

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

RAFAELA GOMIDE CORRÊA

**ESTUDO NUMÉRICO DO ESCOAMENTO DE AR EM UM MOTOR DE
COMBUSTÃO INTERNA**

UBERLÂNDIA

2020

Rafaela Gomide Corrêa

**ESTUDO NUMÉRICO DO ESCOAMENTO DE AR EM UM MOTOR DE
COMBUSTÃO INTERNA**

Projeto de fim de curso submetido ao curso de Graduação em Engenharia Mecânica, da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientadora: Profa. Dra. Ana Marta de Souza

Banca examinadora:

Profa. Dra. Ana Marta de Souza – UFU

Prof. Dr. Francisco José de Souza – UFU

Prof. Dr. João Rodrigo Andrade - UFU

Uberlândia, 24 de setembro de 2020

RESUMO

A indústria automobilística vem sofrendo vários avanços, entretanto, ainda existem melhorias a serem alcançadas, principalmente na conversão de energia química em energia mecânica, que hoje é de, no máximo, 40%. Uma maior eficiência do motor implica, também, em redução do consumo de combustível e emissão de poluentes. Um dos fatores que contribuem para a melhoria na eficiência do motor, é uma combustão rápida e completa. Ela é influenciada pelo escoamento no cilindro e a turbulência, que pode aumentar a velocidade de propagação da chama, gerando uma combustão mais eficiente. A turbulência pode ser gerada ou potencializada por um ou mais padrões de escoamento dentro do cilindro, como *swirl* e *tumble*. Diante disso, o principal objetivo deste trabalho é o estudo do escoamento de ar no duto de admissão e no interior do cilindro de um motor de combustão interna. Devido aos avanços na Fluidodinâmica Computacional (CFD) no estudo de motores, esta foi utilizada e os resultados foram comparados com dados experimentais presentes na literatura, para validar o modelo *k- ω SST*, que foi o utilizado. O principal parâmetro avaliado foi o coeficiente de descarga e o resultado obtido numericamente foi coerente com o experimental. Além disso, foi possível avaliar a vazão mássica e energia cinética turbulenta. Ambas apresentaram resultados coerentes com a física do problema, validando, assim, o modelo utilizado. Por fim, foi possível verificar os padrões de vórtices presentes no escoamento, caracterizado por vórtices em torno de eixos horizontais e na região da válvula.

Palavras chave: Motor de combustão interna; coeficiente de descarga; escoamento turbulento; validação experimental; fluidodinâmica computacional; *k- ω SST*.

ABSTRACT

The automobile industry has been undergoing several advances, however, there are still improvements to be achieved, mainly in the conversion of chemical energy into mechanical energy, which today is at most 40%. Greater engine efficiency also implies a reduction in fuel consumption and pollutants emission. One of the factors that contribute to the improvement in the efficiency of the engine, is a fast and completed combustion. It is influenced by flow in the cylinder and turbulence, which can increase the flame spread speed, generating more efficient combustion. Turbulence can be generated or enhanced by one or more flow patterns within the cylinder, such as swirl and tumble. Therefore, the main objective of this work is the study of the air flow in the intake duct and inside the cylinder of an internal combustion engine. Due to the advances in Computational Fluid Dynamics (CFD) in the study of engines, it was used and the results were compared with experimental data in the literature, to validate the $k-\omega$ SST model, which was used. The discharge coefficient was the main parameter evaluated and the result obtained numerically was consistent with the experimental one. In addition, it was possible to evaluate the mass flow and turbulent kinetic energy. Both presented results consistent with the problem physics, validating the model used. Finally, it was possible to verify the patterns of vortices present in the flow, characterized by vortices around horizontal axes and in the region of the valve.

Keywords: Internal combustion engine; discharge coefficient; turbulent flow; experimental validation; computational fluid dynamics; $k-\omega$ SST.

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 - Vista de corte ilustrativa para visualização das peças de um motor de combustão interna (Fonte: Heywood, 1988).....	3
Figura 2.2 - Os quatro tempos do motor (Fonte: Heywood, 1988)	4
Figura 2.3 - Padrões de escoamento no motor (a) <i>swirl</i> (b) <i>tumble</i>	7
Figura 2.4 - Conjunto válvula-duto (Fonte: Blair, 1999)	8
Figura 2.5 - Características do escoamento (a) para pequenas aberturas, (b) para médias aberturas e (c) para grandes aberturas (Fonte: Ferrari, 2005)	9
Figura 2.6 - Metodologias de análise.....	10
Figura 2.7 - Metodologia CFD	11
Figura 2.8 - IT no motor turbo em função do ângulo do virabrequim para as rotações de 2500, 3000 e 3500 rpm (Fonte: Cruz, 2005)	15
Figura 2.9 - IT no motor naturalmente aspirado em função do ângulo do virabrequim para as rotações de 2500, 3000 e 3500 rpm (Fonte: Cruz, 2005)	15
Figura 2.10 - Curvas de IT no coletor de admissão do motor naturalmente aspirado (Fonte: Cruz, 2005).....	16
Figura 2.11 - Curvas de IT no coletor de admissão do motor turbo (Fonte: Cruz, 2005)	16
Figura 2.12 - Geometrias do coletor de admissão, a da direita (entrada dupla) gera <i>swirl</i> e a da esquerda (entrada única) gera <i>tumble</i> (Fonte: Vester <i>et al</i> , 2019).....	16
Figura 2.13 - Planos de análise. O plano verde claro é o de 0° (Fonte: Vester <i>et al</i> , 2019).....	17
Figura 2.14 - Escoamento no plano de 0°. (a) entrada dupla e (b) entrada única (Fonte: Vester <i>et al</i> , 2019).....	17
Figura 2.15 - Escoamento no plano de 90°. (a) entrada dupla e (b) entrada única (Fonte: Vester <i>et al</i> , 2019).....	18
Figura 2.16 - Duto de admissão (Fonte: Brusiani <i>et al</i> , 2014)	18
Figura 2.17 - Variação da razão de <i>tumble</i> de acordo com a posição angular do virabrequim para as quatro geometrias estudadas (Fonte: Brusiani <i>et al</i> , 2014)	19
Figura 2.18 - Torque de <i>tumble</i> para as geometrias estudadas (Fonte: Brusiani <i>et al</i> , 2014) ..	19
Figura 2.19 - Turbulência próxima à vela de ignição em função do avanço da ignição para as geometrias estudadas (Fonte: Brusiani <i>et al</i> , 2014).....	19
Figura 2.20 - Razão de <i>tumble</i> durante (a) admissão e (b) compressão (Fonte: Falfari <i>et al</i> , 2014)	20

Figura 2.21 - Intensidade de turbulência (a) no cilindro e (b) próximo da vela de ignição (Fonte: Falfari <i>et al</i> , 2014)	20
Figura 3.1 - Desenho esquemático do motor (Fonte: Honda, 2009)	22
Figura 3.2 - Geometria do motor Honda GX35 em corte.....	22
Figura 3.3 - Malha tetraédrica Meshing	24
Figura 3.4 - Malha tetraédrica Meshing: detalhe.....	25
Figura 3.5 - Vetores da qualidade ortogonal (Fonte: Guia do usuário Fluent).....	25
Figura 3.6 - Resíduos para malha tetraédrica de tamanho característico 0,67 mm	26
Figura 3.7 - Resíduos para malha poliédrica gerada a partir da malha tetraédrica de tamanho característico 0,67 mm.....	26
Figura 3.8 - Resultado de vazão mássica para malha de 0,5 mm na pressão 8 kPa	29
Figura 3.9 - Malha tetraédrica com células de 0,5 mm	30
Figura 3.10 - Malha poliédrica utilizada	31
Figura 3.11 - Malha poliédrica: vista em corte.....	32
Figura 4.1 - Resultado numérico: vazão mássica	34
Figura 4.2 - Resultado numérico: coeficiente de descarga.....	34
Figura 4.3 - Vazão mássica experimental (Fonte: Soriano, 2015)	35
Figura 4.4 - Vazão mássica para 6 kPa.....	36
Figura 4.5 - Vazão mássica para 8 kPa.....	36
Figura 4.6 - Vazão mássica para 10 kPa.....	36
Figura 4.7 - Coeficiente de descarga para 6 kPa	37
Figura 4.8 - Coeficiente de descarga para 8 kPa	38
Figura 4.9 - Coeficiente de descarga para 10 kPa	38
Figura 4.10 - Contorno de energia cinética turbulenta [m^2/s^2] para (a) $P = 10$ kPa e $L/d_{is} = 0,07$; (b) $P = 8$ kPa e $L/d_{is} = 0,07$; (c) $P = 6$ kPa e $L/d_{is} = 0,07$; (d) $P = 10$ kPa e $L/d_{is} = 0,14$; (e) $P = 8$ kPa e $L/d_{is} = 0,14$; (f) $P = 6$ kPa e $L/d_{is} = 0,14$	39
Figura 4.11 - Vetor velocidade em plano de corte (a) magnitude; (b) detalhe.....	40
Figura 4.12 - Linhas de velocidade: vista superior.....	41

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1 - Casos estudados.....	21
Tabela 3.2 - Especificações do motor (Fonte: Honda, 2009).....	21
Tabela 3.3 - Resultados da independência de malha	29

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

CFD *Computational Fluid Dynamics*

DNS *Direct Numerical Simulation*

ICE *Internal Combustion Engine*, em geral referente a Motores de Ignição por Centelha

IT Intensidade de Turbulência

LES *Large Eddy Simulation*

PMI Ponto Morto Inferior

PMS Ponto Morto Superior

RSM *Reynolds Stress Model*

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras latinas

A	Área de passagem [m ²]
C_D	Coefficiente de descarga
d_{is}	Diâmetro interno do assento da válvula [m]
d_{os}	Diâmetro externo do assento da válvula [m]
k	Razão entre os calores específicos à pressão constante e à volume constante
k	Energia cinética turbulenta [m ² /s ²]
l	Comprimento de mistura [m]
L	Abertura de válvula [m]
L_{lim}	Abertura de válvula limite [m]
\dot{m}	Vazão mássica de ar através da válvula de admissão [g/s]
p_0	Pressão de estagnação [kPa]
p_{out}	Pressão de saída [kPa]
R	Constante universal do gás [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
T_0	Temperatura ambiente [K]

Letras gregas

ϕ	ângulo de assento da válvula
ε	Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta [m ² /s ³]
ω	Taxa de dissipação específica [s ⁻¹]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Objetivo	2
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
2.1	Motores de Ignição por Centelha.....	4
2.2	Escoamento em motores	5
2.3	Coeficiente de descarga e abertura de válvula.....	7
2.4	Mecânica dos fluidos computacional	10
2.5	Modelagem da turbulência	12
2.5.1	Modelo de turbulência <i>k-ε standard</i>	13
2.5.2	Modelo de turbulência <i>k-ω SST</i>	13
2.6	Metodologia CFD em motores de combustão interna	13
2.7	Estado da arte.....	14
3	METODOLOGIA	21
3.1	Modelo estudado	21
3.2	Modelagem da geometria	22
3.3	Malha	23
3.4	Solução numérica	27
3.5	Independência de malha	28
4	RESULTADOS.....	34
4.1	Resultados numéricos	34
4.2	Validação experimental	35
4.3	Análise do escoamento	38
5	CONCLUSÃO	42
5.1	Sugestões para trabalhos futuros	42
6	BIBLIOGRAFIA.....	44

1 INTRODUÇÃO

O movimento do fluido dentro do cilindro é um dos fatores que controlam o processo de combustão em motores de ignição por centelha e, portanto, a eficiência de conversão de combustível. Em particular, a geração de turbulência no momento adequado pode acelerar consideravelmente a combustão, pois a velocidade de propagação da chama é amplificada.

Os escoamentos em motores de combustão interna são geralmente turbulentos e envolvem camadas cisalhantes, regiões de recirculação e camadas-limite. Como consequência, as taxas de transferência de calor, evaporação, mistura e combustão são amplificadas em relação às devidas a difusão molecular. Esta difusão turbulenta resulta de flutuações locais no escoamento e é essencial para a operação satisfatória de motores de ignição por centelha e compressão.

A turbulência no interior de motores está diretamente relacionada às dimensões e geometria do cabeçote, da(s) válvula(s) e do duto de admissão. O projeto do cabeçote tem vital importância no processo de formação de mistura, onde a geometria e as dimensões de seus componentes são responsáveis por garantir que a mistura esteja nas condições ideais de queima. Diversos formatos de pórticos de admissão podem ser desenvolvidos para condicionar escoamentos no interior do cilindro, gerando ou potencializando a turbulência no momento adequado.

Ao melhorar a queima do combustível, ocorre uma redução da emissão de poluentes. O controle da poluição gerada pelos motores é de extrema importância, já que as legislações que controlam a emissão de poluentes por veículos de passeio estão cada vez mais rígidas. Em 1986, o Conselho Nacional do Meio Ambiente criou o Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores. Desde a sua implantação, o programa já contou com 8 fases, sendo que a última foi publicada em 2018. Nela é estabelecido que a média corporativa de emissão de poluentes em veículos leves de passageiros deve ser de 50 mg/km em 2025 e de 30 mg/km em 2031.

Entre os poluentes provenientes da queima de hidrocarbonetos, estão o dióxido de carbono (CO_2), os óxidos de nitrogênio (NO_x), causadores da chuva ácida, monóxido de carbono (CO) e material particulado. Por isso, é necessário melhorar os conceitos tecnológicos existentes e desenvolver novos para aumentar a eficiência dos motores de combustão interna e diminuir a geração de gases nocivos (Soriano, 2015).

Para o estudo do escoamento em motores, são utilizadas técnicas computacionais e experimentais. No campo computacional, a principal dificuldade está relacionada à capacidade computacional, que não é suficiente para a solução do escoamento turbulento de um motor em todo o seu espectro. Para isso, foram desenvolvidas técnicas alternativas e, com o avanço da capacidade de processamento, metodologias mais sofisticadas foram adotadas.

No campo experimental, existem diversas técnicas para o estudo do escoamento em motores. Dentre elas, existem as técnicas de visualização do escoamento que possuem a vantagem de não interferir na grandeza medida e técnicas mais baratas, como medição de velocidade com anemômetro de fio quente (Soriano, 2015). Como durante o desenvolvimento do projeto de um motor diversas configurações são testadas, os gastos com experimentos podem ser muito elevados, devido aos custos de fabricação de protótipos e instrumentação. Assim, as técnicas computacionais levam vantagem por terem um menor custo de operação e fornecerem resultados coerentes.

