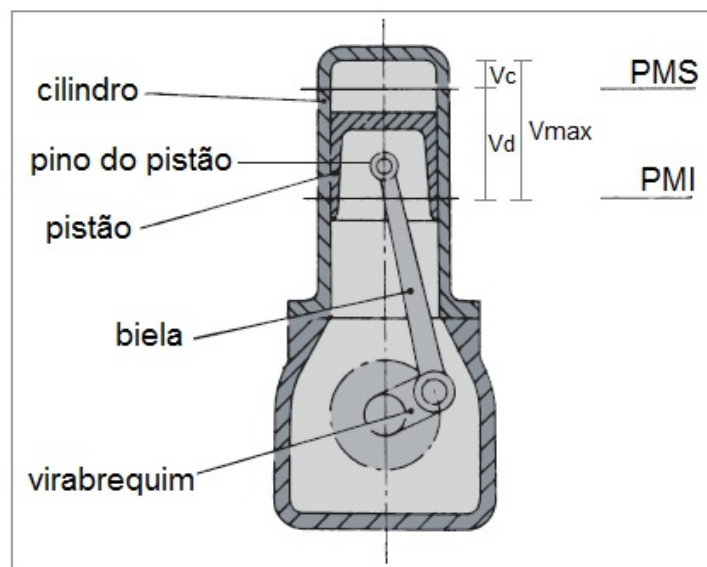
externas e ao próprio movimento de subida do pistão. Após o PMS, a válvula de exaustão se fecha e, antes disso ocorrer, a de admissão se abre, reiniciando o ciclo.

Figura 1 – Operação de um motor de ciclo a quatro tempos.



Fonte: Adaptado de (HILLIER, 2012).

Figura 2 – Principais componentes de um motor alternativo.



Fonte: Adaptado de (HILLIER, 2012).

Outras formas de classificação dos motores incluem o tipo de movimento das partes móveis (alternativo, rotativo ou oscilante), a natureza

do combustível (gasolina, etanol, gás ou misturas), o tipo de sistema de arrefecimento característico (a ar, a líquido ou adiabático) e o sistema de alimentação do ar (motores aspirados ou sobrealimentados).

Motores naturalmente aspirados não possuem dispositivos que elevem a pressão no coletor de admissão acima da pressão atmosférica. O escoamento de ar para os cilindros ocorre devido à geração de um gradiente de pressão entre o coletor de admissão e o cilindro ocasionado unicamente pelo deslocamento do pistão do PMS para o PMI. Nos motores aspirados o gradiente de pressão no processo de admissão é limitado pela pressão de admissão, sendo no máximo igual a pressão atmosférica (BRUNETTI; GARCIA, 2012).

O sistema de admissão, composto por componentes como filtro de ar, válvula borboleta, dutos, pórticos e válvulas, também restringe a quantidade de ar que um motor de determinado volume pode induzir (HEYWOOD, 1988). O parâmetro utilizado para medir essa eficácia do processo de indução é a eficiência volumétrica  $\eta_v$ , que pode ser dada pela equação 2.1 :

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_{a,i} V_d} \quad (2.1)$$

sendo  $m_a$  a massa de ar induzida no cilindro por ciclo,  $\rho_{a,i}$  a densidade do ar e  $V_d$  o volume deslocado.

Com o intuito de aumentar o gradiente de pressão, conseqüentemente elevando a massa de ar admitida, surgiram os motores sobrealimentados, os quais contam com dispositivos que elevam a pressão no coletor de admissão acima da pressão atmosférica. Um desses dispositivos é o turbocompressor, que utiliza os gases de escapamento para gerar trabalho numa turbina e transferi-lo para o compressor, o qual aumenta a pressão no coletor de admissão. Já na sobrealimentação mecânica, o compressor é acionado mecanicamente pelo motor e comprime o ar no coletor de admissão e no interior da câmara de combustão durante a admissão (BRUNETTI; GARCIA, 2012).

## 2.2 Formação da mistura ar-combustível

Um dos processos mais importantes para o correto funcionamento dos motores de combustão interna é a formação da mistura ar-combustível. O combustível precisa ser injetado na quantidade adequada e com as condições necessárias para que ao final do tempo de compressão a reação de queima aconteça satisfatoriamente.

Em frações de segundo completa-se um ciclo do motor e o ar admitido varia conforme a condição de operação, tornando ainda mais complexo e importante o controle do combustível injetado durante esse tempo. Na sequência são apresentados os tipos de sistemas de injeção de combustível mais utilizados e alguns parâmetros associados ao processo de mistura do combustível com o ar.

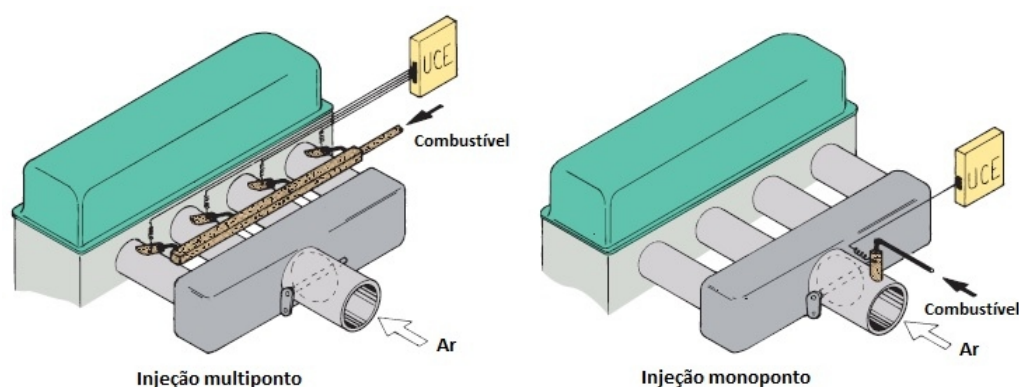
### 2.2.1 Sistemas de injeção e estratificação da carga

Os sistemas de alimentação de combustível são normalmente caracterizados como do tipo injeção direta ou indireta. Enquanto na injeção direta o combustível é injetado diretamente na câmara de combustão, no segundo caso ele é injetado no sistema de admissão, seja no coletor (sistema monoponto) ou nos pórticos próximo às válvulas (sistemas multiponto), também denominados de PFI (do inglês *port fuel injection*), conforme mostrado na [Figura 3](#).

Dependendo da estratégia de injeção utilizada, associada às características geométricas do motor, é possível obter diferentes modos de operação, os quais podem ser controlados pelo sistema de gerenciamento do motor de acordo com seu mapa de operação. Os principais são os modos de operação com carga estratificada e com carga homogênea, explicados na sequência conforme detalhado no trabalho de Reif (2015).

No modo de operação com carga homogênea, muito comum nos motores com injeção PFI, o combustível é injetado durante o curso de admissão para que haja tempo suficiente para homogeneizar toda a mistura. Geral-

Figura 3 – Sistemas de injeção indireta multiponto e monoponto.



Fonte: Adaptado de (HILLIER, 2012).

mente são empregadas relações ar-combustível estequiométricas, apesar de valores de  $\lambda$  um pouco menores do que 1 (o equivalente a utilizar misturas ricas em combustível, conforme será explicado na seção 2.2.2) também serem utilizados com o objetivo de proteger o conversor catalítico ou aumentar a potência em plena carga.

Deste modo, a utilização de cargas homogêneas é associada à redução de emissões, uma vez que ela evita o dispendioso tratamento dos gases de escape das emissões de  $NO_X$ , necessário para misturas pobres. A utilização desse modo de operação é muito empregada quando altos níveis de torques são demandados.

Já no modo de carga estratificada o combustível é injetado primeiro durante o curso de compressão, sendo preparado apenas com parte do ar. Uma nuvem de carga estratificada que é idealmente cercada por ar fresco puro é criada. A nuvem de carga estratificada deve estar não apenas suficientemente homogeneizada no momento da ignição, mas também posicionada na região da vela de ignição. Assim, o início da injeção é muito importante no modo de operação com carga estratificada.

Como uma mistura estequiométrica está presente apenas localmente no modo de carga estratificada, a mistura é em média pobre devido ao ar

fresco circundante. Esta configuração requer um tratamento de gases de escape mais caro, uma vez que o conversor catalítico de três vias é incapaz de reduzir as emissões de  $NO_X$  na operação com misturas pobres.

Por outro lado, isso permite que o motor funcione com maiores aberturas da válvula borboleta, o que resulta em maior eficiência devido às perdas de bombeamento reduzidas. Os processos de combustão de carga estratificada são, portanto, associados predominantemente com um conceito de consumo de combustível.

O modo de carga estratificada só pode ser executado dentro de certos limites, já que em cargas mais altas as emissões de fuligem e/ou  $NO_X$  aumentam drasticamente e as vantagens de consumo de combustível em relação ao modo homogêneo são perdidas. Em cargas mais baixas, o modo de carga estratificada é limitado pela baixa entalpia dos gases de escape, ou seja, as temperaturas dos gases de escape tornam-se tão baixas que o catalisador não pode ser mantido na temperatura de operação apenas pelos gases de escape.

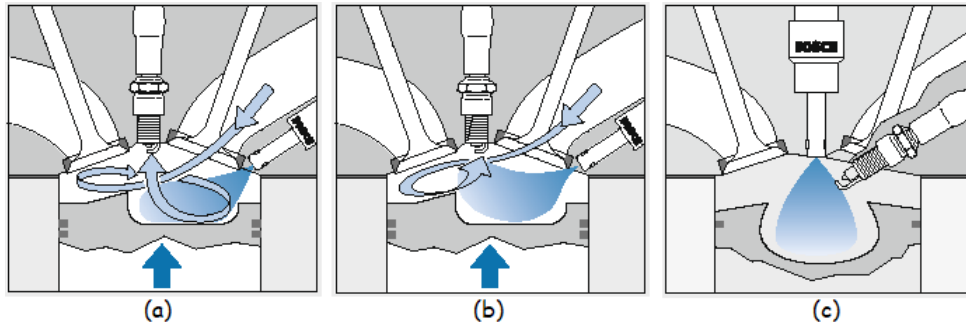
Para operar em carga estratificada são utilizadas normalmente duas estratégias distintas: uma em que a mistura é direcionada pelo ar ou pelas paredes internas (*wall/air-guided*) e outra na qual a estratificação é obtida pelo próprio *spray* (*spray-guided*).

No modo de carga estratificada *wall/air-guided*, o injetor geralmente está situado entre as válvulas de admissão. A mistura é transportada por meio de reentrâncias do pistão, que interagem diretamente com o combustível (*wall-guided*) ou guiam o escoamento de ar na câmara de combustão de tal forma que o combustível é levado até a vela de ignição (*air-guided*). O direcionamento pelo ar costuma se dar por movimentos rotacionais de *swirl* e *tumble*, explicados em seções subsequentes deste documento. A [Figura 4](#) ilustra as principais estratégias de estratificação da carga.

Processos reais de combustão com carga estratificada e injetores



Figura 4 – Estratégias de estratificação da carga: *wall/air-guided* com (a) *swirl* ou (b) *tumble* e (c) *spray-guided*.



Fonte: Adaptado de (REIF, 2015).

laterais geralmente combinam os dois processos, dependendo do ângulo de instalação dos injetores e da quantidade de combustível injetado. Em marcha lenta (baixa quantidade de combustível injetado), um processo *wall-guided* mal atinge a cavidade do pistão; em cargas mais altas (alta quantidade de combustível injetado), uma certa quantidade de combustível atinge diretamente o pistão, mesmo no caso do processo *air-guided*.

No modo de carga estratificada guiada por spray (*spray-guided*), o injetor está situado centralmente na parte superior do teto da câmara de combustão. A vela de ignição é instalada ao lado do injetor (Figura 4c). A vantagem deste arranjo é a possibilidade de o *spray* de combustível ser direcionado diretamente para a vela de ignição sem ter que fazer um caminho complicado pelo pistão ou escoamentos de ar. A desvantagem, no entanto, é o pouco tempo disponível para a preparação da mistura. Normalmente também são necessárias maiores pressões de injeção.

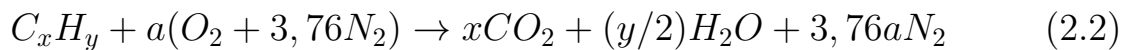
Para poder inflamar a mistura no momento correto, o processo *spray-guided* requer que a vela de ignição e o injetor de combustível estejam bem posicionados e que o *spray* seja direcionado com precisão. Nesse processo, a vela de ignição é submetida a um esforço térmico considerável, uma vez que sob certas circunstâncias a vela de ignição quente pode ser diretamente impactada pelo jato relativamente frio do combustível injetado. Contudo,

quando configurado corretamente, o processo *spray-guided* demonstra maior eficiência do que os outros métodos de carga estratificada, de tal forma que pode alcançar uma economia de consumo ainda maior em comparação com as estratégias *wall/air-guided*.

### 2.2.2 Relação ar-combustível

Uma quantidade estequiométrica de oxidante pode ser definida como aquela necessária para queimar completamente uma certa quantidade de combustível. Assim, quando essa quantidade de oxidante é maior do que a estequiométrica, diz-se que a mistura é pobre em combustível (ou simplesmente pobre), e quando ela é menor do que a estequiométrica, diz-se que a mistura é rica em combustível (ou simplesmente rica) (TURNS, 2013).

A razão estequiométrica oxidante-combustível (ou ar-combustível) pode ser determinada por um simples balanço de massa, supondo que o combustível reage para formar um conjunto ideal de produtos. Para combustíveis hidrocarbonetos essa relação estequiométrica pode ser dada por (TURNS, 2013):



onde

$$a = x + y/4 \quad (2.3)$$

Neste caso, o ar é tratado como sendo composto por 21% de  $O_2$  e de 79% de  $N_2$ , ou seja, para cada mol de  $O_2$  no ar existem  $0,79/0,21 = 3,76$  mols de  $N_2$ . Conhecendo-se as massas molares do ar ( $MW_a$ ) e do combustível ( $MW_f$ ), a razão estequiométrica ar-combustível pode ser encontrada por meio da Equação 2.4:

$$(A/F)_{esteq} = \left( \frac{m_a}{m_f} \right)_{esteq} = \frac{4,76a}{1} \frac{MW_a}{MW_f} \quad (2.4)$$

No estudo de motores, o fator lambda  $\lambda$ , dado pela Equação 2.5, é comumente utilizado para identificar se a mistura é rica, pobre ou estequiométrica:

$$\lambda = \frac{(A/F)}{(A/F)_{esteq}} \quad (2.5)$$

Quando menor que um, o fator lambda indica a utilização de uma mistura rica. Nesse caso, há uma quantidade insuficiente de oxigênio para oxidar completamente o combustível e os produtos da combustão apresentam não apenas  $CO_2$  e  $H_2O$  como também monóxido de carbono ( $CO$ ) e hidrogênio ( $H_2$ ), além de  $N_2$ . Quando maior que um, o fator lambda indica uma mistura pobre, e o excesso de ar aparece inalterado nos produtos de combustão. Finalmente, quando igual a um, tem-se uma mistura estequiométrica.

## 2.3 Movimento da carga no cilindro

O movimento da carga dentro do cilindro, isto é, da mistura de ar fresco e combustível, somada a possíveis frações de gases queimados, tem grande relevância para o desempenho do motor, na medida em que vários processos são influenciados por esse movimento.

A forma como o ar atravessa as válvulas e interage com as paredes do cilindro e o pistão em movimento interfere na formação da mistura, na distribuição do combustível, nas trocas térmicas, na combustão e na ocorrência de outros fenômenos como a detonação. Nas próximas subseções são abordadas as principais características desse movimento dentro do motor e suas estruturas rotacionais típicas, assim como as principais técnicas utilizadas para a indução de alguns movimentos específicos.

### 2.3.1 Estruturas do escoamento

Nos motores a quatro tempos, o movimento descendente do pistão puxa o ar para dentro do cilindro, com velocidades proporcionais à velo-

cidade do pistão. Para grande parte do curso de admissão, a folga anular entre a cabeça da válvula de admissão e a sede da válvula configura a área mínima para o escoamento, de modo que as velocidades do gás através desse espaço são as mais altas durante o processo de admissão. O gás sai da abertura da válvula para o cilindro como um jato cônico anular e as velocidades radial e axial no jato são cerca de 10 vezes a velocidade média do pistão (HEYWOOD, 2018).

A interação desse jato com as paredes do motor produz grandes padrões de escoamento rotativo dentro do cilindro. Essas estruturas estão presentes no cilindro durante os cursos de admissão e compressão e são acompanhadas pela geração de turbulência em pequenos padrões. Na mistura em grandes estruturas o comprimento característico do movimento do fluido é da ordem do diâmetro da câmara de combustão, enquanto na mistura em pequenas estruturas o tamanho das estruturas turbilhonares é muitas ordens de magnitude menor (FERGUSON; KIRKPATRICK, 2015).

Dois parâmetros que são usados para caracterizar o movimento do fluido em grande escala e a mistura no cilindro são *swirl* e *tumble*, mostrados na [Figura 5](#). Ambos referem-se a padrões de movimento rotacional dentro do cilindro. Enquanto o *swirl* constitui uma estrutura rotacional em torno do eixo principal do cilindro, o *tumble* representa um movimento de grande dimensão perpendicular ao eixo do cilindro.

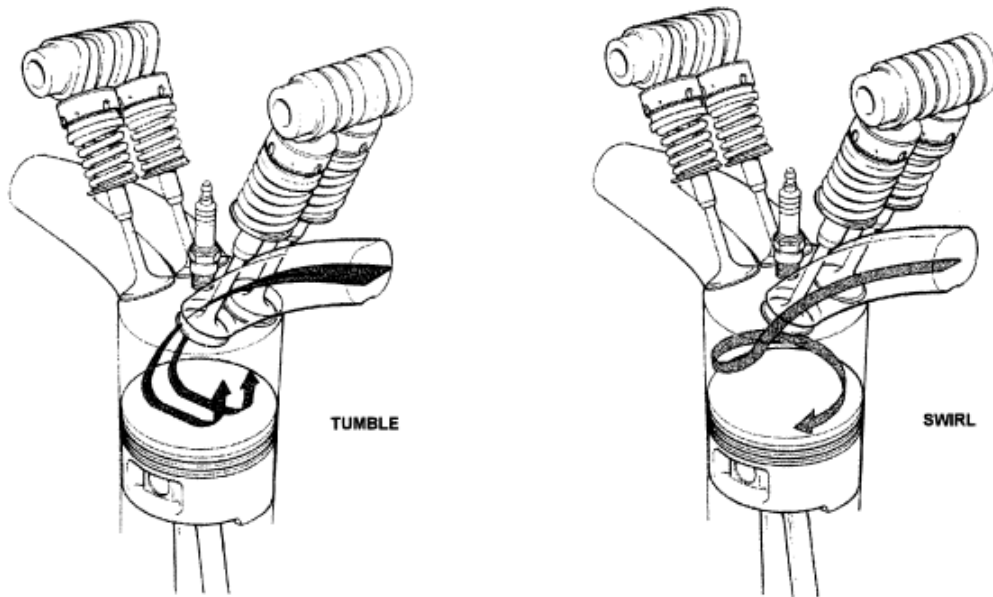
Tanto o *swirl* como o *tumble* são normalmente especificados por uma razão de *swirl* ou razão de *tumble*. Em ambos os casos, a velocidade angular de rotação de um corpo rígido com o mesmo momento angular que a distribuição de velocidade real de *swirl* ou *tumble* é comparada com a velocidade angular do virabrequim, conforme as equações 2.6.

$$R_s = \frac{\omega_s}{\omega_{virabrequim}} \quad (2.6)$$

$$R_t = \frac{\omega_t}{\omega_{virabrequim}}$$

onde  $R_s$  e  $R_t$  são, respectivamente, a razão de *swirl* e a razão de *tumble*, e

Figura 5 – Estruturas rotacionais do escoamento dentro do cilindro do motor (*swirl* e *tumble*).



Fonte: (WILSON; WATKINS; DOPSON, 1993).

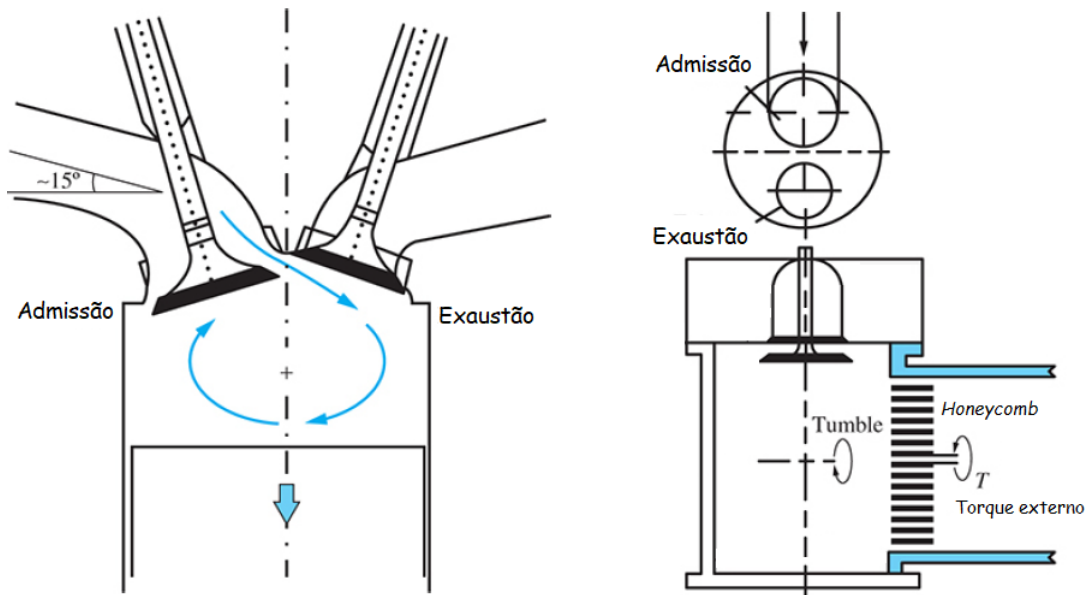
$\omega_s$  e  $\omega_t$  são, respectivamente, as velocidades angulares das rotações de corpo rígido que têm o mesmo momento angular que as estruturas rotacionais de *swirl* ou *tumble*. A velocidade angular do virabrequim  $\omega_{virabrequim}$  é dada por  $2\pi N$  e tem unidade de revoluções/s (LUMLEY, 1999).

As razões de *tumble* e *swirl* são normalmente medidas por meio de testes estacionários em bancadas de escoamento, em equipamentos compostos pelo cabeçote do cilindro e pelas válvulas, com um tubo substituindo o cilindro. Uma roda de pás, ou dispositivo similar é colocado na saída do tubo e a rotação do dispositivo é usada como medida do *tumble* ou *swirl* (LUMLEY, 1999). Esse tipo de procedimento costuma ser adotado uma vez que a avaliação dos movimentos de *tumble* e *swirl* nos motores em pleno funcionamento é difícil.

Um dispositivo mais preciso do que a roda de pás consiste em uma roda com células hexagonais, também conhecida como *honeycomb* (do inglês, favo de mel), capaz de fornecer o torque total exercido pelo escoamento rotacional (HEYWOOD, 2018). Neste caso, o momento do escoamento

corresponde à reação de torque na roda de células hexagonais (STONE, 2012). A Figura 6 ilustra um movimento do tipo *tumble* junto com o esquema de uma montagem contendo o dispositivo *honeycomb* para avaliação desse mesmo padrão de escoamento.

Figura 6 – Estrutura rotacional do tipo *tumble* e esquema de montagem utilizado para sua avaliação em bancada de escoamento estacionário.



Fonte: Adaptado de (HEYWOOD, 2018).

Os movimentos de *tumble* e *swirl* também podem ser medidos por meio de várias técnicas ópticas, como velocimetria por imagem de partículas e velocimetria laser doppler. Nesse caso, contudo, é necessário que o motor experimental tenha sido especialmente preparado para acesso óptico ao cilindro (LUMLEY, 1999).

Experimentos como os testes em bancada de escoamento ou utilizando técnicas ópticas têm como desvantagem a não operação nas condições reais de funcionamento do motor. Os motores costumam ser modificados para a montagem dos dispositivos, para o acesso ótico ou para que as partes móveis como os pistões e as válvulas sejam impedidas de se movimentarem nos testes estacionários. Tudo isso interfere nos resultados, que apesar de úteis podem estar distantes do real. Soma-se a esse inconveniente o fato de muitos experimentos desse tipo serem onerosos e complexos.

Uma outra forma de mensurar os movimentos rotacionais é por meio da fluidodinâmica computacional, que permite avaliar padrões como *tumble* e *swirl* no cilindro sem a necessidade de grandes alterações geométricas do motor. Os custos computacionais podem ser comparativamente menores e os recursos têm se tornado mais acessíveis ao longo dos anos.

Em programas computacionais como o utilizado neste trabalho, as razões de *tumble* e *swirl* são calculadas de modo análogo ao apresentado anteriormente pela equação 2.6. Cada um dos movimentos se dá ao redor de um dos três eixos de coordenadas (x, y e z). Os padrões de *swirl* se dão ao redor de z, equivalente ao eixo principal do cilindro, enquanto os padrões de *tumble* ocorrem ao redor de y, perpendicular a z.

Na direção x tem-se o escoamento ortogonal ao movimento de *tumble*, comumente denominado *cross tumble*. Quando o *tumble* é criado na presença de *swirl*, a rotação da carga de ar em torno do eixo do cilindro pode resultar nessa componente de escoamento em um plano a 90° em relação ao plano de rotação mostrado na Figura 6. A equação 2.7 apresenta o cálculo agora para as razões de *tumble*, *cross tumble* e *swirl*:

$$R = \frac{\omega_i}{\omega_{virabrequim}} \quad (2.7)$$

onde  $R$  é definido como a razão entre a velocidade angular do escoamento em torno do centro de massa na direção  $i$  e a velocidade angular do virabrequim.  $i$  assume os números 1, 2 e 3, referentes aos movimentos rotacionais ao redor de x, y e z, respectivamente.

As componentes de  $\omega_i$  são calculadas a partir do momento angular,  $L_i$ , e do momento de inércia,  $I_i$ , como:

$$R = \frac{L_i}{I_i} \quad (2.8)$$

Para um sistema discreto de células, o momento angular em torno

dos eixos x, y e z,  $L_1$ ,  $L_2$  e  $L_3$ , respectivamente, pode ser calculado como:

$$\begin{aligned}
 L_1 &= \sum_{n=1}^{n^\circ \text{células}} m_n ((y_n - y_{cm})w_n - (z_n - z_{cm})v_n) \\
 L_2 &= \sum_{n=1}^{n^\circ \text{células}} m_n ((z_n - z_{cm})u_n - (x_n - x_{cm})w_n) \\
 L_3 &= \sum_{n=1}^{n^\circ \text{células}} m_n ((x_n - x_{cm})v_n - (y_n - y_{cm})u_n)
 \end{aligned} \tag{2.9}$$

onde  $m_n$  é a massa de cada célula,  $x_n$ ,  $y_n$  e  $z_n$  são as coordenadas de cada célula,  $u_n$ ,  $v_n$  e  $w_n$  são componentes da velocidade para cada célula e  $x_{cm}$ ,  $y_{cm}$  e  $z_{cm}$  são o centro de massa.

O momento de inércia em torno dos eixos x, y e z,  $I_1$ ,  $I_2$  e  $I_3$ , respectivamente, para um sistema de células pode ser expresso como:

$$\begin{aligned}
 I_1 &= \sum_{n=0}^{n^\circ \text{células}} m_n ((y_n - y_{cm})^2 + (z_n - z_{cm})^2) \\
 I_2 &= \sum_{n=0}^{n^\circ \text{células}} m_n ((z_n - z_{cm})^2 + (x_n - x_{cm})^2) \\
 I_3 &= \sum_{n=0}^{n^\circ \text{células}} m_n ((x_n - x_{cm})^2 + (y_n - y_{cm})^2)
 \end{aligned} \tag{2.10}$$

De acordo com Ferguson e Kirkpatrick (2015), os movimentos de *swirl* e *tumble* são um dos principais meios para garantir uma mistura rápida entre combustível e o ar em motores de injeção direta. Nos motores a diesel, por exemplo, o jato de combustível é curvado pelo *swirl* à medida em que este último é injetado, conduzindo-o para longe do injetor e disponibilizando ar fresco para as frações seguintes de combustível injetado. *Swirl* e *tumble* também são usados em motores a gasolina para promover combustão rápida, em razão dos níveis mais altos de turbulência no início da ignição.

As estruturas de *swirl* e *tumble* geradas durante o curso de admissão decairão devido ao atrito com as paredes e à transformação energética turbulenta. A intensidade desse movimentos ao final do processo de compressão



dependerá do nível de movimento rotacional gerado durante o processo de admissão e do quanto ele é amplificado durante o processo de compressão (FERGUSON; KIRKPATRICK, 2015).

Além dos movimentos de *tumble*, *cross tumble* e *swirl*, outro movimento característico dos motores que precisa ser analisado é conhecido como *squish*. Ele corresponde ao movimento radial rápido do gás preso entre o pistão e o cabeçote em direção à cabeça do pistão (GANESAN, 2012).

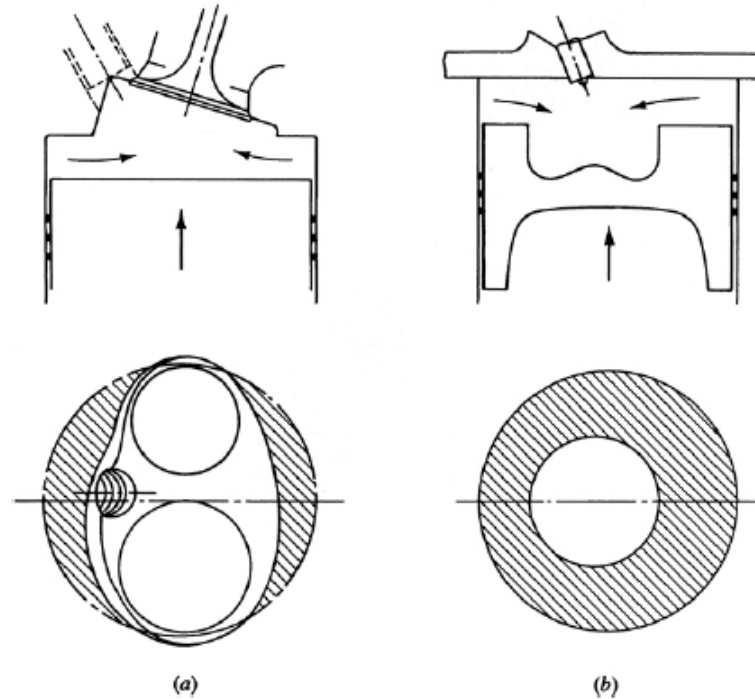
Segundo Ferguson e Kirkpatrick (2015) e Lumley (2001), o uso do *squish* foi utilizado pela primeira vez por H. Ricardo, para aumentar o nível de turbulência em motores de válvulas laterais, que eram predominantes na primeira metade do século XX.

Esse movimento ocorre normalmente ao final do curso de compressão (e parte inicial do curso de expansão), quando uma região da face do pistão e da cabeça do cilindro se aproximam (ou se separam) uma da outra. A [Figura 7](#) mostra como o gás é deslocado para a região mais aberta da câmara de combustão no final da compressão. A [Figura 7a](#) mostra uma câmara de combustão de motor SI em forma de cunha e a [Figura 7b](#) mostra uma câmara de combustão diesel com pistão do tipo *bowl-in* (HEYWOOD, 2018).

As áreas hachuradas na [Figura 7](#) representam as regiões desses motores onde a aproximação entre o cabeçote e a cabeça do pistão é a maior possível quando este último está no ponto morto superior. Elas correspondem a uma parcela da área de seção transversal do cilindro e podem ser vistas como uma área percentual representativa da quantidade de *squish* (HEYWOOD, 2018).

O *squish* também pode ser mensurado pela velocidade do gás dentro do cilindro. A [Figura 8](#) mostra novamente um pistão do tipo *bowl-in*, com as regiões da câmara de combustão divididas em zonas. Durante o curso de compressão, a densidade dentro do cilindro a qualquer momento é mais

Figura 7 – Esquemas de como o movimento do pistão gera *squish*: (a) câmara de combustão do motor SI em forma de cunha; (b) câmara de combustão de diesel com injeção direta e pistão do tipo *bowl-in*.

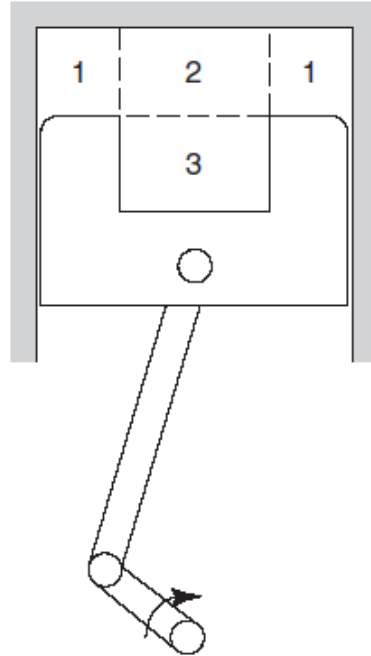


Fonte: (HEYWOOD, 2018).

ou menos uniforme (embora dependente do tempo). Assim, em qualquer instante, a massa dentro de qualquer uma das zonas marcadas (1), (2) e (3) é proporcional ao volume nessas zonas. Durante a compressão, as zonas (1) e (2) ficam menores, enquanto a zona (3) permanece fixa. A massa deve fluir então para fora das zonas (1) e (2), isto é, para a zona (3). A velocidade do gás que atravessa a superfície de controle entre as zonas (1) e (2) é chamada de velocidade de *squish* e a zona (1) é chamada de zona de *squish* (FERGUSON; KIRKPATRICK, 2015).

A ocorrência de *squish* é mais comum quando as superfícies do cabeçote ou da cabeça do pistão não são planas (por exemplo, nos cabeçotes em formato de cunha nos motores de ignição por centelha e nas câmaras de combustão diesel com pistão do tipo *bowl-in*), onde a velocidade axial gerada pelo pistão durante a compressão e expansão produz escoamentos transversais ou radiais devido às diferenças na distância axial entre as

Figura 8 – Volume do cilindro com pistão do tipo *bowl-in* dividido em três zonas. A zona (3) constitui o único volume constante ao longo do movimento do pistão e a zona (1) é chamada de zona de *squish*.



Fonte: Adaptado de (FERGUSON; KIRKPATRICK, 2015).

superfícies da cabeça do cilindro e da cabeça do pistão ao longo da seção transversal do cilindro (HEYWOOD, 2018).

Vale ressaltar que os movimentos de *squish*, *tumble*, *cross-tumble* e *swirl* interagem entre si. Por exemplo, em motores de ignição por centelha, com cabeçotes do tipo *pent-roof*, o movimento primário no cilindro gerado para aumentar a intensidade da turbulência e a taxa de queima durante a combustão costuma ser o *tumble*. Muitas vezes esse movimento de *tumble* é acompanhado por algum *swirl*. Além disso, em motores a diesel com pistões do tipo *bowl-in* o *swirl* gerado pela admissão é significativamente amplificado pelo movimento de compressão radial à medida que o pistão se aproxima do ponto morto superior, e a intensidade da turbulência no volume dentro do pistão é aumentada pela forte interação entre os movimentos de *squish* e *swirl* (HEYWOOD, 2018).

### 2.3.2 Técnicas para indução dos movimentos

Uma série de técnicas podem ser empregadas para o desenvolvimento dos movimentos rotacionais nos motores, seja na fase de projeto, com a escolha do formato e posicionamento dos componentes, ou já na fase de operação, com a utilização de dispositivos específicos.

Elas se diferenciam quanto aos movimentos que preconizam e à capacidade de intensificação, cada uma possuindo vantagens e desvantagens próprias. Algumas das principais técnicas, sobretudo para geração de *tumble* e *swirl*, incluem:

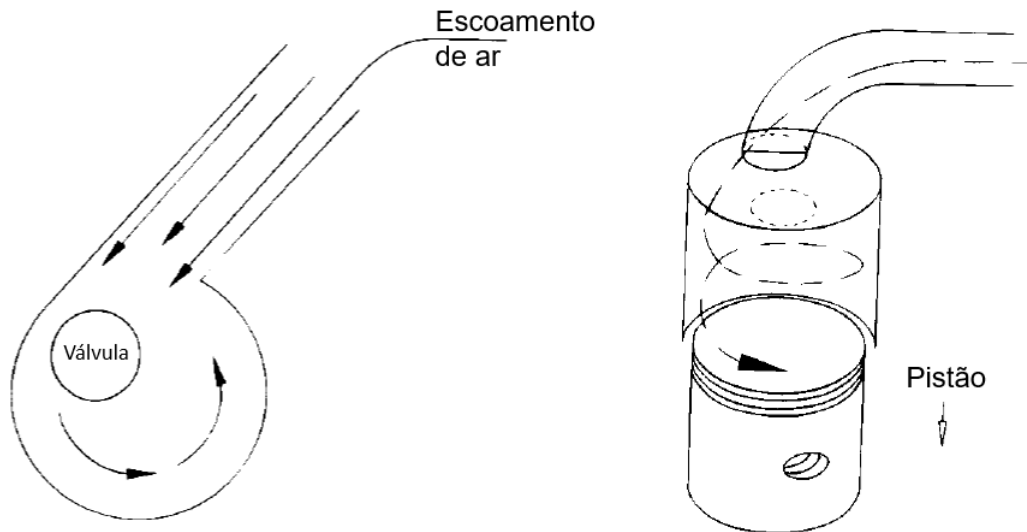
- Pórticos e dutos devidamente orientados
- Pórticos com formatos específicos (helicoidais, em rampa, etc)
- Válvulas de admissão modificadas
- Sedes de válvulas com bloqueios

Segundo Pulkrabek (2004), o movimento de *swirl* pode ser gerado no motor construindo-se o sistema de admissão de modo que ele forneça uma componente tangencial ao escoamento de ar na admissão à medida em que ele entra no cilindro. Isso é feito moldando e contornando o coletor de admissão, os pórticos da válvula e, as vezes, até mesmo a face do pistão. A [Figura 9](#) exemplifica a utilização de um sistema de admissão que promove a entrada do ar no cilindro em uma direção tangencial.

Nesse caso, o movimento de rotação tangencial é produzido dentro do próprio cilindro, como resultado da orientação dos dutos e pórticos e da interação do escoamento de entrada com as paredes do cilindro. Essa forma de gerar *swirl* pode ser conseguida também bloqueando-se parcialmente as válvulas de admissão, de modo a fazer com que o fluido entre segundo uma direção preferencial (FERRARI, 2019).

A [Figura 10](#) resume as principais possibilidades. Além da interação do fluido com as paredes do cilindro, também é possível promover *swirl*

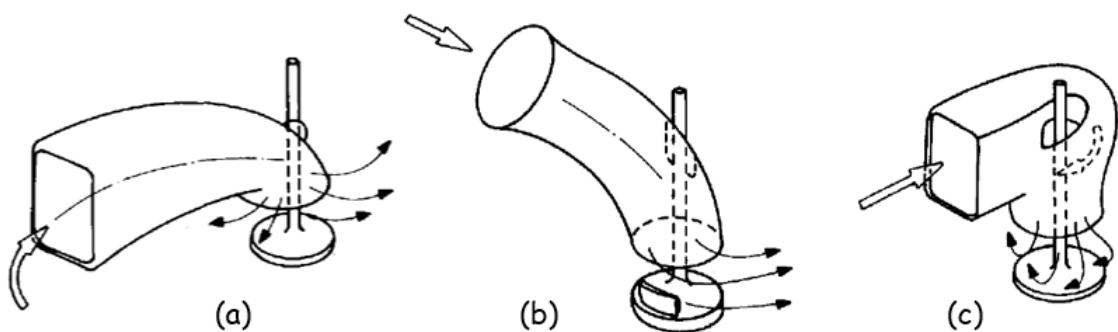
Figura 9 – Sistema de admissão utilizado para promover a entrada do ar no cilindro em uma direção tangencial e movimento de *swirl* gerado por conta disso.



Fonte: Adaptado de (PULKRABEK, 2004).

imprimindo-se ao escoamento um movimento rotativo em torno do eixo da válvula antes mesmo do fluido entrar no cilindro. Dessa forma, o fluido pode seguir uma determinada direção em razão da orientação dos dutos e pórticos de admissão (Figura 10a), devido às válvulas bloqueadas (Figura 10b) ou adquirir movimento rotacional por conta do formato do pórtico (Figura 10c) (FERRARI, 2019).

Figura 10 – Movimento de *swirl* promovido (a) pela orientação do duto de admissão, (b) por bloqueio na válvula e (c) pelo formato do pórtico.

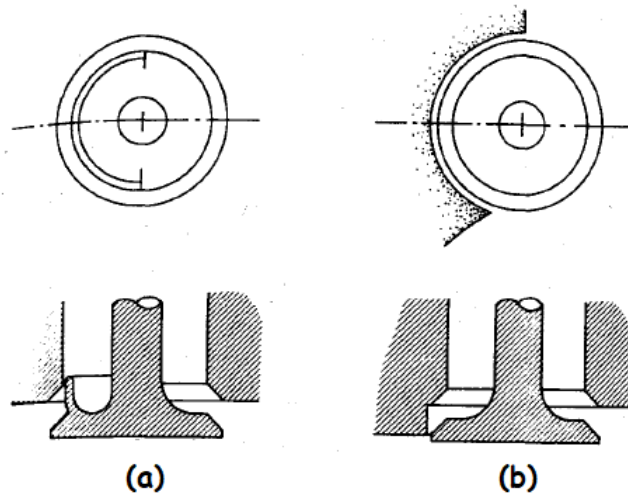


Fonte: Adaptado de (FERRARI, 2019).

A geração de *swirl* nas válvulas envolve o encobrimento de parte da área de passagem das válvulas de entrada. Isso pode ser feito colocando-se

um bloqueio parcial em cima das válvulas de admissão ou alterando-se a região da sede das válvulas no cabeçote do motor. Essas técnicas são normalmente denominadas, respectivamente, *shrouding* e *masking* (HEYWOOD, 1988). Ambas são ilustradas na [Figura 11](#).

Figura 11 – Encobrimento da área de passagem do ar para geração de *swirl* por meio de (a) bloqueios na válvula de admissão e (b) alteração no cabeçote do motor.



Fonte: Adaptado de (HEYWOOD, 2018).

De acordo com Ferrari (2019), a utilização de bloqueios nas válvulas é uma das formas mais antigas de conseguir uma elevação nos níveis de *swirl*. Contudo, como na prática se utiliza apenas uma parte da área de passagem, isso resulta em maiores perdas de carga e diminuição do enchimento do cilindro em altas rotações do motor. Esse encobrimento também envolve várias outras desvantagens: aumenta o peso da válvula, causa distorções no assento de válvula devido a efeitos térmicos e exige a adoção de dispositivos para evitar que a válvula gire.

Por conta dessas desvantagens, a colocação de bloqueios sobre as válvulas não costuma ser atrativa na produção de motores em grande quantidade. Seu uso é mais frequente em motores de pesquisa nos quais as alterações podem ser feitas prontamente. Já o encobrimento por meio da alteração do cabeçote tende a ser mais prático, uma vez que pode ser facilmente incorporado ao processo de fundição do cabeçote e utilizado em

linhas de produção (HEYWOOD, 1988).

Já a obtenção de um movimento rotacional antes mesmo de o fluido entrar no cilindro (conforme se viu na [Figura 10c](#)) é realizada com pórticos helicoidais. Eles geralmente promovem maiores coeficientes de descarga se comparados aos pórticos apenas orientados para geração de *swirl*, uma vez que toda a periferia da área aberta da válvula pode ser utilizada de forma mais completa (RAJPUT, 2005).

Como resultado, maiores eficiências volumétricas podem ser obtidas nas faixas de velocidades baixas e médias do motor. Além disso, os pórticos helicoidais são menos sensíveis aos deslocamentos de posição, uma vez que o *swirl* gerado depende principalmente da geometria do pórtico acima da válvula e não de sua posição em relação ao eixo do cilindro (RAJPUT, 2005).

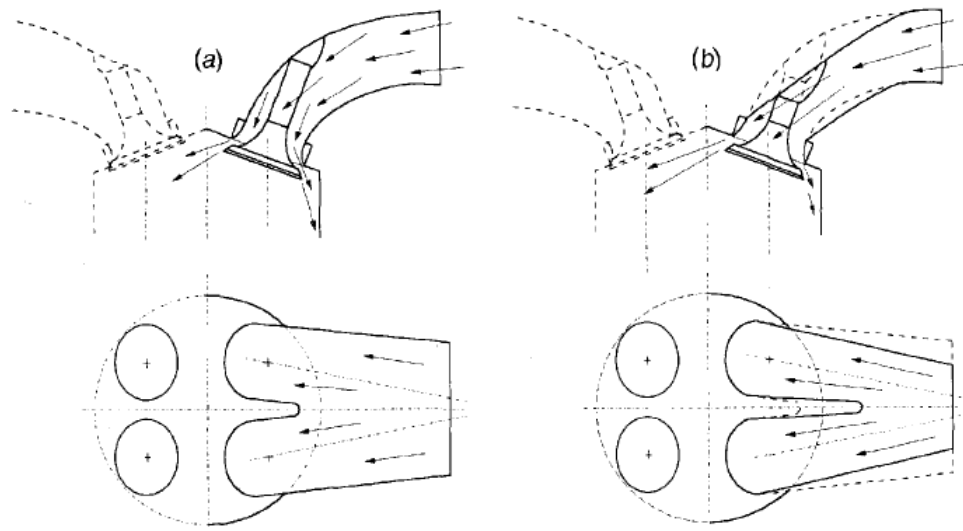
Assim como o *swirl*, o movimento de *tumble* também pode ser intensificado observando-se as características geométricas do motor. Segundo Ferrari (2019), para intensificar o *tumble* é necessário projetar um duto de admissão que não apenas acelere o fluxo de ar como também o direcione, principalmente para a área abaixo da válvula de exaustão.

Em um sistema de admissão tradicional, as seções de passagem são grandes o suficiente para que as velocidades permaneçam abaixo de 60 m/s para conter as perdas fluidodinâmicas. A geometria do duto direciona o escoamento para o eixo da válvula, que o assento de válvula então distribui quase uniformemente por toda a circunferência (FERRARI, 2019).

Para gerar *tumble*, por outro lado, as seções de passagem devem ser reduzidas para trazer as velocidades para valores próximos de 90 a 120 m/s e orientá-las em direção à válvula de exaustão. Desta forma, uma vez que o fluido tenha entrado no cilindro, interagindo com o cabeçote e a cabeça do pistão, ele sofre um giro que inverte sua direção de movimento e o organiza em uma estrutura turbilhonar em um plano axial (FERRARI, 2019). O esquema da [Figura 12](#) exemplifica isto, comparando um sistema de

admissão tradicional com outro capaz de orientar o fluido para as válvulas de exaustão.

Figura 12 – Esquema do escoamento de ar no duto de admissão e ao redor da sede da válvula em um motor de quatro válvulas por cilindro a) no caso de um sistema de admissão tradicional, b) no caso de um sistema de admissão capaz de produzir uma estrutura turbilhonar de *tumble*.



Fonte: Adaptado de (FERRARI, 2019).

Se, além de modificar o desenho do duto, for colocado um bloqueio na região de escoamento menos intenso (nesse caso, a direita da válvula mostrada na [Figura 12b](#)), o *tumble* será acentuado principalmente na segunda parte do curso de compressão, quando o escoamento rente a parede do cilindro será completamente bloqueado e o momento intensificado (FERRARI, 2019).