1.1 Objetivo

Tendo em vista o que foi exposto, o presente trabalho teve como objetivo principal o estudo numérico, com validação experimental, do escoamento de ar no duto de admissão e no interior do cilindro de um motor de combustão interna. Para isso, foram avaliadas duas aberturas da válvula de admissão considerando o comportamento transiente do fenômeno.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Motores de combustão interna são máquinas térmicas que transformam energia química em trabalho, por meio da queima ou oxidação do combustível. Seus principais componentes são: o bloco do motor, o cabeçote do motor, o pistão e as válvulas. É no bloco do motor que estão os cilindros por onde ocorre o deslocamento do pistão. No cabeçote do motor, estão as câmaras de combustão, galerias para admissão e descarga dos fluidos de trabalho chamadas pórticos de admissão e descarga, válvulas e grande parte do sistema de acionamento das válvulas, entre outras peças e galerias. A figura abaixo mostra um motor de ignição por centelha do final da década de 1980. O sistema de injeção atual é diferente do ilustrado, porém as outras peças ainda são utilizadas, com algumas diferenças operacionais entre modelos diferentes de motor, mas com a mesma função (Fonseca, 2014).

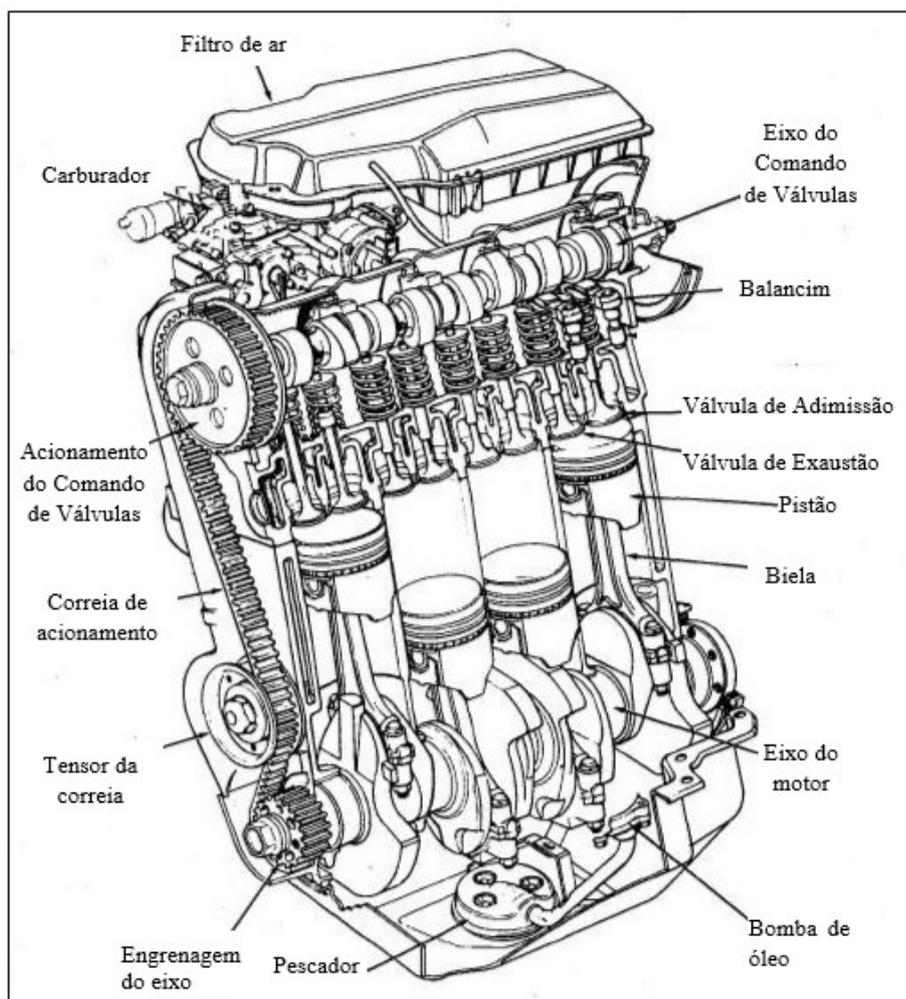


Figura 2.1 - Vista de corte ilustrativa para visualização das peças de um motor de combustão interna (Fonte: Heywood, 1988)

2.1 Motores de Ignição por Centelha

Os motores alternativos de Ciclo Otto (ICE), em geral, operam no que é conhecido como ciclo de quatro tempos. Cada cilindro necessita de quatro movimentos do seu pistão, o que equivale a duas revoluções do eixo do motor, para realizar um ciclo de potência. Os quatro tempos são:

- Admissão: a válvula de admissão é aberta permitindo a entrada da mistura ar/combustível que ocorre devido a uma diferença de pressão. Nesses motores, a quantidade de ar é controlada pela válvula borboleta e a quantidade de combustível injetado pode ser controlada por carburador ou por central eletrônica.
- Compressão: o pistão inicia no ponto morto inferior (PMI) e termina no ponto morto superior (PMS). As válvulas são mantidas fechadas, permitindo a compressão da mistura. Um pouco antes do fim da compressão, a combustão é iniciada pela liberação da centelha.
- Expansão: gases a alta temperatura e pressão, empurram o pistão do PMS para o PMI, forçando o eixo do motor a girar.
- Exaustão: a válvula de exaustão é aberta e com a movimentação do pistão do PMI para o PMS, os gases queimados são expulsos do cilindro.

Os quatro tempos estão ilustrados na figura abaixo.

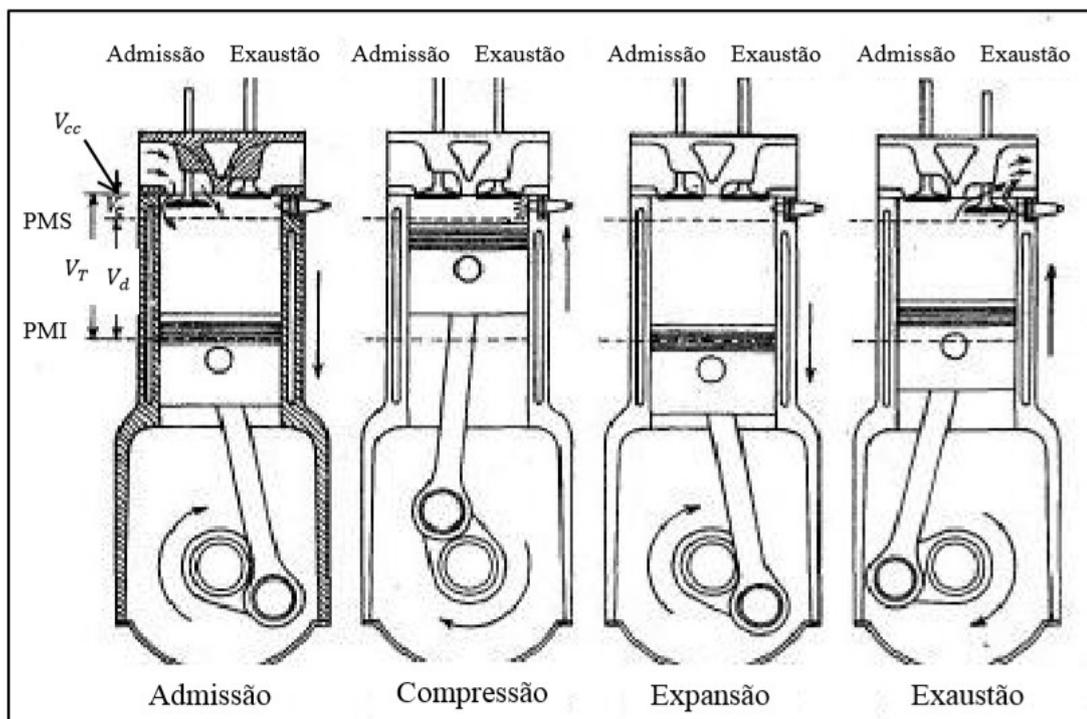


Figura 2.2 - Os quatro tempos do motor (Fonte: Heywood, 1988)

2.2 Escoamento em motores

Em motores alternativos do Ciclo Otto, a mistura ar/combustível é admitida, sendo o combustível injetado, geralmente, na cabeça da válvula de admissão. Sendo assim, durante o tempo de admissão e compressão é necessário garantir que a mistura admitida seja transformada em uma mistura homogênea. Assim, quando a centelha elétrica for liberada, a frente de chama se propaga de maneira adequada.

Para garantir uma mistura homogênea, utiliza-se a turbulência. Entretanto, a turbulência gerada deve ser controlada, uma vez que ela aumenta a taxa de transferência de calor, podendo deixar a temperatura dentro do cilindro muito baixa para a combustão. Para entender melhor os efeitos da turbulência no motor, é necessário entender as principais características de um escoamento turbulento.

- A turbulência é um fenômeno altamente difusivo: A mistura de massa, energia, quantidade de movimento é muito mais eficiente neste regime de escoamento. Isto porque as partículas em altas temperaturas, ou portadoras de muita concentração de um dado contaminante (como, por exemplo, o combustível), se movem rapidamente de uma posição a outra, entrando em contato com partículas em baixa temperatura ou baixa concentração do contaminante. Isto implica em fortes gradientes dos potenciais associados, o que acelera o processo de difusão molecular (Silveira Neto, 1998).
- A turbulência é rotacional e tridimensional: Todos os mecanismos conhecidos sobre o processo de transição à turbulência passam pela geração de vorticidade via instabilidades de diferentes naturezas (Silveira Neto, 1998).
- A turbulência é um fenômeno altamente dissipativo: As tensões cisalhantes de um escoamento são responsáveis pela transformação de energia cinética em aquecimento. No caso do regime turbulento, essas tensões são intensificadas, uma vez que as flutuações de velocidades são mais intensas. Assim, os gradientes e o cisalhamento local são maiores, aumentando o efeito da dissipação viscosa. Logo, para a manutenção da turbulência, é necessário fornecimento contínuo de energia (Silveira Neto, 1998).
- A turbulência é um fenômeno contínuo: Como a menor escala de um escoamento turbulento é muito maior que as escalas características dos movimentos moleculares, tais movimentos não afetam os escoamentos turbulentos (Silveira Neto, 1998).
- A turbulência é um fenômeno imprevisível: A imprevisibilidade do comportamento de um sistema dinâmico pode ser vista como uma alta sensibilidade de sua dinâmica às

condições iniciais que lhe são impostas. Excitações infinitesimais que perturbam o sistema, afetam o conjunto de estados que serão adquiridos pelo sistema. Este processo se caracteriza por interações não lineares entre os diversos modos do sistema, o que amplifica as perturbações inicialmente muito pequenas, mas que determinam instabilidades com fases, frequências e posições completamente diferentes (Silveira Neto, 1998).

Esta imprevisibilidade se dá por três fatores fundamentais: imperfeições nos modelos matemáticos, nos métodos de solução das equações e imprecisões nos sistemas de medidas que fornecem as condições iniciais para realização das simulações. Além disto, mesmo do ponto de vista experimental, é impossível de se repetir com fidelidade os resultados de uma experiência. Mesmo que seja possível iniciar dois experimentos partindo de estados iniciais idênticos, existem perturbações externas que não podem ser controladas pelo experimentador e, por menores que sejam, podem ser amplificadas e dar origem a instabilidades diferentes (Silveira Neto, 1998).

Entre o escoamento em regime laminar e o escoamento em regime turbulento, existe a transição à turbulência. Ela é caracterizada pelo aparecimento de instabilidades num escoamento originalmente estável, as quais se multiplicam por um processo não linear e degeneram-se em um regime turbulento. Em qualquer tipo de escoamento, o processo de transição pode ser definido como o resultado da amplificação de perturbações injetadas por diferentes fontes de ruídos (Silveira Neto, 1998).

Existem diferentes tipos de escoamentos, o que ocorre no interior do cilindro de um motor é um escoamento turbulento complexo, uma vez que a geometria também é complexa e ele é composto por uma interação entre os tipos base de escoamento (jatos, esteiras, camadas de mistura, camada limite, descolamento, recolamento, efeitos de rotação, efeitos de estratificação, efeitos de curvatura) (Silveira Neto, 1998).

Como já foi dito, o escoamento turbulento é resultado da amplificação de perturbações. No caso do escoamento no motor de combustão interna, a turbulência gerada pode ser controlada pela inclinação dos dutos de admissão, pelo formato das válvulas de admissão e pelo formato da cabeça do pistão. Sendo assim, vários tipos de escoamento podem ser gerados. Em seguida, serão apresentados os principais padrões de escoamento utilizados.

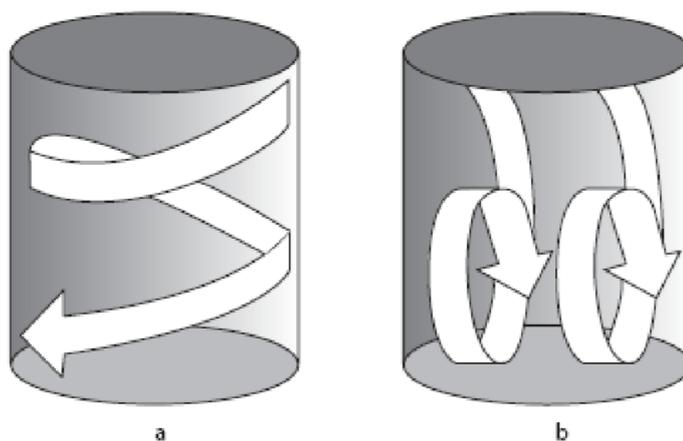


Figura 2.3 - Padrões de escoamento no motor (a) *swirl* (b) *tumble*

O *swirl* é o fluxo horizontal da carga no interior do cilindro em torno do seu eixo, que pode ser produzido pelo posicionamento do duto de admissão para um lado do eixo do cilindro ou pela utilização de elementos direcionadores de fluxo. Para promover o aumento do *swirl*, utiliza-se dutos de admissão em espiral ou hélice, fazendo com que esse padrão permaneça durante a admissão, compressão e expansão. Nos motores ICE equipados com câmara de combustão na parte superior do êmbolo, o movimento rotacional se inicia durante a admissão da mistura (Zhao *et al.*, 2002).

Já o *tumble*, é o fluxo rotacional da carga no interior do cilindro em torno de um eixo horizontal em forma de loop, que é produzido pelo posicionamento do duto de admissão e pela inclinação das válvulas de admissão. Esse padrão, normalmente, se estende até a fase final de compressão. A utilização de mistura pobre, juntamente com o *tumble*, tem se mostrado com grande potencial para redução da emissão de poluentes e do consumo de combustível. Esse padrão de escoamento, promove a atomização, evaporação e mistura da carga de admissão. A magnitude da rotação da carga de admissão depende da velocidade de admissão, da geometria do duto de admissão, da relação curso/diâmetro e da forma da câmara de combustão (Zhao *et al.*, 2002).