Outras técnicas e dispositivos, que não envolvem alterações em pórticos, dutos e válvulas, também podem ser empregados para a intensificação e controle de *swirl* e *tumble*. Abaixo são listados alguns desses recursos e na sequência eles são explicados.

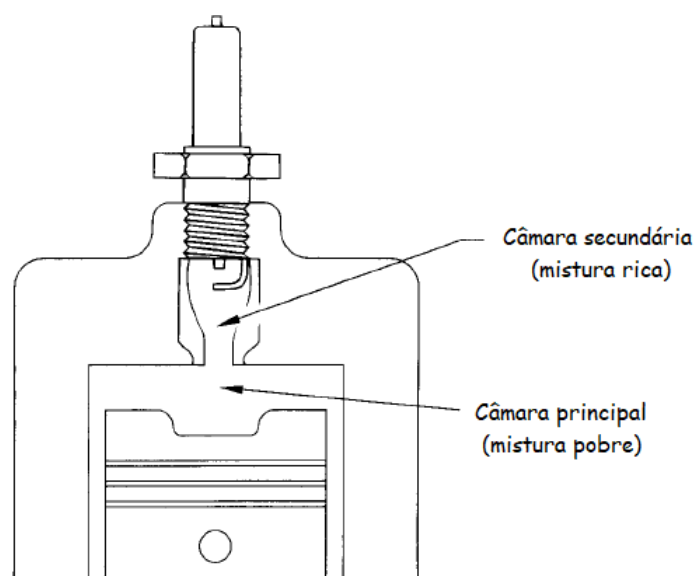
- Câmaras de combustão divididas ou pré-câmaras
- Injetores de combustível DI
- Sistemas de atuação variável das válvulas



- *Lifts* de válvula variáveis
- Aletas, guias ou flapes no sistema de admissão

Alguns motores têm câmaras de combustão divididas, geralmente com cerca de 80% do volume na câmara principal acima do pistão e cerca de 20% do volume em uma câmara secundária conectada através de um pequeno orifício (Figura 13). A combustão é iniciada na pequena câmara secundária e a chama passa pelo orifício, queimando o restante da mistura na câmara principal (PULKRABEK, 2004).

Figura 13 – Câmara de combustão dividida em um motor SI.



Fonte: Adaptado de (PULKRABEK, 2004).

O movimento rotacional de admissão não é tão importante na câmara principal desse tipo de motor e o sistema de admissão pode ser projetado para maior eficiência volumétrica. É desejável ter um *swirl* muito elevado na câmara secundária, e o orifício entre as câmaras é projetado para suprir isso; muitas vezes, a câmara secundária é chamada de câmara de *swirl*. À medida que a mistura na câmara secundária é consumida pela combustão, a pressão aumenta e a frente de chama se expande de volta através do orifício e atua como uma tocha de ignição para a câmara principal. O gás em expansão retornando pelo orifício cria um grande *swirl* secundário na

câmara principal, o que aumenta a combustão nessa região (PULKRABEK, 2004).

Em muitos casos os motores com câmara dividida operam ainda com carga estratificada. O sistema de admissão é projetado para fornecer uma mistura rica na câmara secundária e uma mistura pobre na câmara principal. A mistura rica com turbulência muito alta na câmara secundária queima rapidamente e os gases em chamas que se expandem de volta através do orifício inflamam uma mistura pobre na câmara principal (uma mistura muitas vezes tão pobre que seria difícil queimar apenas com uma vela de ignição) (PULKRABEK, 2004).

O resultado líquido é um motor que tem boa ignição e combustão, capaz de proporcionar boa economia de combustível. A colocação e sincronização das válvulas de admissão e injetores para fornecer ar e combustível adequados a todas as partes deste motor são extremamente importantes (PULKRABEK, 2004).

Uma variação das câmaras divididas em alguns motores CI é aquela com uma câmara secundária totalmente passiva, com todas as válvulas e injetores localizados na câmara principal. Quando a pressão na câmara principal é reduzida durante o curso de expansão, os gases de alta pressão na câmara secundária retornam à câmara principal. Isso mantém a pressão na câmara principal em um nível mais alto por um curto período de tempo e fornece uma força ligeiramente maior no pistão durante o curso de expansão (PULKRABEK, 2004).

Outro recurso que pode ser utilizado para intensificar os movimentos rotacionais são os injetores de combustível, em especial os de injeção direta. Uma vez que eles promovem a entrada de um jato líquido dentro da câmara, a energia desse escoamento pode ser aproveitada para intensificar os movimentos rotacionais.

Diversas variáveis estão associadas aos injetores DI, como a orientação dos jatos, o número de orifícios, o tipo de injetor, a pressão de injeção e

até mesmo as estratégias de injeção. Todas essas variáveis interferem na interação entre o escoamento de ar no cilindro e o escoamento entrante de combustível. Todas podem ser trabalhadas com o intuito de melhor controlar as estruturas rotacionais dentro do cilindro.

Estratégias de abertura e fechamento das válvulas também constituem uma outra ferramenta para controle de *tumble* e *swirl*. Os sistemas de atuação variável das válvulas, ou VVT (em inglês, *variable valve timing*), possibilitam não apenas o controle da duração dos eventos de válvulas, como também do cruzamento de válvulas e da posição dos eventos em relação ao movimento do pistão. Essas estratégias podem ser planejadas para oferecer vantagens além do melhor enchimento do cilindro, como maiores velocidades de entrada do ar e movimentos rotacionais mais intensos e sincronizados com o movimento do pistão.

Lumley (1999) cita ainda o uso de estratégias de *lift* das válvulas para geração de *swirl*. Em um motor com quatro válvulas, se ambas as válvulas de entrada estiverem abertas a geração de *swirl* tende a ser baixa, caso o cabeçote seja simétrico em relação ao plano entre as duas válvulas de admissão. Nesse caso, para produzir *swirl* uma das válvulas de admissão pode ser mantida fechada totalmente ou parcialmente durante o intervalo de admissão. No motor Honda VTEC, por exemplo, essa estratégia é usada para obter maiores *tumble* e *swirl*.

Normalmente, em motores PFI a válvula que não está abrindo é, na verdade, aberta apenas brevemente para permitir que o combustível pulverizado pelo injetor entre no cilindro. Como o escoamento de ar é muito pequeno, isso às vezes é usado para manter uma nuvem rica em combustível perto do cabeçote, para produzir uma carga estratificada (LUMLEY, 1999).

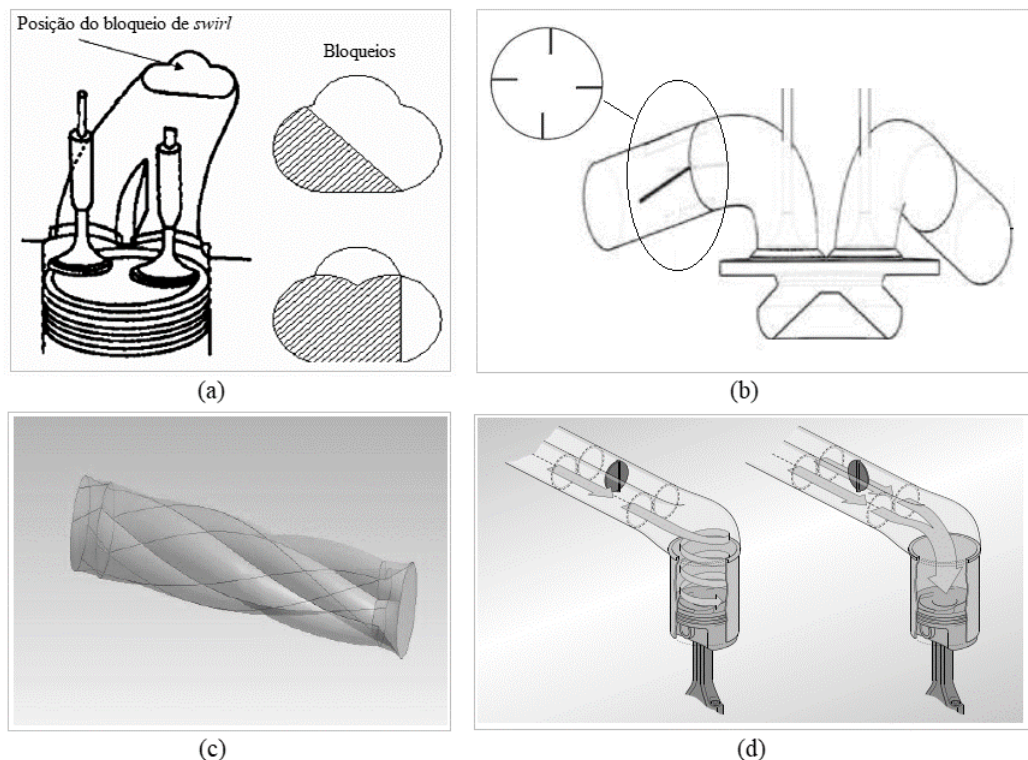
Alguns dispositivos mais modernos, como por exemplo o sistema MultiAir, um mecanismo de atuação eletro hidráulica variável, são capazes de modificar tanto os eventos de válvula como também suas durações e amplitudes máximas. Trevas et al. (2017) e Boretti (2010) são alguns exemplos de pesquisadores que estudaram esse dispositivo e obtiveram

resultados interessantes, dentre eles reduções promissoras no consumo de combustível.

Por fim, um último recurso para geração de movimentos rotacionais no cilindro do motor são os dispositivos direcionadores do escoamento montados no sistema de admissão. Isso inclui diferentes tipos de mecanismos, mas de modo geral eles são compostos por aletas, guias ou flapes, fixos ou móveis, que são capazes de mudar a direção e/ou intensificar o escoamento do ar que flui para dentro do cilindro.

Na [Figura 14](#) estão representados alguns dos principais tipos de dispositivos direcionadores: bloqueios com regiões de passagem reduzidas, guias em diferentes formatos, dutos contorcidos e flapes/válvulas que podem assumir uma posição fechada para gerar *swirl* ou *tumble*.

Figura 14 – Exemplo dos principais tipos de dispositivos direcionadores: (a) bloqueios com regiões de passagem reduzidas, (b) guias, (c) dutos contorcidos e (d) flape gerador de *swirl*.



Fonte: Adaptado de (a) Lee, Bae e Kang (2007), (b) Hamid et al. (2020), (c) Khan et al. (2019) e (d) PIERBURG (2011).

Uma vez que dentro dessa categoria está o dispositivo proposto nesta tese, os exemplos de aplicações desse grupo serão melhor detalhados posteriormente no Estado da Arte na seção 2.6.

### 2.3.3 Importância dos movimentos rotacionais

Além dos fatores apresentados nas seções precedentes, outros motivos e interesses podem estar associados ao controle dos movimentos rotacionais nos motores. Alguns desses motivos discutidos no trabalho de Lumley (1999) são apresentados nos parágrafos seguintes da presente seção.

Conforme Lumley (1999) explica, existem uma série de razões para induzir os movimentos de *swirl* e *tumble* no motor. Altos níveis de turbulência no local da ignição produzem velocidades de chama efetivas mais altas e uma combustão mais confiável em relações ar/combustível muito pobres ou com EGR. Nas relações ar/combustível normais, a velocidade mais alta permite que a frente da chama atinja a porção final do gás não queimado antes que a reação química de auto-ignição possa ocorrer, permitindo razões volumétricas de compressão mais altas sem detonação.

O controle da detonação foi particularmente importante nos primeiros anos de desenvolvimento dos motores, quando os índices de octanagem dos combustíveis eram baixos. Agora, segundo Lumley (1999), é mais provável que a motivação esteja relacionada à uma combustão mais confiável com relações ar/combustível mais pobres ou com EGR. De qualquer forma, independentemente da motivação, movimentos de *swirl* e *tumble* podem ser usados para promover altos níveis de turbulência ao redor do ponto de ignição.

A ideia é reter parte do momentum do escoamento proveniente da admissão em movimentos rotacionais organizados, os quais manterão a energia por mais tempo ao longo do ciclo do motor. Além disso, a vorticidade pode ser aumentada pelo processo de compressão, ou pelo *squish* no caso de *swirl*. Pouco tempo antes da ignição, o movimento de *tumble* ou *swirl* pode ser induzido a quebrar em menores dimensões, produzindo um nível

muito mais alto de turbulência na ignição do que no caso apenas de uma turbulência proveniente dos jatos do escoamento pelas válvulas de admissão.

A princípio, o movimento de *tumble* é sempre quebrado em menores estruturas, já que à medida que o pistão se aproxima do ponto morto superior, não há espaço entre a cabeça do pistão e o cabeçote para uma estrutura turbilhonar com diâmetro da ordem do diâmetro do cilindro. Apenas movimentos com dimensões da ordem da altura da câmara de combustão podem sobreviver, e assim o movimento se rompe em estruturas desse mesmo tamanho. Já a manutenção do *swirl* até o instante da ignição ou sua quebra dependem sobretudo do formato da câmara de combustão e da influência das áreas de *squish*. Em motores de quatro válvulas com câmaras do tipo *pent-roof*, por exemplo, o *swirl* perdura até o fim do curso de compressão. Nesses motores com quatro válvulas e uma vela de ignição geralmente não há espaço para qualquer área de *squish* significativa.

Ainda que alguns motores sejam projetados para altos valores de *swirl*, é comum encontrar neles valores consideráveis de *tumble*, os quais muitas vezes são os verdadeiros responsáveis pelos níveis de turbulência encontrados logo antes do instante de ignição. Uma exceção costuma ser o motor com pistão *bowl-in* de alta compressão, onde os movimentos de *swirl* somados aos de *squish* resultam em várias estruturas e geração de turbulência.

Uma possível razão para induzir *swirl* no motor é estratificar a carga, isto é, para manter a carga rica em combustível segregada, de modo que não se misture com o restante do ar no cilindro. Se uma mistura rica em combustível entra nas zonas mais externas da estrutura rotacional de *swirl*, o movimento pode promover uma região mais pobre no centro da estrutura rotacional enquanto ao seu redor o combustível permanece mais concentrado. Em injeções diretas isso pode ser favorecido pelas diferenças de densidade entre o gás no cilindro já aquecido e a carga mais fria injetada.

## 2.4 Fluidodinâmica computacional

Nesta seção e na seção seguinte do trabalho (2.5) são apresentadas as equações de balanço utilizadas nas simulações assim como as demais equações para a modelagem de fechamento da turbulência e injeção de combustível. Detalhes adicionais podem ser encontrados em alguns trabalhos importantes da literatura, como os de Pope (2000), Versteeg e Malalasekera (2007), Baumgarten (2006) e Neto (2020). Além disso, os textos referentes à teoria das equações de balanço e da turbulência e demais tópicos da seção foram baseados no trabalho de Richards, Senecal e Pomraning (2020), exceto quando referenciado de maneira distinta.

### 2.4.1 Equações de balanço

A dinâmica dos escoamentos fluidos é modelada com equações que descrevem o balanço de massa, momentum e energia, além de equações adicionais para a caracterização da natureza do fluido e para o balanço de espécies, escalares e propriedades.

As equações para escoamentos compressíveis referentes ao balanço de massa e de quantidade de movimento linear são dadas respectivamente por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = S \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + S_i \quad (2.12)$$

onde o tensor de tensões viscosas é dado por:

$$\sigma_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \left( \mu' - \frac{2}{3}\mu \right) \left( \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \quad (2.13)$$

Nessas equações,  $u$  é velocidade,  $\rho$  é densidade,  $S$  é o termo fonte,  $P$  é pressão,  $\mu$  é viscosidade,  $\mu'$  é a viscosidade de dilatação e  $\delta_{ij}$  é o delta de Kronecker. Para a equação de momentum, o termo fonte pode surgir, por exemplo, do campo gravitacional, acoplamento de *spray* ou fontes de

massa. Para a equação de balanço de massa, o termo fonte pode surgir da evaporação ou de outros submodelos.

O balanço de quantidade de movimento linear e de massa pode ser resolvido para escoamentos compressíveis ou incompressíveis. Para escoamentos compressíveis, é necessária uma equação de estado para acoplar densidade, pressão e temperatura. Algumas equações de estado comumente usadas incluem Redlich-Kwong, Redlich-Kwong-Soave e Peng-Robinson. Essas equações podem ser escritas de forma generalizada como:

$$P = \frac{RT}{v - b} - \frac{a}{v^2 + ubv + wb^2} \quad (2.14)$$

sendo  $R$  a constante do gás ideal e  $u$ ,  $w$ ,  $b$  e  $a$  coeficientes característicos da equação escolhida. Para a equação de estado de Redlich-Kwong, por exemplo, tem-se:

$$P = \frac{RT}{v - \beta v_c} - \frac{\alpha \frac{p_c v_c^2}{\sqrt{T_r}}}{v^2 + \beta v_c v} \quad (2.15)$$

em que  $v_c$  é o volume crítico, dado por  $\frac{RT_c}{p_c}$ ,  $T_c$  é a temperatura crítica,  $p_c$  é a pressão crítica,  $\alpha$  representa as forças atrativas entre as moléculas e  $\beta$  representa o volume das moléculas.  $\alpha$  e  $\beta$  têm valores iguais a 0,42748 e 0,08664 respectivamente.

A forma compressível da equação da energia é dada por:

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial e}{\partial t} + \rho \frac{\partial u_j e}{\partial x_j} = -P \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{K}{c_v} \frac{\partial e}{\partial x_j} \right) + \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \sum_m h_m \rho D - \sum_m e_m \gamma \frac{K}{c_p} \right) \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right] \end{aligned} \quad (2.16)$$

onde  $\rho$  é a densidade,  $Y_m$  é a fração de massa da espécie  $m$ ,  $D$  é o coeficiente de difusão de massa,  $P$  é a pressão,  $e$  é a energia interna específica,  $K$  é a condutividade,  $h_m$  é a entalpia específica da espécie,  $c_p$  e  $c_v$  são os calores específicos a pressão e volume constantes, respectivamente, e  $\gamma$  é a razão



entre os valores específicos. Para escoamentos turbulentos a condutividade é substituída pela condutividade efetiva, dada por:

$$K_{ef} = K + c_p \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (2.17)$$

onde  $\mu_t$  é a viscosidade turbulenta e  $Pr_t$  é o número de Prandtl turbulento.

Além dos termos de advecção e difusão, a equação de energia contém quatro termos extras. O termo fonte é adicionado para considerar as fontes de energia especificadas pelo usuário e a transformação turbulenta. O termo de pressão de trabalho  $-P \frac{\partial u_j}{\partial x_j}$  contabiliza os trabalhos de compressão e expansão. O termo de transformação viscosa  $\sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$  considera a energia cinética transformando-se em energia térmica. Finalmente, o termo de difusão de espécies  $\frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho D \sum_m h_m \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right)$  representa o transporte de energia devido à difusão de espécies.

Já a equação de balanço das espécies pode ser escrita conforme mostrado:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial \rho_m u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho D_t \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S_m \quad (2.18)$$

onde  $u$  é a velocidade,  $Y_m$  é a fração mássica da espécie  $m$ , dada pela razão entre a massa da espécie na célula e a massa total,  $\rho$  é a densidade,  $\rho_m$  é a densidade da espécie,  $D_t$  é o coeficiente de difusão de massa, dado pela equação 2.19, e  $S_m$  é o termo fonte, que leva em consideração a evaporação, reações químicas (combustão) e outros submodelos.

$$D_t = \frac{v_t}{Sc_t} \quad (2.19)$$

Em casos de estado estacionário, por definição, a solução não muda com o tempo. Desse modo, a equação de balanço para condições estacionárias não contém o termo derivado no tempo. Contudo, embora a equação de balanço não inclua o termo derivado no tempo, programas como o utilizado neste trabalho empregam um pseudo passo de tempo para facilitar a

resolução numérica das equações de balanço. Assim, o solucionador desses programas funciona de maneira conceitualmente semelhante ao solucionador transiente.

O solucionador numérico em casos de estado estacionário, no entanto, não precisa ser tão preciso no tempo enquanto prossegue para uma solução estacionária, de modo que a taxa de convergência é significativamente melhorada quando comparada ao solucionador transiente.

#### 2.4.2 Modelo de fechamento da turbulência

Na metodologia RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes), as variáveis do escoamento (como por exemplo a velocidade) são decompostas em um valor médio e um termo flutuante como:

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (2.20)$$

sendo, nesse exemplo, a velocidade instantânea dada por  $u_i$ , o valor médio por  $\bar{u}_i$  e a flutuação por  $u'_i$ . Substituindo-se os termos decompostos nas equações de balanço chega-se às equações médias de Reynolds. As equações de balanço de massa e momentum são dadas respectivamente por:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( -\bar{\rho} \widetilde{u'_i u'_j} \right) \quad (2.22)$$

onde o símbolo  $\tilde{\phantom{x}}$  é utilizado para a média de Favre, exemplificada na equação 2.23 para a velocidade.

$$\tilde{u}_i \equiv \frac{\overline{\rho u_i}}{\bar{\rho}} \quad (2.23)$$

O processo de decomposição das equações em termos médios e flutuações introduz termos adicionais chamados de tensões de Reynolds (equação 2.24) que representam os efeitos da turbulência.

$$\tau_{ij} = -\bar{\rho}u'_i u'_j \quad (2.24)$$

O modelo de fechamento da turbulência deve modelar a tensão de Reynolds para obter o fechamento da equação 2.22. Os modelos RANS resolvem equações de balanço adicionais para variáveis de turbulência (como por exemplo a energia cinética turbulenta) de modo a fechar este termo.

Os modelos  $k - \epsilon$  padrão e RNG  $k - \epsilon$ , por exemplo, utilizam a correlação de Boussinesq para resolver as tensões de Reynolds, conforme mostrado na equação 2.25.

$$\tau_{ij} = -\bar{\rho}\widetilde{u'_i u'_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3}\delta_{ij} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial \widetilde{u}_i}{\partial x_i} \right) \quad (2.25)$$

A energia cinética turbulenta,  $k$ , é definida pela equação 2.26 como metade do tensor de tensões enquanto a viscosidade turbulenta  $\mu_t$  é dada pela equação 2.27.

$$k = \frac{1}{2}\widetilde{u'_i u'_i} \quad (2.26)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2.27)$$

Na equação 2.27,  $C_\mu$  é uma constante do modelo que pode ser ajustada de acordo com o escoamento e  $\epsilon$  é a transformação de energia cinética turbulenta. O tensor da taxa de deformação média  $S_{ij}$  é dado por:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \widetilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.28)$$

Os modelos  $k - \epsilon$  padrão e RNG  $k - \epsilon$  requerem equações de balanço adicionais para obter a viscosidade turbulenta dada pela equação 2.27.

Uma equação é necessária para a energia cinética turbulenta e outra para a dissipação da energia cinética turbulenta. Ambas são dadas respectivamente pelas equações 2.29 e 2.30:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i k}{\partial x_i} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{\mu + \mu_t}{Pr_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{C_s}{1.5} S_s \quad (2.29)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu + \mu_t}{Pr_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\varepsilon 3} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \\ &+ \left( C_{\varepsilon 1} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tau_{ij} - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_s S_s \right) \frac{\varepsilon}{k} + S - \rho R_\varepsilon \end{aligned} \quad (2.30)$$

onde  $S$  é um termo fonte fornecido pelo usuário e  $S_s$  é o termo fonte que representa as interações com a fase discreta (spray). Os termos  $C_{\varepsilon i}$  são constantes do modelo que levam em conta a compressão e a expansão. Na equação 2.30,  $R_\varepsilon = 0$  para o modelo  $k - \varepsilon$  padrão e é dado pela equação 2.31 para o modelo RNG  $k - \varepsilon$ :

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{(1 + \beta \eta^3) k} \quad (2.31)$$

sendo  $\eta$  dado por:

$$\eta = \frac{k}{\varepsilon} |S_{ij}| = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (2.32)$$

### 2.4.3 Método dos volumes finitos

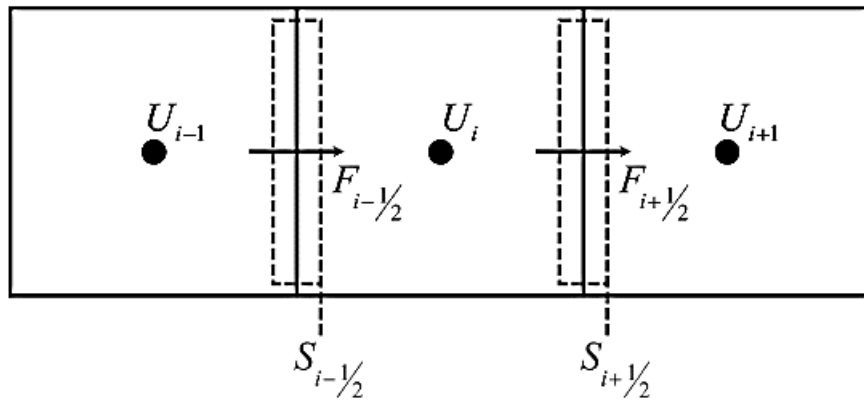
Muitos programas computacionais utilizam uma abordagem conhecida como volumes finitos para resolver numericamente as equações de balanço, um conjunto de equações diferenciais parciais de segunda ordem acopladas não lineares.

As variáveis do escoamento são calculadas e armazenadas nos centros das células de acordo com os fluxos através das faces das células e os termos fonte internos, quando existentes. Os métodos de volumes finitos têm

a propriedade atrativa de serem altamente generalizáveis para esquemas numéricos complexos e malhas não triviais.

Na [Figura 15](#) é apresentado um exemplo de utilização dos volumes finitos no programa Converse. Trata-se de um domínio simplificado composto por apenas três células, onde  $U_i$  é o vetor de variáveis objeto dos balanços para a célula  $i$  e  $F_{i-1/2}$  é o vetor de fluxo na face  $i - 1/2$ .

Figura 15 – Abordagem de volumes finitos aplicada a um domínio computacional simplificado composto por três células.



Fonte: (RICHARDS; SENEAL; POMRANING, 2020).

Considerando-se uma equação de balanço para a variável  $\phi$  (equação [2.33](#)) e aplicando-se o teorema de Green-Gauss pode-se reescrevê-la da forma mostrada pela equação [2.34](#).

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial u \phi}{\partial x} = 0 \quad (2.33)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{1}{V} \int_s u \cdot n \phi dS = 0 \quad (2.34)$$

onde  $V$  é o volume da célula,  $S$  é a área superficial e  $n$  é a normal à superfície. Os métodos de volumes finitos resolvem a forma integral das equações de balanço em vez da forma diferencial por meio da soma dos

fluxos nas faces das células. A equação discretizada equivalente é dada por:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{1}{V} \sum_i u_{f,i} \phi_{f,i} S_i = 0 \quad (2.35)$$

com  $u_{f,i}$  representando a velocidade normal na face  $i$ ,  $\phi_{f,i}$  representando a variável transportada através face  $i$  e  $S_i$  representando a superfície  $i$ .

Como todos os valores são colocados e armazenados no centro da célula, para resolver a forma integral da equação a velocidade e  $\phi$  devem ser interpolados para a fronteira das células. Para obter o valor na fronteira, pode-se utilizar a discretização por diferenças centradas, correspondente a uma média dos valores das células adjacentes, conforme as equações 2.36 e 2.37.

$$\phi_{i+1/2} = \frac{1}{2}\phi_i + \frac{1}{2}\phi_{i+1} \quad (2.36)$$

$$\phi_{i-1/2} = \frac{1}{2}\phi_i + \frac{1}{2}\phi_{i-1} \quad (2.37)$$

Uma segunda opção é utilizar o método *upwind*, no qual os valores das variáveis nas faces são definidos com base na direção do escoamento e iguados aos valores nos nós:

$$\phi_{i+1/2} = \phi_i \quad (2.38)$$

$$\phi_{i-1/2} = \phi_{i-1} \quad (2.39)$$

A utilização das variáveis alocadas nos centros das células (co-localizadas) pode resultar no desacoplamento da pressão e da velocidade, produzindo oscilações na solução conhecidas como efeito *checkerboard*. No passado, muitos códigos CFD utilizavam uma abordagem com variáveis desencontradas para eliminar esse efeito indesejável, isto é, velocidades localizadas nas faces das células e pressões nos centros das células.

No entanto, um outro esquema de interpolação denominado Rhie-Choe (RHIE; CHOW, 1983) também pode ser usado para manter as variáveis co-localizadas e eliminar o efeito *checkerboard*. Nele, a velocidade nas faces são obtidas por meio da equação 2.40

$$u_{i+1/2}^* = \frac{u_i^* + u_{i+1}^*}{2} - \frac{dt}{\rho} \left( \frac{P_{i+1} - P_i}{dx} \right) + \frac{dt}{2\rho} \left( \frac{P_{i+1} - P_{i-1}}{2dx} + \frac{P_{i+2} - P_i}{2dx} \right) \quad (2.40)$$

onde  $u_{i+1/2}^*$  é a velocidade atualizada para a pressão na face entre os nós  $i$  e  $i+1$  e  $P_i$  é a pressão no nó  $i$ .

#### 2.4.4 Algoritmo PISO

Conforme explicam Versteeg e Malalasekera (2007), o transporte de uma variável escalar  $\phi$  depende da magnitude e da direção do campo de velocidade local. Contudo, em geral, o campo de velocidade não é conhecido e surge como parte do processo de solução junto com todas as outras variáveis do escoamento.

Na maioria dos escoamentos estudados também se deseja calcular o campo de pressão como parte da solução, e seu gradiente normalmente não é conhecido de antemão. As equações de momentum contêm termos não lineares e junto com a equação de continuidade formam um conjunto intrinsecamente acoplado. Tanto os problemas associados às não-linearidades no conjunto de equações quanto ao acoplamento pressão-velocidade podem ser resolvidos adotando-se uma estratégia de solução iterativa, como os métodos SIMPLE, SIMPLEC, PISO, dentre outros (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

O acoplamento pressão-velocidade no programa Converge, por exemplo, é obtido usando o método PISO (do inglês *Pressure Implicit with Splitting of Operators*) de Issa (1986). O algoritmo PISO é iniciado com uma etapa de previsão onde a equação do momentum é resolvida. Após o preditor, uma equação de pressão é derivada e resolvida, o que leva a

uma correção que por sua vez é aplicada à equação de momentum. Este processo de correção da equação de momentum e resolução pode ser repetido quantas vezes forem necessárias para alcançar a precisão desejada. Após a conclusão do preditor de momentum e da primeira etapa do corretor, as outras equações de balanço são resolvidas em série. Para limitar as correções PISO, o usuário pode inserir o número mínimo e máximo de correções PISO permitidas. Se o número máximo de iterações PISO for excedido e a solução não convergir, o passo de tempo seguinte é então reduzido.

#### 2.4.5 Número de Courant-Friedrichs-Lewy

O controle dos passos de tempo em simulações de fluidodinâmica constitui etapa importante da análise. Passos de tempo muito pequenos são numericamente estáveis, mas computacionalmente caros. Passos de tempo maiores tendem a gerar soluções mais rapidamente, mas um passo de tempo muito grande será instável.

De maneira geral, o passo de tempo pode ser mantido fixo ou variar ao longo do tempo. Quando variável, é necessário estabelecer critérios para seu controle. Um desses critérios possíveis são os números CFL. O número CFL (do inglês Courant-Friedrichs-Lewy) ou número Courant mede a fração de uma célula da malha percorrida por uma grandeza em um determinado passo de tempo (LEVEQUE et al., 2002). Ele pode ser estimado para transporte advectivo (equação 2.41), velocidade do som (equação 2.42) e transporte difusivo (equação 2.43):

$$cfl_u = u \frac{\Delta t}{\Delta x} \quad (2.41)$$

$$cfl_{\text{mach}} = c \frac{\Delta t}{\Delta x} \quad (2.42)$$

$$cfl_\nu = \nu \frac{\Delta t}{\Delta x} \quad (2.43)$$



onde  $\Delta t$  é o passo de tempo,  $\Delta x$  é o espaçamento da malha,  $u$  é a velocidade,  $c$  é a velocidade do som e  $\nu$  é a viscosidade.

Os números CFL especificados nos programas de simulação geralmente são os números CFL máximos que o código permitirá. Dessa forma, o controle do passo de tempo exercido pelo código é realizado de tal forma que os números CFL especificados nas entradas não sejam excedidos.

#### 2.4.6 Controle de malha

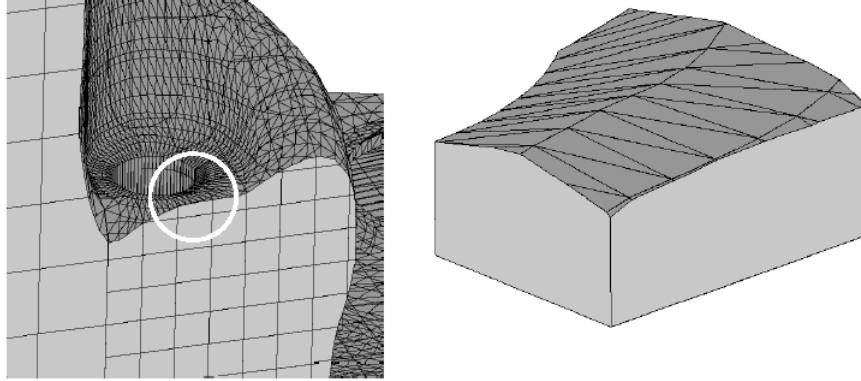
O processo de elaboração das malhas comumente tem sido um grande gargalo para o uso generalizado da fluidodinâmica computacional. Muitos códigos requerem a criação manual dessas malhas, o que consome tanto tempo que projetos com geometrias complexas podem não ser viáveis.

Técnicas de geração de malha automáticas aplicáveis durante a execução das simulações tornam essas tarefas um pouco mais fáceis. No caso do código Converge, por exemplo, utiliza-se um método de geração de malhas cartesianas denominado *cut-cell*. A superfície geométrica é imersa em um bloco cartesiano e as células são aparadas de acordo com a superfície de interseção. As informações de interseção (áreas de superfície, vetores normais, etc) são reduzidas antes de serem armazenadas para cada célula e o processo permite que interseções de superfícies complexas sejam representadas mais facilmente. A [Figura 16](#) exemplifica o processo de corte e a aparência de uma célula cortada no programa Converge.

Se o programa encontra uma célula na interface cujo volume seja inferior a 30% da célula regular adjacente, então ambas são emparelhadas para formar um único nó. Este processo é conhecido como emparelhamento de células (do inglês *cell pairing*). O centro da célula emparelhada está no centro volumétrico da célula combinada. Os valores das quantidades transportadas (velocidade, temperatura, pressão) são compartilhados pela célula regular e pela célula cortada.

O controle de malha antes de iniciada a simulação e durante sua execução também constitui ponto importante nos estudos numéricos.

Figura 16 – Exemplo do método *cut-cell* utilizado no programa Converge para geração de malhas, com uma imagem aproximada da região de interseção sujeita ao corte.



Fonte: (RICHARDS; SENEAL; POMRANING, 2020).

No caso do código Converge, por exemplo, existem opções de controle fixo e variável dos tamanhos das células. O refinamento fixo (em inglês *fixed embedding*) permite refinar a malha em locais específicos do domínio onde melhores resoluções são necessárias para soluções mais precisas. Por exemplo, ao simular o *spray* de combustível, é possível adicionar uma área de refinamento fixo ao redor da saída do injetor para resolver o comportamento complexo do escoamento. A técnica de refinamento fixo possibilita que o resto da malha permaneça grosseira para minimizar o tempo de simulação.

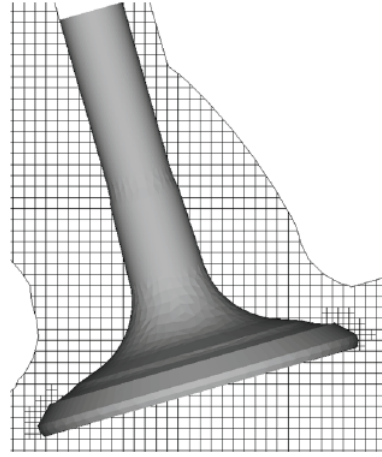
O refinamento fixo pode ainda ser utilizado em um intervalo específico da simulação, refinando a malha em apenas uma parte do tempo e reduzindo ainda mais o gasto computacional. Sua aplicação pode se dar nas regiões de fronteira ou por meio de formatos pré-estabelecidos como esferas ou cilindros posicionados nas áreas a receberem o refinamento. O tamanho da célula na região refinada ( $dx_{embed}$ ) é calculado por meio da equação 2.44:

$$dx_{embed} = \frac{dx_{base}}{2^{embed\_scale}} \quad (2.44)$$

onde  $dx_{base}$  é o tamanho base da malha do domínio e  $embed\_scale$  é o nível de refinamento necessário estabelecido pelo usuário, que deve ser um número inteiro. A Figura 17 ilustra a utilização do refinamento fixo ao

redor de uma das válvulas de um motor.

Figura 17 – Exemplo de refinamento fixo de malha utilizado na região de assento de válvula.



Fonte: (RICHARDS; SENEAL; POMRANING, 2020).

Já o controle variável pode ser realizado por meio da técnica de refinamento adaptativo ou AMR (do inglês *adaptive mesh refinement*). O refinamento adaptativo permite refinar automaticamente a malha com base em condições flutuantes e móveis, como temperatura ou velocidade. Este recurso pode ser usado para obter uma malha refinada em regiões de interesse com escoamentos mais complexos como, por exemplo, regiões de propagação de chama ou escoamentos de alta velocidade, sem desacelerar desnecessariamente a simulação com uma malha globalmente refinada.

Os critérios utilizados para o refinamento adaptativo devem ser escolhidos de tal forma que uma maior resolução de malha seja adicionada onde o campo de escoamento esteja mais sub-resolvido, com os maiores valores do campo *sub-grid*, isto é, onde o gradiente de uma variável de campo especificada seja mais alto ou quando uma determinada variável se aproxime de um valor pré-estabelecido. Para um escalar, o campo *sub-grid*  $\phi'$  é definido como a diferença entre o campo atual  $\phi$  e o campo resolvido  $\bar{\phi}$  ou:

$$\phi' = \phi - \bar{\phi} \quad (2.45)$$

O campo *sub-grid* pode ser expresso como uma série infinita e aproximado por seu primeiro termo (de segunda ordem) conforme mostrado na equação 2.46:

$$\phi' \simeq -\alpha_{[k]} \frac{\partial^2 \bar{\phi}}{\partial x_k \partial x_k} \quad (2.46)$$

sendo  $\alpha_{[k]}$  igual a  $dx_k^2/24$  para uma célula retangular e o parêntese indica que não há somatório. Uma célula é então refinada se o valor absoluto do campo *sub-grid* estiver acima de um valor especificado pelo usuário. Por outro lado, uma célula tem o refinamento reduzido se o valor absoluto do *sub-grid* estiver abaixo de um quinto do valor especificado pelo usuário.

## 2.5 Fase dispersa

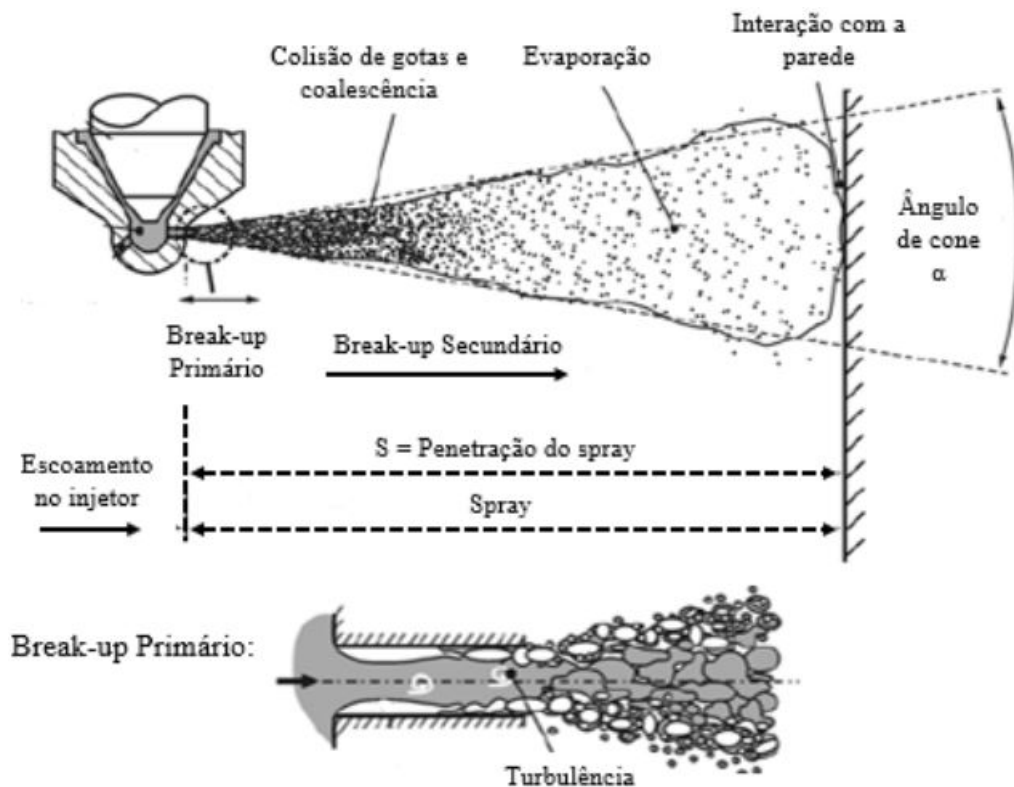
Do momento em que são injetadas no motor até se vaporizarem, as gotas de combustível estão sujeitas a uma série de processos que interferem nas suas características e na formação da mistura ar-combustível. De acordo com Lefebvre e McDonell (2017), quando o líquido deixa o injetor de combustível, sendo descarregado no pórtico de admissão ou no cilindro, sua alta velocidade relativa em relação ao meio circundante faz com que o mesmo seja desintegrado em pequenas gotículas, formando uma estrutura de *spray* normalmente cônica. Os principais modelos de fase discreta utilizados para a representação do *spray* nas simulações serão descritos nesta seção.

No presente trabalho o combustível é introduzido no domínio computacional com uma vazão pré-estabelecida e na forma de parcelas de gotas. As parcelas representam grupos de gotas com as mesmas características (ou seja, mesmo raio, velocidade, temperatura, etc) e são usadas para representar estatisticamente todo o campo de *spray*. A utilização do conceito de parcelas permite uma redução considerável do tempo computacional gasto em simulações envolvendo *spray*.

Na [Figura 18](#) são apresentados os principais elementos de um *spray* de combustível geralmente encontrado nos motores. Após a saída do injetor,

o jato de combustível sofre sua primeira quebra (*break-up* primário) que dá origem a grandes gotículas e ligamentos, que formam um denso *spray* próximo ao orifício. Nos casos de injeções em elevadas pressões, essa quebra inicial se dá principalmente pela cavitação e turbulência dentro dos injetores. Em seguida, o líquido sofre sua segunda quebra (*break-up* secundário), em razão das forças aerodinâmicas, originando gotas ainda menores (BAUMGARTEN, 2006).

Figura 18 – Descrição esquemática de um *spray* de combustível, com os principais elementos e processos envolvidos, como quebra e colisão das gotas, evaporação e interação com as paredes.



Fonte: (BAUMGARTEN, 2006).

As forças aerodinâmicas desaceleram as gotas. As gotas na ponta do *spray* experimentam uma maior força de arrasto e são mais desaceleradas do que as gotas que seguem em seu rastro. Por esta razão, as gotas na ponta do *spray* são continuamente substituídas por novas e a penetração do *spray*  $S$  aumenta. As gotas com baixa energia cinética são empurradas para o lado e formam a região mais externa do *spray*. Com isso ele adquire o

formato com um ângulo de cone  $\alpha$  característico. Nas regiões mais densas, a probabilidade de colisão das gotas é maior, de forma que essas gotas podem ainda mudar de velocidade e tamanho. Elas podem tanto se quebrar, como também se unir, formando gotas maiores, nesse último caso em um processo de coalescência (BAUMGARTEN, 2006).

### 2.5.1 Quebra primária das gotas de combustível

Conforme indicado anteriormente, o processo de atomização do *spray* pode ser categorizado em quebra primária e quebra secundária. É o efeito combinado de ambas as quebras que leva à formação de gotas cada vez menores a partir dos jatos líquidos emergentes do injetor. Os dois tipos de quebra acontecem de formas diferentes, dependendo das condições ambiente e das propriedades das gotas (AGARWAL et al., 2021).

Essas propriedades, junto com parâmetros geométricos, são agrupadas na forma de números adimensionais como o número de Reynolds ( $Re$ ), o número de Weber ( $We$ ) e o número de Ohnesorge ( $Z$ ), dados respectivamente pelas equações 2.47, 2.48 e 2.49:

$$R_l = \frac{\text{Força de inércia}}{\text{Força viscosa}} = \frac{\rho_l u D}{\mu_l} \quad (2.47)$$

$$We_l = \frac{\text{Força de inércia}}{\text{Força de tensão interfacial}} = \frac{\rho_l u^2 D}{\sigma} \quad (2.48)$$

$$Z = \frac{\text{Força viscosa}}{\text{Força de tensão interfacial}} = \frac{\mu_l}{\sqrt{\sigma \rho_l D}} \quad (2.49)$$

onde  $\rho_l$  representa a densidade do líquido,  $\sigma$  a tensão interfacial,  $\mu_l$  a viscosidade dinâmica,  $D$  o diâmetro do orifício,  $u$  a velocidade do jato e  $l$  a fase líquida. Os pontos críticos dos mecanismos de quebra são governados por valores específicos desses números adimensionais (AGARWAL et al., 2021).

Maiores valores do número de Weber promovem um maior número de pequenas gotas ao longo dos processos de quebra primária e secundária.

Dessa forma, *sprays* com valores altos desse parâmetro são de especial interesse para motores de combustão interna, uma vez que apresentam atomização e evaporação mais rápida do combustível (AGARWAL et al., 2021).

De acordo com Stiesch (2003), a quebra primária dos jatos líquidos na saída do bocal pode ser causada por uma combinação de três mecanismos: turbulência dentro da fase líquida, implosão de bolhas de cavitação e forças aerodinâmicas atuando no jato de líquido. Devido à queda de pressão através do bico de injeção, o combustível líquido é acelerado dentro dos pequenos orifícios. Assim, um alto nível de turbulência é gerado dentro da fase líquida e tem um efeito desestabilizador no jato quando ele sai pelo orifício do bocal.

Adicionalmente, em arestas afiadas ao longo do caminho do fluido pelo bocal, por exemplo na entrada do orifício, as linhas de corrente são contraídas de tal forma que a seção transversal efetiva do escoamento é reduzida e sua velocidade aumenta ainda mais. Isso causa uma redução na pressão estática, que pode chegar localmente a valores tão baixos quanto a pressão de vapor do combustível. Com isso, bolhas de cavitação são geradas dentro do bico de injeção e levadas para a câmara de combustão, onde implodem e contribuem para a desintegração do spray (STIESCH, 2003).

O terceiro mecanismo se deve à velocidade relativa entre o jato de líquido e o gás circundante, a qual resulta em forças aerodinâmicas que atuam na superfície do líquido. Dessa forma, distúrbios de interface se desenvolvem e são ampliados até levarem à ruptura (STIESCH, 2003).

Segundo Baumgarten (2006), a quebra primária fornece as condições de partida para a formação subsequente da mistura dentro do cilindro, sendo assim essencial uma modelagem detalhada da transição do escoamento de saída do injetor para o *spray* mais denso. Como a descrição lagrangeana da fase líquida requer a existência de gotas, a simulação da formação do *spray* começa sempre com as gotas penetrando a câmara de combustão. O objetivo principal de um modelo de quebra primária é determinar as condições iniciais

dessas gotas, como o raio inicial e as componentes de velocidade, que são influenciadas principalmente pelas condições de escoamento dentro dos orifícios do injetor.

Ainda segundo Baumgarten (2006), existem poucos modelos detalhados para a simulação da quebra primária de *sprays* de alta pressão. Uma razão para isso é que a investigação experimental é extremamente complicada em virtude da grande quantidade de gotas e de suas pequenas dimensões, sendo difícil entender os processos relevantes e verificar os modelos de quebra primária. Modelos mais simples demandam menos dados de entrada, mas são realizadas mais suposições sobre as condições a montante. Modelos detalhados requerem normalmente a simulação completa do escoamento no injetor, resultando em melhores representações da quebra primária mas aumentando os custos computacionais.

O modelo *blob* pode ser considerado o mais simples e a abordagem mais amplamente aceita para a definição das condições iniciais das primeiras gotas de *spray* a deixarem o injetor. Esse modelo introduz no domínio um conjunto de parcelas computacionais denominadas *blobs*, porções do líquido injetado definidas como esferas de diâmetros iniciais equivalentes aos dos orifícios de saída (AGARWAL et al., 2021).

Outros métodos envolvem, por exemplo, funções de distribuição, assumindo que o combustível já está totalmente atomizado na saída do bico e que a distribuição dos tamanhos das gotas pode ser descrita por funções matemáticas. Nesse caso, uma distribuição de tamanhos de gotículas é injetada baseada em dados experimentais, quando disponíveis. Em muitos casos, entretanto, nem o tamanho das gotas nem sua distribuição no *spray* denso próximo ao bico podem ser quantificados experimentalmente. Assim, a distribuição deve ser ajustada iterativamente até que os tamanhos de gotas medidos a alguma distância do bocal sejam semelhantes aos simulados. Obviamente, isso não representa uma modelagem detalhada dos processos de quebra primária, mas pode ser usado como uma alternativa ao método *blob* (BAUMGARTEN, 2006).

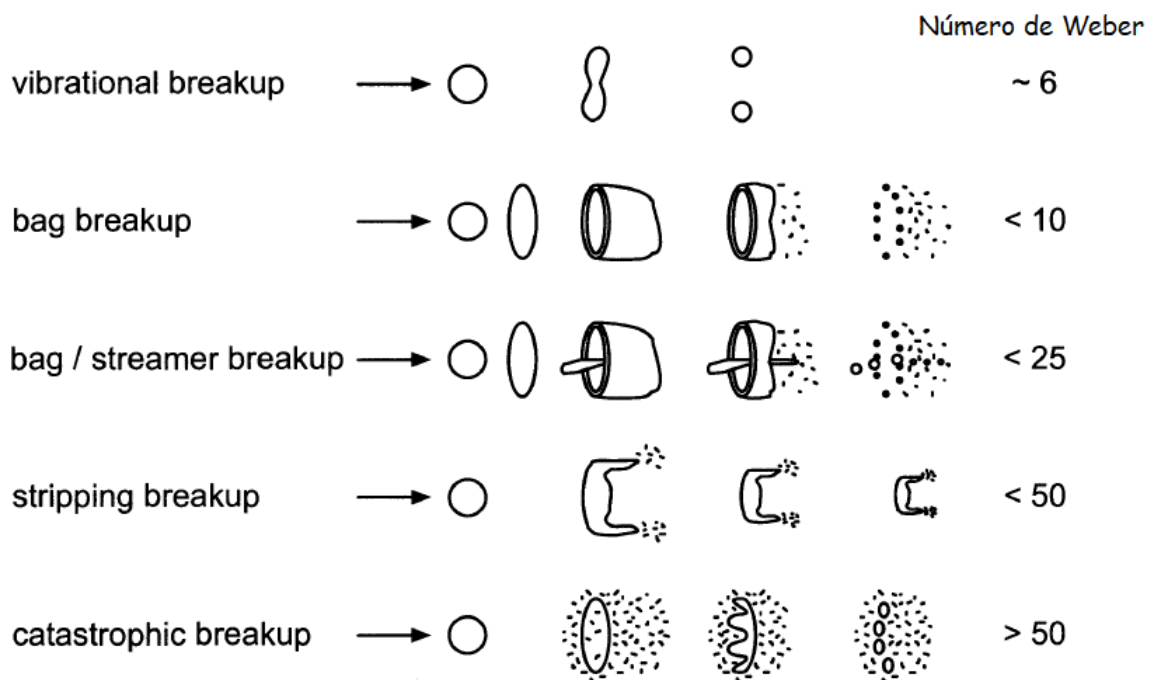


### 2.5.2 Quebra secundária das gotas de combustível

A quebra secundária de gotas de combustível líquido em gotas ainda menores é impulsionada principalmente por forças aerodinâmicas da fase gasosa circundante atuando sobre as gotas. Essas forças causam uma distorção da gota inicialmente esférica que eventualmente levará à ruptura se a tensão interfacial que impede a deformação for excedida (STIESCH, 2003).

Conseqüentemente, o número de Weber, que relaciona a pressão dinâmica com a tensão interfacial, é uma medida característica do comportamento de ruptura das gotas líquidas. Dependendo da velocidade relativa entre a gota e a fase gasosa e, portanto, dependendo do número de Weber, vários mecanismos diferentes de quebra podem ser observados. Frequentemente, são distinguidos os cinco diferentes regimes de separação mostrados esquematicamente na [Figura 19](#) (STIESCH, 2003).

Figura 19 – Regimes de quebra do *spray* com base no número de Weber.



Fonte: (STIESCH, 2003).

Para números de Weber muito baixos, próximos ao valor crítico de cerca de seis, a gota experimenta uma oscilação e pode se dividir em duas

novas gotas de tamanhos aproximadamente iguais (quebra vibracional ou *vibrational breakup*). Se o número de Weber for ligeiramente aumentado, a gota original será deformada em forma de sacos (*bag breakup*). Após o rompimento, a distribuição do tamanho das gotas resultará em gotas maiores originadas da borda e gotas menores originadas do bordo de fuga. Para números de Weber entre aproximadamente 10 e 25, um interior adicional em forma de filamento pode se desenvolver dentro da bolsa (*bag/streamer breakup*), levando a uma classe de gotículas de tamanho semelhante aos resultantes da borda da bolsa (STIESCH, 2003).

O *breakup* do tipo *stripping* ocorre para números de Weber entre 25 e 50. É caracterizado por gotículas secundárias muito pequenas que são removidas ou cisalhadas na superfície de gotículas maiores. Finalmente, para grandes números de Weber acima de cerca de 50, ocorre a chamada quebra catastrófica *catastrophic breakup*. É dominado por instabilidades que se desenvolvem em uma interface líquido-gás sujeita a fortes acelerações em uma direção normal à interface (STIESCH, 2003).

Como um único modelo de quebra geralmente não é capaz de descrever todos os processos e regimes de quebra do *spray* em motores, o uso de modelos combinados, consistindo em uma combinação de pelo menos dois modelos de quebra diferentes, tem se tornado mais frequente (BAUMGARTEN, 2006).

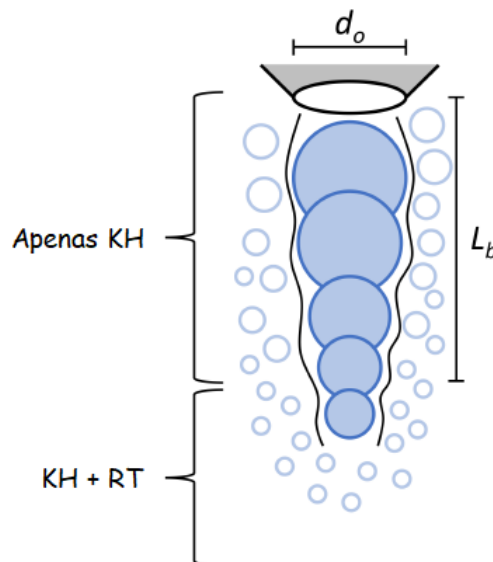
Segundo Baumgarten (2006), quando o método *blob* é utilizado para injetar as gotas iniciais no domínio computacional, geralmente são empregados dois modelos secundários de quebra. O primeiro descreve os processos relevantes de desintegração do *spray* próximo ao bico (parte da quebra primária que não é corretamente descrita pelo método *blob*), e o segundo é responsável pela região de pulverização restante.

Dentre os modelos híbridos usados atualmente, o modelo KH-RT pode ser considerado o mais popular, tendo sido validado com sucesso a partir de dados experimentais e usado por muitos autores para prever o processo de desintegração de *sprays*. No modelo KH-RT, os modelos (KH e

RT) são implementados em códigos CFD de forma concorrente. Ambos os modelos podem promover ondas instáveis sobre as gotas simultaneamente, e se o modelo RT prevê uma quebra dentro do passo de tempo real, ocorre a desintegração de toda a gota de acordo com o mecanismo RT. Caso contrário, o modelo KH produzirá pequenas gotas filhas e reduzirá o diâmetro da gota mãe (BAUMGARTEN, 2006).

Conforme mostrado na [Figura 20](#), no código Converge o modelo KH-RT assume que apenas as instabilidades KH são responsáveis pela quebra de gotas dentro de uma distância de quebra característica,  $L_b$ , dada pela equação 2.50, enquanto os mecanismos KH e RT são ativados além desse comprimento de quebra. Dessa forma, primeiro o programa verifica se o mecanismo RT pode quebrar a gota. Caso contrário, o mecanismo KH é responsável pela separação.

Figura 20 – Esquema do modelo de quebra de *spray* KH-RT utilizado no Converge. As gotas de líquido são injetadas com diâmetro igual ao do bico injetor. O mecanismo de quebra KH é aplicado a uma gota ao longo de sua vida útil, enquanto o mecanismo RT é iniciado somente após a gota atingir uma distância característica do injetor,  $L_b$ .



Fonte: (RICHARDS; SENEAL; POMRANING, 2020).

$$L_b = C_{bl} \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_g}} d_0 \quad (2.50)$$

Na equação 2.50,  $C_{bl}$  é uma constante do modelo de ajuste da intensidade de quebra,  $\rho_l$  é a densidade do combustível líquido,  $\rho_g$  é a densidade do gás circundante e  $d_0$  é o diâmetro inicial da gota.

O modelo Kelvin-Helmholtz (modelo KH), proposto por Reitz (1987), é baseado em uma análise linear de primeira ordem de uma instabilidade de Kelvin Helmholtz crescendo na interface de um jato líquido cilíndrico com diâmetro inicial  $r_0$  que está penetrando em um gás incompressível estacionário com velocidade relativa  $u_{rel}$ . Tanto o líquido quanto o gás são considerados incompressíveis, e o gás é considerado invíscido. Além disso, assume-se que devido à turbulência gerada dentro do orifício do bocal a interface do jato é coberta por um espectro de ondas senoidais com um deslocamento axissimétrico infinitesimal, causando pequenas pressões flutuantes, bem como componentes de velocidade axiais e radiais tanto no líquido como no gás (RICHARDS; SENECA; POMRANING, 2020; BAUMGARTEN, 2006).

Essas ondas crescem em razão das forças aerodinâmicas devido à velocidade relativa entre o líquido e o gás. O movimento do líquido e do gás é descrito pelas equações linearizadas de Navier-Stokes e a solução é encontrada transformando as equações de movimento em funções corrente e potencial. Essa análise, descrita em detalhes no trabalho de Reitz (1987), produz a equação de dispersão 2.51 que relaciona a taxa de crescimento de uma perturbação ao seu comprimento de onda  $\lambda = \frac{2\pi}{k}$ :

$$\begin{aligned} \omega^2 + 2v_l k^2 \omega & \left( \frac{I_1'(kr_0)}{I_0(kr_0)} - \frac{2kl}{k^2 + l^2} \frac{I_1(kr_0)}{I_0(kr_0)} \frac{I_1'(lr_0)}{I_1(l_0)} \right) \\ & = \frac{\sigma k}{\rho_l r_0^2} (1 - r_0^2 k^2) \left( \frac{l^2 - k^2}{l^2 + k^2} \right) \frac{I_1(kr_0)}{I_0(kr_0)} \\ & + \frac{\rho_g}{\rho_l} \left( u_{rel} - \frac{i\omega}{k} \right)^2 k^2 \left( \frac{l^2 - k^2}{l^2 + k^2} \right) \frac{I_1(kr_0)}{I_0(kr_0)} \frac{K_0(kr_0)}{K_1(kr_0)} \end{aligned} \quad (2.51)$$

onde  $I_0$  e  $I_1$  são funções modificadas de Bessel de primeiro tipo,  $K_0$  e  $K_1$  são de segundo tipo,  $k = 2\pi/\lambda$  é o número de onda,  $\sigma$  é a tensão interfacial,

$l^2 = k^2 + \omega/\nu_l$ , em que  $\nu_l$  é a viscosidade cinemática (BAUMGARTEN, 2006).

Reitz (1987) assume que a onda com a maior taxa de crescimento se desprenderá e formará novas gotas. A partir das soluções numéricas da equação 2.51 os autores geraram ajustes de curva para a taxa de crescimento  $\Omega$  (equação 2.52) da onda de superfície com crescimento mais rápido e, portanto, mais instável, além do comprimento de onda correspondente  $\Lambda$  (equação 2.53):

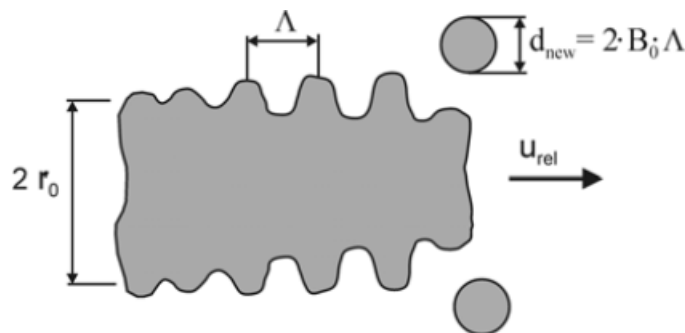
$$\Omega \left[ \frac{\rho_l r_0^3}{\sigma} \right]^{0.5} = \frac{0.34 + 0.38 \cdot We_g^{1.5}}{(1 + Z)(1 + 1.4 \cdot T^{0.6})} \quad (2.52)$$

$$\frac{\Lambda}{r_0} = 9.02 \frac{(1 + 0.45 \cdot Z^{0.5})(1 + 0.4 \cdot T^{0.7})}{(1 + 0.865 \cdot We_g^{1.67})^{0.6}} \quad (2.53)$$

Z e T são o número de Ohnesorge (equação 2.49) e o número de Taylor ( $T = Z\sqrt{We_g}$ ). O tamanho das novas gotículas, dado pela equação 2.54, é proporcional ao comprimento de onda.  $B_0$  é uma constante e tem valor 0,61. Uma nova parcela contendo gotas de tamanho  $r_{new}$  é então criada e adicionada aos cálculos. A Figura 21 ilustra esquematicamente o modelo KH (BAUMGARTEN, 2006).

$$r_{new} = B_0 \cdot \Lambda \quad (2.54)$$

Figura 21 – Ilustração esquemática do modelo Kelvin-Helmholtz.



Fonte: (BAUMGARTEN, 2006).

Segundo Baumgarten (2006) a gota de origem não realiza uma quebra completa, mas perde massa continuamente enquanto penetra no gás. Isso resulta em um raio cada vez menor cuja taxa de redução (equação 2.55 em um certo tempo  $t$  depende da diferença entre o valor real do raio da gota  $r$  e um tamanho de gota de equilíbrio (igual a  $r_{new}$ ), bem como de um intervalo de tempo característico  $\tau_{bu}$ , dado pela equação 2.56.

$$\frac{dr}{dt} = -\frac{r - r_{new}}{\tau_{bu}} \quad (2.55)$$

$$\tau_{bu} = 3.788 \cdot B_1 \frac{r}{A \cdot \Omega} \quad (2.56)$$

Baumgarten (2006) explica ainda que, se o modelo KH for usado em combinação com o método *blob*, a influência do escoamento através do orifício do bocal na quebra primária não é modelada satisfatoriamente. Nesse caso,  $B_1$  é uma constante ajustável do modelo, incluindo a influência dos níveis de turbulência e do projeto do bocal na pulverização. Valores mais altos de  $B_1$  levam a uma quebra reduzida e maior penetração, enquanto um valor menor, por outro lado, resulta em maior desintegração do *spray*, mistura ar-combustível mais rápida e penetração reduzida.

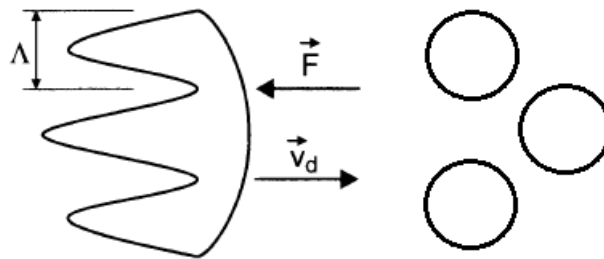
De acordo com Agarwal et al. (2021), as instabilidades KH ocorrem em razão de gradientes de velocidade normais à interface. Já as instabilidades de Rayleigh-Taylor (RT) são iniciadas devido às diferenças de densidade entre os dois fluidos e podem surgir na circunferência. Elas se originam com a rápida desaceleração das gotas devido à força de arrasto, apresentada na Equação 2.57:

$$|F_{D,i}| = M_d |a_i| = M_d \frac{3}{8} C_D \frac{\rho_g |u_{rel,i}|^2}{\rho_l r_o} \quad (2.57)$$

em que  $|a_i|$  é a desaceleração da gota, que pode ser encontrada dividindo-se a força de arrasto pela massa da gota  $M_d$ , e  $C_D$  é o coeficiente de arrasto.

Segundo Stiesch (2003), o modelo de quebra de Rayleigh-Taylor (RT) é baseado em considerações teóricas de Taylor (1950), que investigou a estabilidade de interfaces líquido-gás quando aceleradas em uma direção normal ao plano. Geralmente, pode-se observar que a interface é estável quando a aceleração e o gradiente de densidade apontam para a mesma direção, enquanto instabilidades Rayleigh-Taylor podem se desenvolver se a aceleração do fluido tiver uma direção oposta ao gradiente de densidade. Para uma gota líquida desacelerada por forças de arrasto em uma fase gasosa, isso significa que as instabilidades podem se tornar instáveis na borda de fuga da gota, conforme ilustrado na [Figura 22](#)

Figura 22 – Instabilidade Rayleigh-Taylor em uma gota líquida.



Fonte: Adaptado de (STIESCH, 2003).

Usando uma análise de estabilidade linear e desprezando a viscosidade do líquido, a taxa de crescimento e o comprimento de onda da onda de crescimento mais rápido são dadas pelas equações 2.58 e 2.59, respectivamente (BAUMGARTEN, 2006).

$$\Omega = \sqrt{\frac{2}{3\sqrt{3}\sigma} \frac{[a(\rho_l - \rho_g)]^{3/2}}{\rho_l + \rho_g}} \quad (2.58)$$

$$\Lambda = C_3 2\pi \sqrt{\frac{3\sigma}{a(\rho_l - \rho_g)}} \quad (2.59)$$

Em muitas aplicações, a densidade do gás é desprezada por ser muito menor que a densidade do líquido. O tempo de ruptura, dado por  $\tau = C_I/\Omega$ , define o instante em que a gota se desintegra completamente

em gotas menores de raio  $\Lambda$ . A constante  $C_I$  pode ser aumentada para retardar a quebra secundária RT ou diminuída para acelerá-la. Em geral tem valor igual a 1. A constante C3 é introduzida para permitir ajustes do comprimento de onda efetivo. Semelhante à constante B1 no modelo KH, ela inclui os efeitos de condições iniciais como turbulência e cavitação dentro do orifício do bocal na quebra secundária. Ao aumentar seu valor, a quebra é reduzida (a quebra só é permitida se  $\Omega < r$ ) e o tamanho das novas gotas é aumentado (RICHARDS; SENEAL; POMRANING, 2020; BAUMGARTEN, 2006).

### 2.5.3 Colisão e coalescência

As colisões de gotas podem ocorrer em quase todas as aplicações envolvendo *sprays*, especialmente naquelas sob alta pressão utilizadas nos motores de combustão interna. Essas colisões têm uma forte influência no tamanho médio das gotas e sua distribuição espacial e podem, portanto, afetar os processos de transferência de massa, momentum e energia entre o gás e as gotas (STIESCH, 2003).

A probabilidade de que duas gotas colidam, obviamente, depende de suas velocidades e direções, bem como da fração de vazio local dentro do spray. Assim, a frequência de colisões de gotas é maior nas regiões densas próximas ao bico e ao eixo principal do *spray*. Também é perceptível na vizinhança das paredes da câmara de combustão onde as gotículas de entrada e saída podem interagir, ou para gotículas de velocidade significativamente diferente (STIESCH, 2003).

Segundo Stiesch (2003), os mecanismos por trás das colisões de gotículas são complexos e vários tipos de interação gota-gota são possíveis, como por exemplo: (i) as gotas podem se separar quase elasticamente devido a um aumento dinâmico de pressão na camada de gás que separa as gotas, (ii) elas podem coalescer permanentemente, (iii) elas podem coalescer, mas se separar novamente logo depois, ou (iv) se desintegrarem, com gotículas minúsculas sendo expelidas radialmente da periferia das gotículas



em interação. O terceiro regime, coalescência temporária e separação subsequente, pode ainda ser subdividido em separação reflexiva e separação por estiramento, dependendo se há uma colisão frontal ou uma colisão fora do eixo.

Vários modelos estão disponíveis para a predição das colisões de gotas e possível coalescência que ocorrem após os processos de quebras primária e secundária. Dentre esse modelos, os mais utilizados são O'Rourke (de O'ROURKE (1981)) e o modelo *No Time Counter* ou NTC (de Schmidt e Rutland (2000)), sendo este último apontado como mais rápido e preciso nos resultados sob determinadas condições. Ambos são baseados em probabilidades e na geração de números aleatórios para decidir a probabilidade de colisão (AGARWAL et al., 2021).

O método NTC primeiro classifica as parcelas em grupos que residem na mesma célula. Este procedimento requer apenas  $2N$  operações, onde  $N$  é o número de gotículas em uma célula. Em seguida, o método NTC seleciona uma subamostra estocástica de todos os pares possíveis em uma célula. O número de pares escolhidos não afeta a resposta média final, desde que o número atenda às restrições derivadas de Schmidt e Rutland (2000).

Se uma célula contém  $N$  gotículas que têm uma seção transversal de colisão dada por  $\sigma_{i,j} = \pi (r_i + r_j)^2$ , então o número esperado de colisões na célula em um intervalo de tempo de  $\Delta T$  é dado pela soma da probabilidade de todas as colisões possíveis mostrada na equação 2.60

$$M_{\text{coll}} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N \frac{V_{i,j} \sigma_{i,j} \Delta t}{V} \quad (2.60)$$

Agrupando as gotas individuais em parcelas com propriedades idênticas e retirando um fator constante do somatório, tem-se ao invés da equação 2.60 a equação 2.61:

$$M_{\text{coll}} = \frac{(qV\sigma)_{\text{max}} \Delta t}{2V} \sum_{i=1}^{N_p} q_i \sum_{j=1}^{N_p} \frac{q_j V_{i,j} \sigma_{i,j}}{(qV\sigma)_{\text{max}}} \quad (2.61)$$

onde  $N_p$  é o número de parcelas na célula e  $q$  é o número de gotas em uma parcela. O valor escolhido para  $(qV\sigma)_{\max}$  deve ser suficientemente grande para que a restrição  $\frac{q_j V_{i,j} \sigma_{i,j}}{(qV\sigma)_{\max}} < 1$  seja válida.

Uma amostra representativa de parcelas pode então ser selecionada aleatoriamente do conjunto de parcelas na célula. Esta aproximação estatística possibilita a redução dos limites do somatório, obtendo-se a equação final 2.62:

$$M_{\text{coll}} = \sum_{i=1}^{N_p \sqrt{\frac{(qV\sigma)_{\max} \Delta t}{2V}}} q_i \sum_{j=1}^{N_p \sqrt{\frac{(qV\sigma)_{\max} \Delta t}{2V}}} \frac{q_j V_{i,j} \sigma_{i,j}}{(qV\sigma)_{\max}} \quad (2.62)$$

Após a seleção de um par, um desvio uniforme de 0 a 1 é usado para determinar se o par selecionado realmente colide. Uma colisão ocorre entre as parcelas  $i$  e  $j$  se o desvio,  $r$ , satisfaz a relação dada pela equação 2.63.

$$r < \frac{q_g V_{i,j} \sigma_{i,j}}{(qV\sigma)_{\max}} \quad (2.63)$$

O parâmetro  $q_g$  representa o maior número de gotículas entre  $q_i$  e  $q_j$ . Se a colisão for aceita, então  $q_l$ , o menor número de gotículas, realmente participará da colisão. Essa distinção é importante no caso de coalescência de gotas, onde uma parcela de gotas absorve a outra. Não havendo coalescência, as novas velocidades das gotas são dadas pelas equações 2.64 e 2.65:

$$v_{i,1} = \frac{m_1 v_{i,1} + m_2 v_{i,2} + m_2 (v_{i,1} - v_{i,2}) \sqrt{1 - f_E}}{m_1 + m_2} \quad (2.64)$$

$$v_{i,2} = \frac{m_1 v_{i,1} + m_2 v_{i,2} + m_1 (v_{i,2} - v_{i,1}) \sqrt{1 - f_E}}{m_1 + m_2} \quad (2.65)$$

onde  $f_E$  é a fração de energia transformada na colisão, calculada por meio

da equação 2.66:

$$1 - f_E = \frac{(b - b_{crit})^2}{(r_1 + r_2 - b_{crit})^2} \quad (2.66)$$

em que  $b$  é o parâmetro real de impacto de colisão dado por  $b = (r_1 + r_2)\sqrt{Y}$ , sendo  $Y$  um número aleatório entre zero e um, e  $b_{crit}$  dado pela equação 2.67. A coalescência ocorre se  $b < b_{crit}$ .

$$b_{crit} = (r_1 + r_2) \min \left( 1; 0, \frac{2,4f}{We_{coll}} \right) \quad (2.67)$$

Na Equação 2.67  $We_{coll}$  é o número de Webber de colisão, calculado por meio da Equação 2.68, e  $f$  pela Equação 2.69.

$$We_{coll} = \frac{\rho_l V_{12}^2 r_2}{\sigma} \quad (2.68)$$

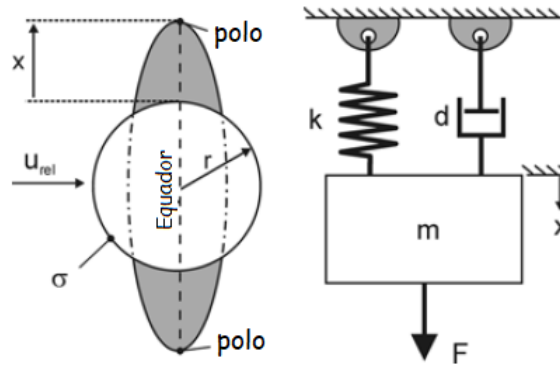
$$f = \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^3 - 2.4 \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 + 2.7 \left( \frac{r_1}{r_2} \right) \quad (2.69)$$

#### 2.5.4 Modelo de arrasto

O modelo de arrasto TAB (do inglês *Taylor Analogy Break-up*), proposto por O'Rourke e Amsden (1987), é baseado em uma analogia entre um sistema forçado massa-mola oscilante e uma gota oscilante que penetra em uma atmosfera gasosa com uma velocidade relativa  $u_{rel}$ , conforme mostrado na Figura 23. A força  $F$  que inicia a oscilação da massa  $m$  corresponde às forças aerodinâmicas que deformam a gota e assim fazem sua massa oscilar. A força restauradora  $F_{mola} = k \cdot x$  é análoga à força de tensão interfacial, que tenta manter a gota esférica e minimizar sua deformação. A força de amortecimento  $F_{amortecimento} = d \cdot \dot{x}$  corresponde às forças de atrito no interior da gota devido à viscosidade dinâmica  $\mu_l$  do líquido (BAUMGARTEN, 2006).

Na Figura 23,  $x$  representa o deslocamento da linha equador da gota a partir da condição inicial esférica não perturbada. Considerando-se um

Figura 23 – Analogia do modelo TAB (do inglês *Taylor Analogy Break-up*) com um sistema massa mola.



Fonte: Adaptado de (BAUMGARTEN, 2006).

deslocamento adimensional  $y$ , dado por  $y = x/C_b r$ , e sendo  $C_b$ ,  $C_F$ ,  $C_k$  e  $C_d$  as constantes do modelo, tem-se a equação 2.70 para o movimento da gota:

$$\ddot{y} = \frac{C_F \rho_g u_{rel}^2}{C_b \rho_l r^2} - C_k \frac{\sigma}{\rho_l r^3} y - C_d \frac{\mu_l}{\rho_l r^2} \dot{y} \quad (2.70)$$

onde  $\rho_l$  e  $\rho_g$  são as densidades da fase discreta (líquida) e da fase contínua (gás),  $u_{rel}$  é a velocidade relativa da gota,  $r$  é o raio da gota não perturbada e  $\sigma$  é a tensão interfacial da gota (BAUMGARTEN, 2006).

Muitos modelos de arrasto de gotas assumem que a gota permanece esférica ao longo de sua vida útil. Com esta suposição, o arrasto de um objeto esférico é determinado por Liu, Mather e Reitz (1993) por meio da Equação 2.71:

$$C_{D, esfera} = \begin{cases} 0.424 & Re > 1000 \\ \frac{24}{Re} \left(1 + \frac{1}{6} Re^{2/3}\right) & Re \leq 1000 \end{cases} \quad (2.71)$$

onde  $Re$  é o número de Reynolds da gota com base no diâmetro esférico da gota, na densidade da fase fluida e na viscosidade laminar e na velocidade relativa entre a gota e o gás. No entanto, à medida que uma gota inicialmente esférica se move através de um gás, sua forma irá distorcer significativamente

quando o número de Weber for grande. No caso extremo, a forma da gota se aproximará da de um disco, que por sua vez apresenta arrasto significativamente maior. Como o coeficiente de arrasto da gota é altamente dependente da forma da gota, um modelo de arrasto que assume que a gota é esférica pode subestimar o arrasto. O modelo de arrasto dinâmico leva em conta os efeitos dessa distorção variando linearmente o arrasto entre o de uma esfera (Equação 2.71) e um valor correspondente a um disco (Liu, Mather e Reitz (1993)):

$$C_D = C_{D, \text{ esfera}}(1 + 2.632y) \quad (2.72)$$

onde  $y$  é a distorção da gota determinada a partir do modelo TAB descrito anteriormente. No limite sem distorção ( $y = 0$ ), o coeficiente de arrasto de uma esfera será obtido enquanto na distorção máxima ( $y = 1$ ) será obtido o coeficiente de arrasto correspondente a um disco .

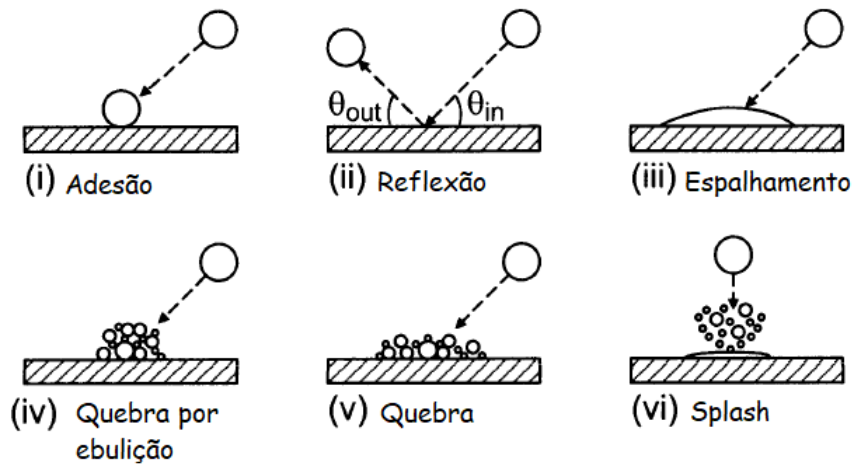
### 2.5.5 Modelos de interação das gotas de combustível com as paredes

De acordo com Stiesch (2003), em muitos motores modernos de automóveis de passageiros com câmaras de combustão compactas e sistemas de injeção de alta pressão, o impacto do *spray* na parede é um subprocesso inerente à formação da mistura. Já sua influência na combustão não é tão explícita. O impacto pode intensificar o aquecimento e a vaporização das gotas, por exemplo, ao aumentar a área total da superfície do *spray*. Por outro lado, um filme de parede líquido causado pela deposição de combustível pode comprometer a formação da mistura, contribuindo para um aumento nas emissões de hidrocarbonetos não queimados e fuligem.

Ainda segundo o autor, dependendo das condições de impacto, o resultado das interações gota-parede pode ser classificado em vários regimes diferentes que são mostrados esquematicamente na [Figura 24](#). A gota pode (i) aderir à parede de forma quase esférica, pode (ii) refletir devido ao gás que está preso entre a gota e um filme de parede líquido ou devido a uma camada de vapor de combustível que se forma em uma parede quente e

seca, pode (iii) se espalhar para formar um filme de parede líquido, pode se quebrar em várias gotículas menores por ebulição (iv) ou em razão da energia cinética da gota (v), ou a a gota pode (vi) sofrer *splash*, caracterizado pela formação de uma coroa e de jatos em sua periferia.

Figura 24 – Ilustração esquemática dos diferentes mecanismos de impacto.



Fonte: Adaptado de (STIESCH, 2003).

No programa utilizado neste trabalho, a interação entre o combustível e a parede é tratada por meio de um modelo de formação de filme líquido que utiliza uma abordagem híbrida para a modelagem de filme: alguns cálculos assumem quantidades baseadas em partículas individuais, enquanto outros cálculos assumem quantidades baseadas em filme. A espessura do filme na face da parede  $h_\alpha$ , por exemplo, que é usada em todo o modelo, é dada por:

$$h_\alpha = \frac{\sum_p V_p}{|A_{\alpha,i}|} \quad (2.73)$$

onde  $V_p$  é o volume da parcela  $p$ ,  $A_{\alpha,i}$  é o vetor de projeção da área da face  $\alpha$ , e a soma é realizada sobre todas as partículas localizadas nessa face.

O transporte de filme líquido é modelado por meio de uma equação de momentum semelhante à proposta no trabalho de O'Rourke e Amsden (2000). O modelo O'Rourke para avaliação da ocorrência de *splash* também

foi proposto pelos mesmo autores. Nesta abordagem, o critério de *splash* é dado por:

$$E^2 = \frac{We_i}{\min\left(\frac{h_\alpha}{d}, 1\right) + \frac{\delta_{bl}}{d}} > E_{crit}^2 \quad (2.74)$$

onde  $We_i$  é o número de Weber da gota,  $d$  é o diâmetro da gota que colide e a espessura da camada limite é dada por:

$$\delta = \frac{d}{\sqrt{Re_d}} \quad (2.75)$$

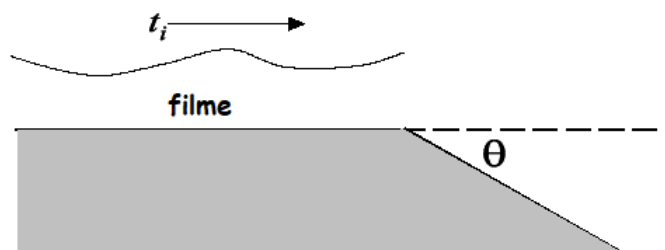
sendo  $Re_d$  o número de Reynolds da gota. O'Rourke e Amsden (2000) sugerem um valor igual a 3300 para  $E_{crit}^2$ .

Dependendo da geometria da parede, pode ocorrer a separação do filme líquido em algumas regiões com cantos afiados, conforme mostrado na [Figura 25](#). O critério de separação de O'Rourke e Amsden (2000), dado pela Equação 2.76, é usado para determinar se a separação do filme ocorre.

$$c_{sep} \frac{\rho_l [(u_{p,i} - u_{wall,i}) t_i]^2 \sin \theta}{1 + \cos \theta} > p_{gas} \quad (2.76)$$

$c_{sep}$  é uma constante (tipicamente 3),  $p_{gas}$  é a pressão local do gás,  $t_i$  é o vetor unitário tangente à superfície e  $\theta$  é o ângulo formado pela superfície na região de canto afiado, conforme identificado na [Figura 25](#). Se a Equação 2.76 for satisfeita, as parcelas de filme são convertidas em parcelas de *spray* com diâmetro igual à espessura do filme.

Figura 25 – Esquema do critério de separação de filme líquido.



Fonte: Adaptado de (RICHARDS; SENEAL; POMRANING, 2020).

A interação das gotas com as paredes também pode resultar na reflexão dessas gotas. Esse regime é verificado no caso das gotas com baixos números de Weber, para as quais tem-se que  $We_i < We_{reflexão}$ , com  $We_{reflexão}$  geralmente assumindo valores iguais ou menores que cinco.

### 2.5.6 Modelo de evaporação

Uma vez que o *spray* líquido é injetado no domínio computacional, é necessário um modelo para converter o líquido em vapor gasoso. Pela correlação de Frossling (Amsden, O'Rourke e Butler (1989)) o raio  $r_o$  da gota varia da seguinte forma:

$$\frac{dr_o}{dt} = -\frac{\rho_g D}{2\rho_l r_o} B_d Sh_d \quad (2.77)$$

sendo  $D$  a difusividade de massa do vapor líquido no ar,  $B_d$  dado pela Equação 2.78 e  $Sh_d$  o número de Sherwood dado pela Equação 2.79

$$B_d = \frac{Y_1^* - Y_1}{1 - Y_1^*} \quad (2.78)$$

$$Sh_d = \left(2,0 + 0,6R_d^{\frac{1}{2}} Sc^{\frac{1}{3}}\right) \frac{\ln(1 + B_d)}{B_d} \quad (2.79)$$

onde  $Y_1^*$  é a fração mássica de vapor na superfície da gota,  $Y_1$  a fração mássica de vapor e  $Re_d$  dado pela Equação 2.80:

$$Re_d = \frac{\rho_{gas} |u_i + u'_i - v_i| d}{\mu_{air}} \quad (2.80)$$

Na Equação 2.80,  $d$  é o diâmetro da gota e  $\mu_{air}$  é a viscosidade do ar que é avaliada na temperatura  $\hat{T}$  dada por (Amsden, O'Rourke e Butler (1989)):

$$\hat{T} = \frac{T_{gas} + 2T_d}{3} \quad (2.81)$$



onde  $T_{gás}$  é a temperatura do gás e  $T_d$  é a temperatura da gota. Além disso  $Sc = \mu_{ar}/\rho_{gas}D$  é o número de Schimidt do ar e  $D$  é determinado por meio da Equação 2.82:

$$\rho_{gas}D = 1,293D_0(\hat{T}/273)^{n_0-1} \quad (2.82)$$

onde  $D_0$  e  $n_0$  são constantes do modelo determinadas experimentalmente. Além disso,  $Y_1^*$  é determinado a partir da expressão:

$$Y_1^* = \frac{M_{C_nH_{2m}}}{M_{C_nH_{2m}} + M_{mix} \left( \frac{\rho_{gas}}{\rho_v} - 1 \right)} \quad (2.83)$$

sendo  $M_{C_nH_{2m}}$  o peso molecular do combustível,  $M_{mix}$  o peso molecular da mistura (não incluindo o vapor da espécie líquida),  $p_{gas}$  a pressão do gás e  $p_v$  a pressão de vapor na temperatura atual da gota.

O balanço de energia mostrado na Equação 2.84 é utilizado para a obtenção da mudança de temperatura da gota. A energia conduzida para a gota irá aquecê-la ou fornecer energia para a evaporação.

$$\overline{A}_d Q_d = c_l m_d^* \frac{dT_d}{dt} - \frac{dm_d}{dt} H_{vap} \quad (2.84)$$

Na Equação 2.84,  $c_l$  é o calor específico do líquido,  $T_d$  é a temperatura da gota,  $m_d$  é a massa da gota e  $H_{vap}$  é o calor latente de vaporização avaliado na temperatura da gota. Além disso, a taxa de condução de calor para a superfície da gota por unidade de área é dada pela correlação Ranz-Marshall (FAETH, 1977):

$$Q_d = \frac{Nu_d k_{air} (T_{gas} - T_d)}{d_0} \quad (2.85)$$

sendo  $k_{air}$  a condutividade avaliada em  $\hat{T}$ ,  $T_{gas}$  a temperatura do gás e  $Nu_d$  dado por:

$$Nu_d = \left( 2,0 \pm 0,6 Re_d^{1/2} Pr_d^{1/3} \right) \frac{\ln(1 + B_d)}{B_d} \quad (2.86)$$

onde  $Pr_d$  é o número Prandtl. Além disso, nas equações anteriores  $\bar{A}_d$  e  $\bar{d}_0$  são a área e o diâmetro médios da gota, respectivamente, e  $m_d^*$  é um valor intermediário da massa da gota. Essas quantidades são dadas pelas Equações 2.87, 2.88 e 2.89:

$$\bar{A}_d = \frac{\pi (r_0^{*2} + r_0^2)}{2} \quad (2.87)$$

$$\bar{d}_0 = \frac{2r_0^* + 2r_0}{2} \quad (2.88)$$

$$m_d^* = \rho_l \frac{4}{3} \pi r_0^3 \quad (2.89)$$

sendo  $r_0^*$  um valor intermediário do raio da gota, calculado a partir da Equação 2.77. Uma vez obtido o valor atualizado de  $T_d$ , a Equação 2.77 é usada para resolver o raio da gota atualizado. Essa mudança no raio é usada para determinar a quantidade de vapor a ser adicionada à célula computacional.

## 2.6 Estado da arte

Conforme discutido na seção 2.3.2, uma das técnicas que podem ser utilizadas para a geração de movimentos rotacionais do fluido no interior do cilindro do motor são os dispositivos direcionadores do escoamento montados no sistema de admissão. Uma vez que essa técnica inclui o dispositivo proposto neste trabalho, os principais estudos desse grupo, numéricos e experimentais, serão apresentados na presente seção.

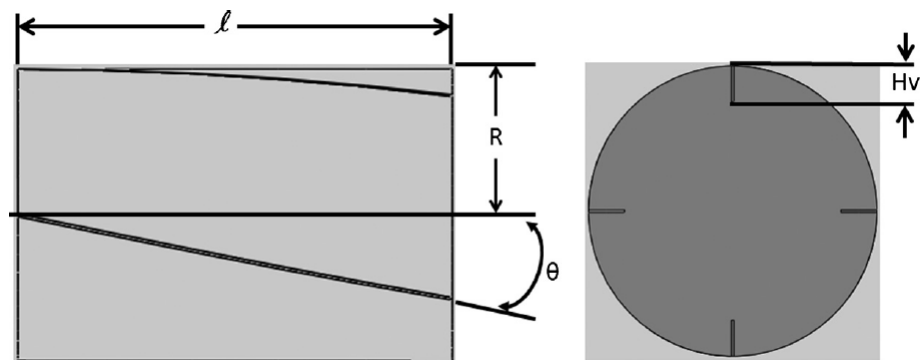
Estão inclusos nesse grupo diferentes tipos de mecanismos inventados até o atual momento, os quais, de uma maneira geral, são compostos por aletas, guias ou flapes, capazes de direcionar o escoamento de ar que flui para dentro do cilindro e/ou intensificá-lo.

Esses dispositivos, por sua vez, podem ser divididos em duas categorias. A primeira, cujos trabalhos mais relevantes são apresentados na

sequencia, compreende os mecanismos fixos. São conjuntos de uma ou mais aletas ou guias, com formatos e orientações específicas, encaixados nos coletores e pórticos de admissão próximos à entrada do cilindro. Por serem de construção e montagem relativamente fáceis, esses conjuntos têm sido investigados por diferentes autores nos últimos anos em variadas configurações.

Bari e Saad (2013), por exemplo, avaliaram a utilização de quatro aletas no coletor de admissão de um motor de ignição por compressão, utilizando o programa comercial Ansys-CFX para uma análise à frio de um motor com quatro cilindros naturalmente aspirado, com razão volumétrica de compressão 17,9 e operando a 1500 rpm. A configuração básica das aletas é mostrada na [Figura 26](#). A princípio elas estariam posicionadas à  $90^\circ$  umas das outras, com um comprimento  $l$ , altura  $H_v$  e com uma inclinação  $\theta$ . O sistema denominado de GVSTD (em inglês *Guide vane swirl and tumble device*) foi testado para três alturas distintas,  $0,25R$ ,  $0,50R$  e  $0,75R$ , sendo  $R$  o raio do coletor de admissão, e comparado à condição sem o dispositivo ( $0R$ ).

Figura 26 – Configuração das quatro aletas usadas por Bari e Saad (2013) no sistema de admissão do motor.



Fonte: (BARI; SAAD, 2013).

Os autores notaram uma diminuição na eficiência volumétrica com a utilização das aletas, mas afirmaram que a configuração adotada impediu que as quedas de pressão no cilindro fossem acentuadas. Apesar de alguns resultados indicarem uma possível melhor quebra e mistura das gotas de

combustível, nesse caso o biodiesel, os autores não realizaram uma simulação do *spray* que pudesse confirmar as suposições. A melhor configuração encontrada para o sistema GVSTD correspondeu à altura  $0,25R$  das aletas, a qual, segundo os pesquisadores, permitiria a obtenção de um escoamento turbulento mais organizado na região do *spray* de combustível.

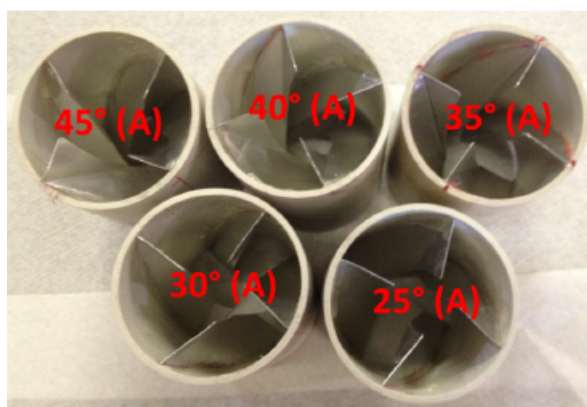
No ano seguinte, os mesmos autores (BARI; SAAD, 2014) publicaram um outro trabalho no qual simularam novamente a utilização do sistema GVSTD, testando mais uma vez as alturas das aletas. Dessa vez foram simuladas dez alturas diferentes, iniciando em  $0,1R$  e indo até  $1R$ , e na sequência foram realizados testes experimentais com cinco das dez configurações. O objetivo era melhorar o desempenho e reduzir as emissões de poluentes do motor CI rodando com biodiesel. Por meio das simulações e de uma técnica de otimização, definiram a altura  $0,7R$  como sendo a mais adequada e depois confirmaram a escolha com os experimentos, nos quais detectaram uma redução de aproximadamente 1,77%, 3,97% e 7,49% no BSFC, CO e HC, respectivamente, e um aumento de 2,80% e 3,9% na eficiência do motor e no  $NO_x$ , ao utilizarem as aletas.