2.3 Coeficiente de descarga e abertura de válvula

O coeficiente de descarga (C_D) é um parâmetro amplamente utilizado em análises fluidodinâmicas. Segundo Heywood, 1988, o coeficiente de descarga para determinada abertura de válvula em um escoamento não compressível ($Mach < 0,3$) é dada por:

$$C_D = \frac{\dot{m}}{A \frac{p_0}{(RT_0)^{1/2}} \left(\frac{p_{out}}{p_0}\right)^{1/k} \left\{ \frac{2k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_{out}}{p_0}\right)^{k-1/k} \right] \right\}^{1/2}} \quad (2.1)$$

em que \dot{m} representa a vazão de ar através da válvula de admissão, A representa a área de passagem, R a constante universal do gás, T_0 a temperatura ambiente, p_{out} é a pressão de saída, k a razão entre os calores específicos à pressão constante e a volume constante e p_0 a pressão de estagnação que é calculada por

$$p_0 = p \left(\frac{T_0}{T} \right)^{k/(k-1)} \quad (2.2)$$

Conforme Blair, 1999, para o cálculo da área de passagem é necessário, primeiramente, fazer o cálculo da abertura limite (L_{lim}) a partir da equação

$$L_{lim} = \frac{d_{os} - d_{is}}{\sin 2\phi} \quad (2.3)$$

em que ϕ é o ângulo de assento da válvula, d_{os} é seu diâmetro externo e d_{is} seu diâmetro interno, conforme mostrado na figura abaixo.

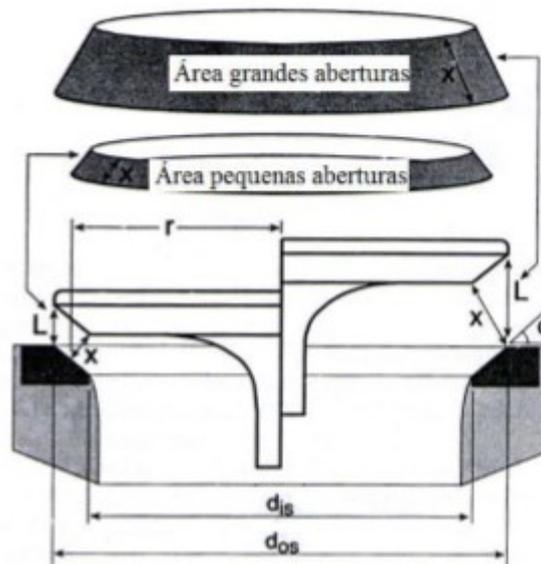


Figura 2.4 - Conjunto válvula-duto (Fonte: Blair, 1999)

A partir da determinação desse limite, o cálculo da área é dividido em dois métodos. Para uma abertura de válvula menor ou igual à abertura limite ($L \leq L_{lim}$) a área é calculada por:

$$A = \pi \cos \phi (d_{is} + L \sin \phi \cos \phi) \quad (2.4)$$

Já para uma abertura maior que a abertura limite, a área é calculada por:

$$A = \pi \left(\frac{d_{os} + d_{is}}{2} \right) \sqrt{\left(L - \frac{d_{os} - d_{is}}{2} \tan \phi \right)^2 \left(\frac{d_{os} - d_{is}}{2} \right)^2} \quad (2.5)$$

Esta metodologia é simples e geralmente utilizada, uma vez que apresenta resultados adequados quando comparados ao estudo transiente para rotações usuais de um motor de combustão interna (Heywood, 1988).

A partir da análise das equações 2.1 a 2.5, nota-se que o C_D do conjunto da válvula de admissão é influenciado pela largura do assento da válvula, ângulo do assento da válvula e arredondamento dos seus cantos. Além dos fatores considerados no equacionamento, ele também é influenciado pelo formato do duto de admissão e formato da câmara de combustão. Mudanças na largura do assento da válvula afetam a abertura com que o escoamento em torno da válvula muda seu regime, sendo que o C_D tende a aumentar com a diminuição da diferença entre os diâmetros. O arredondamento da parte superior do assento diminui a tendência de o escoamento descolar da parede, aumentando o C_D em grandes aberturas. O ângulo de assento da válvula influencia o C_D em pequenas aberturas (Heywood, 1988).

A influência da abertura da válvula é mostrada na Figura 2.5.

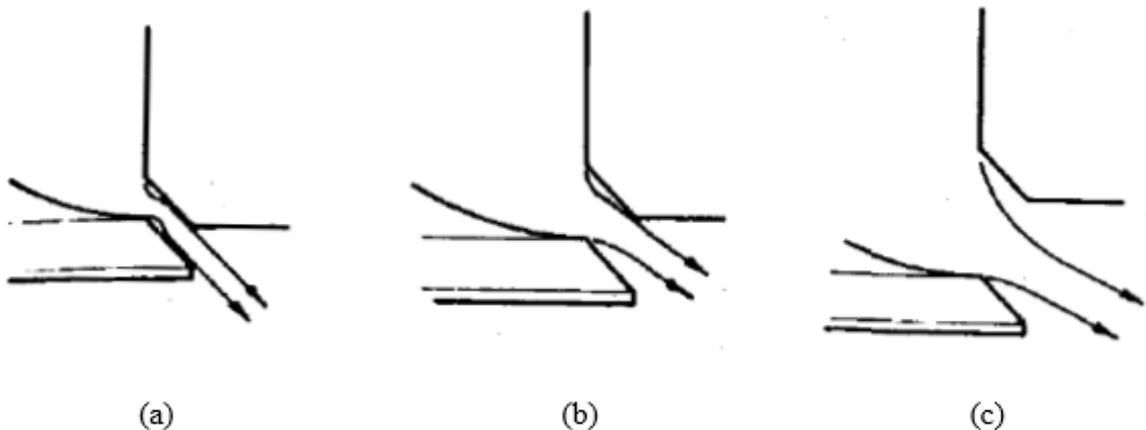


Figura 2.5 - Características do escoamento (a) para pequenas aberturas, (b) para médias aberturas e (c) para grandes aberturas (Fonte: Ferrari, 2005)

Conforme a abertura da válvula aumenta, o escoamento passa a sofrer menor influência dos efeitos viscosos e maior influência da inércia. Assim, para pequenas aberturas, o escoamento permanece colado à superfície da válvula e do assento, gerando altos valores de C_D (Weclas *et*

al., 1998). Para grandes aberturas, ocorre uma separação do escoamento na borda do assento externo e interno. Já para aberturas intermediárias o escoamento permanece colado à superfície do assento externo da válvula e se descola na região da válvula (Ferrari, 2005).

2.4 Mecânica dos fluidos computacional

Para a análise e projeto de um sistema de engenharia relacionado com o escoamento de fluidos, duas abordagens são possíveis: experimentação e cálculo.



Figura 2.6 - Metodologias de análise

Para realizar experimentos, é necessário a construção de protótipos para serem testados em túneis de ventos ou outros equipamentos, que exigem instrumentação adequada para medir os fenômenos desejados. Esta metodologia é mais onerosa, devido à dificuldade de construção de protótipos, instrumentação e realização de ensaios experimentais. Já a metodologia de cálculo, envolve a construção de um modelo físico do problema, a partir do qual são feitas equações diferenciais (modelo matemático), que podem ser resolvidas analiticamente ou computacionalmente. A fluidodinâmica computacional ou CFD (*Computational Fluid Dynamics*), é uma área que se dedica a resolver equações de escoamento de fluidos com o auxílio do computador.

A fluidodinâmica computacional pode ser definida como a ferramenta de modelagem utilizada para simulação do comportamento do escoamento, a transferência de calor e outros processos físicos em um sistema determinado. As equações são solucionadas através de equacionamento matemático do sistema sob determinadas limitações no volume de interesse

utilizando condições de contorno, para obtenção do escoamento do fluido nesta região estudada (Simões, 2009).

Em fases iniciais de projeto, a utilização da metodologia CFD se torna vantajosa em relação à metodologia experimental, devido à flexibilidade para execução e reprodução de resultados. Além disso, nos últimos anos, os computadores e suas tecnologias vêm sofrendo grandes avanços, o que diminui o tempo computacional e custos envolvidos, tornando os modelos computacionais cada vez mais atraentes (Dias, 2011).

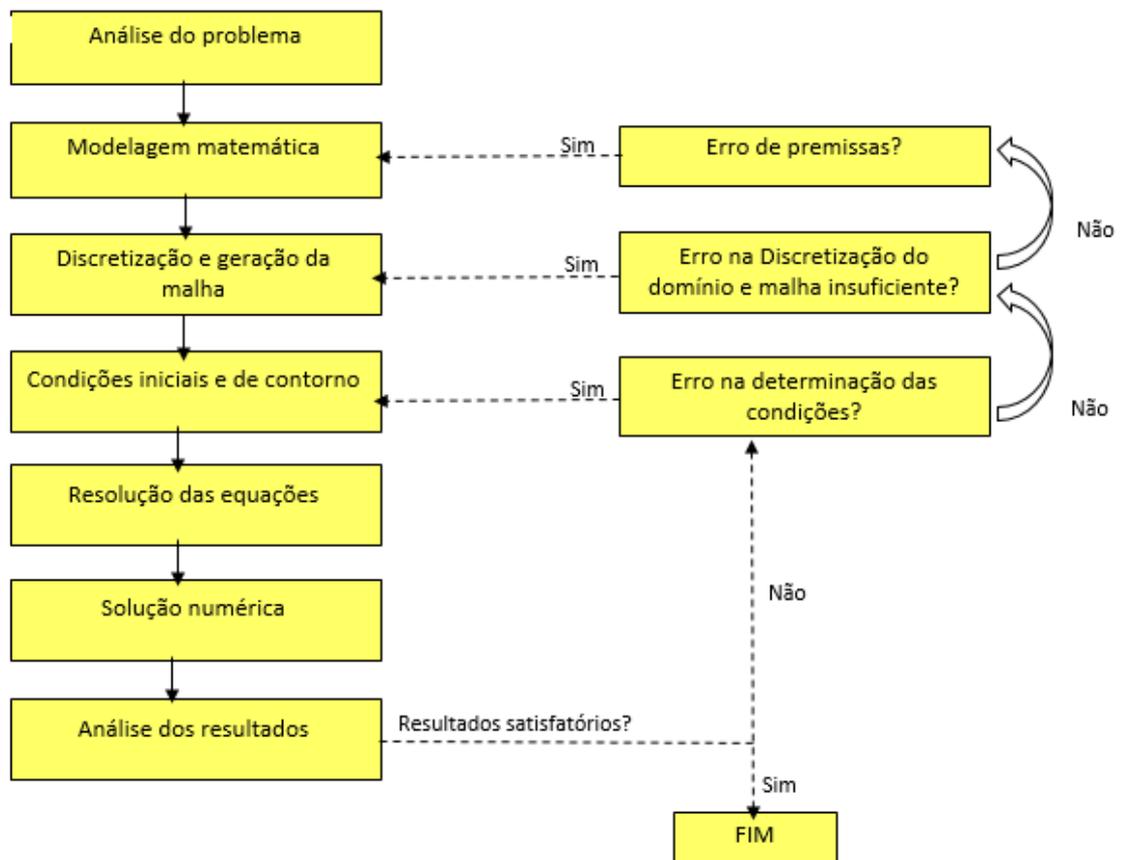


Figura 2.7 - Metodologia CFD

A solução numérica, diferentemente das soluções analíticas, não tem como objetivo a solução exata em termos de valores. Seu objetivo é representar uma parte do problema, utilizando simplificações e adequações do sistema às equações e fenômenos conhecidos para que sejam possíveis de serem calculadas com a capacidade de processamento disponível. Ou seja, com a fluidodinâmica computacional obtêm-se um modelo do comportamento do escoamento, similar ao real, porém sem exatidão nos valores calculados.

O método mais comum de discretização é o de Volumes Finitos, onde as equações diferenciais parciais são resolvidas através de balanços de massa, quantidade de movimento e energia em um volume.

2.5 Modelagem da turbulência

Na fluidodinâmica computacional (CFD), os métodos de resolução do escoamento turbulento são divididos em três grandes grupos: a simulação numérica direta (DNS), a simulação das grandes escalas (LES) e as equações médias de Reynolds. A simulação numérica direta resolve todas as escalas do escoamento turbulento através das equações de Navier-Stokes, portanto não é um modelo. Já o método LES resolve as grandes escalas da turbulência e atribui modelos para as menores, sendo assim o tempo computacional é menor que no DNS (Soriano, 2015).

Segundo Tanehill *et al.*, 1997, os modelos podem ser divididos em dois grupos: os que levam em consideração a hipótese de Boussinesq para a viscosidade turbulenta, e os que introduzem a equação de transporte para cada um dos nove termos do tensor de Reynolds (RSM). Ainda conforme o autor, os modelos podem ser classificados de acordo com o número de equações diferenciais parciais a serem resolvidas.

O modelo algébrico baseado na hipótese de comprimento de mistura (l) foi primeiramente proposto por Prandtl em 1925. Este conceito pode ser interpretado como sendo a distância transversal que deve ser percorrida por uma quantidade de fluido, com sua velocidade original, de tal forma que a diferença entre sua velocidade e a velocidade no novo local seja igual ao valor da flutuação da velocidade. Para regiões de separação do escoamento este modelo não é adequado, em função dos pequenos gradientes de velocidade média na região de separação (Deschamps, 1998).

Este modelo também apresenta deficiência na resolução de escoamentos internos, devido ao grande gradiente de velocidade. Isto foi resolvido através de uma equação que relaciona a viscosidade turbulenta com uma equação de transporte para a energia cinética turbulenta (k). Entretanto, ainda é necessário a prescrição de uma escala de comprimento para a solução da turbulência, gerando erros na solução de um escoamento com geometria complexa. Com isso, notou-se a necessidade do comprimento de escala depender das condições a montante e não somente das condições locais, sendo inserida uma nova equação de transporte para a variação da grandeza l . Assim, surgiram os modelos de turbulência a duas equações (Soriano, 2015).

2.5.1 Modelo de turbulência $k-\varepsilon$ *standard*

O modelo $k-\varepsilon$ *standard* é baseado na consideração de que existe uma analogia entre a ação de tensões viscosas e tensões de Reynolds no escoamento médio (Versteeg e Malalasekera, 2007). Ele conta com a solução de duas equações diferenciais adicionais, uma para o transporte de energia cinética turbulenta (k) e outra para o transporte de taxa de dissipação da energia cinética turbulenta (ε), que contabiliza o comprimento de escala (Soriano, 2015).