Em 2015, os autores publicaram mais um estudo, dessa vez simulando algumas configurações do sistema GVSTD e otimizando-as em função do número de aletas, ao invés da altura das aletas testada no trabalho anterior. Assim, ângulo, altura e comprimento das aletas foram mantidos constantes, avaliando-se apenas a quantidade, que variou de três a doze. Inesperadamente, a altura escolhida para as aletas e mantida constante durante as simulações foi de  $0,2R$ , distinta dos valores otimizados nos trabalhos anteriores. Buscando novamente estabelecer um compromisso entre melhorar as características do escoamento de ar no cilindro e não aumentar muito a resistência à passagem do ar, os autores escolheram a configuração final com quatro aletas. Para essa configuração o BSFC diminuiu de 0,90 a 1,77%, enquanto a eficiência térmica aumentou de 0,03 and 1,81% (BARI; SAAD, 2015b)

Nesse mesmo ano, em outra publicação, Bari e Saad (2015c) execu-

taram um trabalho semelhante com o objetivo de otimizar o ângulo das aletas, mantendo constantes a altura, o comprimento e o número de aletas. Eles simularam ângulos variando entre  $25,8^\circ$  e  $42,9^\circ$  e depois efetuaram os experimentos em bancada usando cinco variações apresentadas na [Figura 27](#). Quatro aletas com alturas constantes e iguais a  $0,7R$  foram empregadas.

Figura 27 – Cinco configurações do sistema GVSTD testados experimentalmente por Bari e Saad (2015c), com a variação do ângulo das aletas.



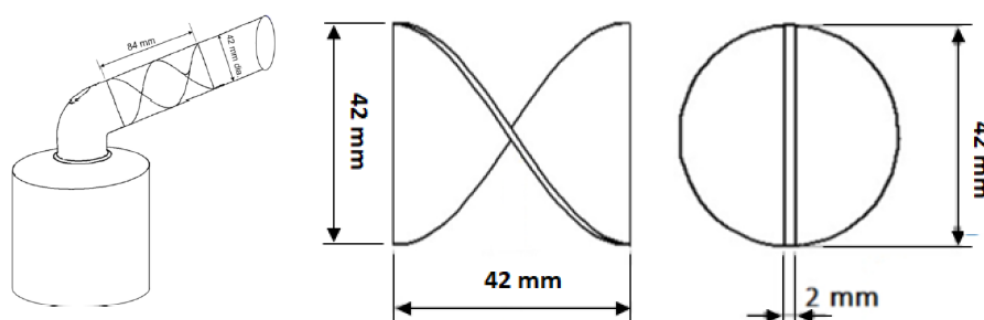
Fonte: (BARI; SAAD, 2015c).

Com as simulações e experimentos, eles verificaram que os ganhos nos valores de consumo específico de combustível, eficiência e emissão de HC foram maiores para as aletas com ângulo igual a  $35^\circ$ . Essa configuração foi escolhida como a ideal, apresentando ainda ganhos significativos na redução das emissões de  $CO_2$  e CO, além dos menores aumentos na emissão de  $NO_x$ . Vale ressaltar ainda que vários outros trabalhos similares foram realizados pelos autores para outros periódicos ou congressos (podem ser citados como exemplos Saad e Bari (2013a), Saad e Bari (2013b), Saad e Bari (2014a), Saad e Bari (2014b), Bari e Saad (2015a), Bari e Saad (2017)), apesar de apenas os escolhidos como os mais relevantes terem sido detalhados aqui.

Outros autores também investigaram a utilização de aletas ou defletores similares ao sistema GVSTD nos coletores de admissão. Abo-Elfadl e Mohamed (2018), por exemplo, testaram a utilização de quatro aletas nos pórticos de admissão inclinadas em  $35^\circ$ , com  $2mm$  de espessura, espaçadas em  $90^\circ$ , e com diferentes alturas. A diferença desse trabalho para o anterior

está na utilização conjunta das aletas com o recurso de cobrimento das válvulas (em inglês, *shrouded valves*) visando acentuar o movimento de *swirl* dentro do cilindro. Além disso, eles também simularam a utilização das válvulas de admissão cobertas junto a um sistema de aletas retorcidas no pórtico de admissão, conforme mostrado na [Figura 28](#). O motor adotado, Diesel, possuía razão volumétrica de compressão 16,4 e foi operado à 2000 rpm. Para as simulações foi utilizado o programa comercial Ansys Fluent. Os resultados mostraram que o uso combinado das aletas retas e das aletas retorcidas com o recurso de *shrouded valves* aumenta a razão de *swirl* em 5,2% e 2%, respectivamente, no início da injeção. Elas também aumentam o TKE em 145% e 86,5%, respectivamente, apesar de diminuir a eficiência volumétrica em cerca de 3%.

Figura 28 – Geometria e dimensões principais do sistema com aletas retorcidas utilizada por Abo-Elfadl e Mohamed (2018).



Fonte: (ABO-ELFADL; MOHAMED, 2018).

Thombare, Ghare e Dunung (2019) também avaliaram numericamente algumas configurações para as aletas retorcidas no coletor de admissão. Utilizando o programa Ansys CFX, eles simularam o ciclo à frio de um motor monocilíndrico Diesel com razão volumétrica de compressão 16,7 a 2600 rpm. Cinco configurações foram testadas, com alterações na quantidade de aletas e inclinação das mesmas. Os resultados das simulações evidenciaram melhoras nas características do escoamento de ar no cilindro, como pressão, velocidade e energia cinética turbulenta, em especial para a configuração com quatro aletas com inclinações de 180°. Com essa configuração eles realizaram o experimento em bancada e verificaram que a razão de *swirl*

melhorava de 0,8 para 1,35. O coletor de admissão modificado reduziu ainda o consumo específico de combustível em 1% e as emissões de CO e HC em 20%.

Outro trabalho a apresentar alguns efeitos decorrentes da utilização dessas aletas helicoidais foi o estudo de Kumar, Raju e Reddy (2018). Nele os autores avaliaram experimentalmente, por meio de dispositivos fabricados em impressoras 3D, a variação no número de aletas colocadas no sistema de admissão de um motor Diesel monocilíndrico, com razão volumétrica de compressão 18 e operando com biodiesel. Utilizando um dispositivo com cinco aletas retorcidas eles obtiveram ganhos de 2,4% e 8,63% na potência de eixo e eficiência térmica, além de reduções de 15,62%, 4,23%, 14,27% e 9,6% nas emissões de *HC*, *NO<sub>x</sub>*, monóxido de carbono e densidades de fumaça, respectivamente.

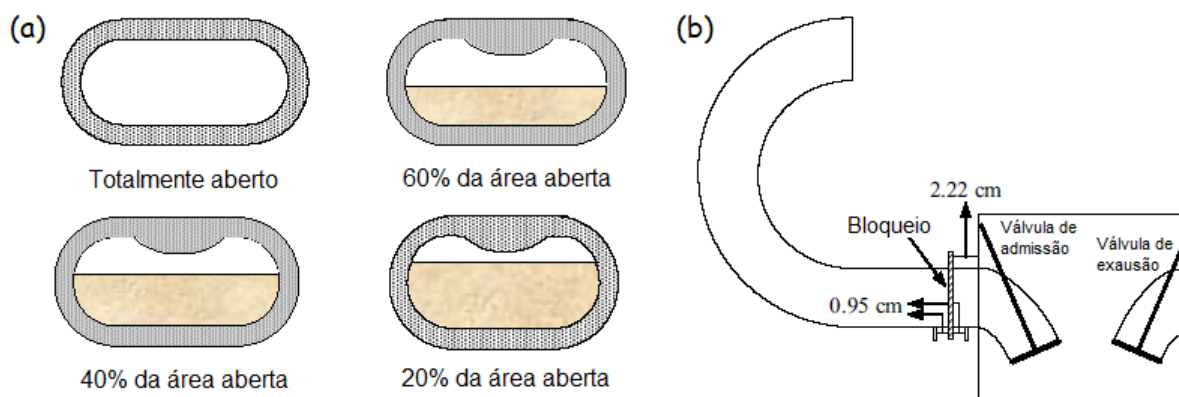
Além do dispositivo GVSTD, Khan et al. (2019) simularam também um outro recurso semelhante capaz de induzir movimentos rotacionais no cilindro: um duto de *swirl*, basicamente um tubo com a parede torcida no formato helicoidal. Entretanto, os autores aparentemente compararam os dois dispositivos isoladamente, sem a simulação completa de um motor ou outra aplicação específica. Com isso, toda a dinâmica das partes móveis do motor não são levadas em consideração, o que pode comprometer a aplicação dos resultados do estudo. De qualquer forma, os autores afirmaram que, enquanto o duto de *swirl* aumenta a velocidade, o GVSTD oferece menos perda de pressão e perda de energia cinética turbulenta. Ainda segundo eles, a escolha do dispositivo depende da área de aplicação. Nos casos em que a queda de pressão não é um problema, o duto de *swirl* seria mais recomendado para gerar turbulência, mas quando a queda de pressão é um aspecto importante, o GVSTD seria o ideal.

Mais recentemente, Hamid et al. (2020) também testaram configurações de aletas do mesmo tipo do sistema GVSTD, usadas em conjunto com um pistão modificado para intensificar o movimento rotacional dentro do cilindro. Foi feita uma análise à frio usando o código Ansys Fluent e a

configuração final escolhida proporcionou maior energia cinética turbulenta, bem como maiores proporções de *swirl*, *tumble* e *cross-tumble* na zona de combustível injetado em comparação com as demais configurações.

Também podem ser considerados mecanismos fixos geradores de movimento rotacional alguns tipos de bloqueios colocados no sistema de admissão próximo às válvulas. A Figura 29 ilustra a utilização desse recurso. Os autores (HE et al., 2007) realizaram um teste em bancada de escoamento posicionando os bloqueios mostrados na Figura 29a conforme a Figura 29b.

Figura 29 – (a) Bloqueios utilizados por He et al. (2007) para contenção do escoamento e criação de *tumble* e (b) posicionamento dos bloqueios no motor em bancada de teste.



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

O motor correspondente, um Chrysler 2,4L com quatro válvulas e ignição por centelha, foi testado também em dinamômetro para cada um dos bloqueios e duas condições de operação, uma a 2,41 bar de BMEP a 1600 rpm e outra a 0,78 bar de BMEP a 1200 rpm. Para ambas as condições o valor de *tumble* aumentou com a restrição ao escoamento, assim como a estabilidade da combustão. O movimento de *tumble* mais acentuado mostrou-se mais eficaz em reduzir a duração da combustão para a operação em 1600 rpm, sobretudo com os bloqueios de 20% e 40% (HE et al., 2007).

Outro trabalho a avaliar esse tipo de bloqueio no sistema de admissão foi executado por Lee, Bae e Kang (2007). Diferentemente do anterior, nesse caso os autores buscaram gerar *swirl* por meio dos bloqueios, ao invés



de *tumble*. Para isso, as restrições ao escoamento foram feitas de modo que a passagem de ar se desse nas laterais das chapas de bloqueio, e não por cima ou por baixo das mesmas. Um motor SI com razão volumétrica de compressão 9,2:1 foi utilizado no estudo. Inicialmente os autores testaram três pórticos com inclinações distintas e descobriram que a inclinação de 20° era a mais efetiva na geração de *tumble*. Em seguida, usando esse pórtico, eles testaram dois bloqueios distintos para geração de *swirl*. Por meio de câmeras, os autores conseguiram visualizar a propagação da chama no motor e confirmar a influência dos movimentos rotacionais intensificados. A combinação de *tumble* moderado e *swirl* gerado pelo bloqueio resultou em um melhor desenvolvimento inicial da chama juntamente com a convecção da chama.

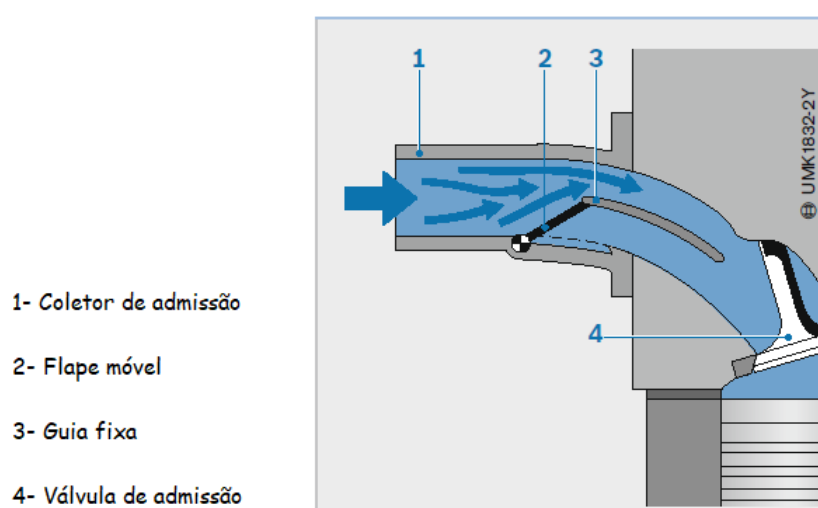
Zhou et al. (2017), por sua vez, avaliaram os efeitos de um bloqueio gerador de *tumble* em conjunto com uma operação com misturas mais pobres na economia de combustível e redução de emissões. Eles utilizaram um motor PFI a gasolina de quatro cilindros com razão volumétrica de compressão 10,2:1, rodando a 2000 r/min e 2,6 bar. Os resultados indicaram que o limite de combustão pobre foi estendido com uma estabilidade de combustão aceitável, utilizando o *tumble* gerado pelo bloqueio. A eficiência térmica indicada foi aumentada em 7,2%, e as emissões específicas de  $CO_2$ , CO, HC e  $NO_x$  reduzidas em 5,8%, 72,2%, 12,0% e 85,3% no máximo, respectivamente.

Reis (2018) também avaliou a influência dos bloqueios geradores de *tumble* no motor, sobretudo nos padrões do escoamento. Utilizando um motor SI monocilíndrico de quatro válvulas, ele executou simulações do ciclo a frio no código Star-CD com o modelo de turbulência RNG  $\kappa - \epsilon$  e três diferentes chapas na admissão, que diferiam entre si quanto à posição do furo para passagem do ar. Dentre os principais resultados, ele notou que a abertura para passagem do fluido situada na posição central da chapa fornecia os maiores valores de *tumble* durante os tempos de admissão e compressão.

Apesar de mais simples e fáceis de instalar, cabe ressaltar que os dispositivos citados até aqui apresentam um inconveniente importante dos mecanismos fixos: todos eles não podem ser ajustados de acordo com a condição de operação do motor. Isso significa que, quando usados, podem promover excelentes resultados em determinadas faixas de rotação e carga do motor e ao mesmo tempo uma série de desvantagens em outras faixas de operação.

Na tentativa de contornar esse problema, surgiram nos últimos anos alguns estudos com a utilização de flapes (ou *flaps*, em inglês) móveis, geralmente similares ao esquema ilustrado na [Figura 30](#). Diferentemente das técnicas anteriores, nesta segunda abordagem utiliza-se além de um defletor fixo um *flap* móvel que, ao ser acionado, vai de encontro ao defletor, restringindo e direcionando o escoamento. Parte desses estudos denomina esse conjunto como sistema variável de movimento de carga ou VCR (do inglês *variable charge motion*).

Figura 30 – Esquema de um flape móvel utilizado para restringir a passagem do fluido ao ser acionado.



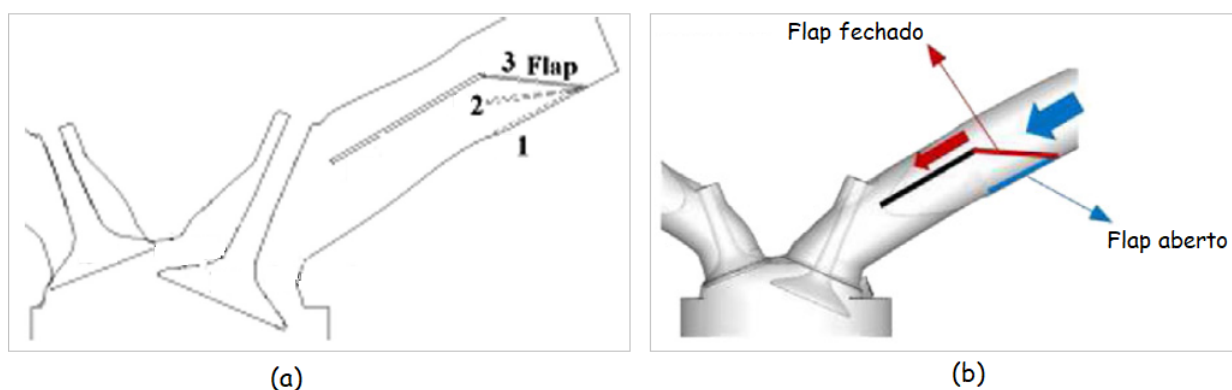
Fonte: Adaptado de (REIF, 2015).

Zhang et al. (2015), por exemplo, utilizaram a técnica de velocimetria de imagem de partículas ou PIV (do inglês *particle image velocimetry*) para estudar os resultados obtidos com o sistema apresentado na [Figura 31a](#),

composto por um defletor mantido constantemente fixo e um flape que podia se movimentar para as posições 1, 2 ou 3. Foi utilizado um motor monocilíndrico de quatro válvulas com acesso ótico e injeção direta. A razão volumétrica de compressão não foi informada. Os autores descobriram que a estrutura do escoamento podia ser efetivamente alterada através da combinação de flape e defletor, formando uma única estrutura turbilhonar em grande escala com a razão de *tumble* três vezes maior que a original.

Wang et al. (2015) seguiram uma linha de pesquisa semelhante, avaliando o escoamento à frio em um motor de ignição por centelha e utilizando um defletor gerador de *tumble* em formato de rampa. Para isso eles utilizaram LES dentro do programa comercial Converge. A intenção dos autores era analisar a influência do defletor colocado no sistema de admissão no escoamento de ar e na variabilidade ciclo a ciclo. Eles realizaram o estudo para uma condição fixa de baixa rotação e carga, e apenas para condições estáticas do defletor, nesse caso totalmente aberto ou totalmente fechado (Figura 31b). Com o defletor fechado, chegaram à conclusão de que o movimento rotacional gerado no cilindro era maior e que as flutuações nos valores eram menores se comparadas às obtidas com a utilização do defletor aberto.

Figura 31 – Sistemas utilizados para variação do *tumble* nos trabalhos de (a) Zhang et al. (2015) e (b) Wang et al. (2015).



Fonte: Adaptado de (ZHANG et al., 2015) e (WANG et al., 2015).

Zhang et al. (2014) também utilizaram uma válvula de *tumble* com

duas posições possíveis (aberta ou fechada) em um estudo experimental. Contudo, os autores avaliaram sua utilização combinada com a recirculação de gases queimados (EGR, do inglês *exhaust gas recirculation*) em um motor de ignição por centelha operando em cargas parciais, e avaliaram seus efeitos na combustão e nas emissões. Com o aumento nos valores de *tumble*, eles verificaram uma redução na duração da combustão e um aumento na sua estabilidade, assim como maiores tolerâncias ao EGR. Uma economia de combustível da ordem de 13,1 a 19,5% foi alcançada, seguida de uma drástica redução nas emissões de  $NO_x$  e um leve aumento nas emissões de  $HC$ .

Já no trabalho de Yin et al. (2016), os autores investigaram uma válvula de *tumble* com duas posições possíveis (aberta ou fechada) em conjunto com diferentes geometrias de pistão, em um motor quatro cilindros com injeção direta e razão volumétrica de compressão 9,6:1. Três diferentes rotações foram avaliadas (1500, 2000 e 5500 rpm). Por meio de simulações no programa Fire CFD os autores obtiveram valores de *tumble* de três a seis vezes maiores ao utilizarem o flape na posição fechada. Nessa condição eles também identificaram maiores valores de energia cinética turbulenta ao final do curso de compressão, sobretudo ao empregarem o pistão com face reta.

Em uma abordagem diferente, Kumar et al. (2018) realizaram simulações para avaliar as forças e momentos aerodinâmicos no flape em condições de escoamento estacionário. Eles utilizaram o código aberto OpenFoam e o solucionador rhoSimpleFoam para escoamentos compressíveis em estado estacionário. O duto de admissão contendo o flape foi simulado separadamente, como em um teste de bancada de escoamento. Os resultados apresentados pelos autores incluíram as curvas das componentes da força aerodinâmica, de momento e torque, para diferentes graus de fechamento do flape.

Em um estudo mais recente, a Toyota Motorsport e a FEV Europe, ambas empresas do ramo de mobilidade, desenvolveram um processo de

combustão em condições de mistura ultra-pobre, visando obter uma eficiência superior aliada a melhores desempenhos e baixas emissões. Com isso elas alcançaram uma eficiência térmica de 46%, um BMEP de 23 bar à 2000 rpm e uma potência específica de 103 kW/l, utilizando um motor monocilíndrico de teste com razão volumétrica de compressão 13,4:1 (TAKEUCHI; LUSZCZ; ADOMEIT, 2019).

Nesse estudo os autores combinaram diferentes recursos para obterem os resultados mencionados. Além de utilizarem um sistema de admissão com turbocompressor, eles adotaram estratégias variáveis de abertura antecipada das válvulas de admissão, buscando controlar a ocorrência de detonação, e uma válvula de controle de *tumble* semelhante a mostrada anteriormente na [Figura 30](#) (TAKEUCHI; LUSZCZ; ADOMEIT, 2019).

Válvulas similares, de *swirl* e/ou *tumble*, como a utilizada por Takeuchi, Luszcz e Adomeit (2019), têm sido empregadas também em alguns motores de veículos de passeio e de corrida. Citam-se, por exemplo, algumas linhas de motores da Toyota (ZHAO, 2009), motores utilizados no Audi R8 (CRAWFORD, 2014), além de outros utilizados em veículos como o Mercedes E-Class 500 e o Opel Astra J 1,7 CDTI (PIERBURG, 2011).

Essa utilização em alguns motores comerciais é uma prova de que tais dispositivos móveis podem promover ganhos de desempenho. Por outro lado, ainda que esses recursos apresentem possibilidades de uso mais amplas quando comparados aos dispositivos fixos, eles ainda têm algumas limitações alvo deste trabalho.

Como já apresentado, essas válvulas geralmente assumem apenas duas posições finais, totalmente fechadas ou totalmente abertas, dependendo do movimento efetuado pelo flape móvel. Essa característica inviabiliza sua utilização para todas as condições de operação do motor, em especial aquelas nas quais a eficiência volumétrica é muito prejudicada com o fechamento do flape. Uma determinada redução da área de passagem do ar ocasionada pelo flape pode ser muito útil para uma certa condição de rotação e carga, mas improdutiva em outras condições ou em motores com algumas característica

geométricas distintas.

Em vista disso, o dispositivo proposto neste trabalho e detalhado nas próximas seções foi projetado para permitir maior flexibilidade de uso, de acordo com as condições de operação do motor. Para isso, uma metodologia numérica para a escolha das configurações dos flapes móveis segundo a operação do motor também é apresentada. Além disso, desenvolveu-se um estudo sobre uma nova forma de utilização desse tipo de dispositivo, na qual os flapes móveis são acionados em diferentes instantes consecutivos do ciclo do motor. As consequências dessa forma de utilização são então comparadas com seu uso com apenas uma configuração ao longo do ciclo.

## 3 Metodologia

As próximas seções deste capítulo descrevem todos os procedimentos adotados para a realização do estudo. Dessa forma, são apresentadas a sequencia de simulações numéricas realizadas, as características do dispositivo gerador de *tumble* desenvolvido, assim como as informações referentes ao motor utilizado, as condições de contorno e os demais parâmetros necessários.

### 3.1 Motor utilizado

A primeira etapa da metodologia consistiu da definição do motor e da escolha das condições de operação a serem utilizadas no estudo. Para a obtenção dos principais dados experimentais necessários foi utilizado o trabalho de Radicchi et al. (2017), adotando-se para o estudo um motor monocilíndrico de pesquisa cujas principais especificações são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1 – Dados do motor

Motor	AVL 5496
Volume deslocado [ $cm^3$ ]	454,16
Diâmetro [mm]	82
Curso [mm]	86
Razão volumétrica de compressão	11,5:1
Número de válvulas	4
Abertura da válvula de exaustão APMI [°]	56
Fechamento da válvula de exaustão DPMS [°]	0
Abertura da válvula de admissão APMS [°]	0
Fechamento da válvula de admissão DPMI [°]	40
Diâmetro da válvula de admissão [mm]	33,9
Diâmetro da válvula de exaustão [mm]	28

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

As análises foram realizadas para uma rotação do motor de 3000 rpm, sempre na condição de *motoring*, ou seja, de operação à frio do motor, sem ocorrência de combustão. Dentre às possíveis condições de carga do motor

disponíveis, cada uma referente a uma determinada abertura da válvula borboleta, optou-se pela condição correspondente a uma carga média de 600 mbar na admissão.

A partir dessa condição (rotação 3000 rpm e 600 mbar de carga) e utilizando a configuração padrão do motor apresentada na Tabela 1, procedeu-se à sua simulação e validação por meio da comparação dos valores obtidos de pressão média no cilindro, ao longo de todo o ciclo, com os valores experimentais correspondentes. Considerou-se a simulação validada quando o valor máximo de pressão não diferia em mais de 10% do valor experimental, assim como pelo menos 90% dos pontos ao longo do ciclo.

Na Figura 32 são mostradas as curvas de movimento (ou curvas de *lift*, em inglês) das válvulas de admissão e exaustão utilizadas. Os quatro tempos do motor aparecem também registrados na parte superior do gráfico, facilitando a identificação dos instantes de abertura e fechamento das válvulas. É possível notar, por exemplo, que o cruzamento de válvulas do motor nessa configuração padrão é praticamente nulo.

A válvula geradora de *tumble* foi testada nas simulações subsequentes ao caso *baseline*. Conforme será apresentado, em algumas dessas simulações a injeção de combustível foi acrescentada à condição *motoring*, permitindo uma análise da influência da válvula sob a formação da mistura e de ambos sob o escoamento de ar. Para esses casos utilizou-se o injetor cujos dados estão descritos na Tabela 2.

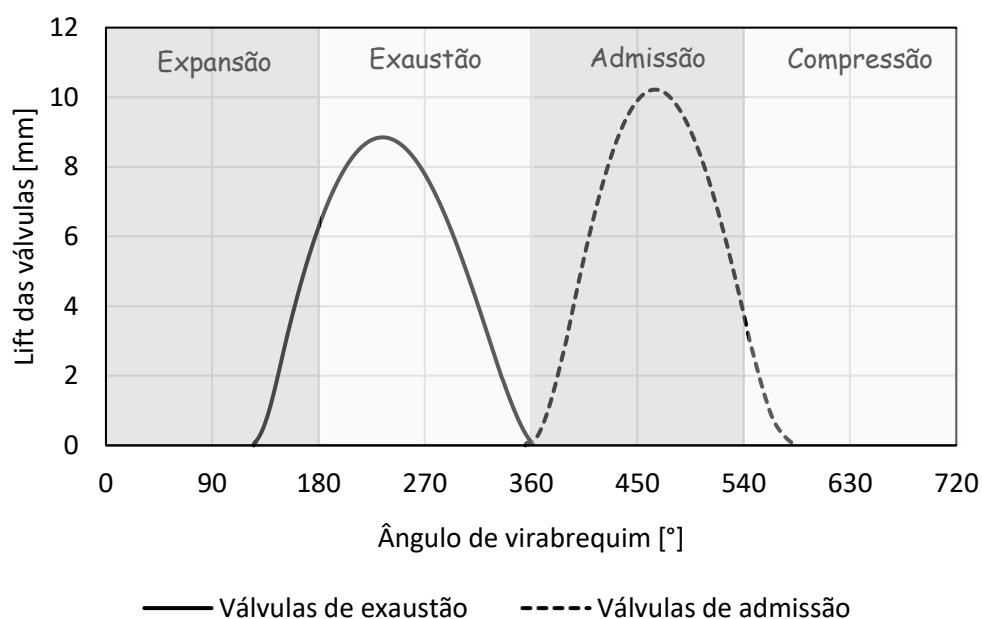
Tabela 2 – Principais informações associadas ao injetor de combustível.

Modelo	BOSCH HDEV 5.1
Número de orifícios	7
Diâmetro dos orifícios [mm]	$1,7 \times 10^{-1}$
Ângulo de cone externo de cada jato [°]	20
Vazão mássica de injeção [g/s]	9,6 ~ 10
Combustível utilizado	E100

O injetor em questão, mostrado na Figura 33a é do tipo multi furos, caracterizado por sete jatos de combustível, cada um emergindo de um



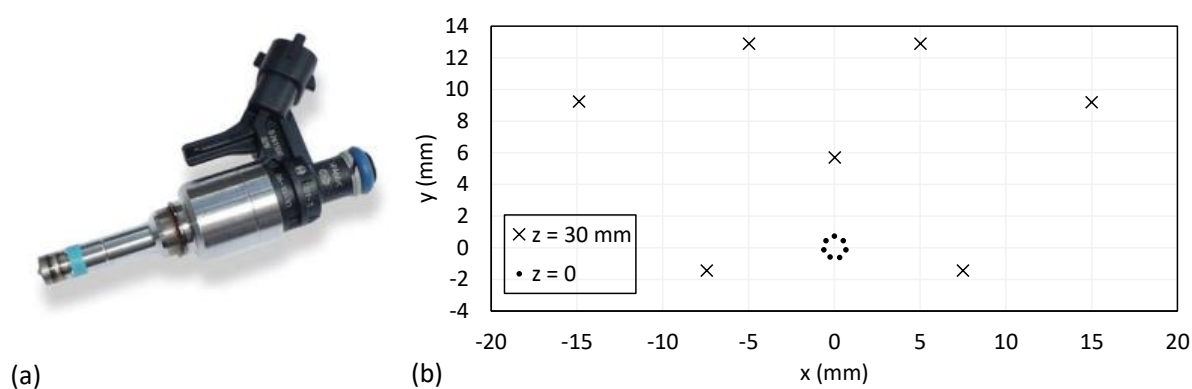
Figura 32 – Curvas de *lift* das válvulas de admissão e exaustão usadas nas simulações.



Fonte: Elaborado pelo autor.

orifício diferente. As estratégias de injeção serão discutidas posteriormente na seção 3.5.

Figura 33 – (a) Injetor de combustível multi furos Bosch HDEV 5.1 e (b) coordenadas dos sete jatos na saída do injetor ( $z = 0$ ) e a uma distância de 30 mm.



Fonte: (a) (BOSCH, 2009); (b) elaborado pelo autor.

No gráfico da Figura 33b são apresentadas as coordenadas dos jatos, necessárias para a correta definição dos locais e direções de injeção nas simulações. Os pontos correspondem a localização dos jatos promovidos por cada um dos sete orifícios na saída do injetor ( $z = 0$ ) e a uma distância

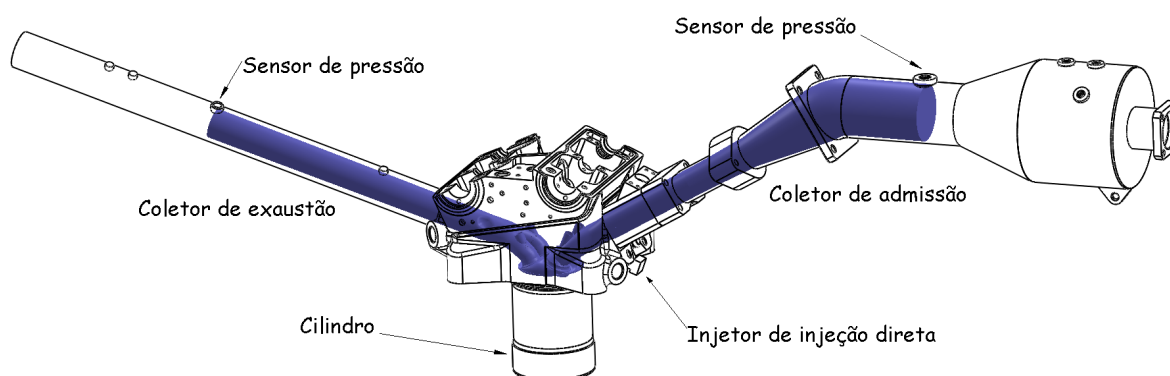
de 30 mm dessa saída.

## 3.2 Domínio computacional

O domínio computacional utilizado nas simulações compreende as regiões do motor por onde o ar escoa, isto é, os sistemas de admissão e exaustão, com seus respectivos coletores e pórticos, além da câmara principal e do cilindro.

A geometria do motor é apresentada na [Figura 34](#). As áreas destacadas em azul formam o domínio computacional, nesse caso representado para o instante em que o pistão está no seu ponto morto superior. Esse volume muda na medida em que as partes móveis do motor, pistão e válvulas, realizam seu movimento alternativo. O volume dos coletores é fixo e delimitado pelos pontos físicos onde são aferidas as pressões. O volume final para o pistão no PMS, já separado do restante da geometria, é mostrado na [Figura 35](#).

Figura 34 – Geometria do motor utilizado no estudo. As regiões em azul representam o domínio computacional no PMS extraído para as simulações.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Outra parte importante do domínio computacional considerada em algumas das simulações é a válvula geradora de *tumble*, melhor discutida na seção [3.3](#). Nesses casos as fronteiras dos *flaps* são inseridas nos sistema de admissão do motor e se movimentam conforme as estratégias previamente definidas no programa computacional.

Figura 35 – Domínio computacional utilizado nas simulações computacionais.



Fonte: Elaborado pelo autor.

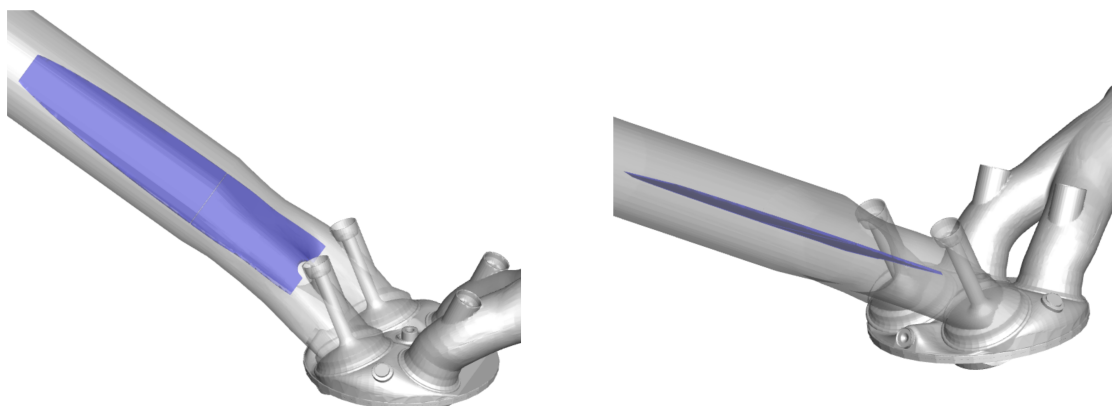
### 3.3 Válvula geradora de *tumble*

Uma etapa importante do trabalho consistiu no desenvolvimento de um dispositivo gerador de *tumble* que pudesse ser utilizado no sistema de admissão do motor e que superasse as limitações dos outros dispositivos móveis discutidos na seção 2.6.

Para isso, foi criado o sistema composto por dois *flaps* móveis independentes mostrados na Figura 36 e Figura 37. Na configuração aberta do sistema (Figura 37), os flapes permanecem alinhados e em paralelo à direção principal do escoamento de ar. Quando solicitados, os dois flapes são capazes de se moverem em ângulos diferentes. O primeiro *flap*, ou inferior, pode tocar as paredes de baixo do coletor de admissão, obrigando o ar a subir em direção ao segundo *flap* (*flap* superior). Este último, por sua vez, pode ser fechado parcialmente em diferentes angulações, conforme a necessidade de cada operação.

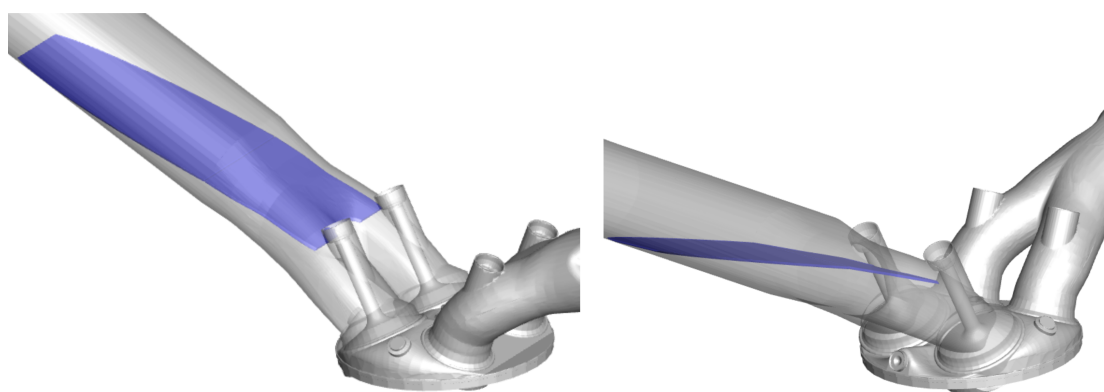
Para que essa válvula de dois *flaps* fosse concebida, inicialmente foi necessário que uma análise de possíveis interferências entre os flapes e o sistema de admissão fosse realizada. Ambos os flapes precisam completar o movimento de abertura e fechamento sem que haja qualquer interferência entre si e com as paredes vizinhas. Ao mesmo tempo, esses espaçamentos

Figura 36 – *Flaps* do dispositivo gerador de *tumble* na configuração aberta.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 37 – *Flaps* do dispositivo gerador de *tumble* na configuração fechada.



Fonte: Elaborado pelo autor.

entre as superfícies não podem ser exagerados, uma vez que eles precisam obstruir e direcionar a passagem de ar. Um espaço demasiadamente grande entre os flaps, por exemplo, pode implicar no escape do ar e em um escoamento menos intenso pela região principal de passagem.

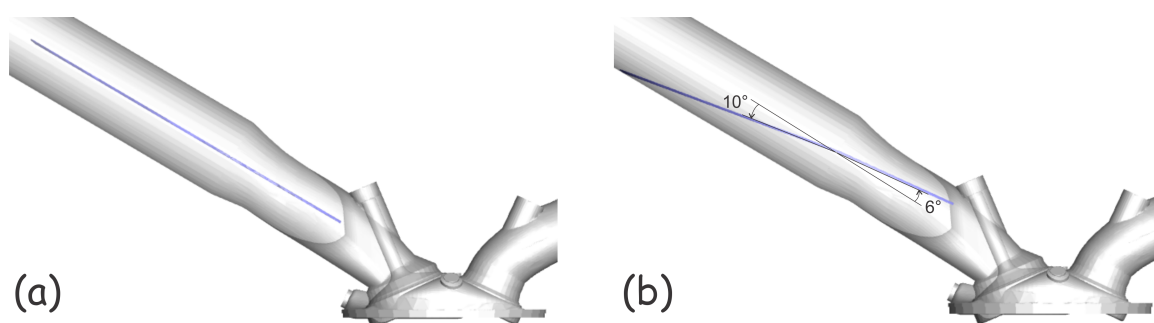
Alguns elementos da válvula merecem especial atenção. Apesar de ela não ter sido fabricada fisicamente, seu projeto geométrico foi pensado para que isso seja possível em futuros trabalhos. Assim, a posição do ponto de articulação dos *flaps*, ou pivô, foi desenhada na junção entre o coletor e o pórtico de admissão, facilitando a desmontagem dessas peças e encaixe do dispositivo. Sua altura corresponde ao ponto médio da distância entre as faces de cima e de baixo do pórtico, ou seja, o pivô se localiza no centro

da região entre o coletor e o pórtico.

O *flap* inferior se estende cerca de 94 mm do ponto de articulação para dentro do coletor de admissão. Já o *flap* superior tem um comprimento aproximado de 51 mm, se estendendo para o pórtico de admissão até próximo das hastes da válvulas. Ambos os *flaps* têm espessura de 1 mm e poderiam ser fabricados a partir de chapas metálicas ou de materiais compósitos. O formato e a largura dos *flaps* variam ao longo do comprimento principal para acompanhar o formato dos coletores e pórticos de admissão.

Quando abertos, os *flaps* estão paralelos ao escoamento, logo o ângulo de fechamento é zero, conforme mostrado na Figura 38a. A posição deles quando fechados pode ser identificada pelo ângulo que fazem com a linha do pivô paralela aos coletores. Para o *flap* inferior, o fechamento completo, ou seja, a angulação em que ele toca o coletor de admissão corresponde a  $10^\circ$ . Durante o fechamento, o deslocamento angular se dá no sentido anti-horário, conforme exemplificado na Figura 38b.

Figura 38 – *Flaps* do dispositivo gerador de *tumble* na (a) configuração aberta (ângulo  $0^\circ$ ) e (b) em uma das configurações fechadas possíveis, com o *flap* inferior deslocado em um ângulo de  $10^\circ$  e o *flap* superior em  $6^\circ$ .



Fonte: Elaborado pelo autor.

O movimento giratório dos flapes também precisa ser fisicamente factível para permitir futuras reproduções do estudo em experimentos materiais. Desse modo, em todas as simulações empregou-se o intervalo de tempo de  $5^\circ$  em ângulos de virabrequim para o movimento circular dos flapes, seja abrindo ou fechando. Essa duração é suficiente para que pequenos motores comerciais consigam executar o deslocamento dos flapes.

### 3.4 Principais modelos e parâmetros numéricos

Para a realização das simulações deste trabalho foi utilizado o programa comercial de volumes finitos Converge, um código desenvolvido com foco no estudo de motores mas com a possibilidade de aplicação em diferentes áreas.

Os principais modelos empregados foram explicados no capítulo precedente, a maioria deles com base nas formulações adotadas no código Converge. As equações de balanço da massa, momentum e energia, assim como a equação de estado de Redlich-Kwong, por exemplo, foram explicadas na seção 2.4.2. Já o modelo de fechamento da turbulência RNG  $\kappa - \epsilon$ , utilizado em todas as simulações, foi apresentado na seção 2.4.2.

Os modelos necessários para a injeção de combustível foram apresentados na seção 2.5. Para a quebra primária foi utilizado o modelo blob e para a quebra secundária foi considerado o modelo KH-RT com as constantes definidas e validadas com base nos trabalhos de Braga (2018) e Martins (2018). A evaporação das gotas foi modelada por meio do modelo de Frossling e as constantes de difusividade mássica do vapor de combustível no ar foram utilizadas conforme padrão do programa para o etanol ( $D_0 = 1,05e - 05$  e  $n_0 = 1,77$ ). O modelo de colisão de gotas empregado nas simulações foi o NTC e o modelo de interação das gotas com as paredes foi o modelo de O'Rourke com base no número de Weber, espessura de filme líquido e viscosidade, a partir do trabalho de Braga (2018) que o comparou com o modelo de Bai-Gosman. Já o arrasto das gotas foi modelado por meio do modelo TAB de arrasto dinâmico.

O acoplamento pressão-velocidade no programa Converge foi obtido usando o método PISO com uma tolerância de convergência de  $1,0 \times 10^{-3}$  e máximo de 9 iterações. Para evitar oscilações na solução provocadas pelo desacoplamento da pressão e da velocidade foi utilizado o esquema de interpolação Rhie-Choe, explicado na seção 2.4.3. As tolerâncias residuais para as equações de balanço de momentum, pressão, densidade, energia

e turbulência foram, respectivamente,  $1,0 \times 10^{-5}$ ,  $1,0 \times 10^{-8}$ ,  $1,0 \times 10^{-4}$ ,  $1,0 \times 10^{-4}$  e  $1,0 \times 10^{-3}$ .

Os passos de tempo adotados nas simulações foram do tipo variável conforme discutido na seção 2.4.5. Os valores máximo e mínimo do passo de tempo utilizados foram de  $1,0 \times 10^{-4}$  e  $1,0 \times 10^{-8}$  segundos, respectivamente, além de um valor inicial de  $1,0 \times 10^{-7}$  segundos. Os números CFL de advecção, difusão e Mach foram, 1,0, 2,0 e 50, respectivamente.

### 3.5 Estratégias de utilização da válvula de *tumble*

A primeira simulação computacional realizada neste trabalho consistiu da condição *baseline* descrita na seção 1. A partir da validação dessa condição com os dados experimentais, procedeu-se então à análise computacional da válvula geradora de *tumble*, em uma série de simulações na condição de operação de 3000 rpm.

Essa sequencia de simulações pode ser dividida em três grupos principais. Em uma primeira etapa, detalhada nas seções seguintes, desenvolveu-se uma metodologia baseada em simulações bidimensionais para a definição das melhores configurações da válvula geradora de *tumble*, conforme a condição de operação do motor.

Com base nessa metodologia, tornou-se possível selecionar o melhor posicionamento dos *flaps* para maximização do *tumble* dentro do cilindro do motor, para a condição trabalhada de 3000 rpm e 600 mbar de carga. Esse posicionamento selecionado correspondeu ao fechamento da válvula em  $6^\circ$ , isto é, enquanto o *flap* inferior está completamente abaixado e toca o coletor de admissão, o *flap* superior está levantado em  $6^\circ$ .

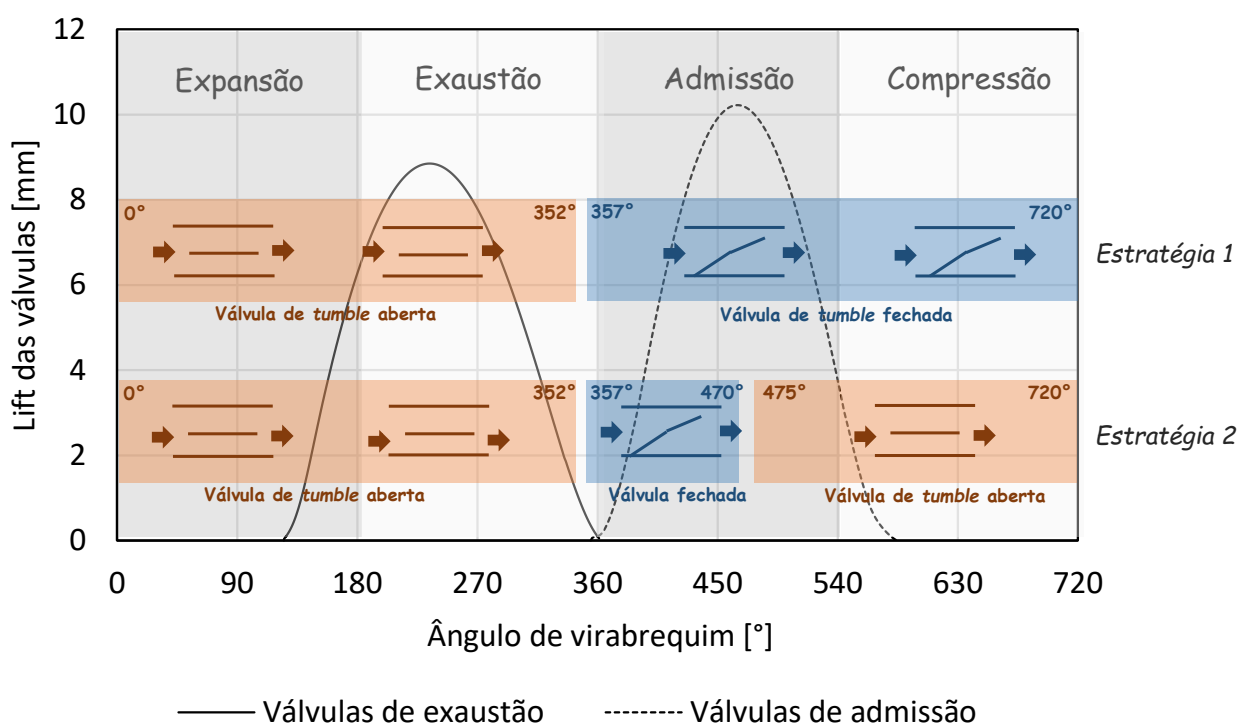
Em uma segunda etapa, procedeu-se à simulação tridimensional do motor com a válvula de *tumble* na configuração de  $6^\circ$  de fechamento selecionada anteriormente. Inicialmente realizou-se a simulação 3D do motor com os *flaps* em uma mesma posição durante o ciclo (estratégia 1). Em outras palavras, uma vez deslocados da posição aberta para a posição

fechada (antes das válvulas de admissão se abrirem), assim permaneceram até o final do ciclo do motor.

Em seguida investigou-se a possibilidade de intensificar ainda mais os valores de *tumble* ou melhorar outros parâmetros de desempenho do motor alterando-se a estratégia anterior. Se por um lado o projeto de uma válvula com dois *flaps* móveis possibilita uma infinidade de movimentos executáveis, por outro lado torna ainda mais importante a investigação das melhores formas de utilização da válvula.

Dessa forma, ao invés de acionar os *flaps* e deixá-los fechados ao longo de todo o ciclo do motor, testou-se então uma nova estratégia de utilização da válvula (estratégia 2) na qual ela atuava apenas durante o início da admissão e depois era novamente aberta antes que as válvulas de admissão se fechassem. As duas estratégias avaliadas são esquematizadas na [Figura 39](#).

Figura 39 – Estratégias utilizadas para a válvula geradora de *tumble*.



Fonte: Elaborado pelo autor.

As estratégias 1 e 2 da válvula de *tumble* foram apresentadas sobre-



postas às curvas de *lift* na Figura 39 para melhor compreensão de seus movimentos. Percebe-se que a faixa de ângulos de virabrequim disponível para o aproveitamento da válvula de *tumble* é de  $220^\circ$ , referente aos momentos em que as válvulas de admissão estão abertas (do instante  $360^\circ$  ao instante  $580^\circ$ ).

Em ambas as estratégias a válvula geradora de *tumble* é acionada pela primeira vez no mesmo instante, estando completamente fechada em  $357^\circ$ , logo antes de a admissão de ar ter início. Na estratégia 1 mantém-se essa configuração durante toda a entrada de ar no cilindro. Já na estratégia 2 a válvula de *tumble* é reaberta antes de a admissão de ar ser concluída, em  $470^\circ$ .

O procedimento realizado por meio da estratégia 2 é único, já que outros trabalhos não realizaram esse tipo de abordagem. Para cada uma dessas estratégias, 1 e 2, os resultados obtidos nas simulações foram comparados entre si e com o caso *baseline*, ou seja, sem utilização dos *flaps*, para que os ganhos ou possíveis complicações fossem analisados.

Toda a sequencia de simulações realizadas está resumida na tabela 3. É possível perceber que, ainda na etapa 2, um terceiro caso (simulação 11) muito similar à simulação 10 é executado. De fato, a única diferença entre as simulações 10 e 11 está na pressão média adotada na entrada do coletor de admissão. Enquanto na simulação 10 esse valor é de 600 mbar, na simulação 11 ele é igual a 472 mbar.

Conforme será demonstrado mais adiante neste trabalho, essa alteração na pressão é uma consequência interessante da utilização da válvula geradora de *tumble* e permite que ambos os casos, a simulação *baseline* sem a válvula e a simulação com a válvula, sejam comparados de uma maneira mais segura quando envolverem a injeção de combustível.

Ainda na etapa 2, três simulações adicionais (12, 13 e 14) são executadas com o intuito de verificar algumas hipóteses levantadas na etapa de simulações bidimensionais. Em cada uma delas, variou-se apenas o

Tabela 3 – Resumo das simulações numéricas realizadas.

Simulações	Descrição	Características
1	Validação da condição baseline	Simulação 3D 3000 rpm / 600 mbar
<b>Etapa 1 - Simulações bidimensionais</b>		
2	Flap superior fechado em 10°	600 mbar Flap inferior fechado completamente
3	Flap superior fechado em 8°	
4	Flap superior fechado em 6°	
5	Flap superior fechado em 4°	
6	Flap superior fechado em 2°	
7	Flap superior fechado em 0°	
8	Sem a válvula de tumble	
<b>Etapa 2 - Simulações tridimensionais</b>		
9	Avaliação da válvula geradora de tumble utilizando a Estratégia 1 de acionamento	3000 rpm / 600 mbar Fechamento da válvula de tumble em 352°
10	Avaliação da válvula geradora de tumble utilizando a Estratégia 2 de acionamento	3000 rpm / 600 mbar Fechamento da válvula de tumble em 352° Reabertura da válvula de tumble em 470°
11	Avaliação da válvula geradora de tumble utilizando a Estratégia 2 de acionamento e uma pressão reduzida na admissão.	3000 rpm / 472 mbar Fechamento da válvula de tumble em 352° Reabertura da válvula de tumble em 470°
12	Simulação dos fechamentos de 4°, 8° e 10° da válvula geradora de tumble para comparação com o fechamento de 6°.	3000 rpm / 600 mbar
13		Fechamento da válvula de tumble em 352°
14		Reabertura da válvula de tumble em 470°
<b>Etapa 3 - Simulações tridimensionais com injeção de combustível</b>		
15	Condição baseline com injeção de combustível iniciando em 365°.	3000 rpm / 600 mbar E100 / SOI 365°
16	Avaliação da válvula geradora de tumble utilizando a Estratégia 2 de acionamento com injeção de combustível.	3000 rpm / 472 mbar Fechamento da válvula de tumble em 352° Reabertura da válvula de tumble em 470° E100 / SOI 365°
17	Condição baseline com injeção de combustível iniciando em 515°	3000 rpm / 600 mbar E100 / SOI 515°.
18	Avaliação da válvula geradora de tumble utilizando a Estratégia 2 de acionamento com injeção de combustível.	3000 rpm / 472 mbar Fechamento da válvula de tumble em 352° Reabertura da válvula de tumble em 470° E100 / SOI 515°

ângulo de fechamento da válvula de *tumble*, 4°, 8° e 10°, respectivamente, possibilitando a comparação com a configuração de 6°.

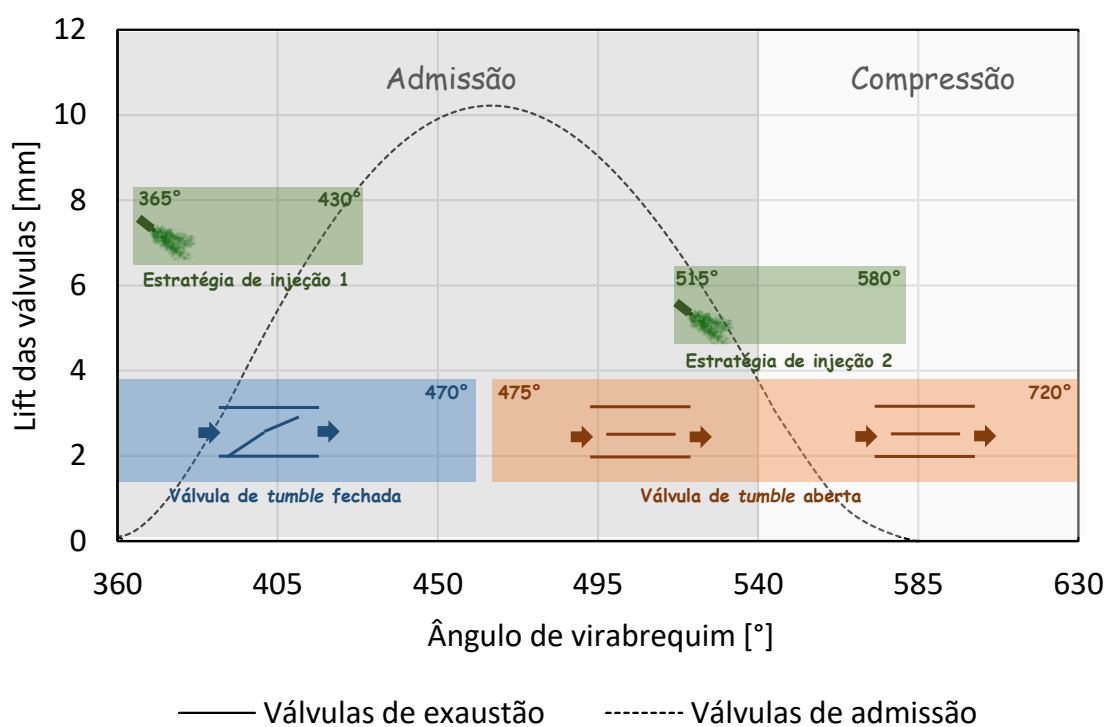
Por fim, na etapa 3 são realizadas as análises comparativas de desempenho com injeção direta de etanol puro (E100). A simulação referente à condição *baseline*, sem os flapes, e a simulação com os melhores resultados obtidos até esta etapa utilizando a válvula de *tumble* são novamente compa-

radas, agora com a utilização do injetor apresentado previamente na seção 1.

Nessa etapa do estudo a interação entre o escoamento de ar controlado pela válvula de *tumble* e o spray de combustível é analisada. Além disso, uma outra investigação promissora é conduzida: a análise da influência da válvula geradora de *tumble* sob o processo de formação da mistura ar-combustível para diferentes estratégias de injeção.

Dessa forma, em um primeiro momento (simulações 15 e 16) o início da injeção ou SOI (do inglês *start of injection*) foi realizado em  $365^\circ$ . Na sequência, utilizou-se uma estratégia distinta (simulações 17 e 18), na qual o combustível foi injetado mais tarde no ciclo, mais precisamente em  $515^\circ$ . As duas estratégias de injeção são apresentadas na [Figura 40](#), sobre a curva de *lift* das válvulas de admissão e junto com a estratégia adotada para a válvula de *tumble*.

Figura 40 – Estratégias de injeção de combustível utilizadas nas simulações.



Fonte: Elaborado pelo autor.

### 3.6 Simulações bidimensionais

Conforme já explicado ao longo deste trabalho, uma das principais vantagens do dispositivo proposto seria a sua flexibilidade de uso. Pela forma como foi projetado, ele permitiria a utilização de diferentes configurações de acordo com a condição de operação.

Com o intuito de facilitar a regulação do dispositivo para as diferentes condições de operação do motor, desenvolveu-se a metodologia descrita nesta seção. Trata-se da execução de uma sequência de simulações bidimensionais para escolha dos melhores ângulos de fechamento da válvula geradora de *tumble*.

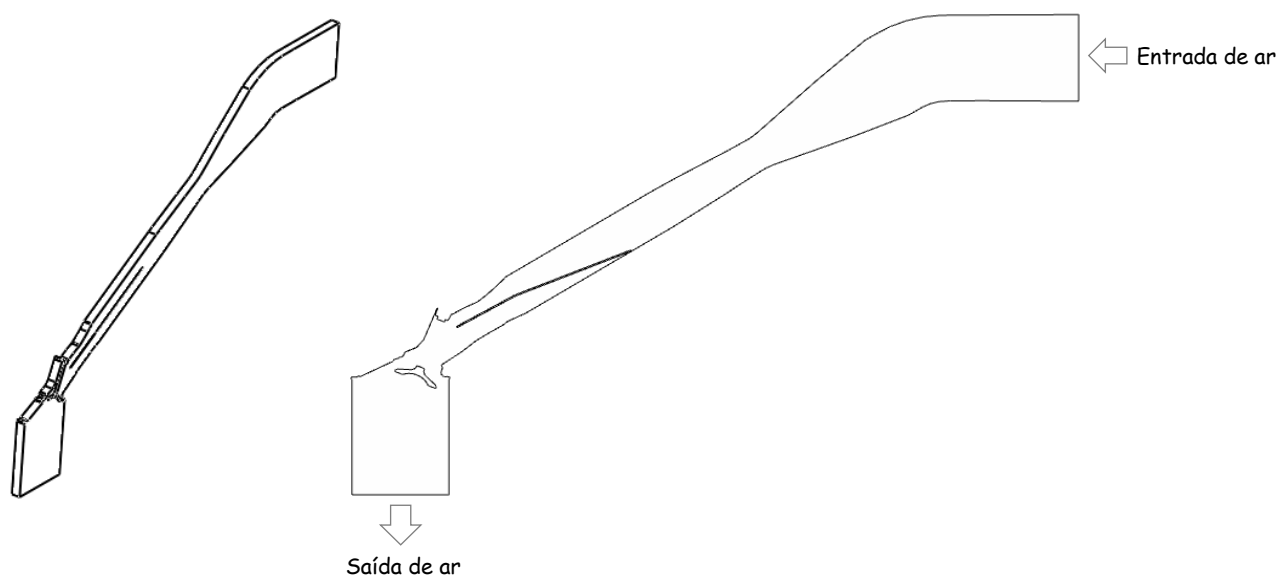
A principal ideia é reduzir o custo computacional excessivo algumas vezes associado às simulações tridimensionais. Ao invés de testar diversas configurações de fechamento da válvula geradora de *tumble* por meio de casos 3D, seria possível então avaliar de maneira mais rápida esses mesmos casos em simulações 2D e posteriormente simular tridimensionalmente apenas algumas configurações pré-selecionadas, investigando outras questões de interesse como as estratégias de acionamento.

Para que essa metodologia se tornasse viável, algumas simplificações necessárias foram adotadas. O fato de simular o escoamento em apenas duas dimensões, por si só, já constitui uma simplificação importante, dado o caráter tridimensional das estruturas do escoamento nos motores. Na [Figura 41](#) são apresentadas algumas imagens da geometria utilizada, uma vista isométrica e outra frontal com as respectivas faces de entrada e saída do ar.

É possível notar que a geometria continua tridimensional, ainda que a simulação seja realizada em duas dimensões. Isso porque alguns programas computacionais demandam o estabelecimento de duas faces iguais paralelas no plano  $xy$  e uma distância entre elas ao longo do eixo  $z$ , correspondente à profundidade das células vistas no plano  $xy$ .

Um ponto importante da metodologia desenvolvida é o caráter estático

Figura 41 – Geometria utilizada nas simulações bidimensionais, sem alguns componentes como o pistão, o sistema de exaustão e a haste da válvula de admissão.



Fonte: Elaborado pelo autor.

das simulações. Diferentemente das simulações 3D, em que os movimentos de todas as partes móveis do motor são replicados, nesse caso escolheu-se um instante fixo representativo do ciclo e o escoamento em regime permanente através do motor foi simulado para esse instante.

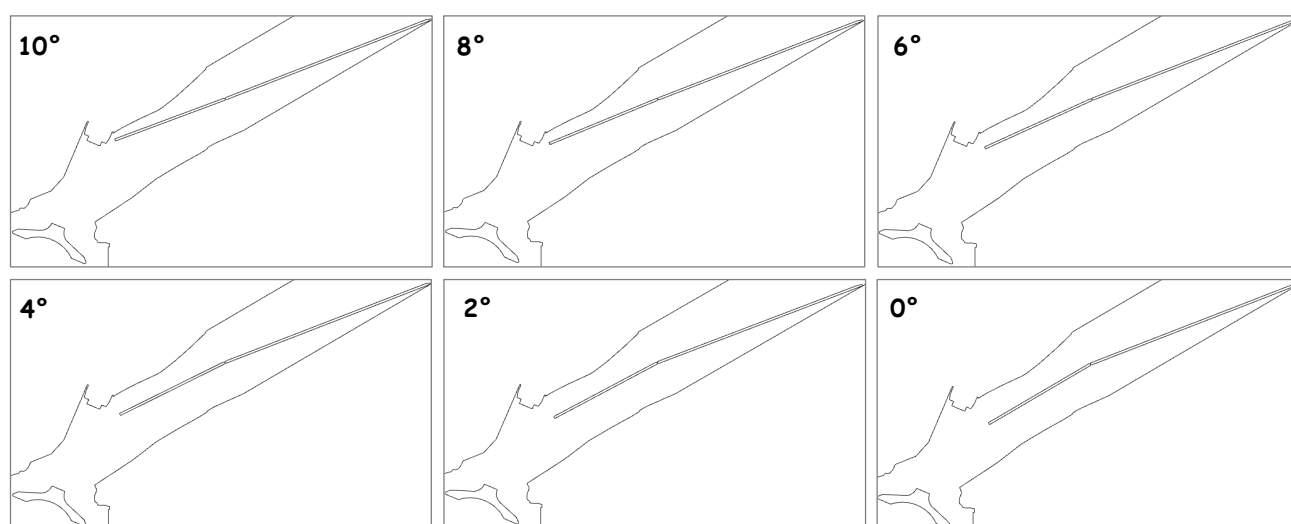
Esse ângulo de virabrequim escolhido corresponde ao momento de máxima abertura das válvulas de admissão, quando a área de passagem do ar pelas válvulas é máxima. Pelo fato de os quatro tempos do motor não serem modelados, a simulação se assemelha a um teste de bancada de escoamento, onde o pistão é retirado dando lugar a superfície de saída do ar, conforme mostrado na [Figura 41](#).

Outra simplificação importante perceptível na vista frontal da geometria na [Figura 41](#) é a retirada da haste da válvula de admissão. Essa medida é necessária para que o escoamento de ar não fique restrito apenas ao lado direito da válvula, podendo escoar por todo o assento de válvula. O sistema de exaustão também não é representado, uma vez que ele não é relevante para esse caso.

Na [Figura 42](#) são apresentadas as configurações testadas por meio das

simulações bidimensionais. Enquanto o *flap* inferior é mantido abaixado (ou seja, completamente fechado), o *flap* superior é testado em diferentes posições, desde a mais fechada ( $10^\circ$ ) até a mais aberta ( $0^\circ$ ), com variações de  $2^\circ$  entre cada teste, totalizando seis diferentes simulações. Uma sétima simulação com a ausência da válvula de *tumble* também foi executada.

Figura 42 – Configurações da válvula geradora de *tumble* testadas por meio das simulações bidimensionais.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Dessa forma, realizando-se essas variações no fechamento dos flapes e comparando-se os resultados, sobretudo os campos de velocidade através da válvula e dentro do cilindro do motor, seleciona-se então a melhor configuração da válvula geradora de *tumble*, no quesito intensidade de *tumble* ou outros parâmetros de desempenho, utilizando-se assim essa melhor configuração nos estudos 3D.

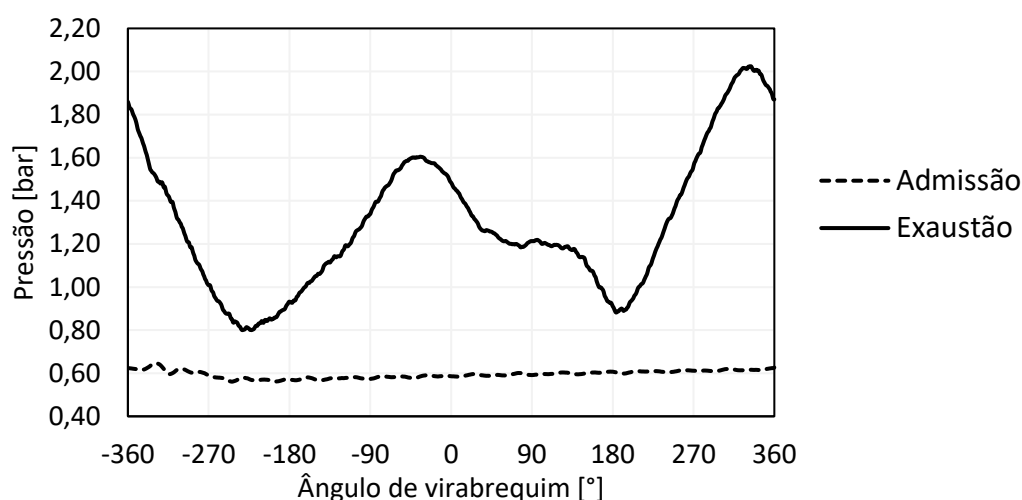
### 3.7 Condições de contorno e iniciais

Para a simulação computacional tridimensional do escoamento a frio no motor é necessário estabelecer uma série de condições de contorno que determinam a condição de operação do motor e definem o estado do fluido ao longo da superfície de controle.

Essas condições de contorno incluem as informações do escoamento na entrada e na saída do sistema. Uma delas é a pressão média na face de entrada do coletor de admissão e na face de saída do coletor de exaustão durante todo o ciclo do motor, ambas dadas por suas curvas em função do ângulo de virabrequim, conforme mostrado na [Figura 43](#).

Essas mesmas curvas também são utilizadas para a definição das pressões iniciais da simulação no sistema de admissão e exaustão, dependendo do ângulo inicial de virabrequim. A pressão inicial no cilindro também pode ser obtida a partir da curva média de pressão experimental e do instante de início da simulação.

Figura 43 – Curvas experimentais de pressão média utilizadas como condições de contorno nas fronteiras de admissão e exaustão.



Fonte: Elaborado pelo autor.

As informações do escoamento incluem ainda as temperaturas do fluido na entrada e na saída do volume de controle e os parâmetros característicos da turbulência. Esses dados estão resumidos na [Tabela 4](#), em conjunto com outras informações necessárias, como as temperaturas das demais fronteiras do domínio computacional, como pistão, válvulas de admissão e exaustão, cilindro e domo, além das características operacionais de rotação e carga.

Nas simulações tridimensionais da etapa dois com a válvula geradora

de *tumble*, as superfícies correspondentes aos *flaps* também devem ser consideradas. Nesse caso, as temperaturas das paredes dos *flaps* inferior e superior são definidas juntamente com seus movimentos. A pressão na fronteira de admissão ao longo do ciclo do motor é assumida pelo valor médio da curva experimental.

O deslocamento da válvula de *tumble* é dado por meio do ângulo de fechamento dos *flaps* inferior e superior, considerados positivos por girarem no mesmo sentido. O ângulo de fechamento do *flap* superior é apresentado na [Figura 44](#), de acordo com a estratégia discutida na seção 3.5. Apesar de não representado, o *flap* inferior têm o mesmo comportamento, abrindo e fechando em intervalos de 5° assim que acionados, diferenciando-se apenas pela amplitude de 10° correspondente ao seu fechamento completo.

Tabela 4 – Condições de contorno utilizadas nas simulações

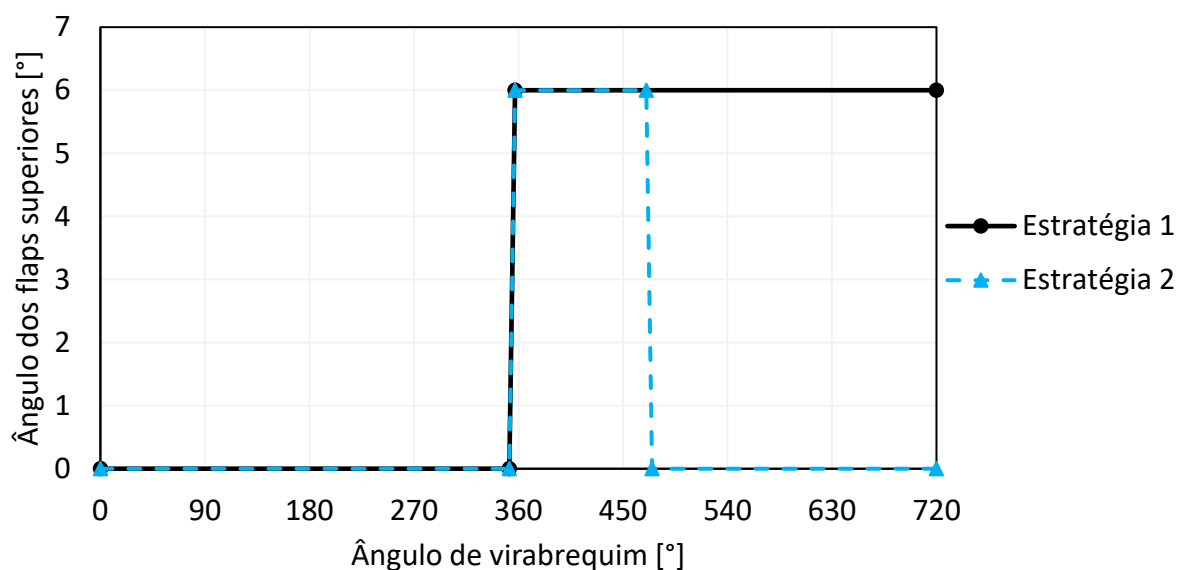
Variável	Valor
Rotação [rpm]	3000
Razão volumétrica de compressão	11,5:1
Pressão média na admissão [mbar]	600
Temperatura do domo e cabeça do pistão [K]	363
Temperatura das paredes do cilindro [K]	363
Temperatura das paredes das válvulas (admissão e exaustão) [K]	363
Temperatura das paredes dos flapes [K]	303
Pressão na admissão e exaustão [bar]	<a href="#">Figura 43</a>
Temperatura da admissão [K]	303
Temperatura da exaustão [K]	324
<i>Lift</i> das válvulas de admissão e exaustão [mm]	<a href="#">Figura 32</a>
Ângulo de fechamento dos <i>flaps</i> superiores [°]	<a href="#">Figura 44</a>
Intensidade turbulenta na admissão [%]	1
Intensidade turbulenta na exaustão [%]	0,1
Comprimento de escala turbulento (admissão e exaustão) [m]	0,001
Combustível utilizado	E100
Instante de injeção [°]	<a href="#">Figura 40</a>
Duração da injeção [°]	65
Vazão de injeção [g/s]	9,6 ~ 10
Temperatura do combustível [K]	301
Lambda	1

Fonte: Elaborado pelo autor.

Na [Tabela 4](#) também são apresentadas algumas condições utilizadas apenas nas simulações tridimensionais da etapa três, associadas a injeção



Figura 44 – Ângulos de fechamento dos *flaps* superiores da válvula geradora de *tumble*, de acordo com a estratégia adotada



Fonte: Elaborado pelo autor.

de combustível. Os instantes de injeção variam conforme as estratégias de injeção utilizadas e mostradas anteriormente, assim como a vazão do injetor sofre pequenas variações de acordo com a simulação e a massa de ar admitida, proporcionando sempre um  $\lambda$  igual a um. Outras informações sobre o injetor multi furos empregado nas simulações foram apresentadas juntamente com os dados do motor na seção 1.

Nas simulações bidimensionais da etapa um as condições de contorno adotadas são similares às utilizadas nos casos 3D. A pressão média constante de 600 mbar é aplicada à fronteira de admissão e um gradiente favorável de pressão é estabelecido em relação à fronteira de saída localizada no pistão. As temperaturas das paredes são mantidas iguais às mostradas na Tabela 4.

### 3.8 Parâmetros da malha

Conforme mostrado na seção 2.4.6, programas computacionais como o Converse apresentam opções de controle fixo e variável da malha, a partir de um tamanho base das células e níveis de refinamento pré-escolhidos pelo

usuário.

Para as simulações deste trabalho foi utilizado um tamanho base de célula igual a 4 mm. Em algumas regiões específicas do motor foram utilizados refinamentos fixos. Nas regiões dos assentos das válvulas de admissão e exaustão, por exemplo, estabeleceu-se quatro níveis de refinamento e duas camadas de células. Dessa forma, nessas áreas as células possuíam tamanho equivalente a 0,25 mm.

Na região dos pórticos e no cilindro também foi aplicado um refinamento fixo previamente definido por meio de um teste de sensibilidade da malha. Para isso, três diferentes níveis de refinamento foram testados: 0, 1 e 2. Com o nível de refinamento 0, o tamanho das células foi mantido em 4 mm, já com os outros dois ele foi alterado para 2 mm e 1 mm, respectivamente. A [Figura 45](#) apresenta as regiões refinadas e a diferença entre os níveis de refinamento.

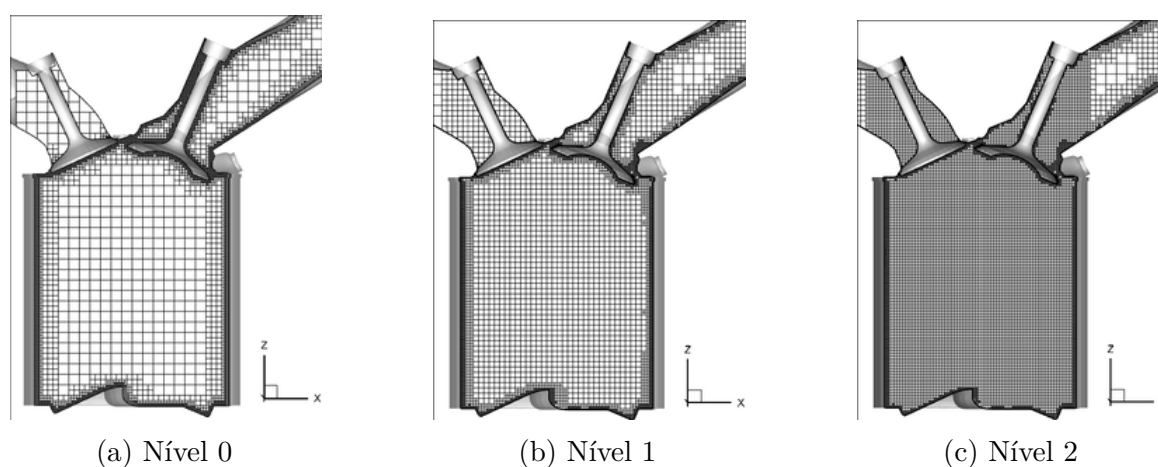


Figura 45 – Teste de sensibilidade da malha com três níveis de refinamento.

As três configurações foram avaliadas por meio dos valores médios de pressão no cilindro, massa, temperatura, coeficiente de *tumble* e energia cinética turbulenta. Essas variáveis foram comparadas para cada ângulo de virabrequim do ciclo do motor, sobrepondo-se as curvas obtidas com os níveis de refinamento 0 e 1 e em seguida 1 e 2. A malha escolhida foi considerada adequada para as simulações subsequentes do trabalho quando pelo menos 90% dos pontos comparados apresentavam diferença igual ou

inferior à 10%, para todas as variáveis comparadas.

Além dos refinamentos fixos, um refinamento adaptativo baseado em velocidade foi utilizado ao longo de todo o ciclo para todas as simulações. O valor *sub-grid* de velocidade adotado foi de 1 m/s com três níveis de refinamento.

## 4 Resultados

Neste capítulo são apresentados os principais resultados obtidos das simulações realizadas. Seguindo a metodologia retratada neste trabalho, as próximas seções inicialmente expõem o resultado dos testes de sensibilidade da malha. Em seguida, é feita a validação dos principais modelos. O resultado da aplicação do método de seleção da inclinação dos *flaps* é então apresentado. Na sequência, são relatadas todas as informações obtidas a partir das simulações tridimensionais, inicialmente sem combustível e posteriormente com a injeção direta de etanol. Várias estratégias de acionamento e de injeção são testadas e o motor original é comparado com o motor modificado para cada uma delas.

### 4.1 Sensibilidade da malha

De acordo com o que foi apresentado na seção 3.8, os valores médios de pressão no cilindro, massa, temperatura, coeficiente de *tumble* e energia cinética turbulenta foram comparados para a verificação da sensibilidade da malha. Os resultados podem ser visualizados na tabela 5 e também na Figura 46 e na Figura 47. O ciclo será representado a partir de agora pelo intervalo  $-360^\circ$  a  $360^\circ$ , com  $0^\circ$  igual ao PMS de compressão.

Tabela 5 – Resultados do teste de sensibilidade da malha

Parâmetro	Malha 0 × Malha 1	Malha 1 × Malha 2
	Percentual dos pontos com diferença menor que 10%	
Pressão	100	100
Temperatura	100	100
Massa	100	100
Energia cinética turbulenta	52	91
Coeficiente de <i>tumble</i>	59	94

Como é possível observar na na tabela 5, para a quase totalidade das variáveis observadas (pressão, temperatura e massa) o percentual de pontos com diferença menor que 10% supera os 90% já na primeira comparação

Figura 46 – Comparação entre as pressões médias no cilindro para as três simulações numéricas do teste de sensibilidade de malha.

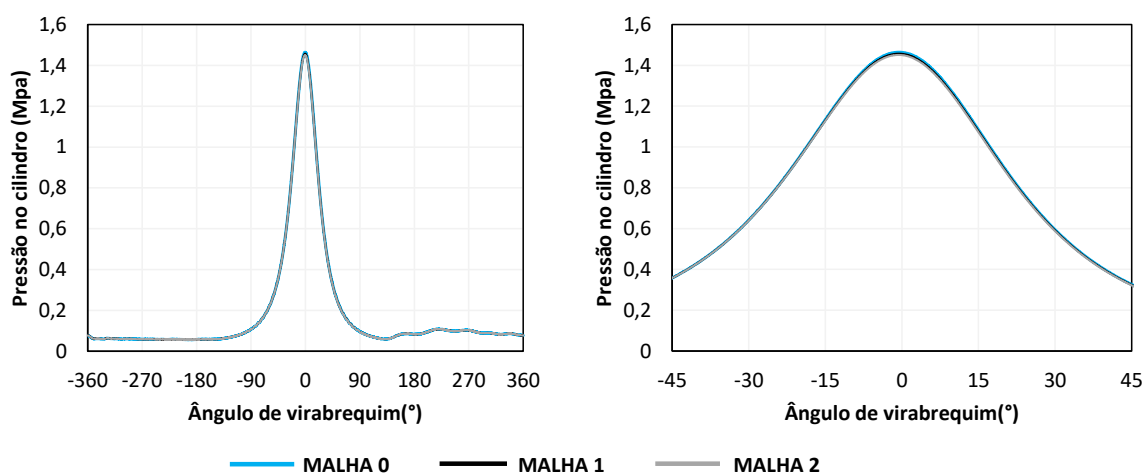
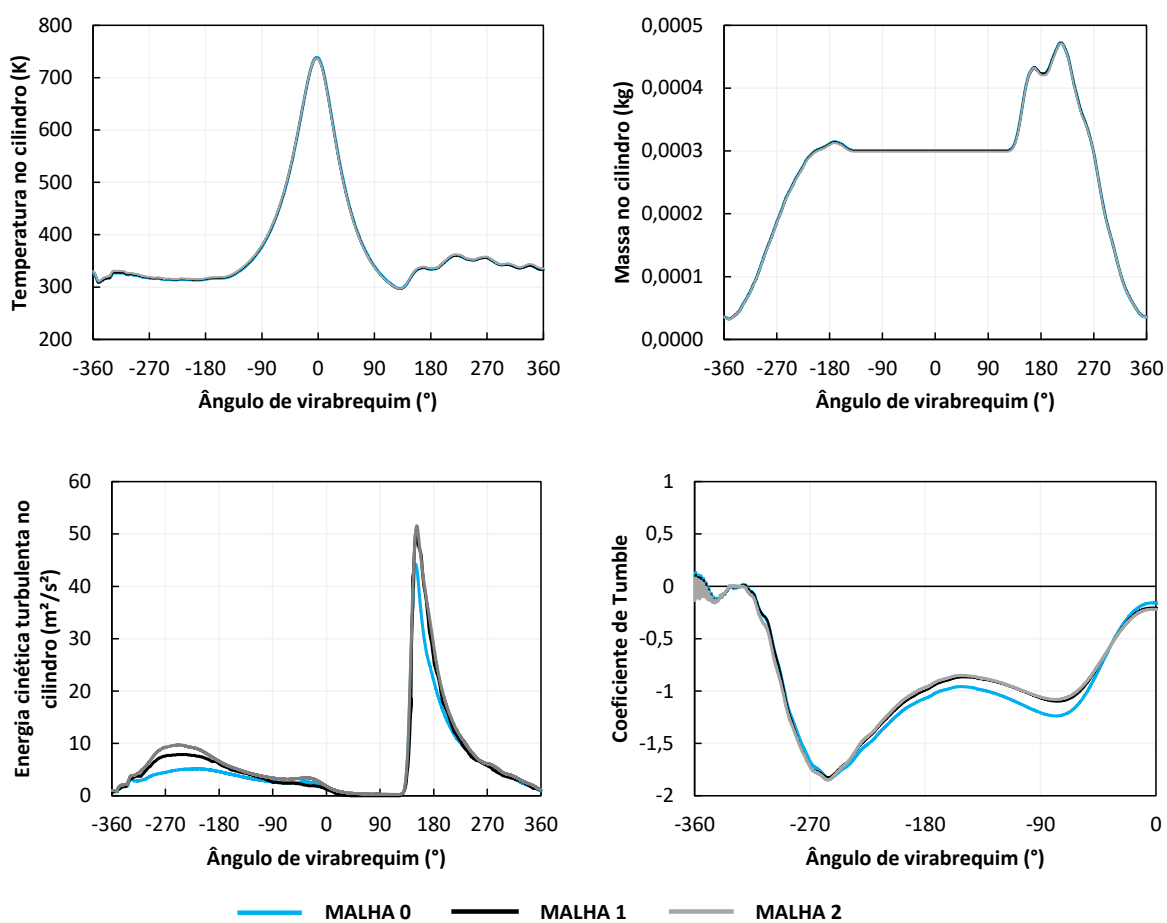


Figura 47 – Comparação entre os resultados das três simulações numéricas do teste de sensibilidade de malha.



entre as malhas consecutivas 0 e 1. Contudo, conforme evidenciam os dados, os valores de energia cinética turbulenta e coeficiente de *tumble* apresentam uma diferença elevada na primeira comparação, disparidade esta que foi atenuada na medida em que se refinou a malha.

A [Figura 47](#) reforça essa constatação, mostrando a discordância das curvas de energia cinética turbulenta e coeficiente de *tumble* ao trabalhar-se com a malha mais grosseira. Dessa forma, o refino de malha corrigiu essa defasagem, elevando o percentual de pontos para acima de 90%. Uma vez obtidas essas diferenças aceitáveis para cada uma das variáveis, inclusive valores máximos similares, escolheu-se então a malha com nível de refinamento 1 e tamanho base 2 mm da última comparação para a realização das simulações.

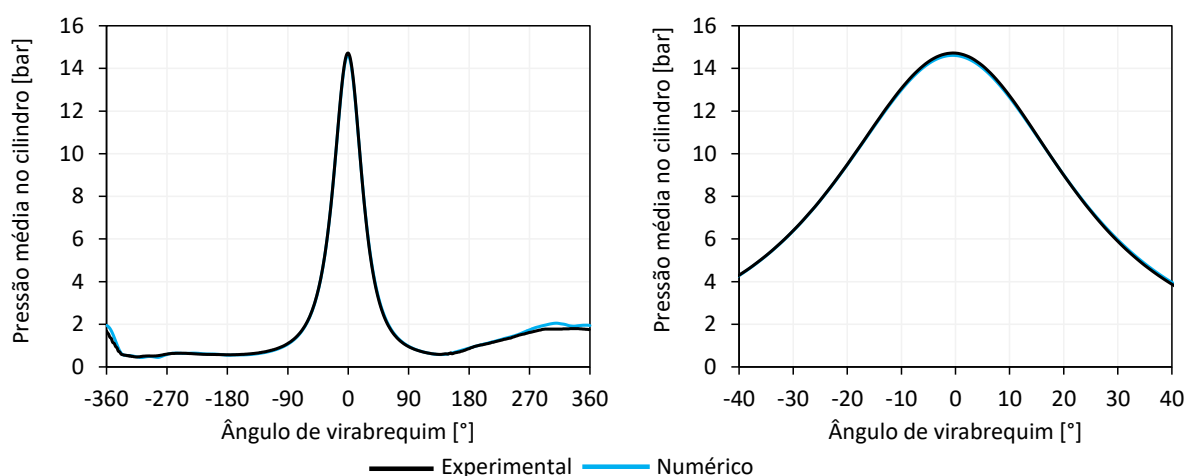
## 4.2 Validação dos modelos

Conforme explicado na seção 1, a primeira simulação do trabalho teve por objetivo principal validar os modelos numéricos. Para isso, os valores obtidos de pressão média no cilindro, ao longo de todo o ciclo, foram comparados com os valores experimentais correspondentes. A [Figura 48](#) apresenta as curvas experimental e numérica sobrepostas, tanto para os quatro tempos do motor como para o final da compressão e início da expansão (de  $-40^\circ$  a  $40^\circ$ ).

Uma análise ponto a ponto ao longo de todo o ciclo, iniciando no ângulo de virabrequim  $-360^\circ$  e terminando em  $360^\circ$ , com incrementos de  $1^\circ$ , revela que 85% dos valores numéricos apresenta diferença inferior à 10% na comparação com os dados experimentais.

15% dos pontos comparados diferem em mais de 10%, mas é interessante observar que essa diferença se dá quase que inteiramente durante o tempo de exaustão do motor. Para o restante o ciclo, os gráficos revelam um padrão bastante semelhante entre as curvas. Considerando-se por exemplo os tempos de admissão e compressão, essa diferença cai para apenas 5%

Figura 48 – Comparação entre os valores experimentais e numéricos de pressão média no cilindro.



dos pontos. Em outras palavras, 95% dos pontos comparados apresentam diferença inferior à 10%.

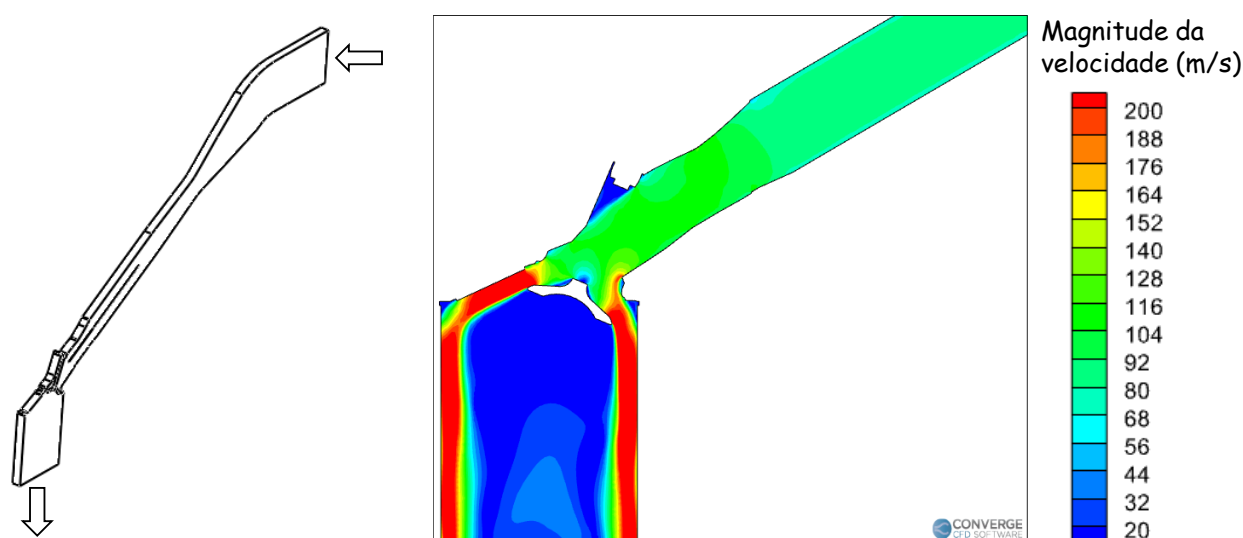
Essa constatação é importante pelo fato de os tempos de maior interesse neste trabalho serem justamente a admissão e a compressão, uma vez que o dispositivo proposto é utilizado no sistema de alimentação do motor. Além desse padrão semelhante entre as curvas numérica e experimental, também convém observar os valores máximos de pressão. Os picos experimental e numérico do gráfico correspondem respectivamente a 14,72 bar e 14,49 bar, isto é, se diferenciam em apenas 1,6%. Essa concordância entre os valores máximos e ao longo do ciclo assegura a validade dos modelos para as simulações seguintes do trabalho.

### 4.3 Simulações bidimensionais

Conforme apresentado na seção 3.5, o estudo das estratégias de utilização da válvula geradora de *tumble* incluiu em uma primeira etapa a realização de simulações bidimensionais com o intuito de investigar algumas questões essenciais. A principal delas envolvia a seguinte dúvida: haveria um ângulo para o qual a válvula de *tumble* fosse deslocada e apresentasse melhores resultados?

Para que essa pergunta fosse respondida, a metodologia 2D desenvolvida no trabalho teve como principal foco a análise da magnitude da velocidade dentro do cilindro. A Figura 49 exemplifica esse tipo de resultado para a configuração ainda sem a representação dos *flaps*.

Figura 49 – Magnitude da velocidade obtida por meio da simulação bidimensional sem utilização da válvula geradora de *tumble*.



Uma vez que nesse tipo de análise a superfície do pistão dá lugar a uma fronteira aberta para saída do ar, o escoamento não encontra a parede inferior necessária para criar um movimento circular de grande comprimento dentro do cilindro. Assim, a avaliação aproximada do *tumble* deve ser realizada por outros meios, nesse caso, as magnitudes da velocidade.

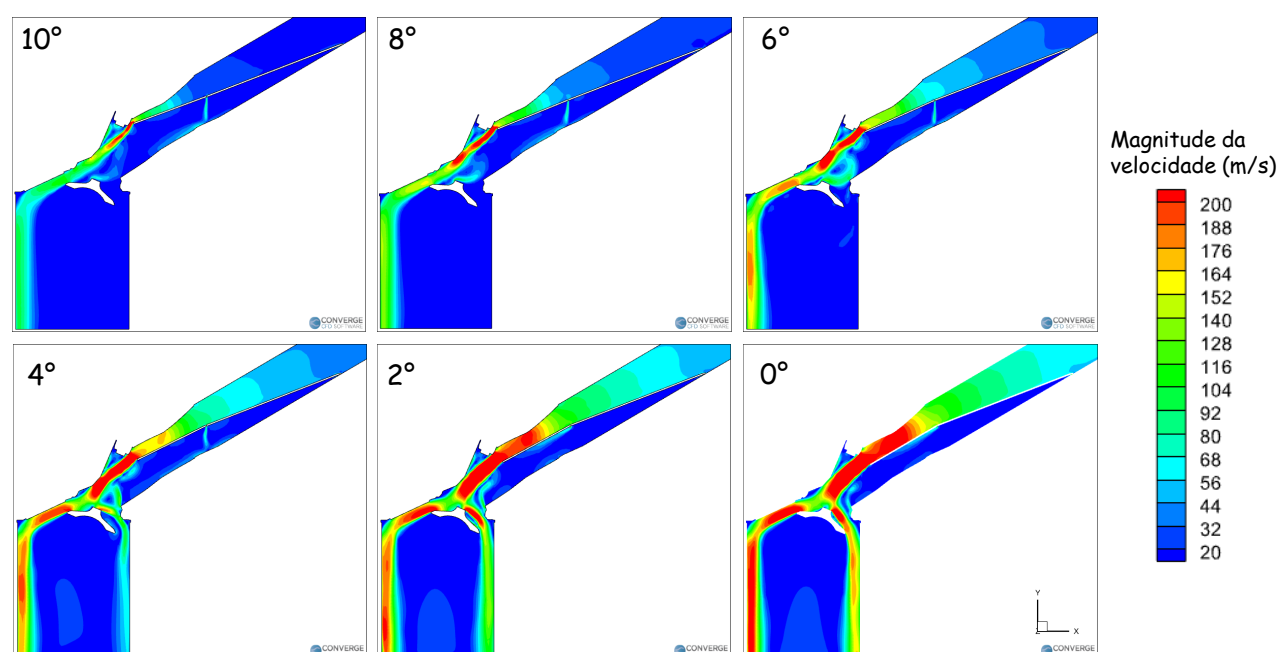
Assim, diferentes posições do *flap* superior foram avaliadas, desde a posição mais fechada possível, na qual ele obstrui consideravelmente a passagem do ar, formando um ângulo de  $10^\circ$  com a direção longitudinal do pórtico, até a posição aberta, em que ele se encontra alinhado com o pórtico de admissão em um ângulo de  $0^\circ$ .