O modelo $k-\varepsilon$ é o mais usado e validado. Ele obteve notável sucesso ao calcular grande variedade de camadas cisalhantes estreitas e recirculações sem a necessidade de ajuste das constantes caso a caso. O modelo $k-\varepsilon$ tem seu ponto forte nos escoamentos confinados onde as tensões cisalhantes de Reynolds são as mais importantes, o que inclui grande variedade de escoamentos com aplicações industriais em engenharia e explica sua popularidade (Versteeg e Malalasekera, 2007). Já para regiões próximas às paredes sólidas, onde o número de Reynolds torna-se pequeno, ou seja, onde os efeitos viscosos são predominantes em relação aos turbulentos, faz-se necessário adotar outros métodos para resolver o escoamento (Launder; Spalding, 1974).

2.5.2 Modelo de turbulência $k-\omega$ *SST*

O modelo $k-\omega$ padrão, proposto por Wilcox, 1988, foi o modelo de duas equações mais promissor. Ele se difere do modelo $k-\varepsilon$ *standard* por apresentar uma melhor predição do escoamento em gradientes de pressão adversos e regiões próximas à parede.

Esse modelo atraiu atenção inicialmente porque a integração próxima à parede não requer funções de interpolação de parede em aplicações com baixos números de Reynolds. Nesse caso, o valor da energia cinética turbulenta próximo à parede é zero e a frequência ω tende ao infinito. A condição de contorno para ω aplicada em corrente livre, onde a energia cinética turbulenta tende a zero e a frequência turbulenta tende a zero é problemática (Fonseca, 2014). Neste sentido, Menter, 1994, propôs um modelo que alia a boa predição do escoamento em regiões longe da parede, obtido com o modelo $k-\varepsilon$, e da região próxima à parede, obtida pelo $k-\omega$, utilizando uma função de acoplamento (Soriano, 2015).

2.6 Metodologia CFD em motores de combustão interna

A análise de motores de combustão interna em CFD comum é particularmente difícil, devido a abertura e fechamento das válvulas. Além disso, a movimentação do pistão não pode ser descrita apenas pela deformação da malha, uma vez que uma malha construída para metade

do curso apresentaria poucos elementos com grandes deformações no PMI e muitos elementos excessivamente achatados no PMS (Fonseca, 2014).

Tendo em vista tais dificuldades de análise, foram criados programas computacionais especificamente para lidar com a física complexa dos motores de combustão interna. Um exemplo é o ANSYS Fluent, que contém os amplos recursos de modelagem física necessários para modelar fluxo, turbulência, transferência de calor e reações para aplicações industriais.

O ANSYS Fluent permite a resolução de modelos sofisticados para fluxos multifásicos, reação química e combustão. Mesmo fluxos viscosos e turbulentos, internos e externos complicados, previsões de ruído induzidas por fluxo, transferência de calor com e sem radiação podem ser modelados com facilidade.

Na área de turbulência, o Fluent dá ênfase especial ao fornecimento de uma ampla gama de modelos de turbulência para capturar os efeitos da turbulência com precisão e eficiência.

No campo de análise de combustão, o ANSYS Fluent fornece uma estrutura rica para modelar reações químicas e combustão associadas ao fluxo de fluido. O software lida com modelos de combustão não pré-misturados, parcialmente pré-misturados ou pré-misturados para prever com precisão parâmetros como velocidade da chama, localização da chama e temperatura pós-chama.

Por fim, o Fluent também permite a utilização de malhas dinâmicas, possibilitando a simulação do motor de combustão interna com a movimentação das válvulas e do cilindro.

Sendo assim, o ANSYS Fluent foi o software escolhido para ser utilizado no presente trabalho, uma vez que permite a análise de diferentes parâmetros importantes no escoamento de um motor de combustão interna, como turbulência e velocidade da chama, de maneira estática e dinâmica, permitindo assim, uma análise completa.

2.7 Estado da arte

Neste item serão apresentados trabalhos na área de turbulência em motores, tanto experimentais quanto numéricos. Tais trabalhos são importantes para ter conhecimento sobre o que já foi feito na área a ser pesquisada e sobre resultados esperados.

Cruz, 2005, fez estudos experimentais da intensidade de turbulência (IT) na câmara de combustão e no coletor de admissão para um motor ICE com variadas rotações. Também foi

analisada a diferença entre um motor naturalmente aspirado e um motor com turboalimentação. Os resultados obtidos são apresentados nas figuras 2.8 a 2.11.

Nos resultados obtidos é possível notar que o movimento das válvulas de admissão e exaustão influenciam a IT em ambas as configurações de motor. Além disso, para a turbulência no coletor de admissão, nota-se que além da influência do movimento das válvulas, há a influência da curvatura do coletor de admissão.

De maneira geral, também foi observado que o motor turbo apresenta IT maior e que a rotação do motor não tem grande influência sobre a intensidade de turbulência.

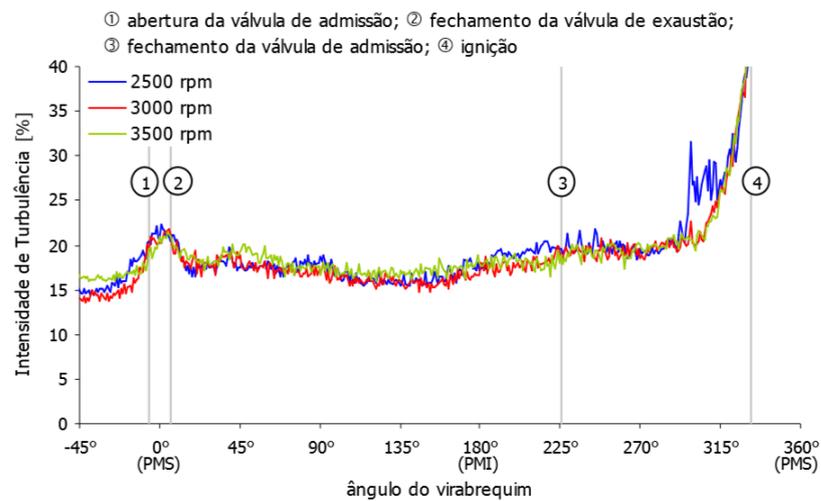


Figura 2.8 - IT no motor turbo em função do ângulo do virabrequim para as rotações de 2500, 3000 e 3500 rpm (Fonte: Cruz, 2005)

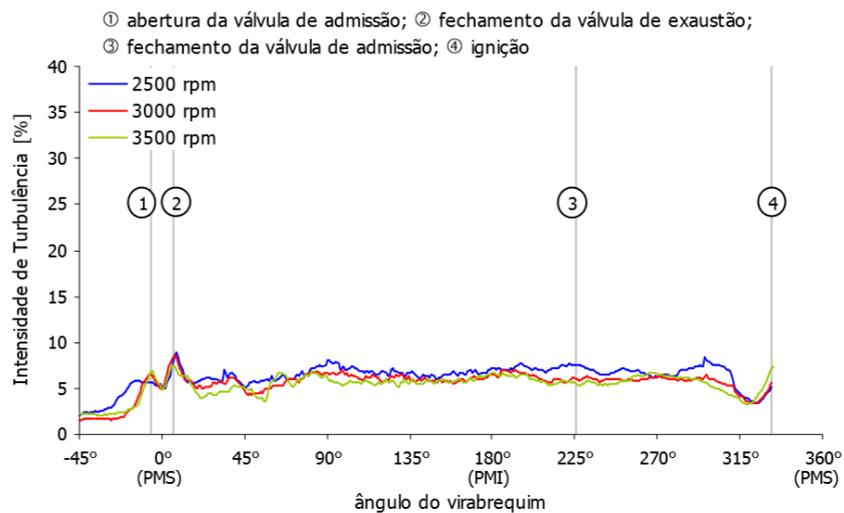


Figura 2.9 - IT no motor naturalmente aspirado em função do ângulo do virabrequim para as rotações de 2500, 3000 e 3500 rpm (Fonte: Cruz, 2005)

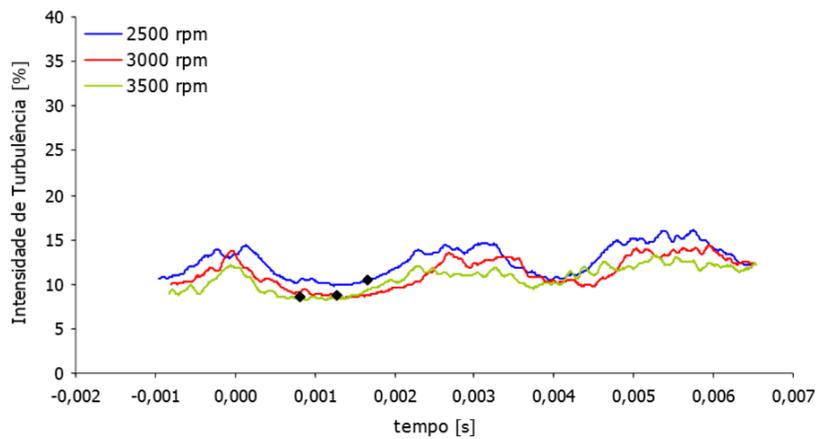


Figura 2.10 - Curvas de IT no coletor de admissão do motor naturalmente aspirado (Fonte: Cruz, 2005)

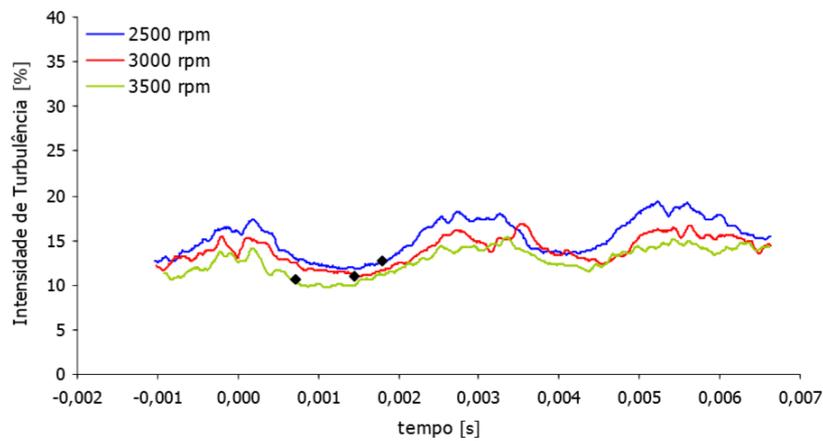


Figura 2.11 - Curvas de IT no coletor de admissão do motor turbo (Fonte: Cruz, 2005)

Vester *et al*, 2019, fizeram estudos utilizando simulação numérica analisando a influência da geometria do coletor de admissão no escoamento dentro do cilindro. As duas geometrias utilizadas são mostradas na figura 2.12.

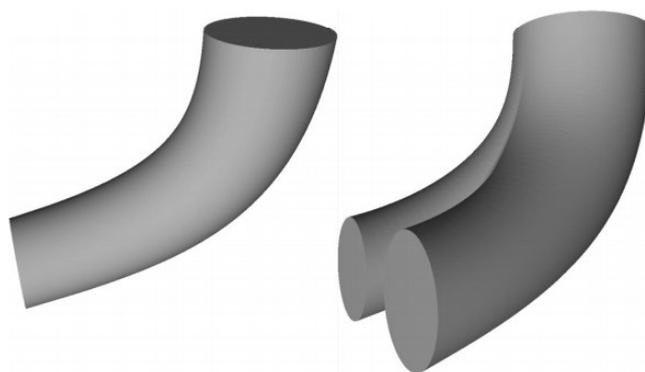


Figura 2.12 - Geometrias do coletor de admissão, a da direita (entrada dupla) gera swirl e a da esquerda (entrada única) gera tumble (Fonte: Vester *et al*, 2019)

As análises foram feitas no plano de 0° e 90° , como esquematizado na figura 2.13.

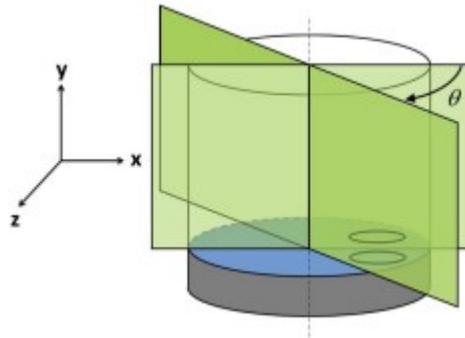


Figura 2.13 - Planos de análise. O plano verde claro é o de 0° (Fonte: Vester *et al*, 2019)

Para o plano de 0° observou-se que as duas geometrias apresentam um escoamento semelhante até a metade do curso. No final, para o pórtico de entrada duplo, há a formação de dois vórtices de tamanho médio.

Já para o plano de 90° , nota-se que a entrada dupla gera vórtices não simétricos, enquanto a entrada única gera vórtices simétricos que mantêm essa simetria durante todo o curso. Isso indica que utilizando a entrada dupla, pode ser criado um *swirl* dirigindo um dos jatos de entrada. Esses resultados são mostrados nas figuras 2.14 e 2.15.