A Figura 50 apresenta os resultados para as velocidades do escoamento de ar através dos *flaps* e dentro do cilindro para as seis diferentes inclinações do *flap* superior:  $10^\circ$ ,  $8^\circ$ ,  $6^\circ$ ,  $4^\circ$ ,  $2^\circ$  e  $0^\circ$ . Como é possível notar pelas imagens, em razão da supressão da haste da válvula de admissão,



o escoamento de ar encontra livre caminho de passagem pelos dois lados da válvula, esquerdo e direito. Contudo, também é possível perceber que, para algumas das configurações, essa passagem se dá apenas por um dos lados da válvula de admissão, mais especificamente o lado esquerdo. E é justamente essa diferença no padrão do escoamento que permite a escolha da melhor configuração, conforme será explicado adiante.

Figura 50 – Magnitude da velocidade para diferentes inclinações da válvula geradora de *tumble* obtida por meio da simulação bidimensional.



A medida em que o *flap* superior é aberto, partindo da posição mais fechada possível (10°), percebe-se um aumento progressivo da velocidade do escoamento, especialmente na passagem pelo *flap* e dentro do cilindro, onde se vê áreas mais extensas na cor vermelha. Tal fato é bastante favorável à geração do movimento de *tumble*, uma vez que o escoamento mais intenso sobre a cabeça do pistão tenderá a promover estruturas rotacionais mais vigorosas dentro do cilindro. Assim, a primeira conclusão realizada a partir das simulações 2D é a de que a obstrução do escoamento pelo *flap* acelera o ar, sobretudo para maiores ângulos de abertura do *flap*, nos quais o escoamento não é tão dificultado pelas paredes superiores do pórtico.

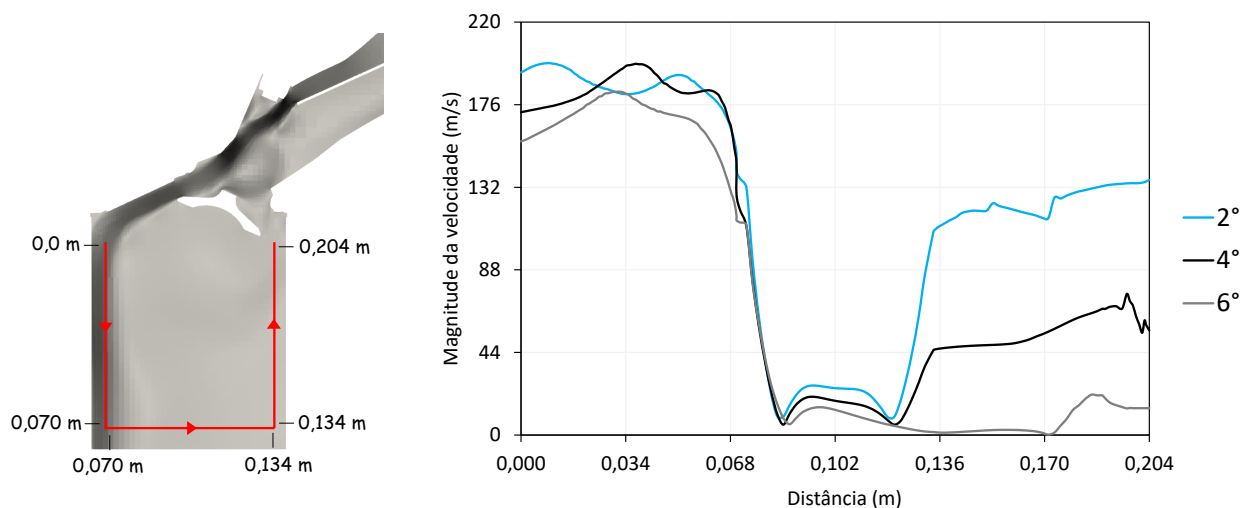
Também é possível observar na [Figura 50](#) que, para as maiores

inclinações do *flap* ( $10^\circ$ ,  $8^\circ$  e  $6^\circ$ ), o ar é totalmente direcionado para o lado esquerdo da válvula de admissão, ao passo que nas demais configurações ele consegue entrar no cilindro pelos dois lados da válvula. Em teoria, essa partição do escoamento em duas vias não é vantajosa para a geração dos movimentos de *tumble*, já que os dois escoamentos tenderiam a se encontrar dentro do cilindro, principalmente sobre a face do pistão, limitando a formação de movimentos rotacionais maiores e mais duradouros.

Dessa forma, a escolha da inclinação ideal da válvula geradora de *tumble* se dá a partir dessa correspondência entre a velocidade atingida pelo escoamento dentro do cilindro e sua entrada majoritária pelo lado esquerdo da válvula. Um dos poucos autores a mencionarem algo semelhante, Ferrari (2019), coloca em seu trabalho que, para intensificar o *tumble*, não basta apenas acelerar o escoamento mas também direcioná-lo principalmente para a área abaixo da válvula de escape, conforme metodologia desenvolvida neste trabalho.

A [Figura 51](#) apresenta o módulo do vetor velocidade em função da distância para vários pontos ao longo da linha vermelha mostrada, iniciando no lado esquerdo superior (posição 0,0 m) e terminando no lado oposto (posição 0,204 m), para três das inclinações testadas,  $2^\circ$ ,  $4^\circ$  e  $6^\circ$ .

Figura 51 – Comparação entre as magnitudes de velocidade obtidas para as inclinações  $2^\circ$ ,  $4^\circ$  e  $6^\circ$  do *flap* superior e medidas ao longo do caminho mostrado.



É possível confirmar que a medida em que a inclinação do *flap* é aumentada, a passagem do ar fica cada vez mais restrita à parte superior da válvula de admissão. Na inclinação de  $6^\circ$ , as velocidades do lado inferior esquerdo da válvula de admissão, correspondentes às distâncias entre 0,134 m e 0,204 m, são aproximadamente zero, atingindo o objetivo mencionado anteriormente. Ao mesmo tempo, apesar de a velocidade inicial, representada pelos pontos correspondentes às distâncias entre 0,0 m e 0,204 m, estar entre as menores dentre as três configurações, ela ainda assim é relativamente alta.

A partir dessa metodologia, definiu-se então a configuração da válvula geradora de *tumble* com inclinação do *flap* superior em  $6^\circ$  como sendo a ideal para a geração de *tumble* dentro do cilindro. Conforme será mostrado nas próximas seções, os estudos posteriores de utilização da válvula geradora e de possíveis estratégias de uso se basearam nessa configuração.

#### 4.4 Simulação tridimensional da válvula geradora de *tumble*

A investigação inicial detalhada na seção precedente revelou como a válvula desenvolvida neste trabalho para geração de *tumble* apresenta diversas configurações de uso possíveis, em virtude de sua forma bipartida, que permite seus *flaps* se movimentarem de maneira independente.

Para delimitar melhor o estudo concluiu-se por meio dessa investigação inicial que a utilização de uma inclinação de  $6^\circ$  traria os melhores resultados para a geração do movimento de *tumble*. Desse modo, deu-se início à etapa 2 descrita na seção 3.5, com as simulações computacionais tridimensionais da válvula geradora de *tumble* nesta configuração.

Os resultados dessas simulações foram divididos nas próximas seções em razão das diferentes estratégias de acionamento da válvula de *tumble* avaliadas, como foi discutido também na seção 3.5.

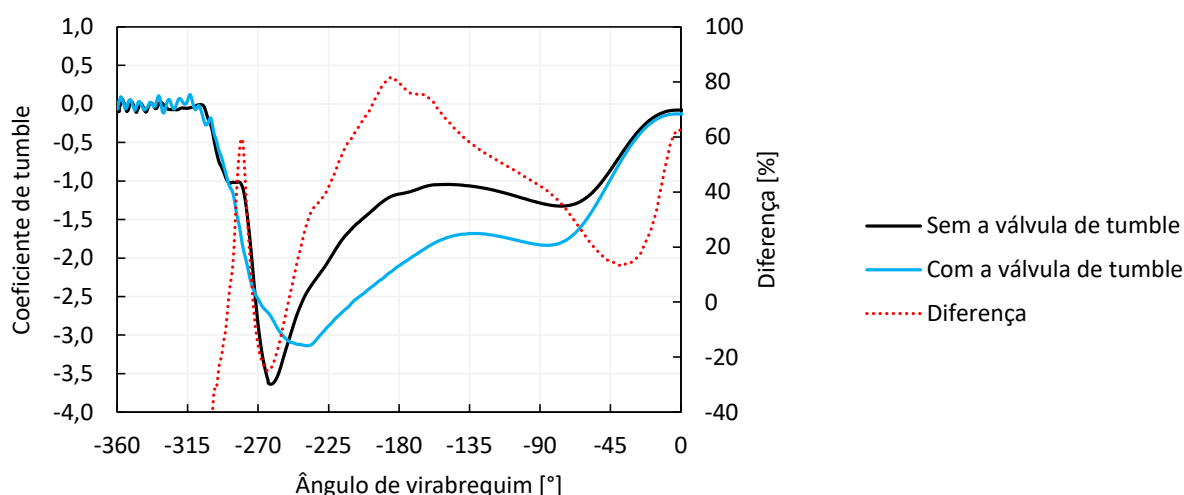
#### 4.4.1 Utilização ininterrupta da válvula geradora de *tumble*

O primeiro e principal objetivo ao simular o uso da válvula geradora de *tumble* consistia em avaliar os possíveis ganhos nos valores desse coeficiente rotacional, inclusive para justificar o conceito associado ao dispositivo.

Dessa forma, os dois *flaps* superior e inferior da válvula foram posicionados no sistema de admissão do motor para o caso já validado e o ciclo simulado novamente. O *flap* inferior foi mantido totalmente fechado enquanto o superior foi mantido parcialmente fechado de acordo com a inclinação de  $6^\circ$  pré-estabelecida anteriormente.

A estratégia de acionamento adotada (estratégia 1) consistiu em colocar os *flaps* nessa configuração logo antes das válvulas de admissão se abrirem e mantê-los assim durante todo o processo de entrada da carga. Os resultados obtidos para o coeficiente de *tumble* no cilindro foram comparados com os valores do caso *baseline* (sem utilização do dispositivo) na [Figura 52](#).

Figura 52 – Comparação entre os valores do coeficiente de *tumble* obtidos nas simulações com a válvula geradora de *tumble* e sem a válvula (condição *baseline*)



As curvas são comparadas ao longo dos tempos de admissão e compressão do motor, já que eles constituem os intervalos de interesse para o controle dos movimentos rotacionais. Além das duas curvas, uma terceira curva indicando a diferença percentual entre os resultados também é apresentada.

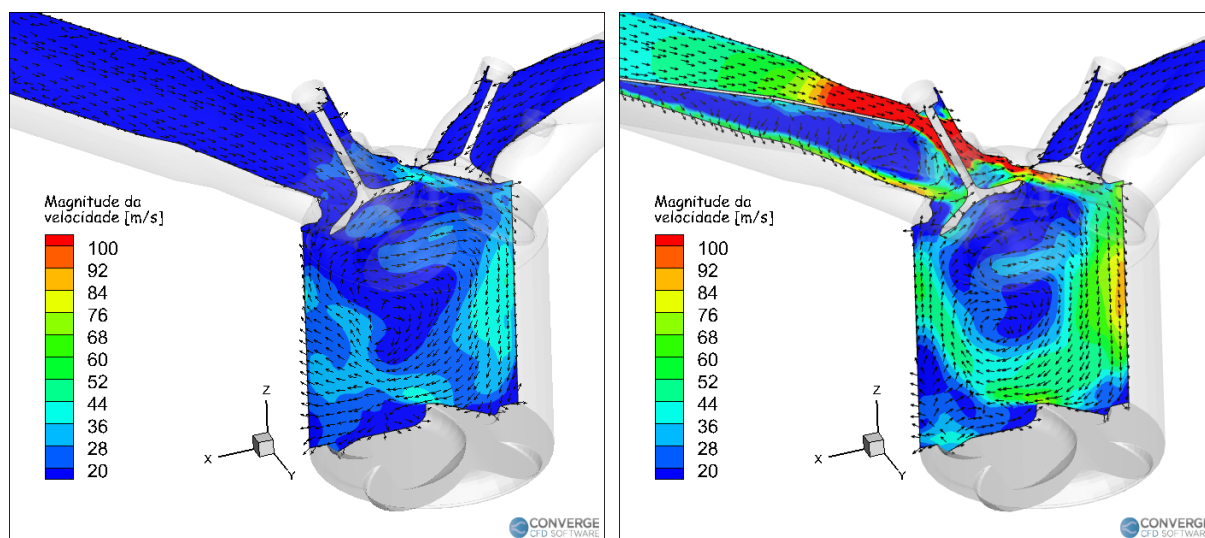
Inicialmente é possível perceber que a utilização da válvula proporciona aumentos consideráveis do coeficiente de *tumble* para a maior parte da admissão e da compressão. Isso pode ser notado pelos maiores valores absolutos ao se utilizar a válvula. O sinal negativo do coeficiente apenas indica que os movimentos rotacionais ocorrem em um mesmo sentido preferencial nos dois casos.

A curva de diferença percentual também possibilita chegar a mesma conclusão. Apresentada a partir do ângulo  $-300^\circ$ , ela indica a intensificação do *tumble* quando positiva e o contrário quando negativa. Para a maior parte do tempo, seus valores são positivos, indicando um aumento importante. Merece destaque o intervalo entre os ângulos  $-256^\circ$  e  $-45^\circ$ , no qual os valores de *tumble* já eram significativos (sempre maiores do que 1) e ainda assim houve uma elevação ao se utilizar a válvula, atingindo-se aumentos da ordem de 82% em  $-185^\circ$ , quando o coeficiente que era -1,2 atingiu -2,2.

A [Figura 53](#) ilustra essas diferenças ao apresentar os campos escalares e vetoriais da velocidade para os dois casos no instante  $-205^\circ$ . Nesse ângulo de virabrequim, os coeficientes de *tumble* encontrados para a configuração padrão e ao utilizar a válvula geradora foram, -1,5 e -2,5, respectivamente. O plano apresentado é ortogonal ao eixo y e corta ambas as válvulas de admissão e exaustão.

As imagens revelam que os campos de velocidade estão condizentes com os valores de *tumble* encontrados para esse instante de tempo, ajudando a explicá-los. Em ambos os casos, o movimento principal dentro do cilindro ocorre no sentido horário e tem pelo menos uma grande estrutura rotacional próxima ao centro da seção. As cores, entretanto, são bastante diferentes ao redor dessa estrutura rotacional. Na simulação com a válvula de *tumble* aparecem tons mais próximos do vermelho, sobretudo devido ao escoamento acelerado por cima do *flap* superior. Com isso, a velocidade de giro dentro do cilindro é mais elevada com a válvula geradora de *tumble* e o padrão circular melhor definido, proporcionando uma magnitude de *tumble* igual a 2,5, contra 1,5 ao não se utilizar a válvula.

Figura 53 – Campo escalar e vetorial de velocidades em um plano que atravessa as válvulas de admissão e exaustão, no instante  $-205^\circ$ .



(a) Sem a válvula geradora de *tumble*.

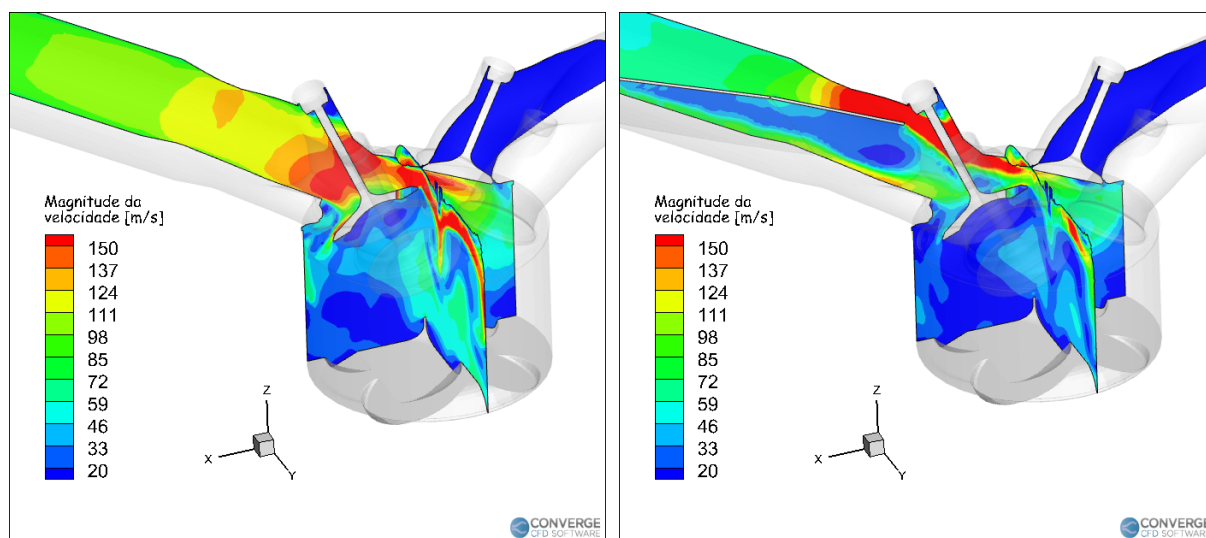
(b) Com a válvula geradora de *tumble*.

Analisando-se novamente a [Figura 52](#), vê-se também que o valor absoluto máximo de *tumble* ao utilizar o dispositivo, 3,14, não ultrapassa o valor máximo obtido na configuração padrão do motor, 3,64. Contudo, destaca-se que o pico de *tumble* é estreito, ocorrendo apenas em uma pequena faixa de ângulos de virabrequim. Além disso, também convém destacar que esse tipo de motor, com duas válvulas de admissão e duas válvulas de exaustão, já é projetado para ter valores mais altos de *tumble*, sendo assim mais difícil superar valores próximos de 4.

Mais uma vez, o pós-processamento dos dados de velocidade podem auxiliar na compreensão desta diferença. Na [Figura 54](#) a magnitude da velocidade é apresentada no mesmo plano anterior, agora acrescentando-se um plano ortogonal que passa pelo centro do cilindro entre as válvulas de admissão e exaustão. Os dois casos são comparados no instante  $-270^\circ$ , ou seja, logo antes de apresentarem o pico de *tumble*, e  $5^\circ$  depois ( $-265^\circ$ ).

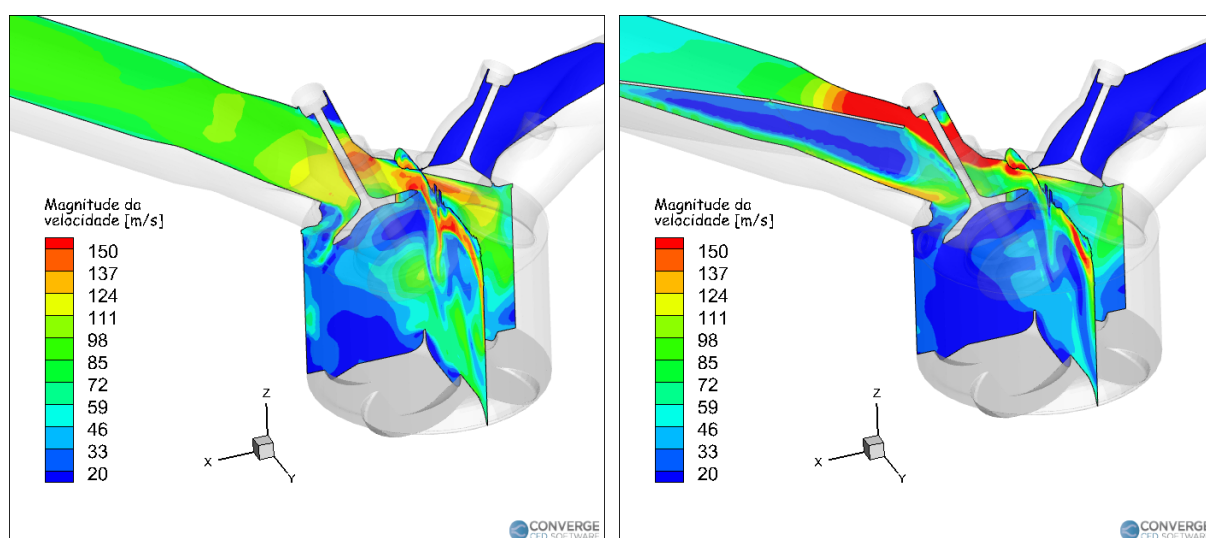
Com a [Figura 54](#) é possível entender o porquê de os valores de *tumble* ao utilizar os *flaps* não superarem o caso *baseline* nos instantes de pico. Conforme se vê nas imagens, a válvula realmente tem a capacidade de acelerar o fluido, já que no intervalo de  $10^\circ$  retratado as velocidades se

Figura 54 – Comparação entre as magnitudes da velocidade obtidas no caso base e ao utilizar a válvula geradora de *tumble* em dois instantes diferentes.



(a) Instante  $-270^\circ$ : sem a válvula.

(b) Instante  $-270^\circ$ : com a válvula.



(c) Instante  $-265^\circ$ : sem a válvula.

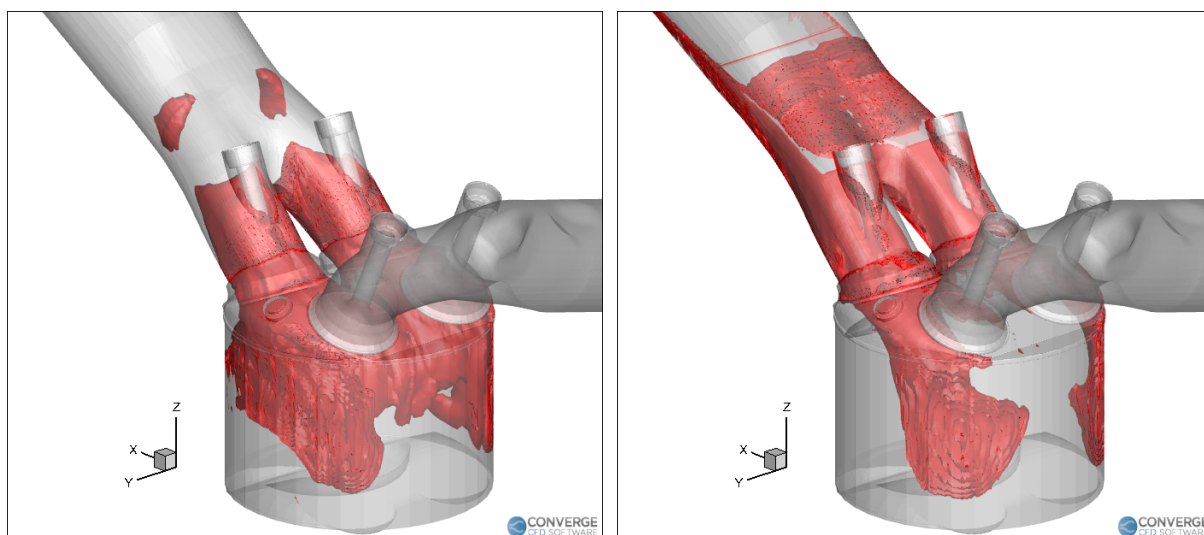
(d) Instante  $-265^\circ$ : com a válvula.

mantém elevadas sobre o *flap* superior, enquanto na configuração padrão existe uma diminuição na região de entrada para o cilindro.

Por outro lado, ainda que a velocidade ao utilizar os *flaps* atinja valores maiores, ela não se distribuiu uniformemente na região superior do cabeçote. O plano ortogonal ao eixo x permite visualizar melhor essa diferença. Em ambos os casos percebe-se um padrão de escoamento rápido em formato de “M” na região superior desse plano, mas na configuração *baseline* do motor a velocidade é mais uniforme ao longo desse padrão.

Ao utilizar a válvula geradora de *tumble*, as velocidades mais acentuadas nesse padrão “M” são notadas apenas nos cantos superiores, e não nas áreas centrais. A [Figura 55](#) reforça essa constatação, ao apresentar apenas as regiões com velocidades superiores a 100 m/s para o instante  $-265^\circ$ .

Figura 55 – Regiões com magnitudes de velocidade superiores a 100 m/s no instante correspondente ao ângulo de virabrequim  $-265^\circ$ .



(a) Sem a válvula geradora de *tumble*.

(b) Com a válvula geradora de *tumble*.

A [Figura 55](#) revela como os *flaps* interferem na distribuição de velocidades dentro do cilindro. Enquanto na configuração padrão os pontos de maior velocidade se estendem por toda a região abaixo das válvulas de exaustão, na configuração com a válvula de *tumble* essas regiões se concentram na lateral das válvulas de exaustão.

Esse fato ajuda a explicar como o pico de *tumble* é menor com a utilização dos *flaps*. Entre os ângulos de  $-270^\circ$  e  $-260^\circ$  as maiores velocidades se encontram nas laterais e conseqüentemente os movimentos rotacionais no centro são menos intensos e reduzem o coeficiente de *tumble*.

Também é possível perceber por meio da diferença entre as velocidades inferiores na [Figura 54](#) que o fluido entrante leva mais tempo para passar por baixo da válvula de exaustão, encontrar a superfície do cilindro e descer até o pistão. Isso também contribui para explicar porque o pico de *tumble* é menor ao usar os *flaps* e explica ainda a defasagem entre os picos percebida



no gráfico da [Figura 52](#). Enquanto o pico no caso *baseline* ocorre por volta de  $-262^\circ$ , na nova configuração ele só aparece em  $-242^\circ$ .

Essas constatações indicam que, ao mesmo tempo em que os *flaps* aceleram o escoamento, também criam novos obstáculos e caminhos para sua passagem. Os espaços para o acesso ao cilindro são menores e os choques com a região superior do motor, incluindo válvulas, cabeçote e pórticos, são mais acentuados, o que inicialmente dificulta a descida do fluido e altera os padrões de velocidade mostrados anteriormente.

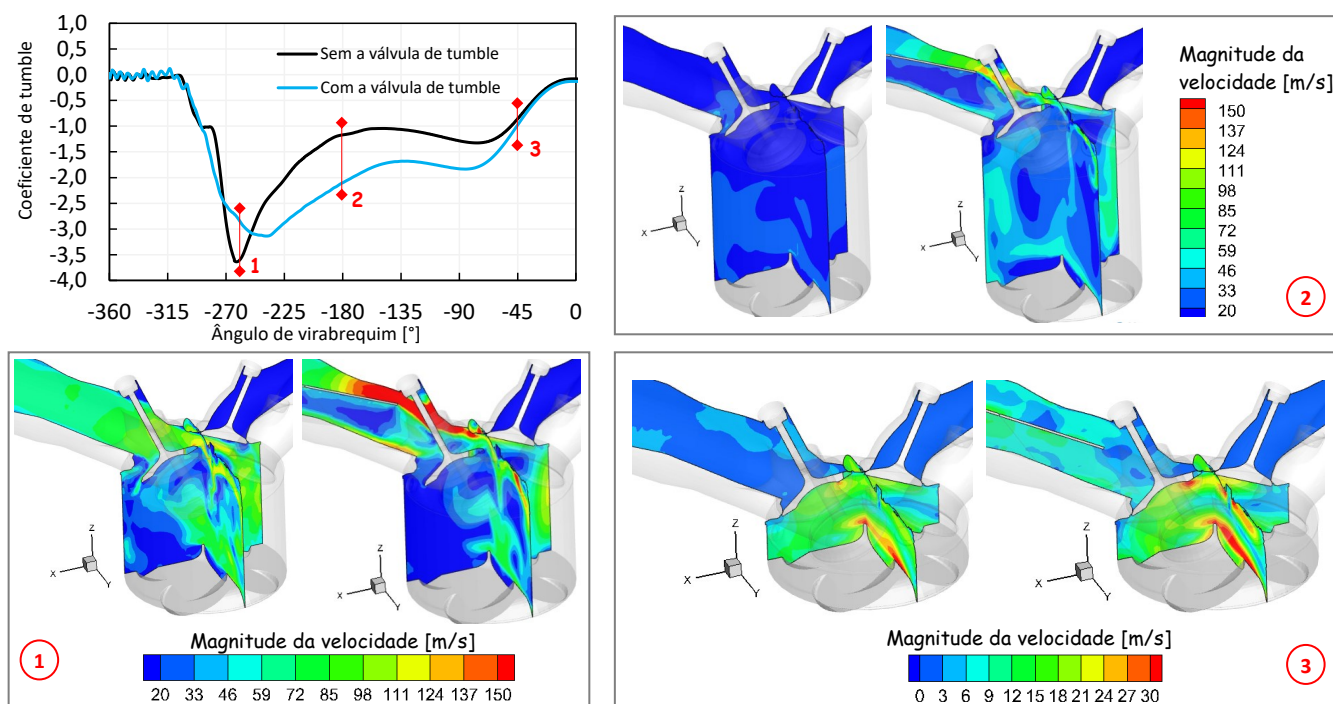
Por outro lado, os ganhos de velocidade e conseqüentemente de *tumble* no restante dos tempos de admissão e compressão superam quaisquer restrições impostas pelos *flaps*. Conforme apresentado no início desta seção, durante a maior parte do tempo o coeficiente de *tumble* é maior ao utilizar a válvula geradora.

O gráfico com os valores de *tumble* é mostrado novamente na [Figura 56](#), agora acompanhado da magnitude de velocidade para três instantes diferentes. Uma vez que as válvulas de admissão se abrem em  $-360^\circ$  e se fecham em  $-140^\circ$ , o primeiro instante ( $-260^\circ$ ) corresponde a aproximadamente metade do tempo total de abertura, o segundo ( $-180^\circ$ ) ao final do curso de admissão e o terceiro ( $-45^\circ$ ) ao final do curso de compressão, quando as válvulas já estão fechadas.

Em resumo, os resultados demonstram que apenas durante os instantes de abertura máxima das válvulas de admissão os valores de *tumble* não são aumentados com a nova configuração do motor. Nesse intervalo as vazões mássicas no motor são maiores mas as dificuldades impostas pelos *flaps* fazem com que o movimento de *tumble* seja maior na configuração padrão. Já no restante do tempo, podem ser percebidos ganhos nos valores desse coeficiente com a válvula de *tumble*.

Por meio desses resultados é possível pressupor ainda uma melhoria nas condições da mistura nos instantes que precedem a ignição. Pelo gráfico e pelas imagens do ângulo de virabrequim  $-45^\circ$  nota-se que durante a

Figura 56 – Comparação entre os valores do coeficiente de *tumble* obtidos nas simulações com a válvula geradora de *tumble* e sem a válvula (condição *baseline*), junto com a comparação entre as magnitudes de velocidade em três instantes diferentes:  $-260^\circ$ ,  $-180^\circ$  e  $-45^\circ$ .

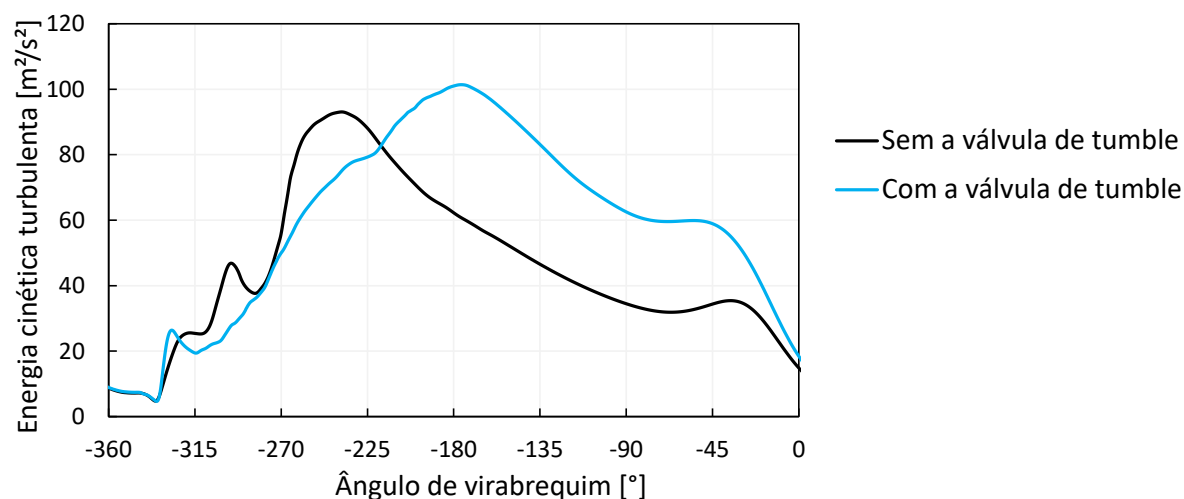


compressão da carga os valores de velocidade e *tumble* são mais acentuados com a utilização dos *flaps*. Essas condições de velocidade e *tumble* se refletem também nos valores de energia cinética turbulenta medidos dentro do cilindro. A Figura 57 apresenta uma comparação entre os valores anteriores e posteriores à colocação dos *flaps*.

As curvas revelam como a energia cinética turbulenta é mais elevada com a utilização dos *flaps* durante todo o curso de compressão e em boa parte do curso de admissão. Durante o restante da admissão os valores se mostraram um pouco menores, o que pode ser explicado pelo tempo gasto para a formação das primeiras estruturas rotacionais, conforme explicado anteriormente. Com os *flaps* o pico de energia é atrasado para o início da compressão, o que pode ser interessante para a evaporação do combustível aprisionado no cilindro e para a utilização de estratégias de injeção tardias.

Diferentemente do curso de admissão, no qual a energia cinética

Figura 57 – Comparação entre os valores médios de energia cinética turbulenta no cilindro obtidos nas simulações com a válvula geradora de *tumble* e sem a válvula (condição *baseline*)



turbulenta está associada sobretudo à deformação da carga entrando no cilindro e às estruturas rotacionais criadas pela passagem ao redor das válvulas, no curso de compressão a energia cinética turbulenta está intimamente interligada à degradação do movimento rotacional de *tumble*, a medida em que o pistão se aproxima do cabeçote.

Dessa forma, a intensificação do *tumble* alcançada por meio da válvula geradora contribuiu para que o movimento perdure ao longo de todo o curso de compressão e a energia cinética nos instantes que precedem a ignição também seja mais elevada. A [Figura 58](#) confirma esse fato, ao apresentar o campo escalar de energia para dois ângulos próximos ao final do tempo de compressão,  $-45^\circ$  e  $-20^\circ$ , em dois planos concorrentes que cruzam a vela de ignição passando entre as válvulas do motor.

Nos dois casos é possível confirmar a maior intensidade da energia cinética ao se utilizar a válvula de *tumble*. Em tese, além da melhor evaporação do combustível líquido remanescente, esse resultado implicaria em trocas de massa mais intensas e conseqüentemente uma mistura mais vigorosa entre o combustível e o ar circundante.

Além disso, valores mais elevados de energia cinética turbulenta

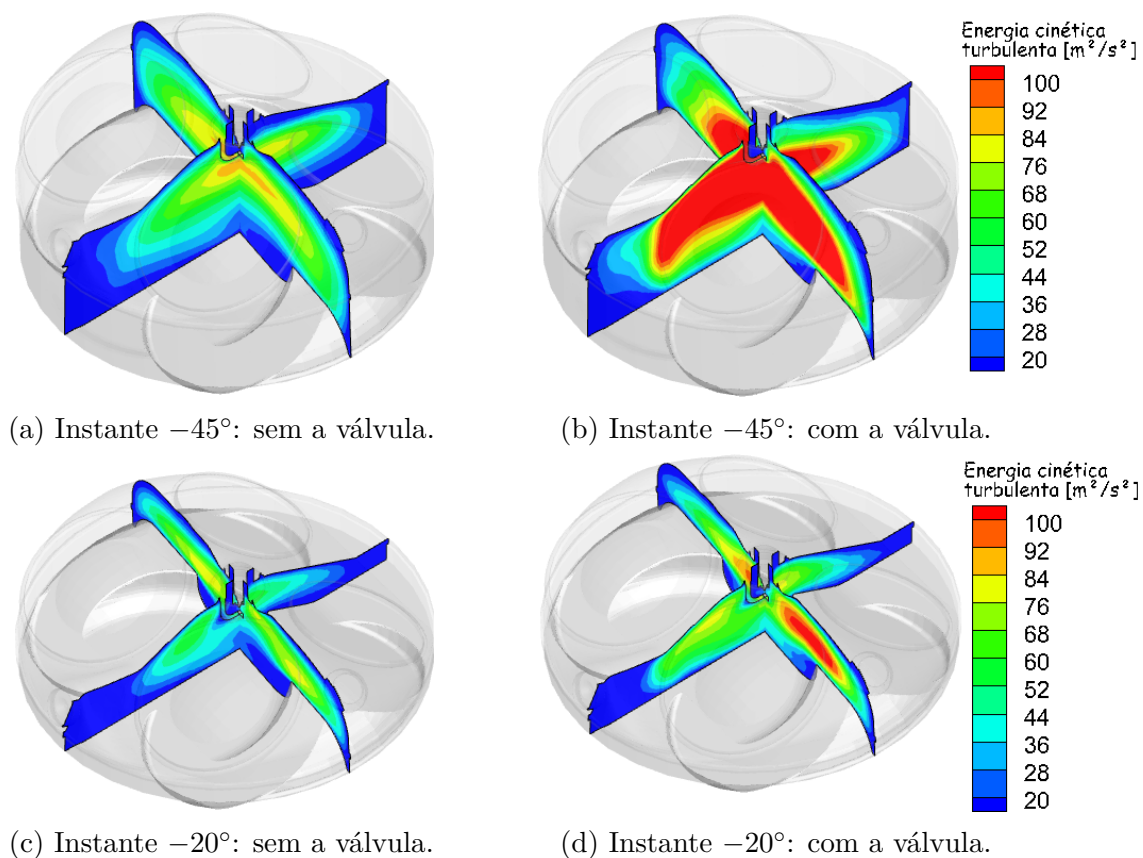


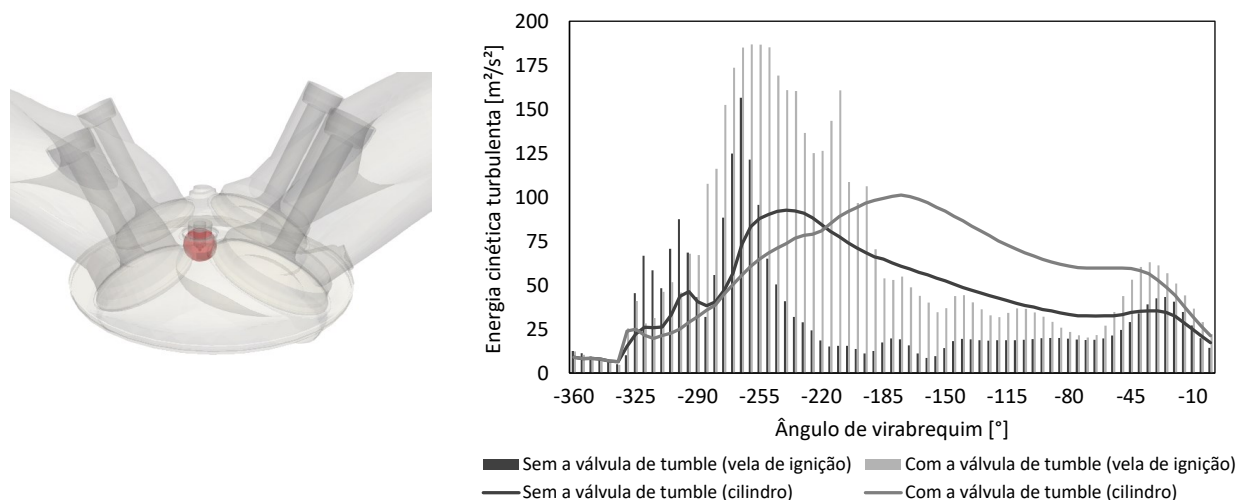
Figura 58 – Comparação entre a energia cinética turbulenta no caso base e ao utilizar a válvula geradora de *tumble* em dois instantes diferentes.

próximos à vela de ignição podem favorecer o desenvolvimento do núcleo de chama e promover uma melhor propagação da frente de chama, acarretando em menores durações de queima da mistura, que se refletirão nos parâmetros de fração de massa queimada 10-50% ou 10-90%, por exemplo.

Na prática, o instante de ignição é geralmente avançado, isto é, ocorre um pouco antes de  $0^\circ$ , ângulo correspondente ao ponto morto superior de compressão. Para a rotação de 3000 rpm, isso implica em uma ignição ocorrendo em torno de  $20^\circ$  antes do PMS. As imagens anteriores da [Figura 58](#), por si sós, já sugerem haver um aumento da energia cinética ao redor da vela de ignição nesse instante após a colocação da válvula geradora de *tumble*. Ainda assim, para quantificar e avaliar com maior precisão esse aumento, os valores foram medidos dentro de uma esfera abrangendo apenas os eletrodos da vela de ignição. Essa região esférica é mostrada na [Figura 59](#), ao lado de um gráfico contendo os resultados obtidos para

as duas configurações e novamente com os valores médios para o todo o cilindro.

Figura 59 – Região esférica (em vermelho) utilizada para as medições ao redor da vela de ignição e comparação entre os valores médios de energia cinética turbulenta nas simulações com a válvula geradora de *tumble* e sem a válvula (condição *baseline*) na região da vela e em todo o cilindro.



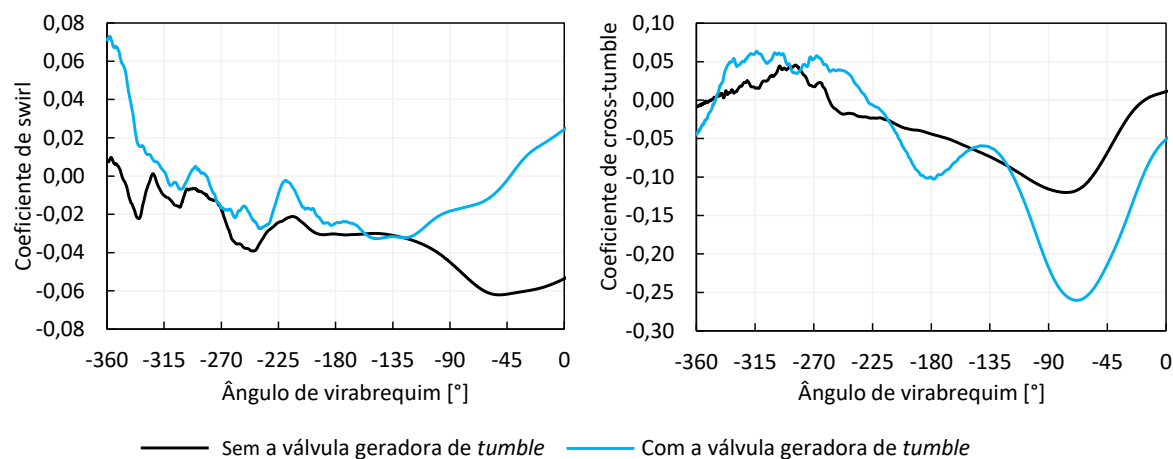
Pelo gráfico percebe-se que a energia cinética turbulenta na região da vela é maior no motor com a válvula de *tumble* em praticamente todo o intervalo estudado. Isso é especialmente verdade nos últimos  $60^\circ$  do curso de compressão, ratificando as observações anteriores. No instante  $-30^\circ$ , por exemplo, a energia cinética na região da vela é 15% maior na comparação com o valor médio dentro do cilindro, e ainda mais elevada (44% superior) se comparada ao valor ao redor da vela na configuração padrão, sem a válvula de *tumble*.

A comparação dos valores próximos à vela de ignição com os valores médios no cilindro evidenciam grandes diferenças e confirmam que a energia não se distribui uniformemente pelo cilindro. Em ambas as configurações analisadas, os valores na região da vela superam os valores médios no cilindro até antes do instante de pico, diminuindo consideravelmente na sequência e voltando a superá-los ao final da compressão.

Por fim, é possível também comparar os demais movimentos rotacionais obtidos nas duas configurações, ainda que o motor seja sabidamente

conhecido como um motor de movimento típico de *tumble*. A Figura 60 apresenta as curvas de *cross-tumble* e *swirl* sobrepostas.

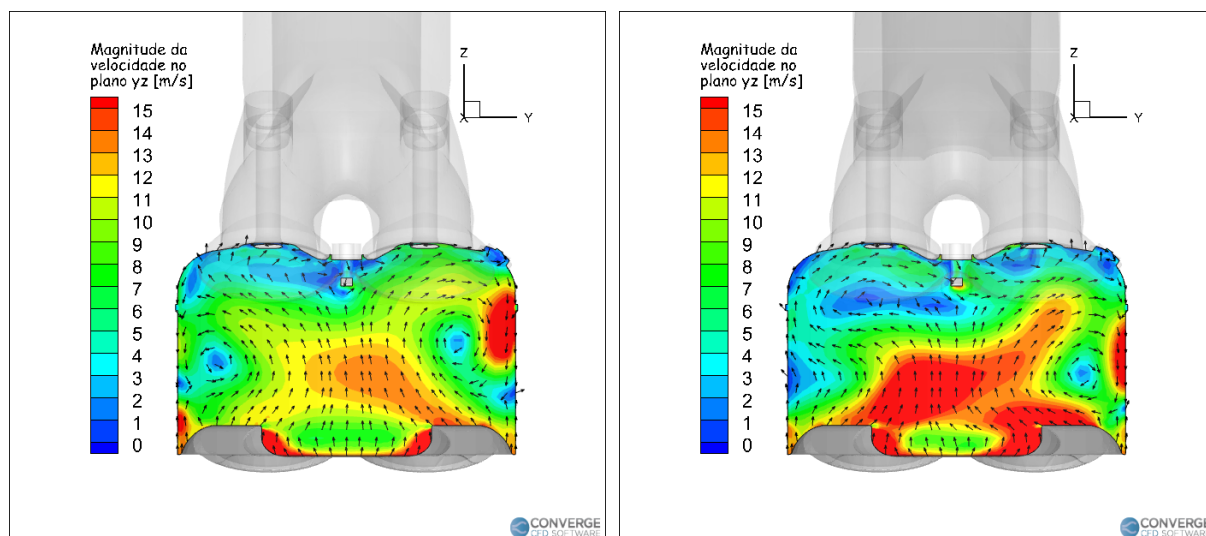
Figura 60 – Comparação entre os valores de *swirl* e *cross-tumble* obtidos nas simulações com a válvula geradora de *tumble* e sem a válvula (condição *baseline*)



Apesar das diferenças significativas entre as magnitudes e sentidos do movimento de *swirl* entre as duas curvas, para os processos que ocorrem dentro do motor esse movimento é pouco relevante nesse caso, em função dos baixos valores absolutos que não ultrapassam 0,08.

Já o movimento de *cross-tumble*, ainda que menos intenso que o movimento de *tumble*, apresentou uma significativa melhoria com a utilização do novo dispositivo, merecendo mais atenção. Os valores máximos em cada caso ocorrem por volta do instante  $-70^\circ$ . Na Figura 61 são apresentadas as magnitudes das velocidades para esse instante, ao longo de um plano yz passando pelo eletrodo da vela de ignição.

Na configuração *baseline* o valor absoluto de *cross-tumble* no instante  $-70^\circ$  é igual a apenas 0,15, enquanto na nova configuração ele alcança 0,26, um aumento de 73%. Na Figura 61 vê-se que há mais pontos com velocidade superior a  $13m/s$  na configuração com a válvula geradora de *tumble*. Além disso, nessa configuração há uma estrutura rotacional bem definida à direita da seção e o ar tendendo a circular ao seu redor, como indicado pelo movimento voltado da esquerda para a direita em toda a parte superior do plano. Já na configuração padrão, existem duas estruturas



(a) Sem a válvula geradora de *tumble*. (b) Com a válvula geradora de *tumble*.

Figura 61 – Campo escalar e vetorial de velocidades em um plano yz que atravessa o eletrodo da vela de ignição, no instante  $-70^\circ$ .

rotacionais opostas, uma em cada lado do plano, mas em sentidos opostos.

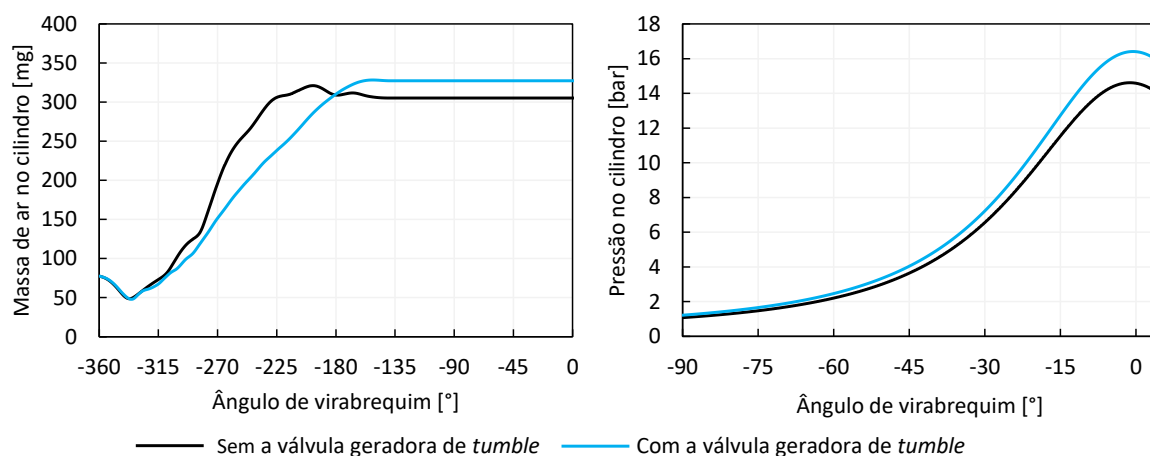
#### 4.4.2 Influência da válvula de *tumble* no processo de enchimento

Uma das grandes preocupações associada à utilização de dispositivos no sistema de admissão dos motores diz respeito ao comprometimento da eficiência volumétrica. Em vista disso, nesta seção serão exploradas as principais consequências para o processo de enchimento do cilindro relacionadas à utilização da válvula geradora de *tumble* proposta neste trabalho.

Em teoria, obstáculos à passagem do ar nos dutos que o levam ao cilindro dificultam o processo de enchimento. No caso dos *flaps* deste trabalho, a obstrução provocada reduz a massa de ar admitida no cilindro? A resposta para essa pergunta é não, conforme evidenciado pelos gráficos de massa e pressão no cilindro mostrados na [Figura 62](#).

Enquanto a massa aprisionada no cilindro é de 305 mg na configuração original, com a válvula de *tumble* no sistema de admissão ela aumenta para 327 mg, ou seja, uma elevação de 7,2%. E esse acréscimo de massa explica a mudança percebida também no gráfico de pressão. O novo pico de pressão média no cilindro é de 16,4 bar contra 14,6 bar sem a válvula, um aumento

Figura 62 – Comparação entre as pressões médias no cilindro e a massa de ar aprisionada obtidos nas simulações com a válvula geradora de *tumble* e sem a válvula (condição *baseline*).



de 12%. Logo, a simples montagem da válvula geradora de *tumble* na admissão pode significar um aumento do torque e da potência do motor e possivelmente da eficiência térmica de operação.

A análise da curva de massa de ar no cilindro fornece uma ideia inicial a respeito do porquê a quantidade de ar preso após o fechamento das válvulas de admissão é maior na nova configuração. A primeira diferença que pode ser percebida entre as curvas é a velocidade de enchimento quase constante com a utilização da válvula de *tumble*. Entre  $-315^\circ$  e  $-180^\circ$  há um aumento quase linear da massa no cilindro. Já o enchimento inicial do motor original se dá de maneira muito mais rápida. Enquanto ele acumula 300 mg de ar em  $-225^\circ$ , o motor modificado atinge esse valor somente próximo de  $-180^\circ$ .

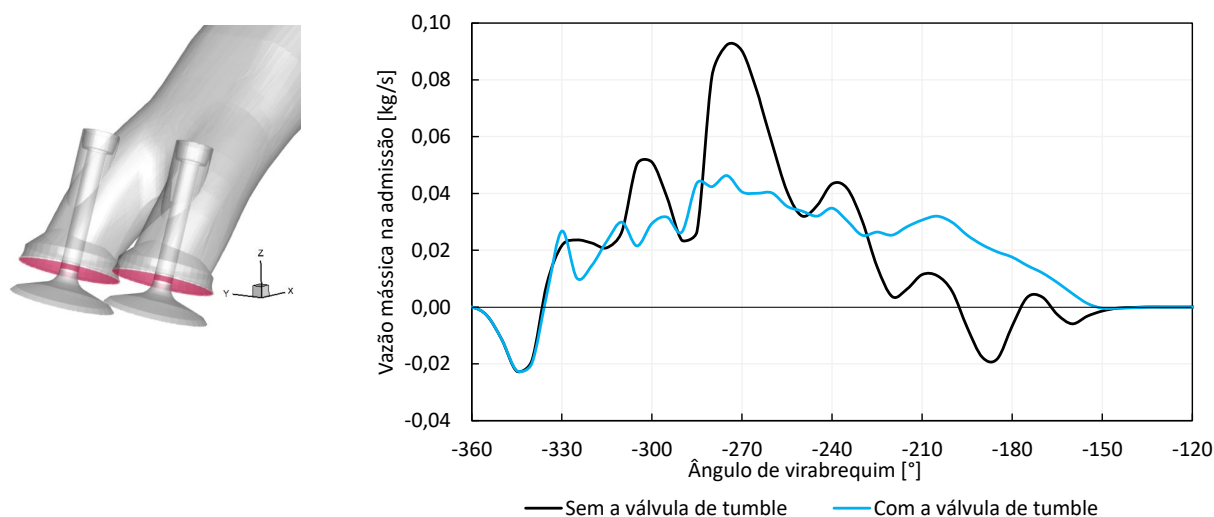
Por outro lado, a partir do instante aproximado de  $-200^\circ$ , o motor sem a válvula de *tumble* apresenta pelo menos duas reduções na quantidade de massa retida, antes de estabilizar em 305 mg. Já o motor com a válvula apresenta uma variação sempre positiva da massa aprisionada, até se estabilizar com 327 mg após o fechamento das válvulas.

Essas reduções de massa percebidas no motor original podem ser compreendidas com maior facilidade por meio das curvas de vazão mássica



através das válvulas de admissão, mostradas na [Figura 63](#).

Figura 63 – Regiões nos assentos de válvula (em vermelho) utilizadas para as medições de vazão mássica e comparação entre os valores obtidos nas simulações com a válvula geradora de *tumble* e sem a válvula (condição *baseline*)

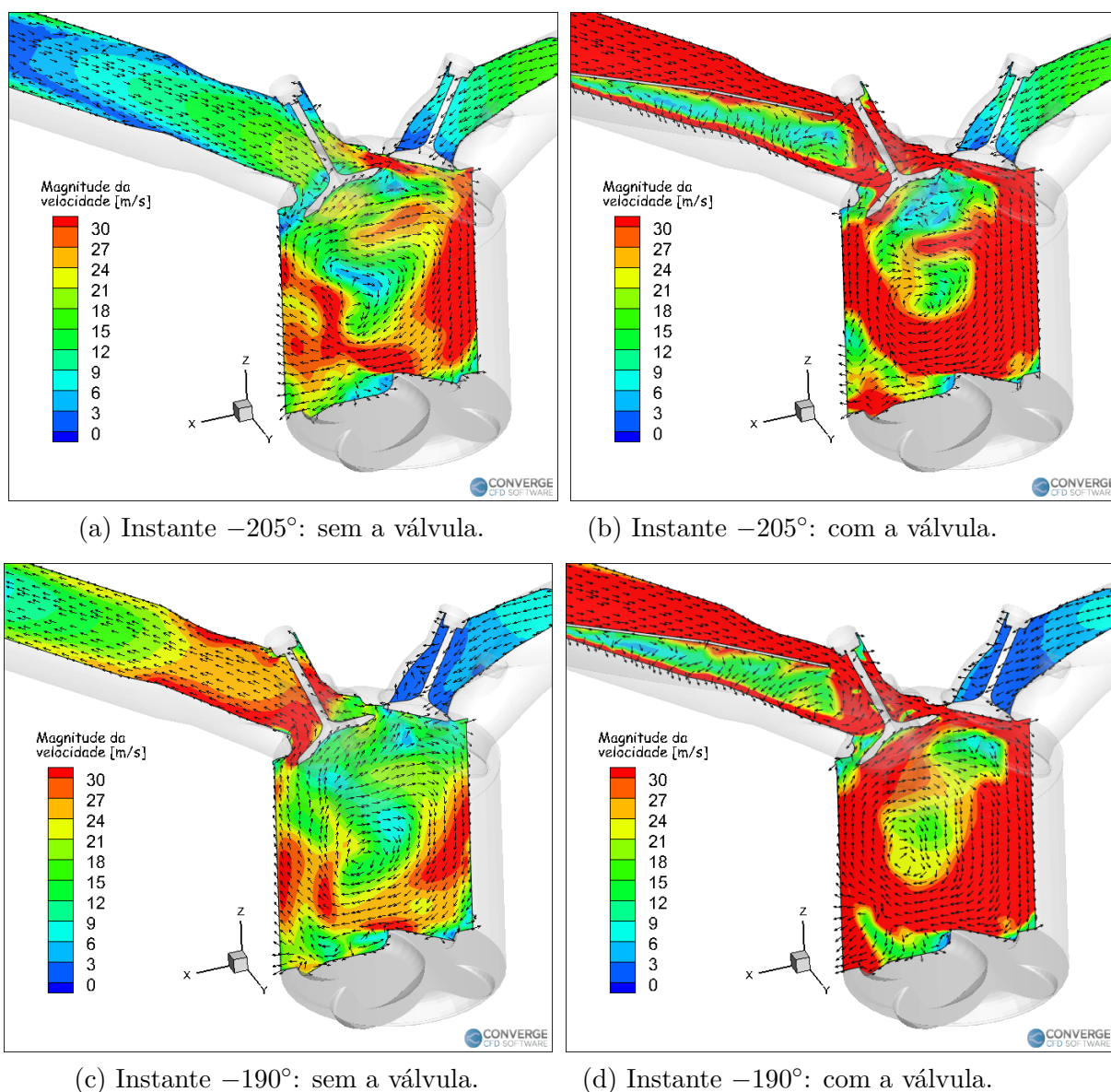


Os sinais positivo e negativo no gráfico da [Figura 63](#) revelam a entrada do ar no cilindro ou a sua saída, respectivamente. Logo, é possível perceber que mais ar deixa o cilindro em direção aos pórticos de admissão na simulação do motor original do que na simulação com a válvula de *tumble*. Além do intervalo de  $-360^\circ$  a  $-340^\circ$ , outros dois intervalos com vazões negativas podem ser percebidos para a configuração original: de  $-197^\circ$  a  $-175^\circ$  e de  $-167^\circ$  a  $-140^\circ$ .

A [Figura 64](#) apresenta uma comparação da magnitude de velocidade e suas direções para dois momentos distintos:  $-205^\circ$ , instante em que ambos os motores estão admitindo massa, e  $-190^\circ$ , quando há saída de massa apenas no motor original. Vale ressaltar que a saída de massa em qualquer instante entre  $-360^\circ$  e  $-180^\circ$  ocorre durante o curso de admissão, isto é, durante o movimento ainda descendente do pistão. Já nos instantes posteriores a  $-180^\circ$  ela ocorre durante a compressão ou subida do pistão.

A [Figura 64](#) confirma o fato apresentado pelo gráfico de vazões, de que a utilização da válvula de *tumble* interrompe a saída de massa nos instantes finais da admissão e início da compressão. Os vetores indicam que

Figura 64 – Velocidades obtidas no caso base e ao utilizar a válvula geradora de *tumble* em dois instantes diferentes, evidenciando a saída de massa do cilindro no caso base.



o regresso do ar pelos pórticos de admissão é evidente no motor original.

Três aspectos relevantes podem ser percebidos pelas imagens da [Figura 64](#). Em primeiro lugar, há uma forte entrada de massa pela região de passagem da válvula geradora de *tumble*, que direciona o fluido para o cabeçote do motor. Em segundo lugar, é possível notar o surgimento de uma zona de recirculação do ar abaixo dos *flaps*, que se mantém ao longo do tempo e contribui para impedir o retorno do ar do cilindro e para direcionar o fluido pela região superior das válvulas de admissão. Por fim, nota-se

novamente o intenso *tumble* (altas velocidades de rotação) promovido pelo dispositivo no motor, que favorece a permanência da massa em movimento rotacional dentro do cilindro.

Esses resultados revelam uma característica importante do dispositivo projetado: da mesma forma em que ele age como uma barreira durante a admissão da carga para dentro do cilindro, ele também atua como um obstáculo para qualquer retorno de massa que porventura possa ocorrer.

A Tabela 6 traduz em números as observações realizadas a partir do gráfico de vazões, acerca das trocas gasosas em ambos os casos. São apresentadas as quantidades de massa admitidas pelo motor com e sem a utilização da válvula geradora de *tumble*, tanto para o intervalo em que as válvulas se encontram abertas durante o curso de admissão quanto para o curso de compressão. A mesma coisa é feita para as quantidades de massa que retornam aos pórticos de admissão e uma comparação entre as eficiências volumétricas de cada caso também é mostrada.

Tabela 6 – Diferenças entre as trocas gasosas e o enchimento do motor com e sem a válvula de *tumble*

Parâmetro	Simulação	
	Sem a válvula de <i>tumble</i>	Com a válvula de <i>tumble</i>
Massa de ar que retorna aos pórticos de admissão durante o tempo de admissão [mg]	28,46	15,73
Massa de ar que retorna aos pórticos de admissão durante o tempo de compressão [mg]	4,70	0,31
Massa de ar que entra no cilindro durante o tempo de admissão [mg]	274,29	253,17
Massa de ar que entra no cilindro durante o tempo de compressão [mg]	1,93	13,94
Eficiência volumétrica [%]	77	85

A utilização da válvula geradora praticamente extingue o retorno de ar durante o tempo de compressão. Durante o tempo de admissão, seu uso reduz aproximadamente pela metade a massa que retorna para os pórticos de admissão (de 28,46 mg para 15,73 mg).

Quanto à massa admitida para o cilindro, percebe-se uma redução de 8% durante a admissão ao se utilizar o dispositivo (uma queda de 274,29 mg para 253,17 mg). Isso também pode ser percebido no gráfico de vazões da [Figura 63](#) visto anteriormente, ao identificar-se os elevados picos de vazão positiva do motor original como no instante  $-270^\circ$ .

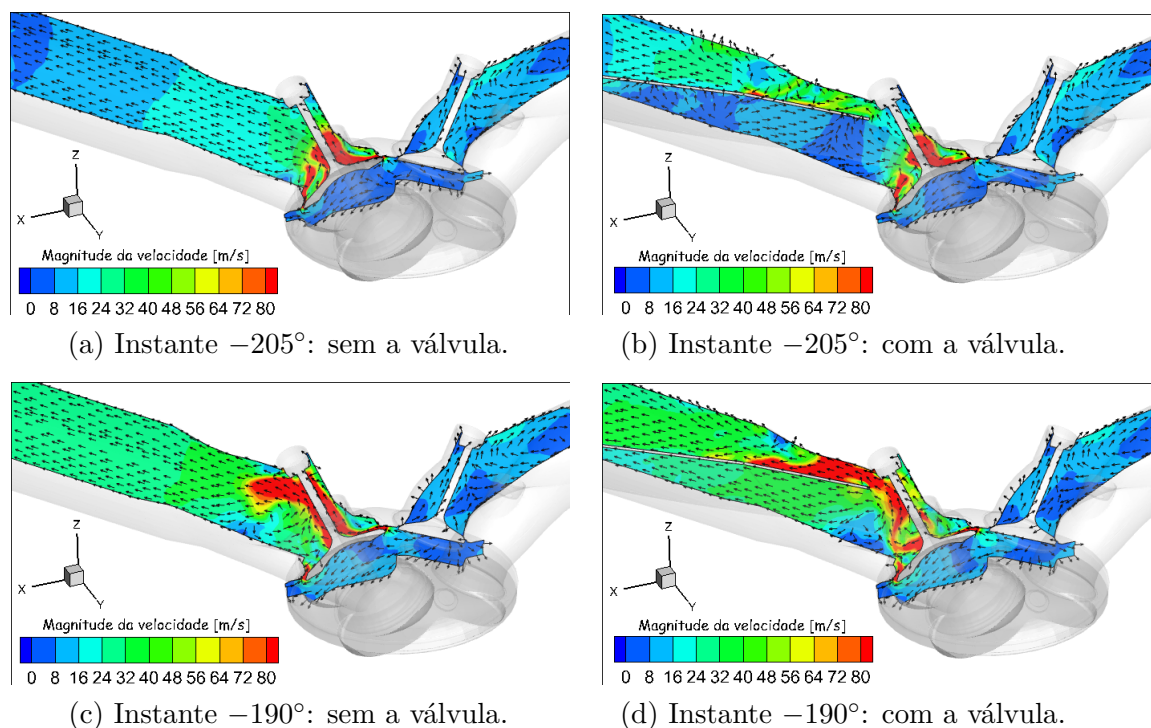
Contudo, o saldo final no processo de retenção de ar pelo novo motor é mais vantajoso do que na configuração original. Ao final do curso de admissão e início do curso de compressão, (entre  $-225^\circ$  e  $-140^\circ$ ) quase não há perdas de massa no motor modificado. Durante a compressão, por exemplo, apenas 0,31 mg deixam o cilindro (contra 4,70 mg no motor original), ao mesmo tempo em que entram 13,94 mg (contra 1,93 mg no motor original).

Tudo isso se reflete na eficiência volumétrica, que aumentou de 77% para 85% com a utilização da válvula geradora de *tumble*. Contrariando algumas hipóteses de que dispositivos adicionados ao sistema de admissão do motor inviabilizariam seu uso, a válvula projetada não comprometeu a eficiência volumétrica e ainda promoveu algumas características favoráveis às trocas gasosas.

Por fim, um aspecto do gráfico de vazões ainda não examinado são os valores negativos observados para ambos os casos no início do processo de abertura das válvulas de admissão. Do instante em que elas se abrem, em  $-360^\circ$ , até  $-335^\circ$ , ocorre um retorno de massa através dos pórticos praticamente idêntico com e sem a válvula de *tumble*. A [Figura 65](#) mostra as velocidades em dois instantes desse intervalo,  $-205^\circ$  e  $-190^\circ$ .

Diferentemente dos instantes finais da admissão de ar, nos instantes iniciais a válvula geradora de *tumble* não é suficiente para obstruir a passagem de ar a ponto de o retorno de massa pelo pórtico de admissão ser eliminado. As imagens demonstram como o escoamento reverso nesses períodos é bastante acentuado. É possível notar que os padrões são semelhantes em ambas as configurações, mesmo com a presença dos *flaps*. Até mesmo uma pequena zona de recirculação pode ser notada próximo à

Figura 65 – Velocidades obtidas no caso base e ao utilizar a válvula geradora de *tumble* em dois instantes diferentes no início do curso de admissão.



região inferior do pórtilo no motor original, assim como visto para a região abaixo dos *flaps*.

Tudo isso se deve principalmente à diferença de pressões existente entre o cilindro e o sistema de admissão no momento em que as válvulas de admissão se abrem. Até que essas pressões se igualem, há um intenso retorno do ar pelos pórtilos. A existência de um cruzamento de válvulas poderia reduzir tal fato ao aproveitar a inércia dos gases de saída para o sistema de exaustão, mas sua utilização precisa ser avaliada com cuidado principalmente pela recirculação interna de gases queimados.

#### 4.4.3 Utilização intermitente da válvula de *tumble*

Um dos grandes trunfos da válvula geradora de *tumble* desenvolvida neste trabalho está na sua versatilidade. Por ser constituída de dois *flaps* móveis e independentes, cada condição de operação do motor pode ter uma inclinação característica que forneça os melhores resultados possíveis.

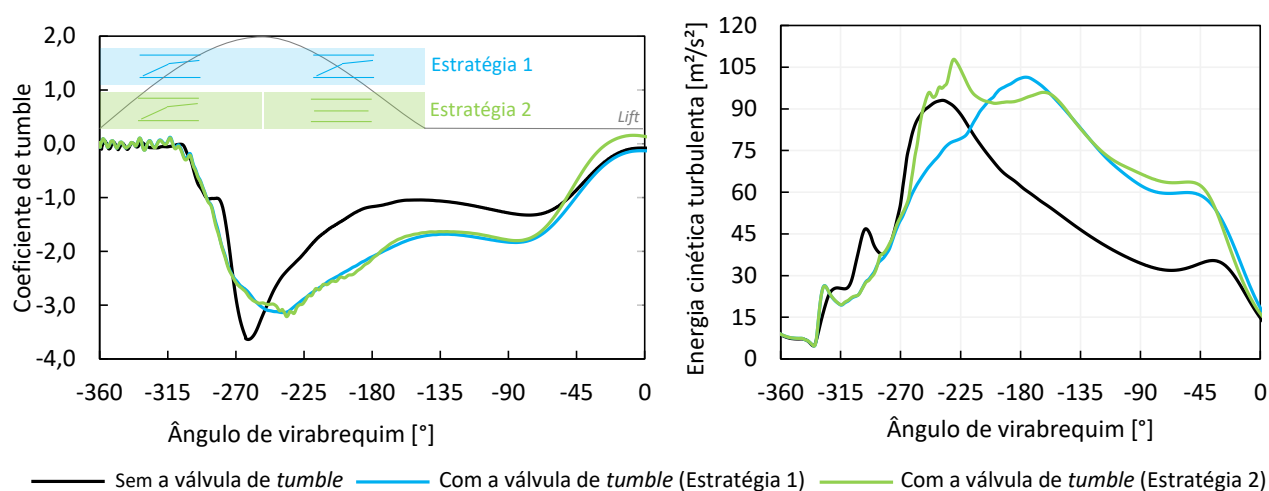
Além disso, conforme declarado previamente na seção 3.5, também

fazia parte do planejamento deste trabalho investigar essa versatilidade dentro de uma mesma condição de operação, testando uma estratégia diferente de utilização do dispositivo. Em outras palavras, isto significou a manutenção do mesmo ângulo de fechamento máximo do *flap*, de  $6^\circ$ , e a mudança dos instantes de acionamento do dispositivo.

Na estratégia 1 adotada até aqui, a válvula de *tumble* foi utilizada de modo ininterrupto, isto é, permaneceu fechada durante os  $220^\circ$  de admissão do ar (de  $-360^\circ$  a  $-140^\circ$ ). Na nova estratégia 2 optou-se por mantê-la fechada por apenas metade do intervalo anterior, ou seja, durante  $110^\circ$ , de  $-360^\circ$  a  $-250^\circ$ . Espera-se com essa nova simulação ser possível avaliar se a mudança de estratégia traz algum tipo de alteração significativa para os parâmetros do motor discutidos até aqui.

Os primeiros resultados comparados foram os valores de *tumble* e energia cinética turbulenta, apresentados na [Figura 66](#). Para facilitar a compreensão destes e dos resultados subsequentes, os instantes correspondentes às estratégias 1 e 2 foram novamente ilustrados sobre o gráfico de *tumble* junto ao perfil de *lift* das válvulas de admissão.

Figura 66 – Comparação entre os valores do coeficiente de *tumble* e energia cinética turbulenta obtidos nas simulações com a válvula geradora de *tumble* e sem a válvula (condição *baseline*).



Comparando-se a curva de *tumble* da estratégia 2 com a estratégia 1,

percebe-se uma alteração mínima, quase nula, após a abertura dos *flaps* em  $-250^\circ$ , de tal modo que os valores continuam próximos durante toda a admissão e mais da metade do curso de compressão. Se por um lado não houve aumento desses valores, por outro lado a abertura dos *flaps* também não comprometeu os resultados que já haviam sido alcançados na estratégia inicial. Isso demonstra que, mesmo se utilizada em apenas metade do intervalo disponível, a válvula geradora de *tumble* pode promover uma melhoria significativa desse parâmetro.

As duas curvas permanecem sobrepostas até aproximadamente  $-60^\circ$ , quando os valores absolutos obtidos na estratégia 2 ficam menores do que os obtidos na estratégia 1 e, durante alguns instantes, menores até do que os valores no motor original. Contudo, ao final da compressão o sinal dos valores de *tumble* mudam, indicando uma alteração no sentido do escoamento, e a magnitude se assemelha aos da estratégia 1.

Desse modo, a alteração da estratégia de acionamento da válvula não compromete os ganhos de *tumble* e isso se reflete também no resultado de energia cinética turbulenta média no cilindro. Os valores permanecem próximos, com um considerável aumento logo após a abertura dos *flaps*, tornando o pico de energia ainda maior ( $107,83 \text{ m}^2/\text{s}^2$ , um aumento de 6,4% referente à estratégia 1 e 16% referente ao caso base).

Nos instantes finais da compressão há uma pequena diminuição nesses valores, mas ainda assim insuficiente para torná-los menores do que no motor original. No instante  $-20^\circ$ , por exemplo, a energia cinética utilizando-se a estratégia 1 é 36% maior do que no caso base ( $30,2 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ), enquanto com a estratégia 2 esse valor é 20% maior.

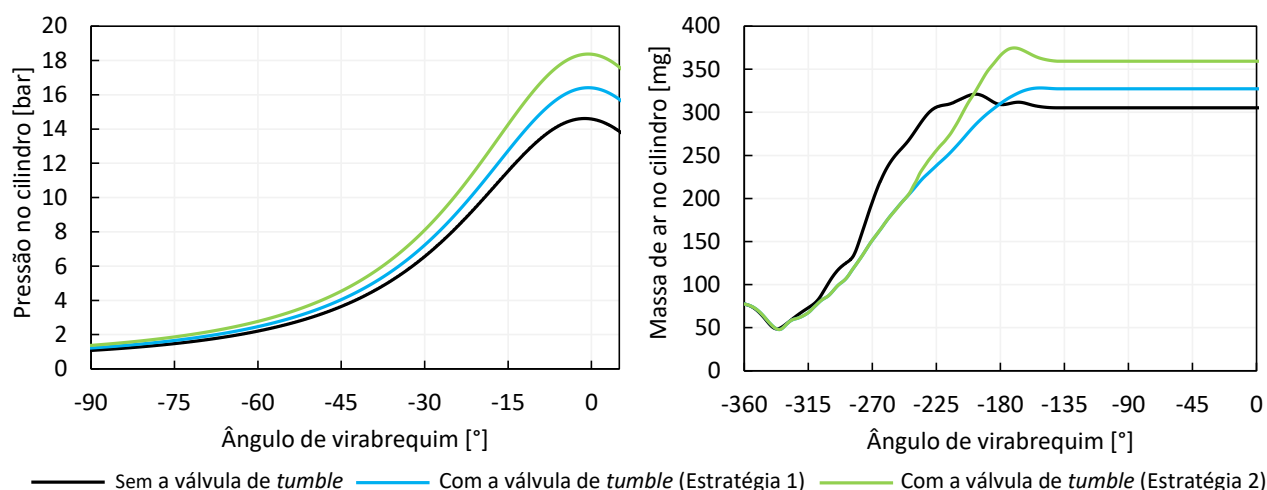
A princípio, os valores finais de energia cinética um pouco menores podem significar uma propagação mais lenta da frente de chama quando comparado à estratégia 1. Ainda assim, em teoria, seria uma velocidade de queima maior do que no caso base. Esses valores intermediários poderiam também representar um melhor equilíbrio entre uma propagação rápida e uma ignição sem riscos de apagamento da chama. De qualquer maneira,

somente as simulações futuras com a modelagem da combustão poderão confirmar essas suposições.

Até este ponto da análise, os resultados da simulação com a válvula de *tumble* e a estratégia 2 indicaram variações sutis e algumas melhorias pontuais, o que poderia sugerir uma preferência pela estratégia 1, basicamente pelo fato de ela demandar um menor número de acionamentos (fechamentos e aberturas dos *flaps*) ao longo do ciclo, logo, um controle mais fácil, ao mesmo tempo em que fornece um *tumble* satisfatório.

Entretanto, conforme mostram os gráficos da [Figura 67](#), a comparação das pressões médias e da massa dentro do cilindro revelam um notável ganho ao se utilizar a estratégia de acionamento 2 com uso intermitente da válvula de *tumble*.

Figura 67 – Comparação entre os valores médios de pressão e massa no cilindro obtidos nas simulações com a válvula de *tumble* e duas estratégias diferentes, e sem a válvula.



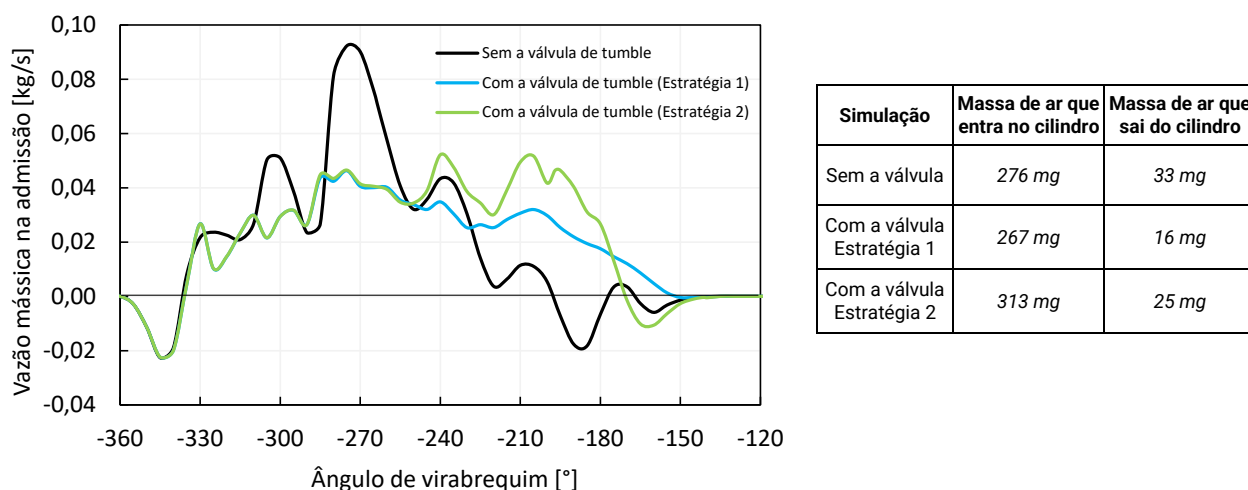
A partir do momento em que os *flaps* se abrem em  $-250^\circ$ , a velocidade de enchimento do cilindro aumenta consideravelmente, de tal modo que a massa em seu interior atinge valores próximos a 400 mg por volta de  $-180^\circ$ . Em seguida, o cilindro perde um pouco de massa, mas ainda assim continua com 359 mg aprisionados após o fechamento das válvulas de admissão.

Comparado à estratégia 1, isto significa uma melhoria no processo de



enchimento de ar de quase 10% sobre a massa total de 327 mg aprisionada anteriormente. Com relação ao motor original, esse aumento é ainda maior, aproximadamente 18%. Conseqüentemente, o pico de pressão média dentro do cilindro se eleva para 18,4 bar. Isso representa 3,8 bar a mais de pressão dentro do motor se comparado à configuração original, ou seja, uma melhoria de 26%. A comparação das curvas de vazão através das válvulas de admissão, mostrada na [Figura 68](#), ajuda a entender essa superioridade.

Figura 68 – Comparação entre as vazões mássicas obtidas nas simulações com a válvula de *tumble* e duas estratégias diferentes, e sem a válvula.



Ao lado do gráfico são exibidas também as quantidades totais de ar que entram e saem do cilindro ao longo do processo de enchimento. A partir do momento em que os *flaps* são reabertos na estratégia 2, uma entrada de massa muito mais intensa pode ser percebida. Após essa reabertura, a estratégia 2, representada pela linha verde, não se sobrepõe à linha preta do caso base, e o motor adquire características totalmente distintas em razão do uso dos *flaps*.

Conforme esperado, com os *flaps* novamente abertos ao final do processo de enchimento, tem-se mais uma vez a saída de ar do cilindro, uma vez que eles não estão mais inclinados e dificultando o escoamento reverso. Entretanto, essa perda de massa se restringe aos últimos ângulos de virabrequim e é muito menos intensa do que no motor original. Com

essas mudanças durante a segunda metade do intervalo de movimento das válvulas de admissão, a válvula geradora de *tumble* programada com a estratégia 2 garante eficiências volumétricas próximas a 95%.

Isso demonstra o quão útil é a versatilidade do dispositivo desenvolvido. A utilização dos *flaps* fechados em apenas uma parte do tempo disponível não apenas fornece um maior *tumble* como melhora diversos parâmetros globais do motor, o que provavelmente se refletirá positivamente no desempenho em operação.

A partir do momento em que se percebe um ganho tão acentuado de massa e pressão dentro do motor, torna-se interessante comparar os mesmos resultados após a uniformização desses parâmetros. Isto será especialmente importante para a última etapa deste trabalho, cujas simulações incluirão a injeção de combustível.

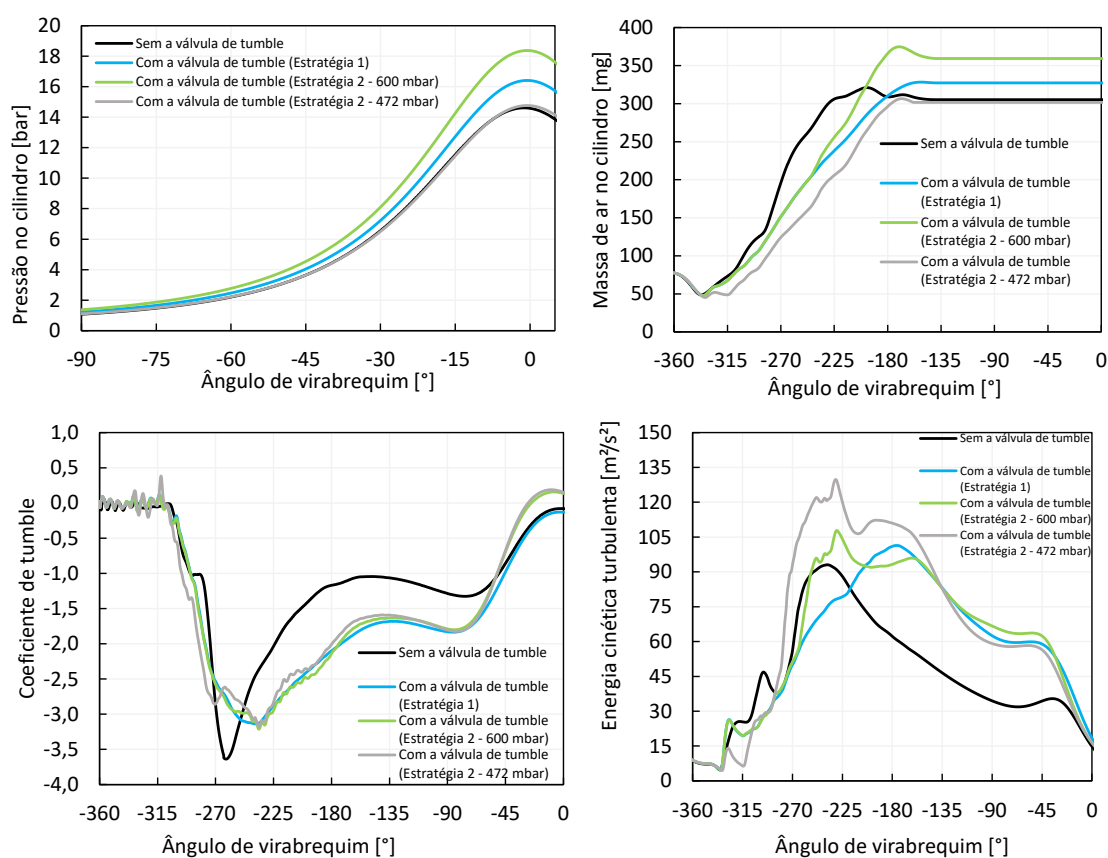
Desse forma, a simulação com a válvula de *tumble* e a estratégia 2 foi repetida com uma menor pressão média na entrada do coletor de admissão de 472 mbar. Alguns resultados são mostrados novamente na [Figura 69](#).

Os resultados confirmam que agora a massa aprisionada e a pressão máxima na simulação com a válvula geradora se igualaram à simulação *baseline* sem o dispositivo. Felizmente o coeficiente de *tumble* se manteve quase inalterado e os valores de energia cinética turbulenta ainda apresentaram melhora substancial durante a fase de admissão do ar. Conforme será mostrado posteriormente, esta será a configuração utilizada para as simulações com o dispositivo e injeção de combustível.

#### 4.4.4 Influência do ângulo de fechamento

Na seção 3.5 deste trabalho foram listadas as principais simulações tridimensionais da válvula geradora de *tumble* a serem realizadas. A descrição desses casos incluía a avaliação de três inclinações adicionais dos *flaps* ainda na etapa 2, com o intuito principal de averiguar se a metodologia utilizada para a escolha da inclinação realmente maximizava o movimento de *tumble*.

Figura 69 – Resultados obtidos com a válvula de *tumble* e uma menor pressão média na entrada do coletor de admissão de 472 mbar.

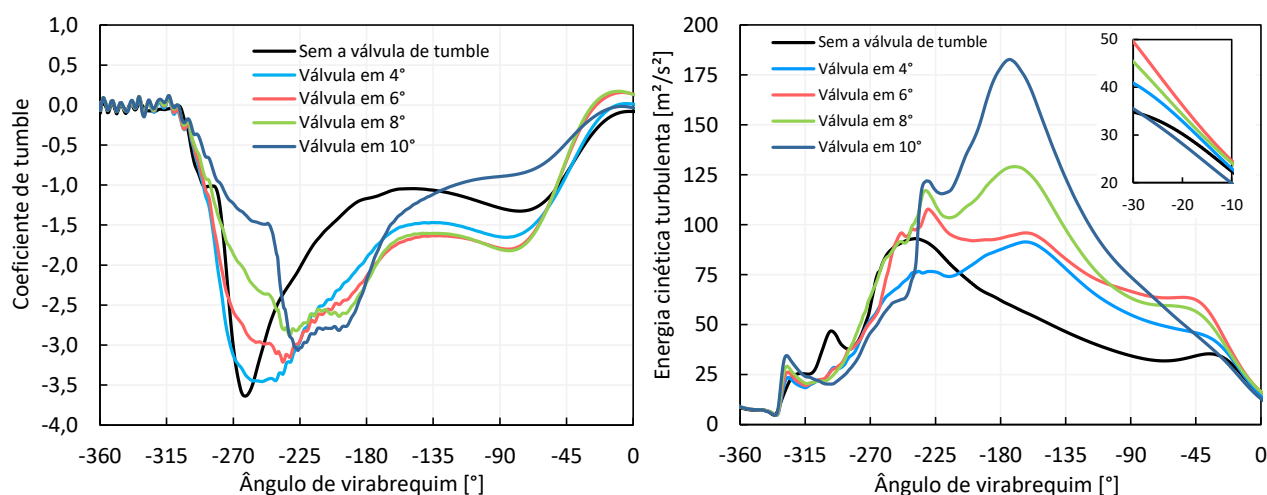


Desse modo, utilizando o dispositivo novamente com a estratégia 2, foram simuladas três novas inclinações de fechamento: 4°, 8° e 10°. A partir dessas simulações, tornou-se possível comparar os novos resultados com os obtidos anteriormente para a inclinação de 6°. A comparação dos coeficientes de *tumble* pode ser vista em um dos gráficos da [Figura 70](#).

As curvas do coeficiente de *tumble* apresentam um comportamento interessante quando as inclinações são variadas. Quando diminuída de 6° para 4°, ampliando-se a área de passagem, o pico de *tumble* máximo é antecipado e sua magnitude é elevada. Contudo, após o pico, os valores não superam os da curva de 6° em quase nenhum ponto do restante da admissão e compressão, inclusive próximo ao PMS, o que não justificaria uma mudança de escolha entre essas inclinações.

Quando aumentada de 6° para 8°, a inclinação promove efeito contrá-

Figura 70 – Comparação entre o coeficiente de *tumble* e a energia cinética média no cilindro para várias inclinações do *flap* superior da válvula de *tumble*.



rio. O pico de *tumble* máximo é atrasado e seu valor absoluto diminui. Uma vez que, no restante do tempo, as alterações são mínimas, a mudança para a inclinação 8° também não seria vantajosa. A medida em que continua-se reduzindo a área de passagem, com a inclinação de 10°, percebe-se um comportamento menos padronizado e imprevisível. O valor absoluto de *tumble* é mínimo enquanto os *flaps* estão fechados. Assim que abertos eles se elevam mas na sequência apresentam uma queda vertiginosa.

Com isso, é possível concluir que a metodologia desenvolvida para a escolha de uma inclinação baseada na potencialização dos valores de *tumble* é satisfatória. Por meio das simulações iniciais bidimensionais, mais simples e mais rápidas, foi possível selecionar a inclinação 6° que forneceu os melhores resultados na simulação tridimensional.

O gráfico de energia cinética turbulenta, mostrado na [Figura 70](#), também reforça alguns aspectos da superioridade da configuração com 6° de inclinação. Inicialmente é possível notar que maiores inclinações implicam em picos de energia máxima mais elevados. Nesse quesito, válvulas inclinadas em 8° ou 10° poderiam promover uma melhor evaporação do combustível ou formação da mistura. Entretanto, a inclinação de 6° provê a energia cinética mais intensa próxima ao momento de ignição, superando

as demais em qualquer instante a partir de  $-75^\circ$ .

Sendo o escoamento ao longo da admissão e compressão suficientemente turbulento para promover uma boa mistura do combustível ao ar, tudo indica que após a ignição no motor equipado com o dispositivo inclinado em  $6^\circ$  a propagação da frente de chama será mais rápida que nas demais configurações.

Além disso, a massa aprisionada e o pico de pressão no cilindro não apresentaram diferenças significativas que inviabilizassem a utilização da inclinação de  $6^\circ$  e por isso seus gráficos não foram apresentados aqui. O valor máximo de pressão na configuração  $8^\circ$ , por exemplo, diferiu em menos de 5% do valor encontrado na configuração  $6^\circ$ .

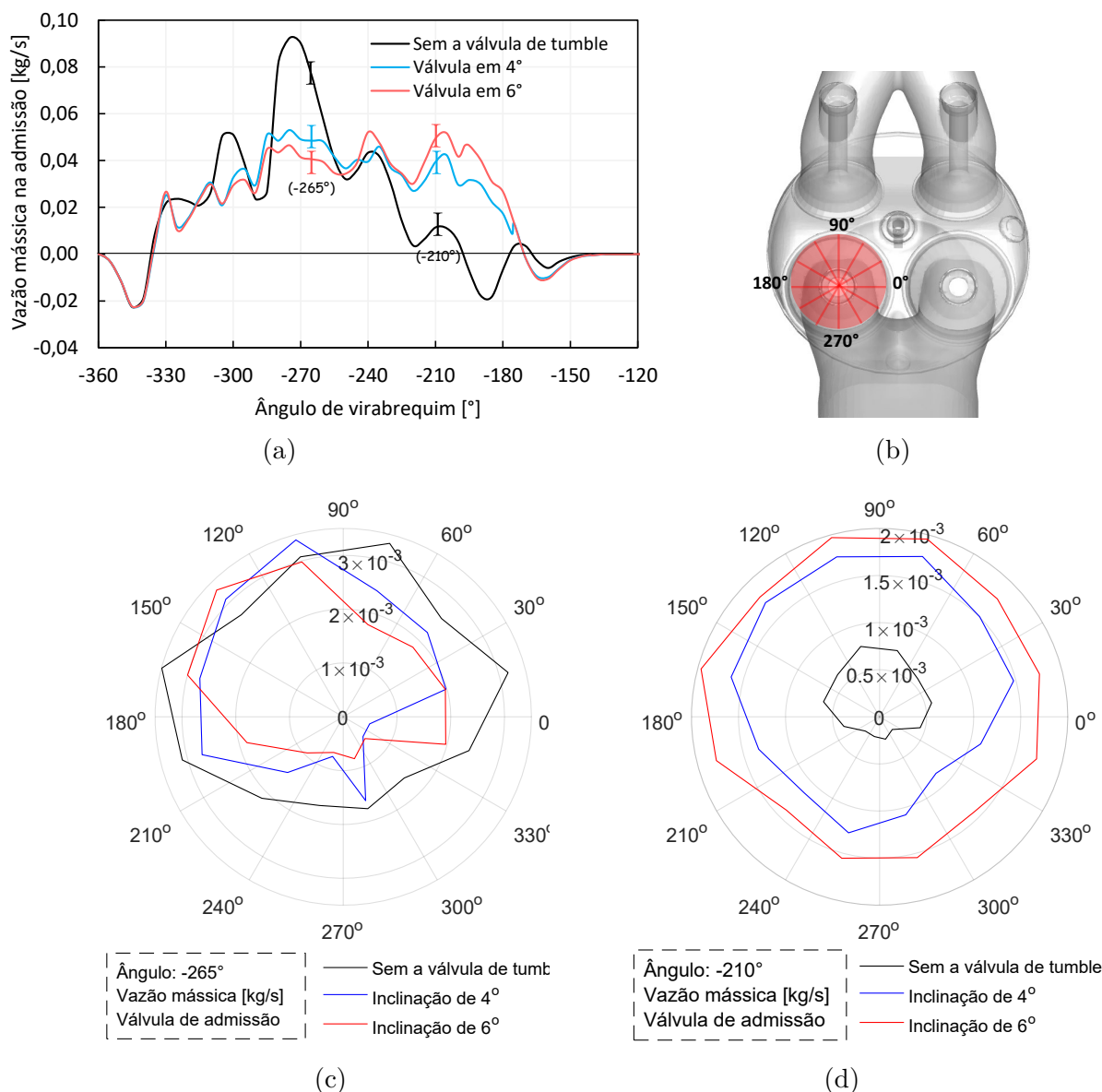
Por fim, é válido aproveitar o estudo das inclinações dos *flaps* para retomar a investigação sobre as vazões mássicas através das válvulas de admissão. Para isso, duas inclinações ( $4^\circ$  e  $6^\circ$ ) foram comparadas, junto com o caso base, e suas curvas de vazão mássica pelas válvulas apresentadas na [Figura 71a](#).

Além disso, também foi realizada uma verificação minuciosa da vazão ao redor de toda a cortina de válvula. Para isso, uma seção transversal na região de passagem de uma das duas válvulas foi dividida em doze setores circulares e a vazão mássica contabilizada em cada um deles, para dois instantes diferentes,  $-265^\circ$  e  $-210^\circ$ . A [Figura 71b](#) ilustra os setores circulares da válvula escolhida, assim como o círculo trigonométrico utilizado para referência. Os resultados são mostrados na [Figura 71c](#) e na [Figura 71d](#).