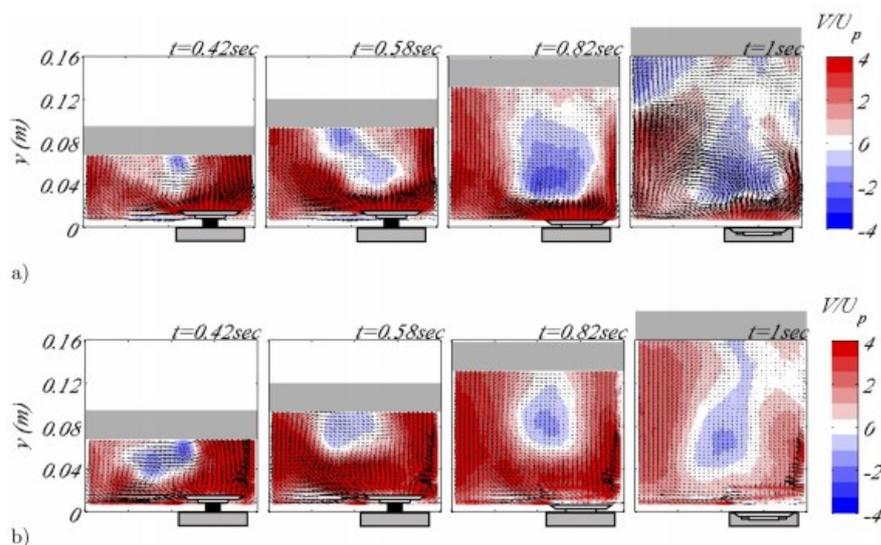


Figura 2.14 - Escoamento no plano de 0° . (a) entrada dupla e (b) entrada única (Fonte: Vester *et al*, 2019)

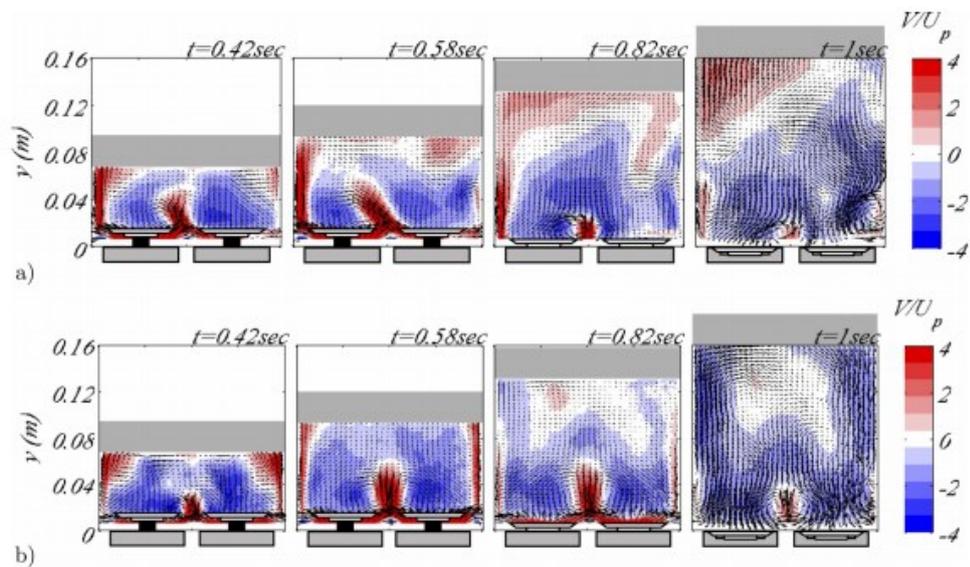


Figura 2.15 - Escoamento no plano de 90° . (a) entrada dupla e (b) entrada única (Fonte: Vester *et al*, 2019)

Brusiani *et al*, 2014, também fizeram um estudo numérico da influência da geometria do duto de admissão. Nesse caso, os ângulos α e β da figura 2.16 foram alterados.

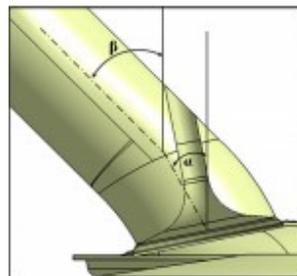


Figura 2.16 - Duto de admissão (Fonte: Brusiani *et al*, 2014)

Variando esses ângulos, foi analisado a razão de *tumble*, o torque de *tumble* e a intensidade de turbulência próximo à vela de ignição.

Nota-se, que a razão de *tumble* apresenta uma grande variação com a geometria, sendo o valor máximo obtido para α igual à 47° . É possível observar, também, que o ângulo α tem maior influência que o ângulo β .

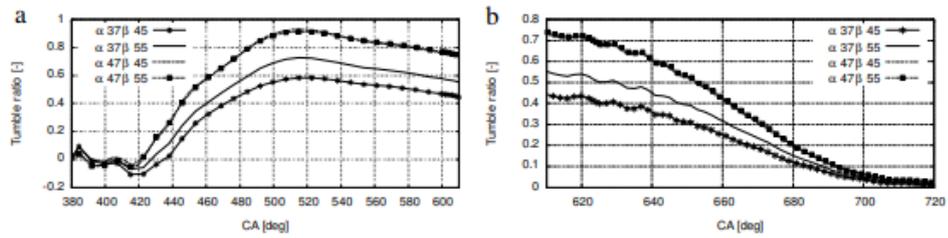


Figura 2.17 - Variação da razão de *tumble* de acordo com a posição angular do virabrequim para as quatro geometrias estudadas (Fonte: Brusiani *et al*, 2014)

Com relação ao torque de *tumble*, foi observado que ele está relacionado à razão de *tumble*. Assim, o maior torque ocorre na mesma geometria em que há a máxima razão de *tumble*.

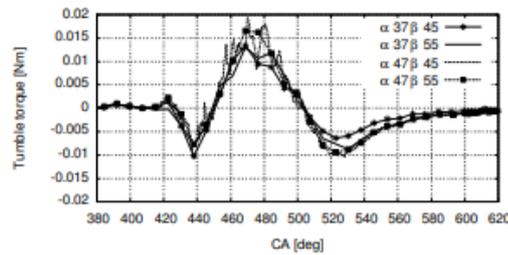


Figura 2.18 - Torque de *tumble* para as geometrias estudadas (Fonte: Brusiani *et al*, 2014)

Com relação à turbulência próxima à vela de ignição, eles observaram que a geometria $\alpha 47\beta 55$ apresentou a melhor distribuição.

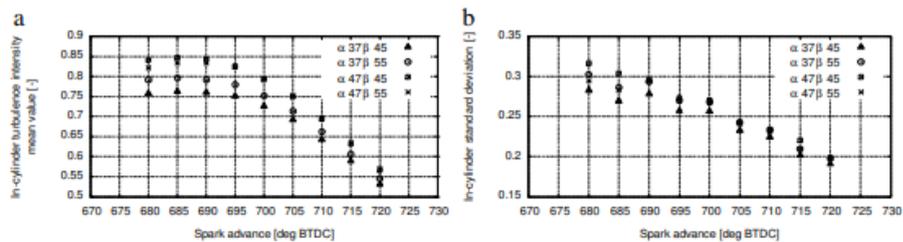


Figura 2.19 - Turbulência próxima à vela de ignição em função do avanço da ignição para as geometrias estudadas (Fonte: Brusiani *et al*, 2014)

Falfari *et al*, 2014, também analisaram a influência da geometria do duto de admissão, bem como do pistão, na geração de turbulência. Para isso, foram estudadas a razão de *tumble* e a intensidade de turbulência.

Com isso, foi concluído que o fator que mais influencia na velocidade da combustão é a geometria do duto de admissão, seguido pelo tamanho da área de compressão (para os motores estudados, uma menor área é mais vantajosa), formato do pistão e razão de compressão.

Os resultados obtidos são mostrados nas figuras 2.20 e 2.21.

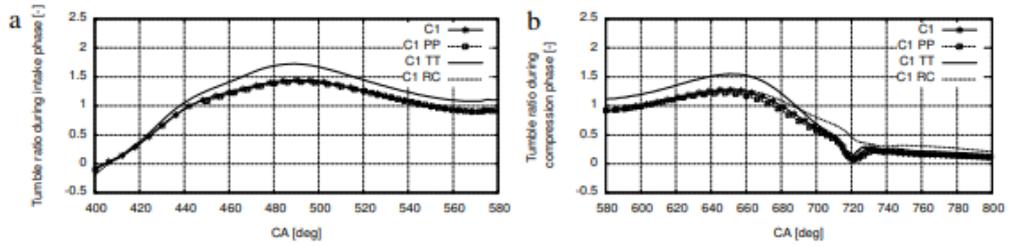


Figura 2.20 - Razão de *tumble* durante (a) admissão e (b) compressão (Fonte: Falfari *et al*, 2014)

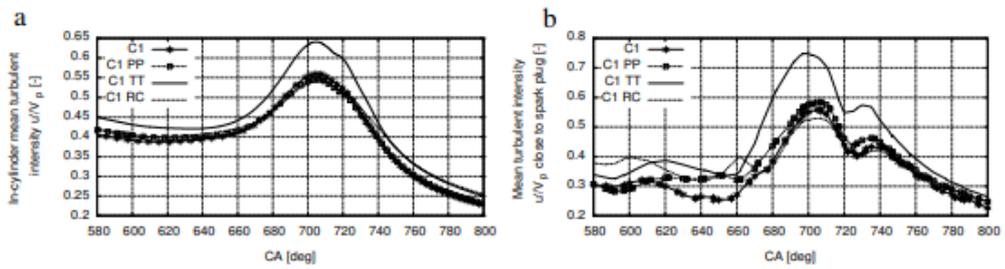


Figura 2.21 - Intensidade de turbulência (a) no cilindro e (b) próximo da vela de ignição (Fonte: Falfari *et al*, 2014)

3 METODOLOGIA

Para que os resultados obtidos neste trabalho possam ser comparados com os presentes na literatura, a abertura de válvula será adimensionalizada em função do diâmetro interno (L/d_{is} sendo $d_{is} = 14$ mm). Assim, foram estudadas duas aberturas de válvula diferentes, sendo que para cada abertura foram utilizadas três pressões manométricas de sucção distintas para avaliar a influência da velocidade do escoamento na eficiência do duto de admissão.

L/d_{is}	Pressão de sucção [kPa]		
0,1428	6	8	10
0,0714	6	8	10

Tabela 3.1 - Casos estudados

3.1 Modelo estudado

O motor escolhido para a realização do estudo foi o Honda GX35, já que nesse caso existem dados experimentais na literatura. Este modelo é um motor monocilíndrico, com ciclo operativo de quatro tempos e ignição por centelha. Suas especificações são apresentadas a seguir.

Modelo do motor	GX35T
Código do motor	GCAMT
Tipo	4 tempos, OHC, monocilíndrico
Cilindrada	35,8 cm ³
Diâmetro x curso	39 x 30 mm
Potência máxima (SAE J1349)	1,0 kW a 7000 rpm
Torque máximo (SAE J1349)	1,6 N.m a 5500 rpm
Rotação de marcha lenta	3100 ± 200 rpm
Velocidade na rotação máxima recomendada do eixo	7000 rpm
Rotação máxima correspondente do eixo	10000 rpm
Sistema de arrefecimento	Refrigerado a ar
Sistema de ignição	Magneto transistorizado

Tabela 3.2 - Especificações do motor (Fonte: Honda, 2009)

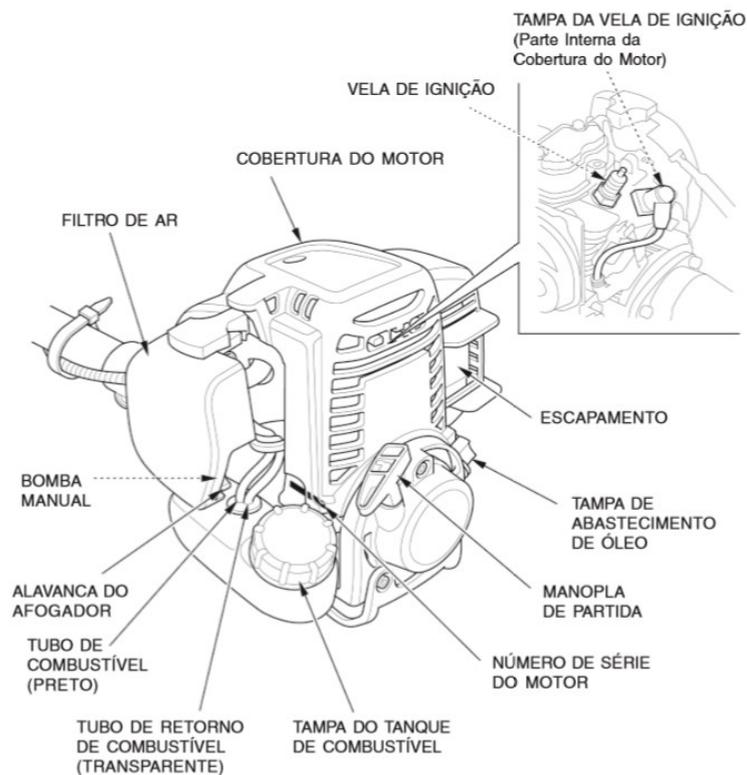


Figura 3.1 - Desenho esquemático do motor (Fonte: Honda, 2009)

3.2 Modelagem da geometria

A geometria interna do motor foi desenhada em Software CAD, sendo que, conforme Soriano, 2015, o comprimento do cilindro foi aumentado em duas vezes o curso do êmbolo, para que fosse possível calcular corretamente o fenômeno de desprendimento de vórtice após a válvula e não haver massa entrando no domínio pela face de saída. A figura abaixo mostra a geometria do motor com abertura de válvula de 2 mm, que foi utilizada neste trabalho.

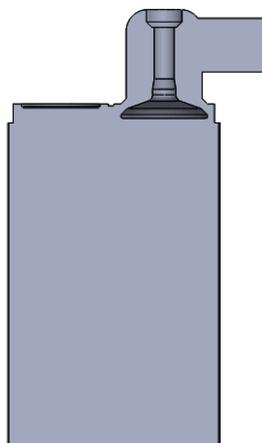


Figura 3.2 - Geometria do motor Honda GX35 em corte

3.3 Malha

Uma variável importante na simulação é a qualidade da malha. Entre os softwares de geração de malha compatível com o Fluent, os principais são o ICEM CFD e o Meshing. O primeiro gera uma malha com diferentes formatos de célula, como tetraédrica e hexaédrica, que, em geral, possui uma qualidade elevada, porém a obtenção da malha nele é um processo lento e complexo. Já o Meshing, fornece malha tetraédrica que, em geral, tem qualidade inferior à do ICEM CFD, porém são geradas de maneira mais simples e rápida. Além disso, essa malha pode ser transformada em uma malha poliédrica, o que aumenta a qualidade da malha e diminui o tempo gasto para a solução convergir.

No presente trabalho, foi utilizado o Meshing, pois ao avaliar qualidade e tempo de geração de malha, ele foi mais satisfatório. A malha obtida por ele para o Honda GX35 é mostrada a seguir.



Figura 3.3 - Malha tetraédrica Meshing

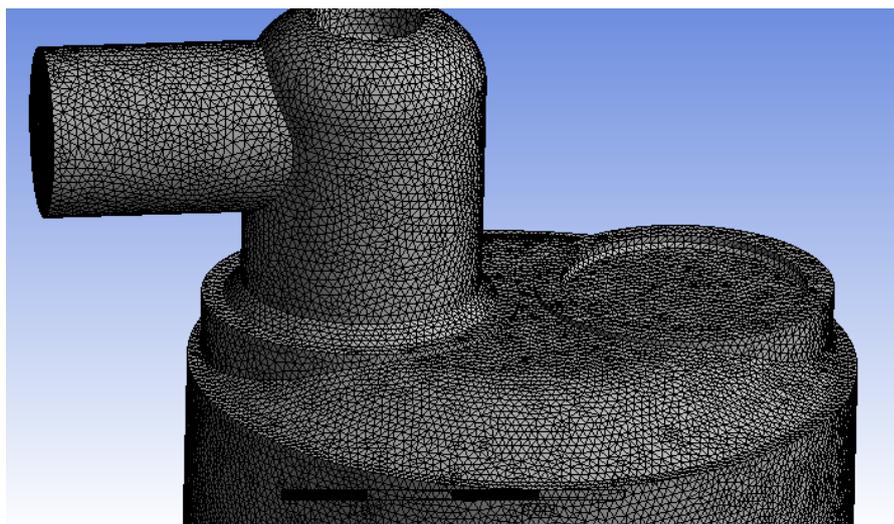


Figura 3.4 - Malha tetraédrica Meshing: detalhe

Esta malha foi transformada em poliédrica no ANSYS Fluent, o que garantiu um aumento da sua qualidade. Para uma malha tetraédrica com tamanho característico das células igual à 0,67 mm, por exemplo, a qualidade ortogonal é de $1,058e-2$. Ao transformá-la em poliédrica, sua qualidade ortogonal subiu para $1,69e-1$. Este parâmetro de qualidade é calculado pelo Skewness da célula, um vetor com origem no centro da mesma que vai até o centroide de cada uma de suas faces, o vetor de área da face correspondente e o vetor do centroide da célula até o centroide das células adjacentes. Segundo o guia do usuário do Fluent, a menor qualidade ortogonal deve ser superior a 0,01, logo ambas as malhas teriam qualidade satisfatória.