Observando-se o gráfico é possível perceber que uma maior abertura dos *flaps* (de  $6^\circ$  para  $4^\circ$ ) tende a aproximar os resultados da condição *baseline*, enquanto o contrário é observado para o fechamento. Vale lembrar que após  $-250^\circ$  a válvula geradora de *tumble* já se encontra totalmente aberta para ambos os casos, em razão da estratégia 2 adotada.

Assim, o primeiro instante de  $-265^\circ$ , retratado na [Figura 71c](#), ilustra um momento logo antes da abertura dos *flaps*. O resultado confirma

Figura 71 – (a) Gráfico de vazões mássicas pelas válvulas de admissão, com indicação dos instantes  $-265^\circ$  e  $-210^\circ$ . (b) Doze setores circulares utilizados para a medição das vazões mássicas [kg/s] em uma das válvulas de admissão, mostradas em (c) para o instante  $-265^\circ$  e em (d) para  $-210^\circ$ .



quantitativamente um fato antes verificado apenas qualitativamente: a utilização da válvula de *tumble* faz com que o ar entre majoritariamente pelo canto superior esquerdo da válvula (entre  $90^\circ$  a  $180^\circ$  considerando-se o círculo trigonométrico).

Outra constatação importante é a de que, mesmo sem os *flaps*, o motor apresenta maior vazão mássica pela parte superior da válvula. Isso confirma que o motor foi de fato projetado para potencializar o movimento

de *tumble*. Por meio de uma geometria bem planejada, principalmente os p $\acute{o}$ rticos de admiss $\tilde{a}$ o, o motor direciona o escoamento para a regi $\tilde{a}$ o das v $\acute{a}$ lvulas de exaust $\tilde{a}$ o dentro do cilindro, possibilitando picos de *tumble* com magnitude pr $\acute{o}$ xima de quatro.

O segundo instante,  $-210^\circ$ , representa um momento posterior  $\grave{a}$  abertura da v $\acute{a}$ lvula geradora, quando os *flaps* j $\acute{a}$  se encontram alinhados com o coletor de admiss $\tilde{a}$ o. Mais uma vez os resultados asseguram que a vaz $\tilde{a}$ o m $\acute{a}$ ssica  $\acute{e}$  sempre maior na por $\tilde{c}$ o superior da v $\acute{a}$ lvula. Contudo, diferentemente do outro instante analisado, nesse caso j $\acute{a}$  ocorre uma melhor distribui $\tilde{c}$ o da entrada de massa pelos lados esquerdo e direito da v $\acute{a}$ lvula. Uma maior quantidade de ar ainda entra pelo lado esquerdo, mas a diferen $\tilde{c}$ a n $\tilde{a}$ o  $\acute{e}$  mais t $\tilde{a}$ o substancial.

Os resultados tamb $\acute{e}$ m corroboram as informa $\tilde{c}$ oes obtidas atrav $\acute{e}$ s das curvas de vaz $\tilde{a}$ o. A quantidade de ar admitido usando-se a v $\acute{a}$ lvula de *tumble*, sobretudo quanto inclinada em  $6^\circ$ ,  $\acute{e}$  muito superior  $\grave{a}$  configura $\tilde{c}$ o padr $\tilde{a}$ o, com valores maiores para quase toda a segunda metade do intervalo de abertura das v $\acute{a}$ lvulas de admiss $\tilde{a}$ o.

#### 4.5 Simula $\tilde{c}$ oes tridimensionais com inje $\tilde{c}$ o de combust $\acute{i}$ vel

A terceira e  $\acute{u}$ ltima etapa do trabalho correspondeu  $\grave{a}$  an $\acute{a}$ lise da influ $\tilde{e}$ ncia da v $\acute{a}$ lvula geradora de *tumble* no motor operando com inje $\tilde{c}$ o de combust $\acute{i}$ vel. Essa an $\acute{a}$ lise  $\acute{e}$  muito importante por permitir a avalia $\tilde{c}$ o de algumas hip $\acute{o}$ teses feitas durante as etapas anteriores e fornecer informa $\tilde{c}$ oes relevantes sobre o motor e o dispositivo mesmo sem a realiza $\tilde{c}$ o de simula $\tilde{c}$ oes com combust $\tilde{a}$ o.

As simula $\tilde{c}$ oes das primeiras etapas revelaram como o dispositivo desenvolvido tende a intensificar os valores de *tumble* e a admiss $\tilde{a}$ o de ar. Para uma mesma press $\tilde{a}$ o m $\acute{e}$ dia na admiss $\tilde{a}$ o, o motor com a v $\acute{a}$ lvula tende a reter mais ar e apresentar maiores press $\tilde{a}$ oes no cilindro. Dessa forma, a an $\acute{a}$ lise nesta se $\tilde{c}$ o considera o motor original e o motor com a v $\acute{a}$ lvula

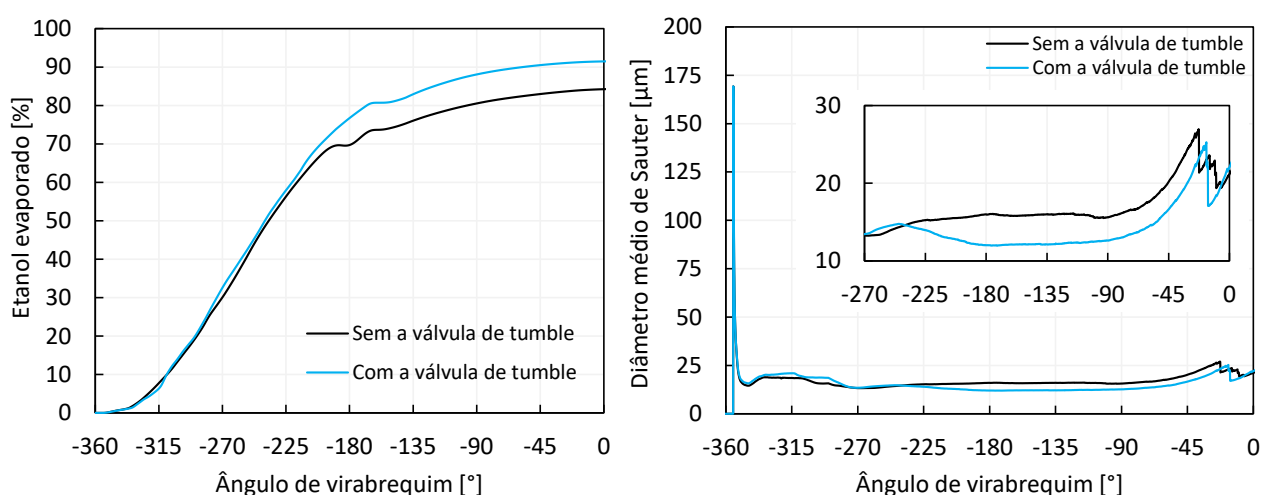
inclinada em  $6^\circ$ , programada com a estratégia 2 e com uma menor pressão média na entrada de ar para possibilitar uma comparação mais justa.

#### 4.5.1 Ação da válvula de *tumble* sobre a formação da mistura

Uma das principais expectativas em torno da válvula geradora de *tumble* está na melhoria do processo de formação da mistura, sobretudo em função dos bons resultados apresentados nas simulações sem injeção. Um melhor processo de formação da mistura implica não apenas em maximizar a evaporação do combustível, no caso deste trabalho o etanol, como também cercundá-lo com o ar admitido nas proporções certas que favoreçam a queima.

Um dos gráficos da [Figura 72](#) ilustra justamente a variação da massa de etanol evaporado ao longo do tempo. A injeção se inicia no ângulo de virabrequim  $-355^\circ$ , isto é,  $5^\circ$  após o início da admissão de ar, sendo concluída após um intervalo de  $65^\circ$ .

Figura 72 – Percentual de etanol evaporado e diâmetro médio de Sauter no cilindro obtidos para o caso *baseline* e com a válvula de *tumble*.



As curvas de etanol evaporado evidenciam uma das principais vantagens da utilização da válvula geradora de *tumble*: sua capacidade de acelerar e intensificar o processo de evaporação do combustível. Próximo dos instantes do PMS de compressão, 92% do etanol já se encontra evapo-



rado dentro do cilindro, enquanto no motor sem o dispositivo esse valor é de 84%.

Isso significa que uma maior quantidade de combustível fica disponível na fase gasosa para formar a mistura e para sofrer combustão. O controle das proporções e da queima é favorecido e a probabilidade da emissão do combustível não queimado também é reduzida.

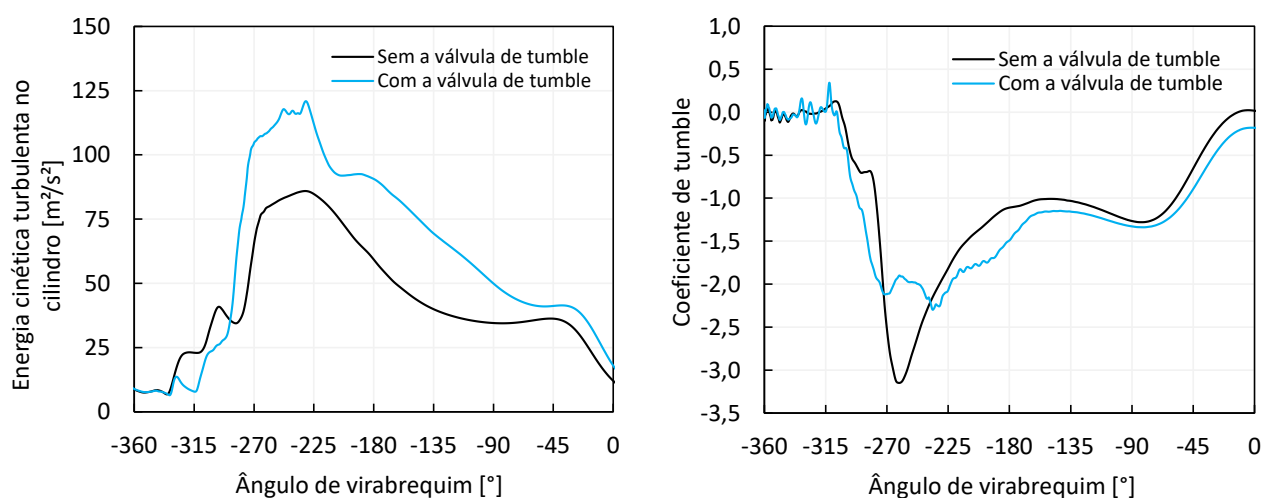
O segundo gráfico da [Figura 72](#) ilustra o diâmetro médio de Sauter para ambos os casos simulados. Esse parâmetro representa o diâmetro de uma gota modelo cuja razão entre o volume e a área de superfície é igual à razão entre a soma de todos os volumes de gota no cilindro e a soma de todas as áreas de superfície de gota.

A partir do instante  $-240^\circ$ , o valor do diâmetro médio das gotas na simulação com a válvula de *tumble* é consideravelmente menor para a quase totalidade dos pontos comparados. Isso reforça o potencial do dispositivo, na medida em que menores valores do diâmetro médio de Sauter significam maiores relações de área superficial por volume, facilitando a evaporação do combustível.

As curvas de energia cinética turbulenta ilustradas na [Figura 73](#) fornecem uma possível explicação para esses resultados. Mais uma vez os valores obtidos com a válvula geradora são maiores na maior parte do tempo, o que contribui para a quebra das gotas de etanol em gotículas cada vez menores e na sua evaporação. Nos instantes iniciais em que a energia é menor do que no motor original, o diâmetro médio de Sauter é um pouco maior e as curvas de evaporação estão praticamente sobrepostas.

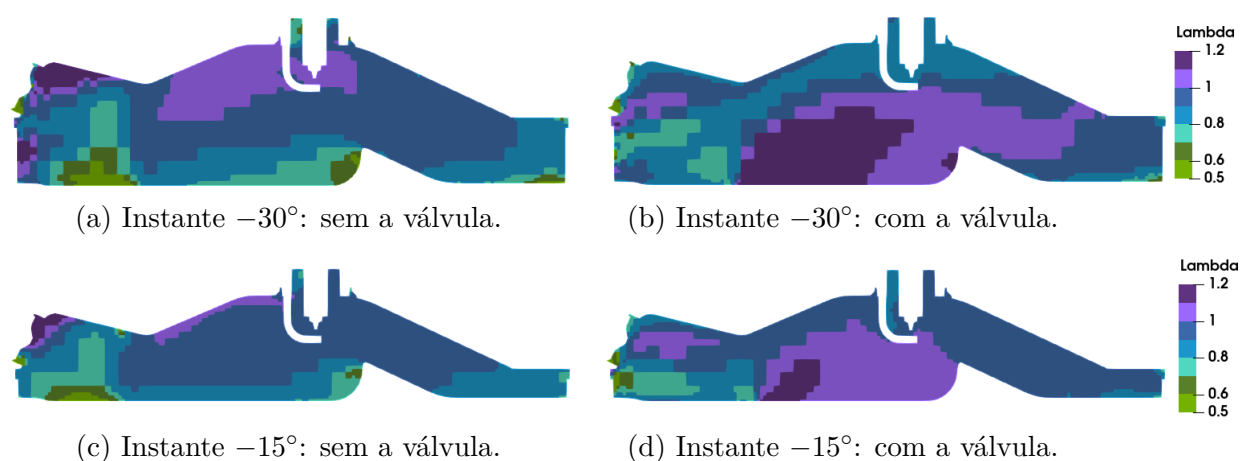
As curvas do coeficiente de *tumble* também são apresentadas na [Figura 73](#). A diminuição, sobretudo do valor absoluto máximo, é grande se comparada às curvas vistas nas seções anteriores, evidenciando a interferência do jato de combustível. Melhores resultados poderiam ser obtidos, por exemplo, a partir de um estudo da alteração dos ângulos de injeção de modo a favorecer o movimento.

Figura 73 – Coeficiente de *tumble* e energia cinética turbulenta média no cilindro obtidos nas simulações com injeção de combustível e SOI  $-355^\circ$ .



Mesmo com a diminuição, os valores de *tumble* próximos do provável instante de ignição são mais elevados após introduzir o dispositivo. Isso contribui para uma outra vantagem da válvula geradora: a possibilidade de estratificação da carga. A Figura 74 ilustra essa opção por meio da comparação do fator lambda para dois instantes próximos ao PMS.

Figura 74 – Fator lambda em dois instantes das simulações, evidenciando a estratificação da carga ao utilizar a válvula geradora de *tumble*.



Apesar de não haver uma região esférica ou uma zona perfeitamente delimitada ao redor da vela de ignição, ainda assim é possível perceber que no motor com a válvula formam-se duas regiões distintas separadas pelo eletrodo da vela: uma de mistura rica em combustível entre ele e a vela

( $\lambda$  menor que 1) e uma de mistura pobre em combustível abaixo do eletrodo ( $\lambda$  maior que 1). No motor sem a válvula de *tumble* tem-se o inverso ocorrendo no instante  $-30^\circ$  e uma mistura mais rica por quase toda a extensão no instante  $-15^\circ$ .

A estratificação da carga pode ser vantajosa para a redução no consumo de combustível. O início da queima se dá com relativa facilidade na região da vela e a chama se propaga por regiões mais pobres em combustível, viabilizando a utilização de misturas globalmente mais pobres.

A estratificação pode significar ainda uma diminuição das perdas de calor para as paredes do cilindro e maiores razões volumétricas de compressão devido às temperaturas mais baixas da porção final do gás queimado. Por outro lado, pode ampliar negativamente a formação de  $NO_x$ , devido à presença de zonas muito pobres, demandando assim maior atenção com sua emissão.

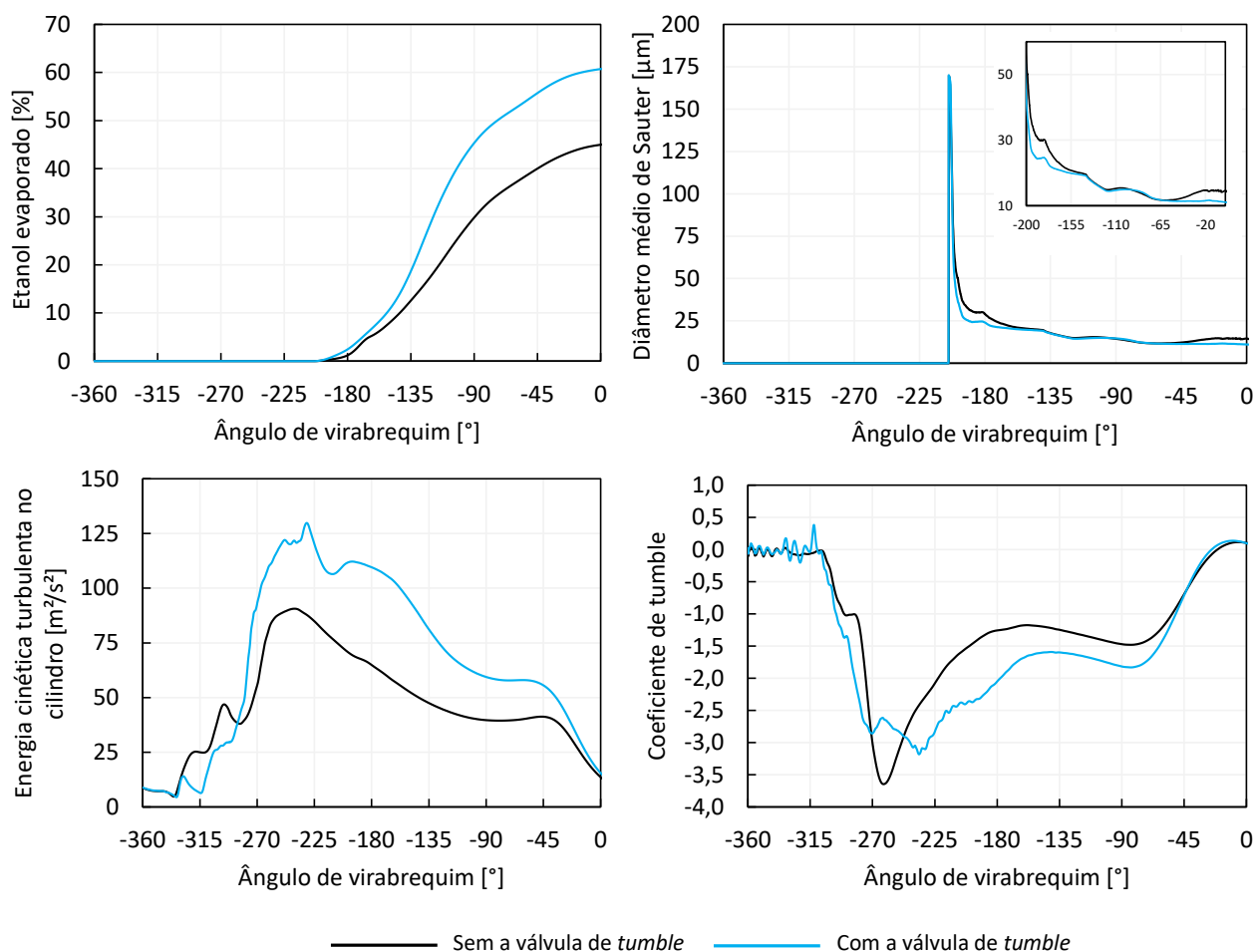
#### 4.5.2 Ação da válvula de *tumble* com uma estratégia de injeção tardia

Em algumas condições de operação pode ser interessante trabalhar com injeções de combustível mais atrasadas em relação ao início da admissão de ar, seja para conseguir uma estratificação de carga ou induzir algum tipo de movimento rotacional específico, por exemplo.

Desse modo, visando investigar benefícios adicionais da válvula de *tumble*, uma segunda simulação com etanol foi realizada, agora com uma estratégia tardia de injeção, com início em  $-205^\circ$  e duração de  $65^\circ$ . Os mesmos parâmetros avaliados para a estratégia 1 são novamente investigados por meio da [Figura 75](#).

Mais uma vez a evaporação do etanol é mais eficiente ao utilizar a válvula geradora de *tumble*. Nesse caso, o efeito é ainda mais acentuado, obtendo-se 60% de combustível evaporado contra apenas 45% no motor original. Esse resultado é bastante significativo, uma vez que o combustível injetado tardiamente tem menos tempo para evaporar. Esse menor tempo, somado às temperaturas mais baixas de parede (em razão da simulação

Figura 75 – Comparação entre alguns parâmetros médios no cilindro do caso *baseline* e com a válvula de *tumble*, ambos com início da injeção de combustível em  $-205^\circ$ .



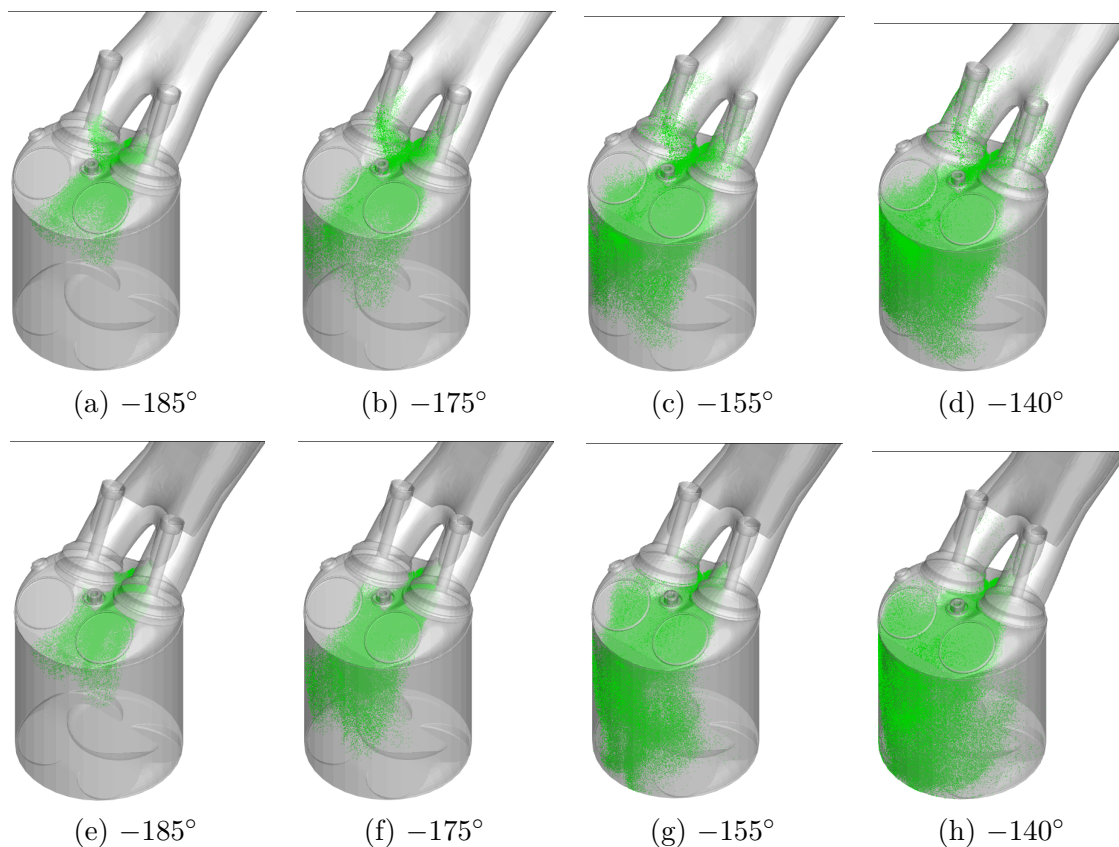
à frio), faz com que a quantidade máxima evaporada seja menor que na estratégia anterior, conforme esperado.

A injeção tardia tira proveito dos valores mais elevados do coeficiente de *tumble* e da energia cinética turbulenta no momento da injeção, os quais não sofreram interferência desde o início da admissão como na estratégia de injeção 1. O resultado é a melhor evaporação e o menor diâmetro médio das gotas de etanol.

Por fim, vale destacar também o papel importante que a válvula de *tumble* tem na contenção do combustível que tende a retornar ao sistema de admissão do motor. A sequência de imagens do *spray* de combustível na [Figura 76](#) ilustra esse benefício associado ao dispositivo. Pode-se notar que

uma pequena porção de etanol é desviada para o pórtico de admissão sem a obstrução dos *flaps*.

Figura 76 – *Spray* de etanol sendo formado no motor original (imagens (a) a (d)) e no motor equipado com a válvula geradora de *tumble* (imagens (e) a (h)), evidenciando o retorno das gotículas na configuração padrão.



Ao contabilizar as frações de etanol que retornam pela admissão para as duas estratégias de injeção avaliadas obtém-se a tabela 7. Os percentuais são referentes às massas totais de combustível injetado e revelam que a quantidade retida nos pórticos do motor original é sempre mais elevada do que no motor modificado.

A contenção do retorno de combustível pela válvula de *tumble* é ainda mais eficiente quando são utilizadas injeções tardias dentro do ciclo do motor. Nesses casos, quase 10% da massa de combustível pode ser encontrada na admissão do motor original, enquanto no motor modificado apenas cerca de 3%. Com isso, o controle da mistura dentro do cilindro é mais preciso, assim como da formação de filme líquido ao redor das válvulas de admissão e possíveis emissões, reforçando mais uma vez o potencial da

Tabela 7 – Porcentagem do etanol injetado no cilindro que retorna para o sistema de admissão dentro de um ciclo do motor.

Parâmetro	Simulação	
	Sem a válvula geradora de tumble	Com a válvula geradora de tumble
Massa retida no sistema de admissão ao usar a estratégia 1 de injeção (SOI $-355^\circ$ )	7,4%	4,1%
Massa retida no sistema de admissão ao usar a estratégia 2 de injeção (SOI $-205^\circ$ )	9,7%	2,6%

válvula geradora de *tumble*.

## 5 Conclusões

Em linhas gerais, este trabalho teve por objetivo central avaliar computacionalmente os efeitos de uma válvula geradora de *tumble* utilizada no sistema de admissão de um motor quatro tempos operando com etanol. A principal expectativa associada ao dispositivo proposto era a de que ele não apenas intensificaria o movimento de *tumble* dentro do cilindro como também aprimoraria outros aspectos do escoamento e do processo de mistura ar-combustível, o que por sua vez poderia denotar possíveis ganhos futuros de desempenho e eficiência.

Diferentemente de outros recursos desse tipo encontrados na literatura, o dispositivo desenvolvido pode ser adaptado para diferentes condições de operação do motor ou até mesmo variar suas configurações dentro de um mesmo ciclo do motor. Seu funcionamento é baseado no movimento angular de dois *flaps* interconectados que obstruem e alteram a passagem de ar durante a admissão.

Em razão dessa versatilidade, diversos aspectos foram analisados ao longo deste trabalho, de forma a descobrir as melhores configurações e estratégias para tirar proveito do dispositivo. Para isso, foram realizadas simulações à frio (sem combustão) com o código Converge e utilizando um motor monocilindro de pesquisa aspirado com quatro válvulas e razão volumétrica de compressão de 11,5:1. Escolheu-se uma condição de operação representativa com uma rotação do motor igual a 3000 rpm e carga média de 600 mbar na admissão.

Inicialmente foi realizado um teste de sensibilidade ao refino de malha de modo a encontrar a malha ideal para a realização das simulações, além da comparação entre os valores obtidos de pressão média no cilindro, ao longo de todo o ciclo, e os valores experimentais correspondentes. Considerou-se os principais modelos computacionais validados após 95% dos pontos comparados referentes aos tempos de admissão e compressão apresentarem

diferença inferior à 10%.

Na sequência, ao invés de testar várias inclinações da válvula em 3D, o que demandaria um gasto computacional excessivo, desenvolveu-se um método de seleção da inclinação ideal a partir de simulações em 2D. Inclinações do *flap* superior iguais a 10°, 6°, 4°, 2° e 0° foram simuladas e, com base na intensificação da velocidade do ar e no seu direcionamento favorável ao *tumble*, escolheu-se a inclinação de 6° para as simulações tridimensionais posteriores.

A comparação entre a simulação do motor original e do motor modificado com a válvula de *tumble* inclinada em 6° revelou que, de fato, as magnitudes desse coeficiente são ampliadas para a maior parte do ciclo. Uma interessante exceção se faz durante os instantes de pico, em razão dos padrões de escoamento produzidos pelo dispositivo nos momentos de maior abertura das válvulas de admissão, os quais promovem um atraso no instante de pico máximo e no seu valor.

De maneira semelhante, os ganhos de energia cinética turbulenta também puderam ser percebidos no motor modificado. Além desses valores aumentarem durante um amplo intervalo de ângulos de virabrequim, uma análise detalhada ao redor do eletrodo da vela também revelou que nos instantes que antecedem a ignição essa região do motor apresentou aumentos de até 44%, um importante resultado que indica uma propagação de chama possivelmente mais rápida após o início da combustão.

Outra importante consequência do emprego da válvula geradora diz respeito ao processo de enchimento do motor. A massa aprisionada aumentou em 7,2%, promovendo uma elevação da eficiência volumétrica de 77% para 85%, e um pico de pressão no cilindro 12% maior. Uma análise detalhada das curvas de vazão evidenciou como o dispositivo não apenas impede o escoamento reverso do ar em um muitos instantes como intensifica a entrada no cilindro nesses momentos.

A mudança da estratégia de acionamento da válvula revelou-se uma



excelente forma de melhorar ainda mais alguns desses parâmetros. O fechamento dos *flaps* durante metade do intervalo de admissão de ar, ao invés do uso ininterrupto, possibilitou ganhos de pressão e enchimento do cilindro de 18% e 26%, respectivamente, com relação ao motor original. As alterações nos valores de *tumble* e energia cinética foram menos significativas.

Por fim, com a configuração ideal de 6° e a nova estratégia mais promissora de acionamento dos *flaps*, comparou-se os motores original e modificado quando sujeitos à injeção direta de etanol. Duas estratégias de injeção foram testadas, a primeira com início da injeção no começo da admissão de ar e a outra nos instantes finais. Os ganhos nos percentuais de evaporação do etanol foram de 10% e 33% ao usar o dispositivo com as estratégias de injeção 1 e 2, respectivamente. Também notou-se que o dispositivo possibilita a estratificação da carga, algo não percebido no motor original.

Finalmente, concluiu-se a partir do estudo que a válvula geradora de *tumble* apresenta vantagens que vão muito além do simples aumento desse movimento rotacional. Sua versatilidade foi comprovada e os resultados indicaram ser um dispositivo promissor, que provavelmente fornecerá ganhos de eficiência e desempenho quando utilizada em operações com combustão. De modo a incentivar a realização de outros estudos que deem continuidade a este trabalho, são sugeridos os seguintes temas de trabalhos futuros:

- Comparar o motor original e o motor modificado por meio de simulações com combustão.
- Avaliar outras estratégias de acionamento da válvula de *tumble*.
- Desenvolver novas geometrias para a válvula geradora capazes de intensificar os demais movimentos rotacionais e a turbulência.

## Referências

- ABO-ELFADL, S.; MOHAMED, A. Enhancement of swirl generation in diesel engine cylinder by using combinations of twisted tap and guide vanes with shrouded valve. *JES. Journal of Engineering Sciences*, Assiut University, Faculty of Engineering, v. 46, n. 1, p. 33–45, 2018. doi:<https://doi.org/10.21608/jesaun.2018.114415>.
- AGARWAL, A. K.; KUMAR, D.; SHARMA, N.; SONAWANE, U. *Engine Modeling and Simulation*. [S.l.]: Springer, 2021. doi:<https://doi.org/10.1007/978-981-16-8618-4>.
- AMSDEN, A. A.; O'ROURKE, P. J.; BUTLER, T. D. *KIVA-II: A computer program for chemically reactive flows with sprays*. [S.l.], 1989. doi:<https://doi.org/10.2172/6228444>.
- BARI, S.; SAAD, I. 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*, Elsevier, v. 84, p. 262–269, 2013. doi:<https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2013.06.011>.
- BARI, S.; SAAD, I. Effect of guide vane height on the performance and emissions of a compression ignition (ci) engine run with biodiesel through simulation and experiment. *Applied energy*, Elsevier, v. 136, p. 431–444, 2014. doi:<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.09.051>.
- BARI, S.; SAAD, I. Experimental investigation of adding vanes into the air intake runner of a diesel engine run on biodiesel to improve the air-fuel mixing. In: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. [S.l.], 2015. v. 57434, p. V06AT07A004. doi:<https://doi.org/10.1115/IMECE2015-51900>.
- BARI, S.; SAAD, I. Optimization of vane numbers through simulation and experiment, and investigation of the effect on the performance and emissions of a ci (compression ignition) engine run with biodiesel. *Energy*, Elsevier, v. 79, p. 248–263, 2015. doi:<https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.11.011>.
- BARI, S.; SAAD, I. Performance and emissions of a compression ignition (ci) engine run with biodiesel using guide vanes

at varied vane angles. *Fuel*, Elsevier, v. 143, p. 217–228, 2015.  
doi:<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2014.11.050>.

BARI, S.; SAAD, I. *Influence of Varying Height of Guide Vanes on the Performance of a Diesel Engine Run with Biodiesel*. [S.l.], 2017.  
doi:<https://doi.org/10.4271/2017-01-1292>.

BAUMGARTEN, C. *Mixture formation in internal combustion engines*. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 2006.

BORETTI, A. Use of variable valve actuation to control the load in a direct injection, turbocharged, spark-ignition engine. *SAE Technical Paper*, p. 01–2225, 2010. doi:<https://doi.org/10.4271/2010-01-2225>.

BOSCH. *HP Injection Valve HDEV 5.1*. Último acesso em 02 de julho de 2022, 2009. Disponível em: <[http://www.vaglinks.com/Docs/Catalogues/Bosch-Motorsport.com\\_HDEV\\_5\\_1\\_Injector.pdf](http://www.vaglinks.com/Docs/Catalogues/Bosch-Motorsport.com_HDEV_5_1_Injector.pdf)>.

BRAGA, R. M. Avaliação da sensibilidade de mecanismos cinéticos químicos reduzidos para queima de etanol/gasolina na predição do fenômeno da detonação em um motor de combustão interna por simulações cfd 3d. Universidade Federal de Minas Gerais, 2018.

British Petroleum. Bp statistical review of world energy. *BP Plc: London, UK*, p. 14–16, 2021.

BRUNETTI, F.; GARCIA, O. Motores de combustão interna. *São Paulo: Blucher*, v. 2013, n. 2, 2012.

CRAWFORD, A. *Audi R8 30 Years of Quattro Awd*. Xlibris US, 2014. ISBN 9781493164721. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=gEjQAwwAAQBAJ>>.

FAETH, G. *Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 3*. [S.l.]: Pergamon Press, Oxford, New York, 1977. doi:[https://doi.org/10.1016/0360-1285\(77\)90012-0](https://doi.org/10.1016/0360-1285(77)90012-0).

FERGUSON, C. R.; KIRKPATRICK, A. T. *Internal combustion engines: applied thermosciences*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2015.

FERRARI, G. *Motori a combustione interna*. [S.l.]: Società Editrice Esculapio, 2019.

GANESAN, V. *Internal combustion engines*. [S.l.]: McGraw Hill Education (India) Pvt Ltd, 2012.

HAMID, M. F.; IDROAS, M. Y.; MOHAMED, M.; SA'AD, S.; HENG, T. Y.; MAT, S. C.; MISKAM, M. A.; ALAUDDIN, Z. A. Z.; ABDULLAH, M. K. Numerical investigation of the effect of incorporated guide vane length with scc piston for high-viscosity fuel applications. *Processes*, Multidisciplinary Digital Publishing Institute, v. 8, n. 11, p. 1328, 2020. doi:<https://doi.org/10.3390/pr8111328>.

HE, Y.; SELAMET, A.; REESE, R.; VICK, R.; AMER, A. Impact of tumble on combustion in si engines: Correlation between flow and engine experiments. *SAE Transactions*, JSTOR, p. 1220–1237, 2007. doi:<https://doi.org/10.4271/2007-01-4003>.

HEYWOOD, J. B. *Internal combustion engine fundamentals*. [S.l.]: McGraw-Hill Education, 1988.

HEYWOOD, J. B. *Internal combustion engine fundamentals*. [S.l.]: McGraw-Hill Education, 2018.

HILLIER, V. *Hillier's Fundamentals of Motor Vehicle Technology*. 6. ed. [S.l.]: Nelson Thornes, 2012. 616 p.

IEA. Net Zero by 2050 - A Roadmap for the Global Energy Sector. In: . França: IEA Publications, 2021.

IPCC. Climate Change 2022: Mitigation of Climate Change. In: *Contribution of Working Group III to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. Cambridge, UK and New York, NY, USA: Cambridge University Press, doi:10.1017/9781009157926.022, 2022.

ISSA, R. I. Solution of the implicitly discretised fluid flow equations by operator-splitting. *Journal of computational physics*, Elsevier, v. 62, n. 1, p. 40–65, 1986. doi:[https://doi.org/10.1016/0021-9991\(86\)90099-9](https://doi.org/10.1016/0021-9991(86)90099-9).

KHAN, Y.; SINGH, T.; CHAUHAN, V. S.; AHMAD, F. Cfd modeling with comparison between swirl pipe and gvstd. 2019.

KUMAR, A. R.; RAJU, G. J.; REDDY, K. H. Experimental investigation of in-cylinder air flow to optimize number of helical guide vanes to enhance di diesel engine performance using mamey sapote biodiesel. In: IOP PUBLISHING. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. [S.l.], 2018. v. 330, n. 1, p. 012109. doi:<https://doi.org/10.1088/1757-899X/330/1/012109>.

- KUMAR, D.; CHALET, D.; HETET, J.-F.; RAIMBAULT, V.; MIGAUD, J. Simulation and analysis of the aerodynamic forces and moments acting on the tumble flap inside an intake manifold of ic engine. *Journal of Multidisciplinary Engineering Science and Technology*, 2018.
- LEE, K.; BAE, C.; KANG, K. The effects of tumble and swirl flows on flame propagation in a four-valve si engine. *Applied thermal engineering*, Elsevier, v. 27, n. 11-12, p. 2122–2130, 2007. doi:<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.11.011>.
- LEFEBVRE, A. H.; MCDONELL, V. G. *Atomization and sprays*. [S.l.]: CRC press, 2017. doi:<https://doi.org/10.1201/9781315120911>.
- LEVEQUE, R. J. et al. *Finite volume methods for hyperbolic problems*. [S.l.]: Cambridge university press, 2002. v. 31. doi:<https://doi.org/10.1017/CBO9780511791253>.
- LIU, A.; MATHER, D.; REITZ, R. *Modeling the effects of drop drag and breakup on fuel sprays*, *SAE Tech.* [S.l.]: paper, 1993. doi:<https://doi.org/10.4271/930072>.
- LUMLEY, J. L. *Engines: an introduction*. [S.l.]: Cambridge University Press, 1999. doi:<https://doi.org/10.1017/CBO9781139175135>.
- LUMLEY, J. L. Early work on fluid mechanics in the ic engine. *Annual review of fluid mechanics*, Annual Reviews 4139 El Camino Way, PO Box 10139, Palo Alto, CA 94303-0139, USA, v. 33, n. 1, p. 319–338, 2001.
- MARTINS, C. de M. Avaliação de mecanismo cinético químico reduzido na predição de emissão de poluentes específicos por motores de combustão interna para misturas de gasolina e etanol. Universidade Federal de Minas Gerais, 2018.
- NETO, A. Escoamentos turbulentos: análise física e modelagem teórica. *Uberlândia: Composer*, 2020.
- O’ROURKE, P. J. *Collective drop effects on vaporizing liquid sprays*. Tese (Doutorado) — Princeton University, 1981.
- O’ROURKE, P. J.; AMSDEN, A. A spray/wall interaction submodel for the kiva-3 wall film model. *SAE transactions*, JSTOR, p. 281–298, 2000. doi:<https://doi.org/10.4271/2000-01-0271>.

- O'ROURKE, P. J.; AMSDEN, A. A. *The TAB method for numerical calculation of spray droplet breakup*. [S.l.], 1987. doi:<https://doi.org/10.4271/872089>.
- PIERBURG. Swirl flaps/tumble flaps.what makes the difference? 2011. Disponível em: <[https://oscaro.media/catalog/images/pdf/5/pi\\_1019\\_en\\_54710.pdf](https://oscaro.media/catalog/images/pdf/5/pi_1019_en_54710.pdf).Acessoem09dejunhode2022.>
- POPE, S. *Turbulent flows*. [S.l.]: Cambridge university press, 2000. doi:<https://doi.org/10.1017/CBO9780511840531>.
- PULKRABEK, W. W. *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*. 2004. doi:<https://doi.org/10.1115/1.1669459>.
- RADICCHI, F. de C.; REIS, L. M.; SILVA, B. V.; VALLE, R. M.; FRANIECK, E. K.; GOMES, P. C. de F.; LOPES, G. S. *Study of the Effects of Flow Box Utilization on Charge Motion and Mixture Formation in an Internal Combustion Engine*. [S.l.], 2017.
- RAJPUT, R. *Internal combustion engines*. [S.l.]: Laxmi Publications, 2005.
- REIF, K. Gasoline engine management. *Bosch Professional Automotive Information, DOI*, Springer, v. 10, p. 978–3, 2015. doi:<https://doi.org/10.1007/978-3-658-03964-6>.
- REIS, L. M. Simulação numérica da estrutura de escoamento, do spray e da mistura ar/combustível em um motor de ignição por centelha de injeção direta. Universidade Federal de Minas Gerais, 2018.
- REITZ, R. D. Modeling atomization processes in high-pressure vaporizing sprays. *Atomisation Spray Technology*, v. 3, n. 4, p. 309–337, 1987.
- REITZ, R. D.; OGAWA, H.; PAYRI, R.; FANSLER, T.; KOKJOHN, S.; MORIYOSHI, Y.; AGARWAL, A.; ARCOUMANIS, D.; ASSANIS, D.; BAE, C. et al. *IJER editorial: The future of the internal combustion engine*. [S.l.]: SAGE Publications Sage UK: London, England, 2020. 3–10 p. doi:<https://doi.org/10.1177/1468087419877990>.
- RHIE, C. M.; CHOW, W.-L. Numerical study of the turbulent flow past an airfoil with trailing edge separation. *AIAA journal*, v. 21, n. 11, p. 1525–1532, 1983. doi:<https://doi.org/10.2514/3.8284>.
- RICHARDS, K.; SENEAL, P.; POMRANING, E. Converge manual (version 2.3). *Convergent Science Inc.: Madison, WI, USA*, v. 260, 2020.

SAAD, I.; BARI, S. Cfd investigation of in-cylinder air flow to optimize number of guide vanes to improve ci engine performance using higher viscous fuel. *International Journal of Automotive & Mechanical Engineering*, v. 8, 2013. doi:<https://doi.org/10.15282/ijame.8.2013.1.0089>.

SAAD, I.; BARI, S. Effect by guide vane swirl and tumble device to improve the air-fuel mixing of diesel engine running with higher viscous fuels. In: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. [S.l.], 2013. v. 56321, p. V07BT08A035. doi:<https://doi.org/10.1115/IMECE2013-62297>.

SAAD, I.; BARI, S. Guide vane swirl and tumble device to improve in-cylinder air flow of ci engine using vegetable oil. *Procedia Engineering*, Elsevier, v. 90, p. 425–430, 2014. doi:<https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.11.872>.

SAAD, I.; BARI, S. Optimizations of vane height of guide vane swirl and tumble device to improve in cylinder airflow characteristics of a diesel engine running with vegetable oil. *Advances in Automobile Engineering*, OMICS Publishing Group, v. 3, n. 1, p. 1, 2014. doi:<https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.11.872>.

SCHMIDT, D. P.; RUTLAND, C. A new droplet collision algorithm. *Journal of Computational Physics*, Elsevier, v. 164, n. 1, p. 62–80, 2000. doi:<https://doi.org/10.1006/jcph.2000.6568>.

SERRANO, J. R.; NOVELLA, R.; PIQUERAS, P. *Why the development of internal combustion engines is still necessary to fight against global climate change from the perspective of transportation*. [S.l.]: MDPI, 2019. 4597 p. doi:<https://doi.org/10.3390/app9214597>.

STIESCH, G. *Modeling engine spray and combustion processes*. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 2003. doi:<https://doi.org/10.1007/978-3-662-08790-9>.

STONE, R. *Introduction to internal combustion engines*. [S.l.]: Palgrave Macmillan, 2012. v. 4. doi:<https://doi.org/10.1007/978-1-137-02829-7>.

TAKEUCHI, K.; LUSZCZ, P.; ADOMEIT, P. Homogeneous lean burn engine combustion system development-concept study. *MTZ worldwide*, Springer, v. 80, n. 3, p. 18–25, 2019. doi:<https://doi.org/10.1007/s38313-018-0155-9>.

TAYLOR, G. I. The instability of liquid surfaces when accelerated in a direction perpendicular to their planes. i. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, The Royal Society London, v. 201, n. 1065, p. 192–196, 1950. doi:<https://doi.org/10.1098/rspa.1950.0052>.

THOMBARE, D. G.; GHARE, V. V.; DUNUNG, S. Computational analysis of intake manifold design variants on induction swirl of single-cylinder diesel engine. In: SPRINGER. *National Conference on IC Engines and Combustion*. [S.l.], 2019. p. 895–913. doi:[https://doi.org/10.1007/978-981-15-5996-9\\_69](https://doi.org/10.1007/978-981-15-5996-9_69).

TREVAS, I.; PIMENTA, C.; FERNANDES, H.; CARVALHO, M.; MONTEMOR, R. et al. *Combustion analysis on a variable valve actuation spark ignition engine operating With E22 and E100*. [S.l.], 2017. doi:<https://doi.org/10.4271/2017-01-1069>.

URNS, S. R. *Introdução à Combustão-: Conceitos e Aplicações*. [S.l.]: AMGH Editora, 2013.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*. [S.l.]: Pearson education, 2007.

WANG, T.; LI, W.; JIA, M.; LIU, D.; QIN, W.; ZHANG, X. Large-eddy simulation of in-cylinder flow in a disi engine with charge motion control valve: Proper orthogonal decomposition analysis and cyclic variation. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 75, p. 561–574, 2015. doi:<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.10.081>.

WILSON, N.; WATKINS, A.; DOPSON, C. *Asymmetric valve strategies and their effect on combustion*. [S.l.], 1993. doi:<https://doi.org/10.4271/930821>.

YIN, C.; ZHANG, Z.; SUN, Y.; SUN, T.; ZHANG, R. 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*, Taylor & Francis, v. 10, n. 1, p. 311–329, 2016. doi:<https://doi.org/10.1080/19942060.2016.1157099>.

ZHANG, X.; WANG, T.; JIA, M.; LI, W.; CUI, L.; ZHANG, X. The interactions of in-cylinder flow and fuel spray in a gasoline direct injection engine with variable tumble. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, American Society of Mechanical Engineers, v. 137, n. 7, p. 071507, 2015. doi:<https://doi.org/10.1115/1.4029208>.



ZHANG, Z.; ZHANG, H.; WANG, T.; JIA, M. Effects of tumble combined with egr (exhaust gas recirculation) on the combustion and emissions in a spark ignition engine at part loads. *Energy*, Elsevier, v. 65, p. 18–24, 2014. doi:<https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.11.062>.

ZHAO, H. *Advanced direct injection combustion engine technologies and development: diesel engines*. [S.l.]: Elsevier, 2009. v. 2.

ZHOU, F.; FU, J.; KE, W.; LIU, J.; YUAN, Z.; LUO, B. Effects of lean combustion coupling with intake tumble on economy and emission performance of gasoline engine. *Energy*, Elsevier, v. 133, p. 366–379, 2017. doi:<https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.05.131>.