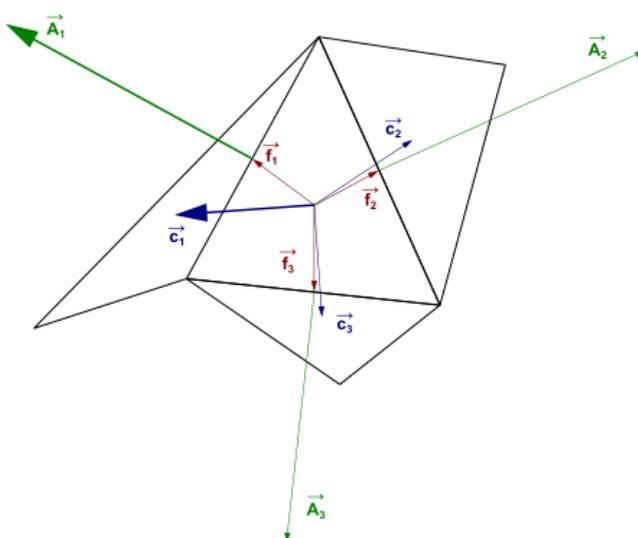


Figura 3.5 - Vetores da qualidade ortogonal (Fonte: Guia do usuário Fluent)

Além do aumento na qualidade, a transformação em poliédrica garantiu um aumento na velocidade de convergência. Conforme mostrado nas figuras a seguir, ao utilizar a malha

tetraédrica a solução não convergiu, diferentemente da malha poliédrica. Por isso, foi decidido utilizar a malha poliédrica.

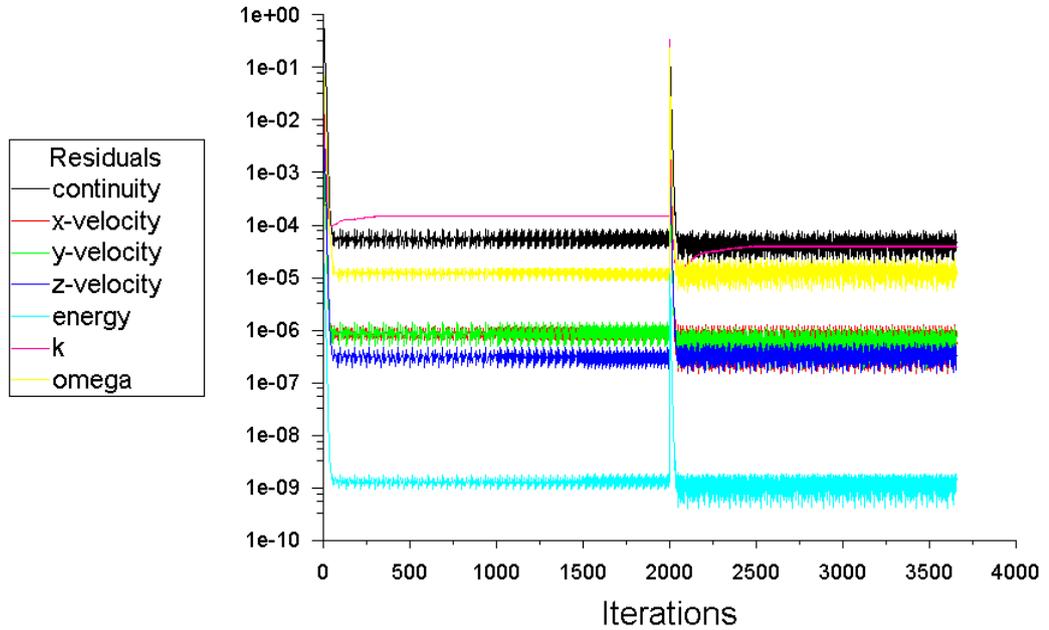


Figura 3.6 - Resíduos para malha tetraédrica de tamanho característico 0,67 mm

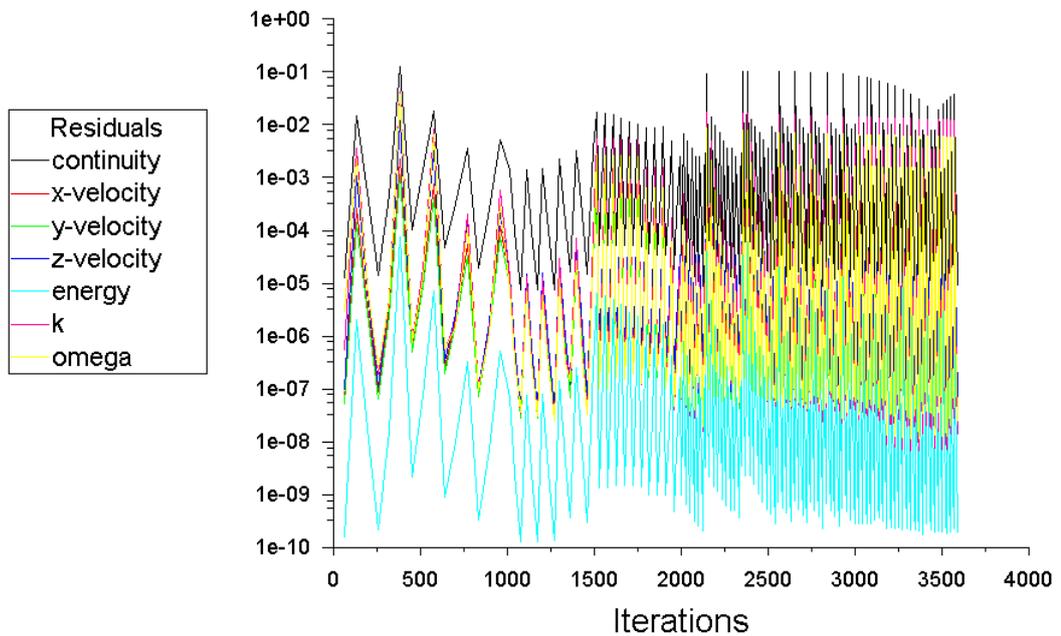


Figura 3.7 - Resíduos para malha poliédrica gerada a partir da malha tetraédrica de tamanho característico 0,67 mm

Nas figuras 3.6 e 3.7 são consideradas as iterações externas e internas. Os grandes picos ocorrem quando há um novo avanço temporal. No caso da Figura 3.6 esse avanço temporal

ocorre ao atingir o número máximo de iterações que foi determinado, enquanto na Figura 3.7 ele ocorre por atingir o critério de convergência.

3.4 Solução numérica

A solução numérica foi realizada no software Fluent utilizando o modelo de turbulência $k-\omega$ SST. Nesse caso é possível captar a instabilidade devido à turbulência e, por isso, a solução foi realizada levando em conta a variação temporal (regime transiente). A condição inicial foi gerada pelo modelo híbrido, onde o Laplaciano da pressão é resolvido levando em consideração a pressão adotada no contorno. A solução desta equação diferencial gera um campo suave de variação de pressão ao longo do domínio. O mesmo acontece para o termo de velocidade, onde o escoamento é calculado como invíscido. A temperatura e os parâmetros de turbulência, como intensidade e comprimento de escala, são adotados como constantes, e representam um valor médio (Soriano, 2015).

A formulação empregada para a solução das equações diferenciais parciais que descrevem o escoamento e a transferência de calor foi o Método dos Volumes Finitos. Este método obtém a solução das equações diferenciais parciais através da sua integração em volumes de controle. No caso do Fluent, as equações são resolvidas considerando a tridimensionalidade, em cada volume de controle ou célula do domínio computacional, e a não uniformidade da malha.

Para a discretização espacial, foi escolhido o esquema de interpolação *upwind* de segunda ordem. Devido à adoção de um perfil linear da grandeza calculada no interior do volume, este esquema apresenta melhores resultados na presença de grandes gradientes quando comparado ao esquema de primeira ordem. E o escoamento no duto de admissão de um motor de combustão interna apresenta grandes gradientes próximo à região da válvula.

Já para a discretização temporal, foi utilizado o esquema totalmente implícito de primeira ordem, pois segundo Versteeg e Malalasekera, 1995, embora este esquema seja de primeira ordem e um passo de tempo pequeno seja necessário para garantir a acuracidade dos resultados, o método totalmente implícito é recomendado para soluções transientes, devido a sua robustez e estabilidade.

As condições de contorno utilizadas foram a pressão na entrada do duto de admissão e a pressão na saída do cilindro. A pressão de saída utilizada foi de 10 kPa, 8 kPa e 6 kPa abaixo da pressão atmosférica e a temperatura foi 296 K em todos os casos. A parede foi tratada como

adiabática, a intensidade de turbulência 0,05 e o comprimento de escala 0,014 m, devido ao escoamento e características da geometria.

Por fim, o algoritmo escolhido para o acoplamento pressão velocidade foi o SIMPLE por sua eficiência e robustez neste tipo de solução (Vielmo *et al.*, 2008; Martins *et al.*, 2009; Kesgin, 2005; Prasad *et al.*, 2011). A simulação foi realizada em dupla precisão, o ar foi tratado como gás ideal, o critério de convergência utilizado foi de $1e-5$ e avanço temporal $5e-6$ s.

3.5 Independência de malha

O método utilizado baseia-se em aumentar o refinamento da malha, através de um fator de redução e executar as simulações. Naturalmente os resultados seguirão a tendência de mudança convergindo para um valor, caso haja um valor de referência ele pode auxiliar a conduzir o estudo. Sabendo que refinar a malha implica em aumento do número dos elementos de maneira exponencial x^3 , define-se um alvo para ser alcançado. Esse alvo pode ser um erro em relação à referência ou um erro em relação ao estado anterior mostrando que mesmo com refinamento adicionais os resultados não irão mudar significativamente em relação ao erro estabelecido pelo usuário (Da Rocha, 2017).

Apesar de muitas fontes citarem um fator adequado como sendo 2, este aumenta o custo computacional em 8 vezes, tornando as simulações impraticáveis muito rápido, portanto, o fator de 1,25 em relação ao tamanho da célula foi adotado. O parâmetro ou resultado de referência é o experimental, entretanto utilizado apenas como guia, sendo o principal critério o erro em relações a interações anteriores (Nasa, 2016).

Como o processo de transformação da malha em poliédrica é feito pelo algoritmo do Fluent, o estudo foi feito baseando-se no tamanho da célula tetraédrica gerada inicialmente, uma vez que o Meshing permite a determinação desse parâmetro. Foi adotado como ponto central o tamanho de célula igual a 0,5 mm. Assim, os outros pontos foram 0,4 mm e 0,625 mm.

Conforme mostrado na Figura 3.8, a vazão mássica é inicialmente crescente, atinge um pico e depois diminui, se estabilizando. Por isso, foram coletados dados de vazão mássica a cada 5 avanços temporais e feita a média dos valores após a estabilização.

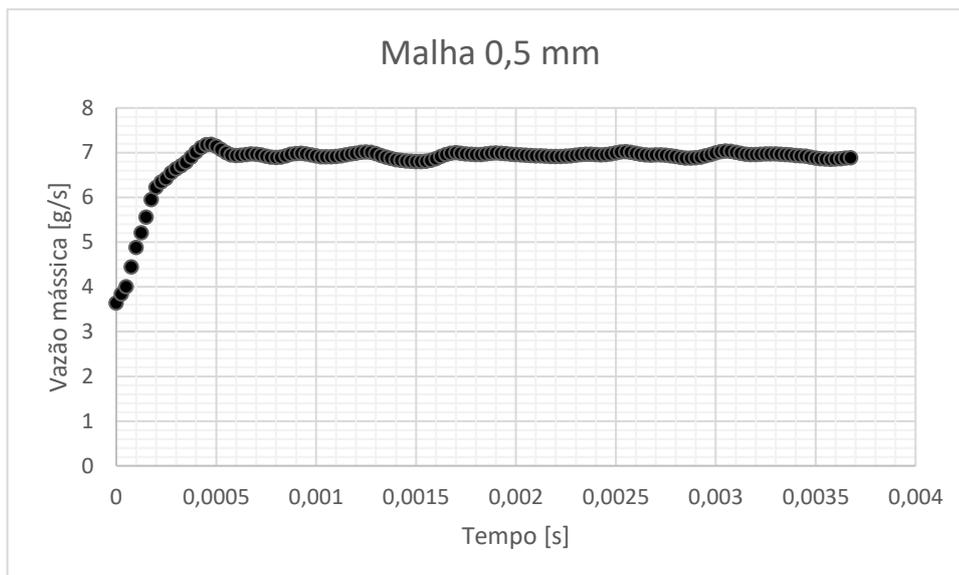


Figura 3.8 - Resultado de vazão mássica para malha de 0,5 mm na pressão 8 kPa

Os resultados de vazão média obtidos para a pressão de 8 kPa nas diferentes malhas é apresentado na tabela abaixo.

Tamanho da célula	Vazão mássica	Diferença
0,625 mm	6,85 g/s	-
0,5 mm	6,94 g/s	1,31%
0,4 mm	6,95 g/s	0,14%

Tabela 3.3 - Resultados da independência de malha

Como a diferença percentual entre o resultado da malha de 0,5 mm e de 0,4 mm foi baixa, a malha de 0,5 mm foi considerada satisfatória e utilizada no presente trabalho. A malha escolhida é mostrada nas figuras a seguir.

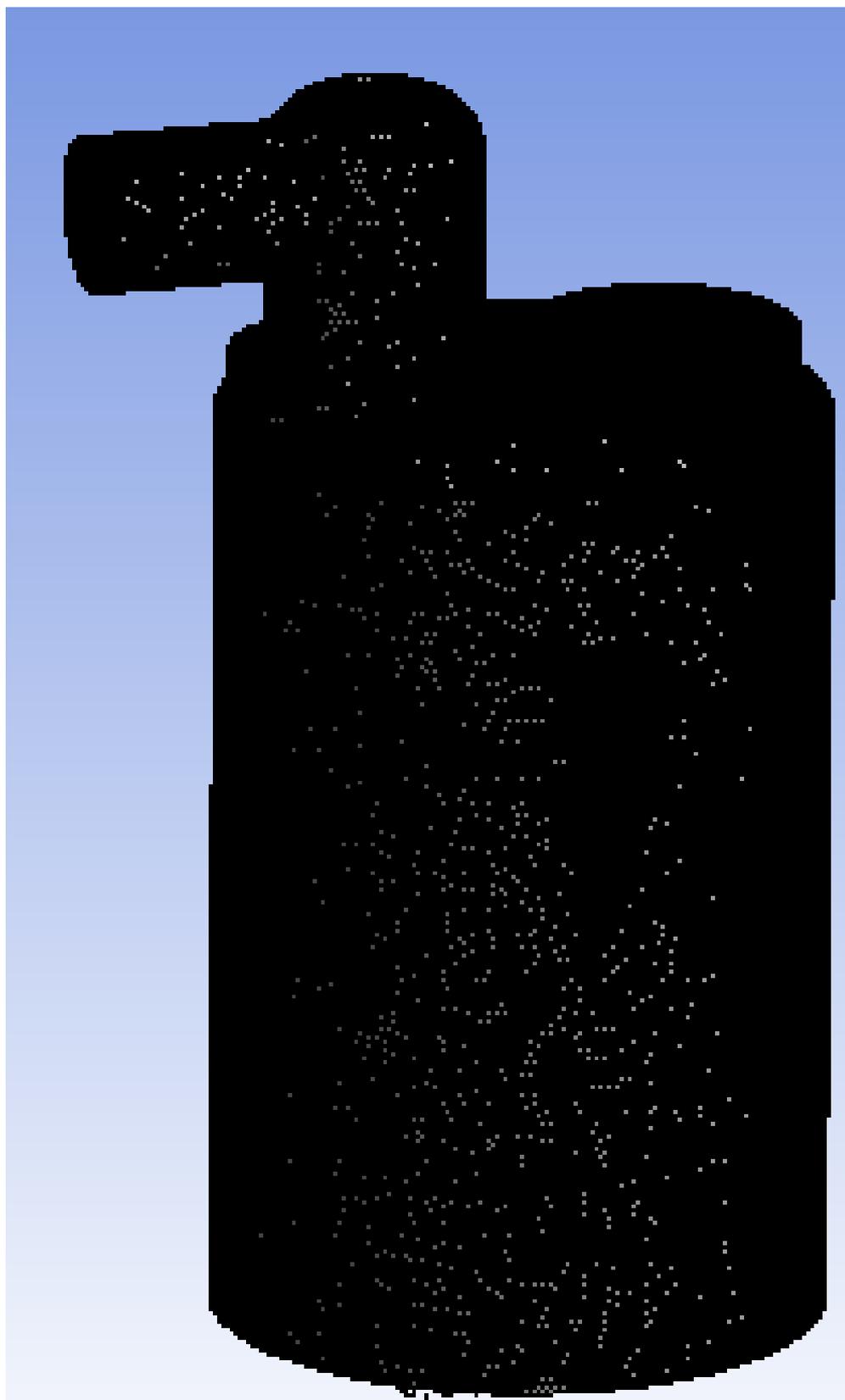


Figura 3.9 - Malha tetraédrica com células de 0,5 mm

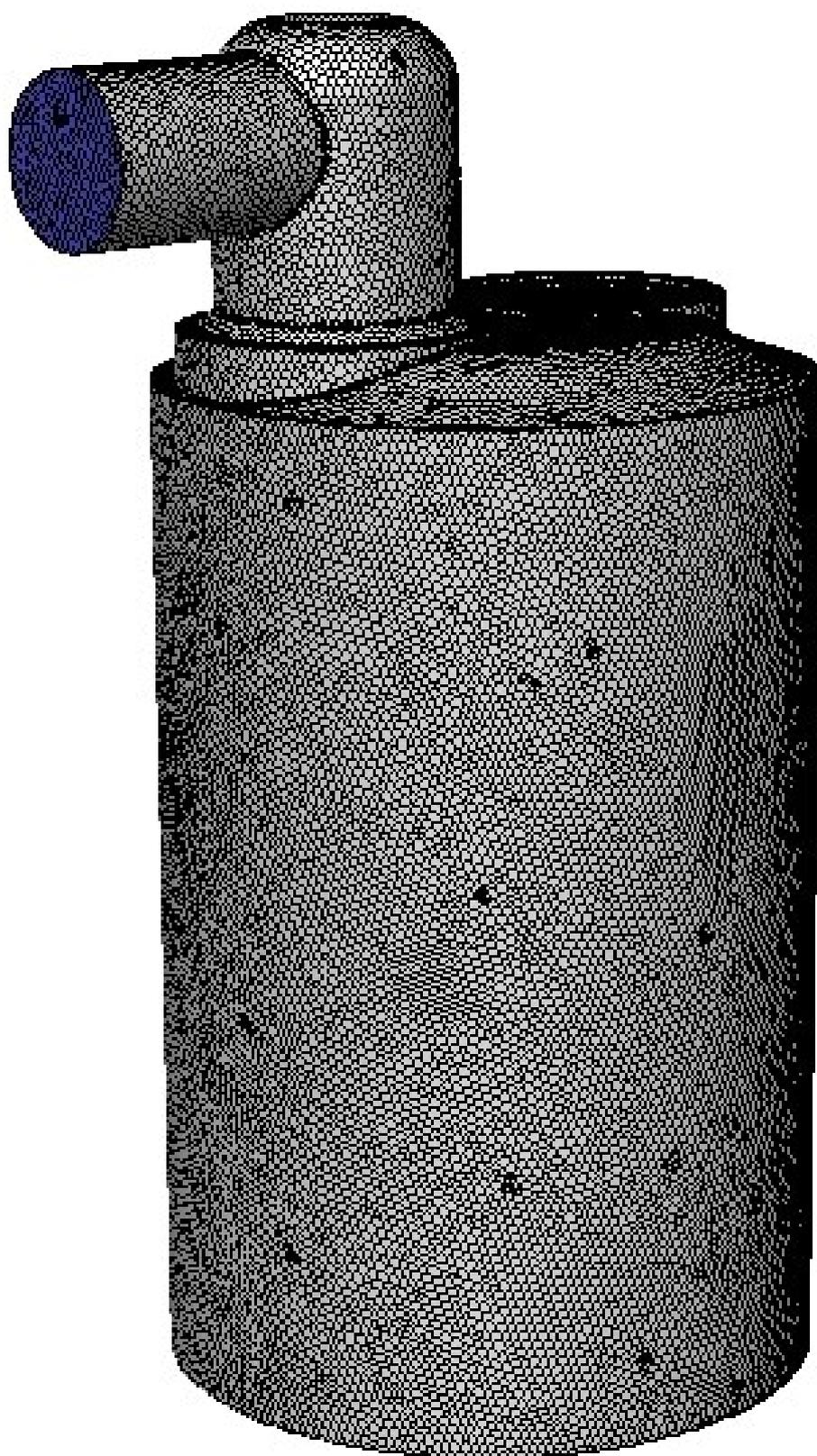


Figura 3.10 - Malha poliédrica utilizada

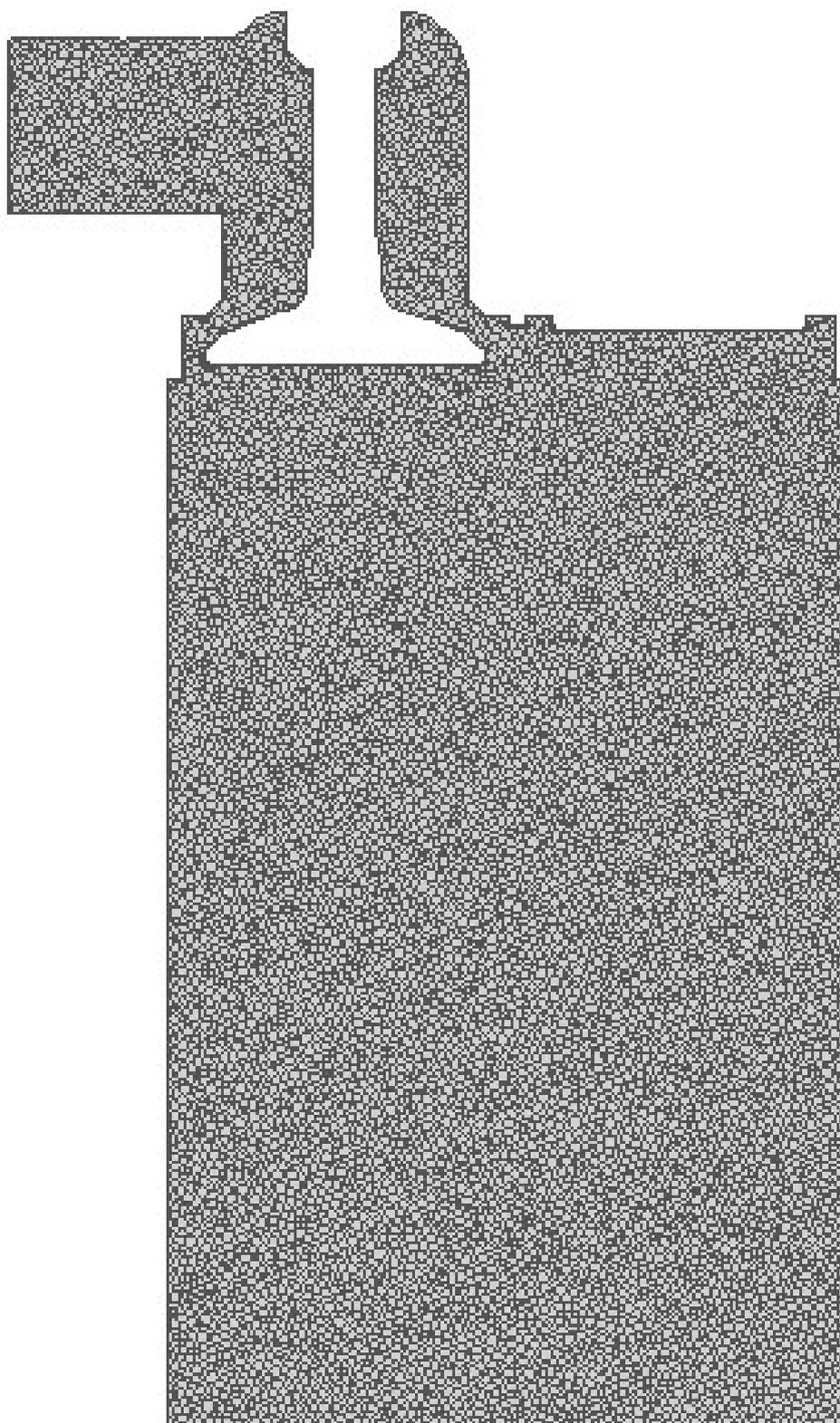


Figura 3.11 - Malha poliédrica: vista em corte

Além de apresentar resultados satisfatórios, é necessário que a malha apresente boa qualidade. Nesse caso, a malha utilizada apresenta mínima qualidade ortogonal igual a 0,21. Ela possui 933170 células, com o tamanho variando entre $9,97e-5 \text{ mm}^3$ e $2,51e-1 \text{ mm}^3$.

4 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos através da metodologia descrita anteriormente e sua comparação com resultados experimentais da literatura.

4.1 Resultados numéricos

A vazão mássica de entrada na câmara de combustão foi monitorada e foi coletado seu valor a cada 5 avanços temporais. Como mostrado na Figura 3.8, seu valor varia ao longo do tempo e, por isso, foi feita a média dos valores após a estabilização. O resultado obtido para as diferentes pressões e aberturas de válvula é mostrado na Figura 4.1.

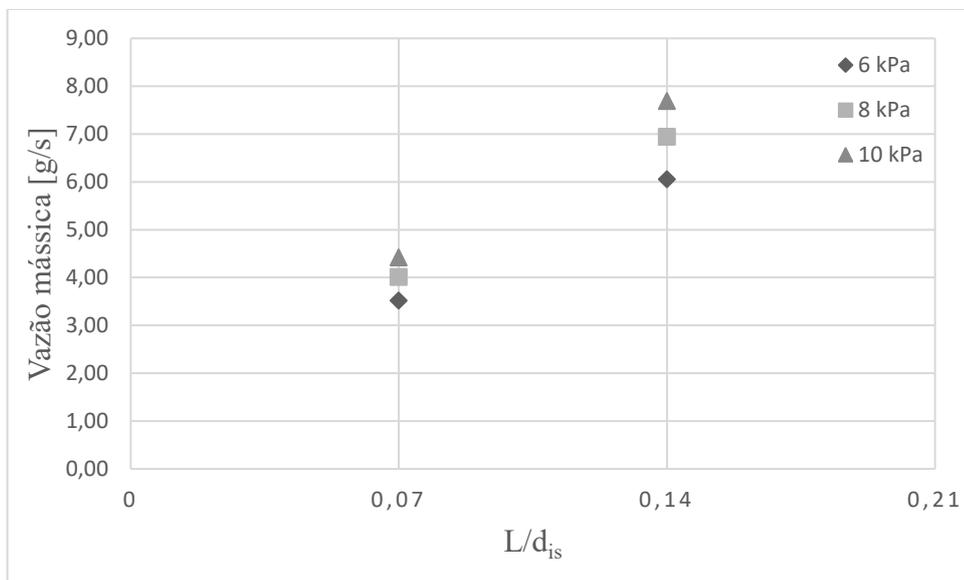


Figura 4.1 - Resultado numérico: vazão mássica

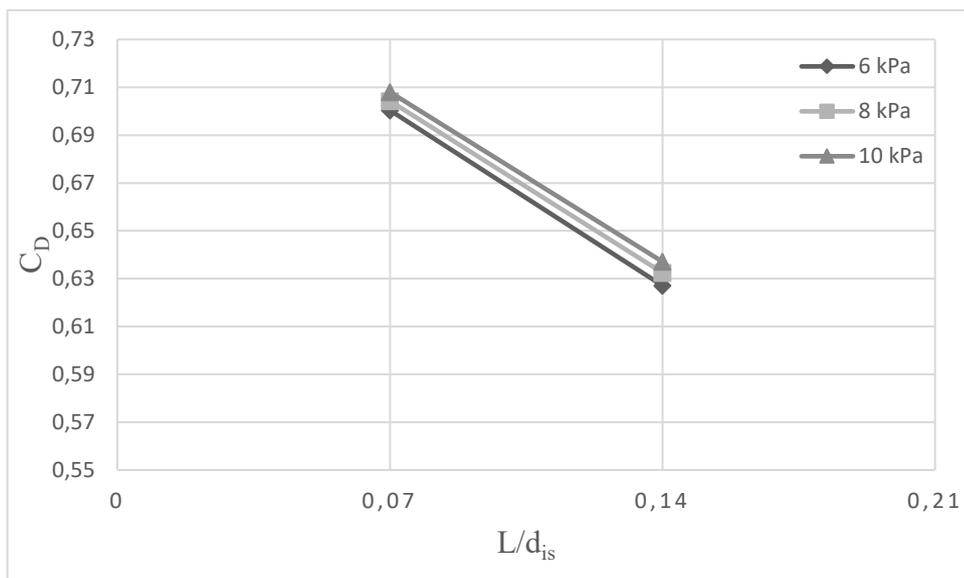


Figura 4.2 - Resultado numérico: coeficiente de descarga

A Figura 4.2 mostra o coeficiente de descarga obtido numericamente. Nota-se que o duto de admissão é mais eficiente para pequenas aberturas de válvula devido ao descolamento da camada limite na região do assento, sendo coerente ao mostrado por Heywood, 1998. Além disso, é possível perceber que o coeficiente de descarga não apresenta variação significativa em função da pressão de sucção. Existe uma tendência de diminuição do C_D com a diminuição da diferença de pressão, porém essa variação é inferior a 1%, podendo ser resultado da incerteza da simulação.

4.2 Validação experimental

Para a validação do modelo utilizado, foram utilizados os resultados obtidos experimentalmente por Soriano, 2015. Em seu trabalho, foi feita a medição da vazão mássica no duto de admissão com um anemômetro de filme quente de aplicação automotiva. A incerteza de medição do processo é de 4%.

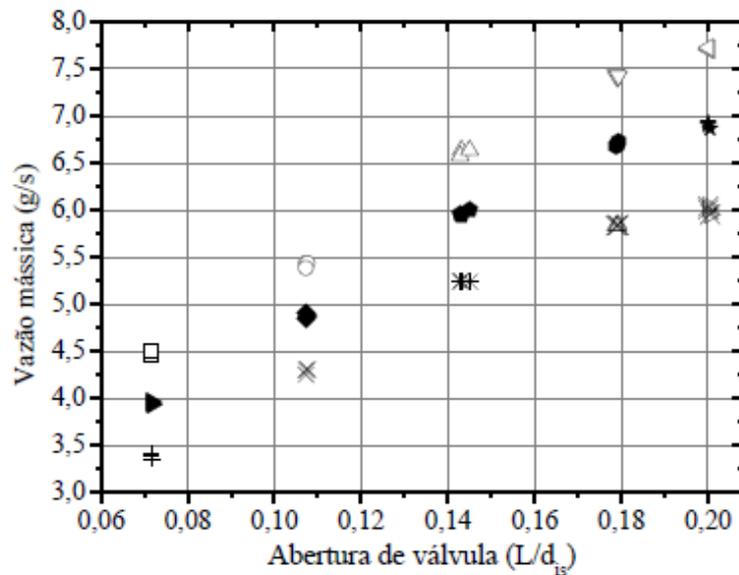


Figura 4.3 - Vazão mássica experimental (Fonte: Soriano, 2015)

Os resultados experimentais foram plotados juntamente com os numéricos a fim de avaliar a metodologia utilizada no presente trabalho.

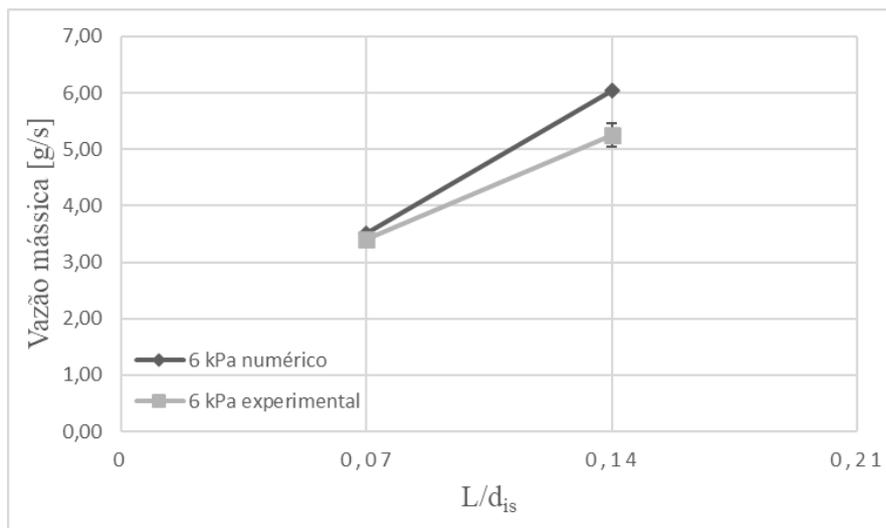


Figura 4.4 - Vazão mássica para 6 kPa

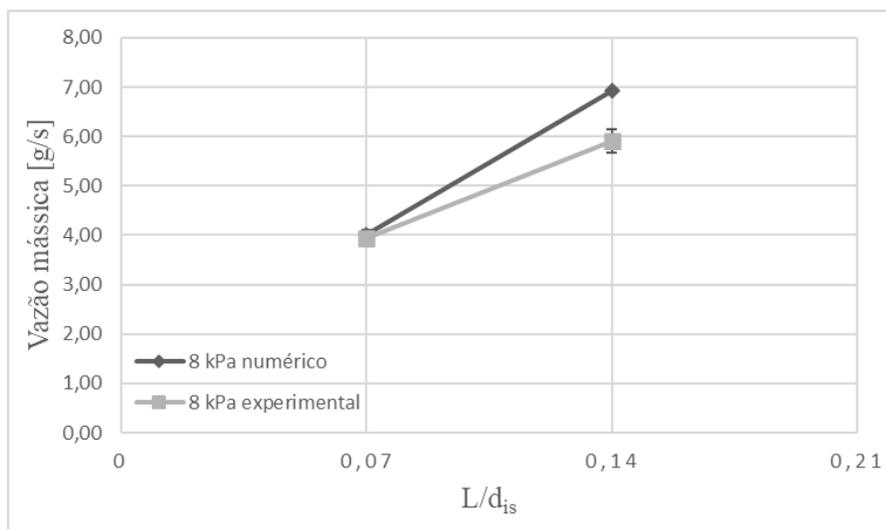


Figura 4.5 - Vazão mássica para 8 kPa

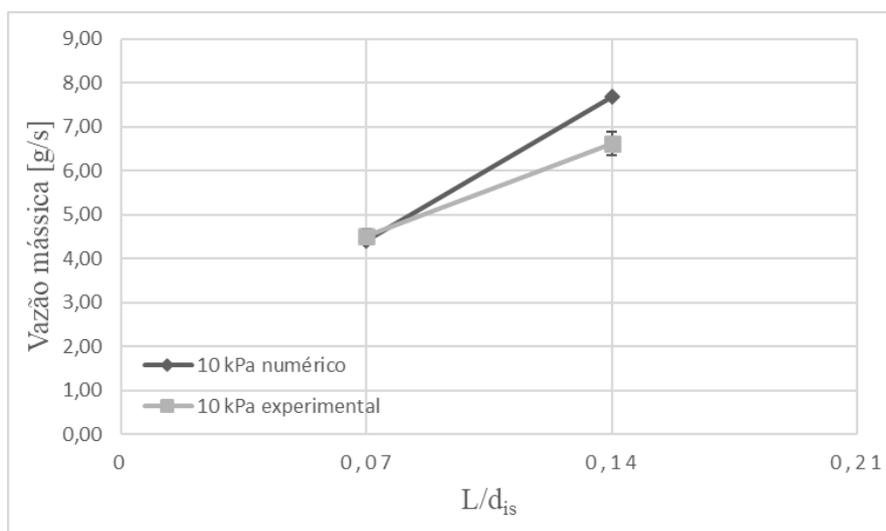


Figura 4.6 - Vazão mássica para 10 kPa

Nota-se que para a abertura de válvula de 0,07 o resultado numérico ficou dentro da faixa de incerteza de medição. Porém, para a maior abertura de válvula, o erro do resultado numérico em relação ao experimental superou 15%, chegando a 17,6% para a pressão de 8 kPa.

Também foram plotados os gráficos do coeficiente de descarga, com comparação entre resultado experimental e numérico. O resultado obtido para a menor abertura continua apresentando o menor desvio, porém os desvios na abertura de 0,14 estão mais próximos do limite superior do erro experimental, sendo o desvio máximo 11,7% para a pressão de 8 kPa. Esse resultado não era esperado, uma vez que Soriano, 2015, obteve resultados com maiores desvios para as aberturas de 0,07 e 0,11. Porém, de acordo com Weclas *et al.*, 1993, para aberturas de válvula intermediárias em um motor com o duto de admissão localizado na linha de centro do cilindro, configuração próxima ao caso estudado, o jato que deixa a válvula tem a tendência de incidir em uma área maior da parede do cilindro. Este fenômeno pode não estar sendo capturado pelo modelo utilizado, gerando maiores erros na abertura de 0,14.

Como o principal parâmetro a ser avaliado no presente trabalho é o C_D , seu desvio será o considerado para a validação do modelo. Assim, considerando a dificuldade que o escoamento turbulento representa para os modelos de turbulência existentes, devido às regiões de recirculação, interação do jato com as paredes do cilindro e a grande variação de velocidade, pode-se dizer que o modelo utilizado representa bem o escoamento no cilindro do motor.

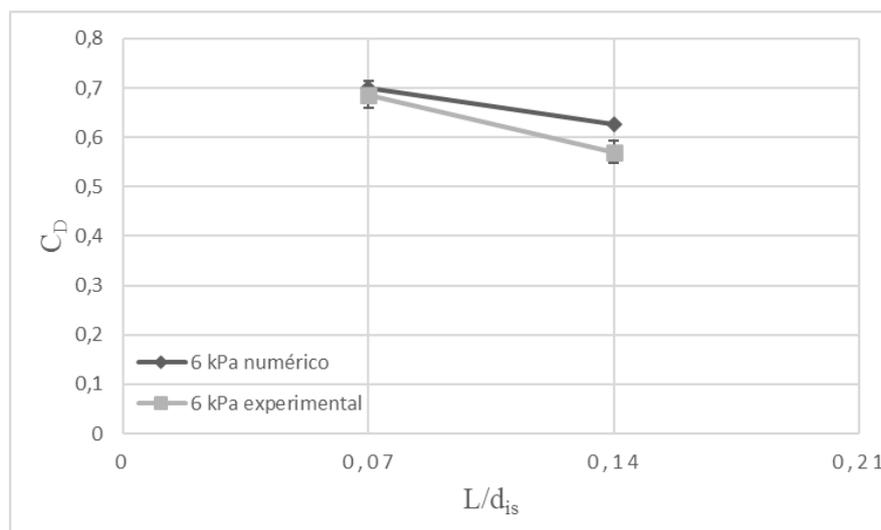


Figura 4.7 - Coeficiente de descarga para 6 kPa

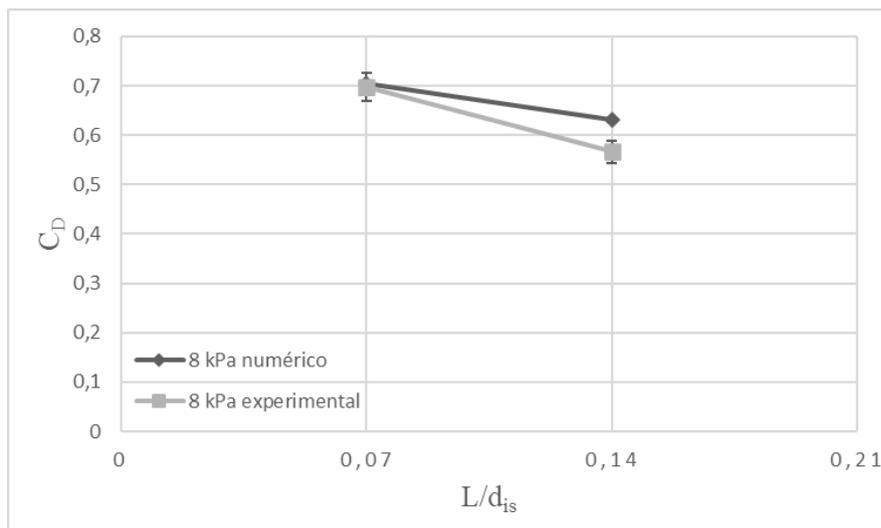


Figura 4.8 - Coeficiente de descarga para 8 kPa

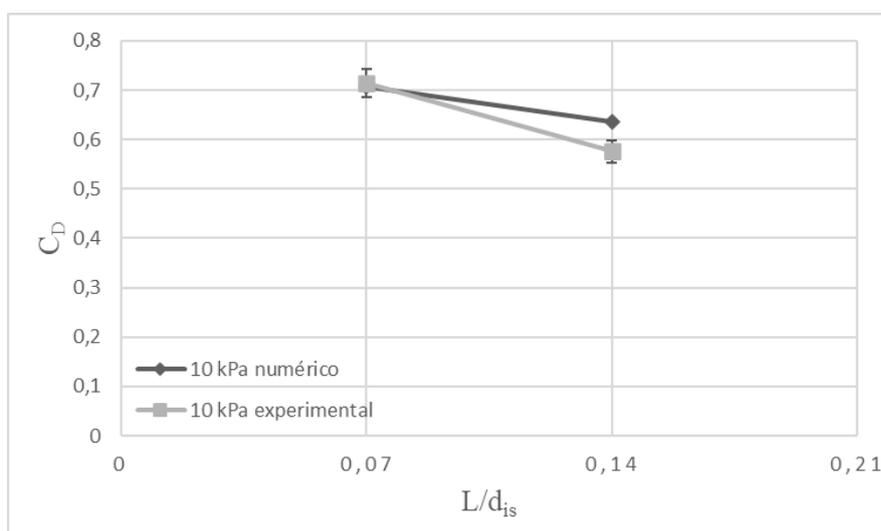


Figura 4.9 - Coeficiente de descarga para 10 kPa

4.3 Análise do escoamento

A Figura 4.10 mostra o contorno de energia cinética (k) para as diferentes aberturas de válvula e pressões de sucção medido em um plano paralelo ao cilindro, localizado no centro da válvula, no mesmo instante de tempo. Lilek *et al.*, 1991, obtiveram resultados experimentais utilizando laser Doppler e observaram que os valores de k são pequenos na região de assento da válvula e tendem a aumentar conforme o jato entra e se espalha no cilindro. Este comportamento foi observado em todos os casos estudados no presente trabalho.

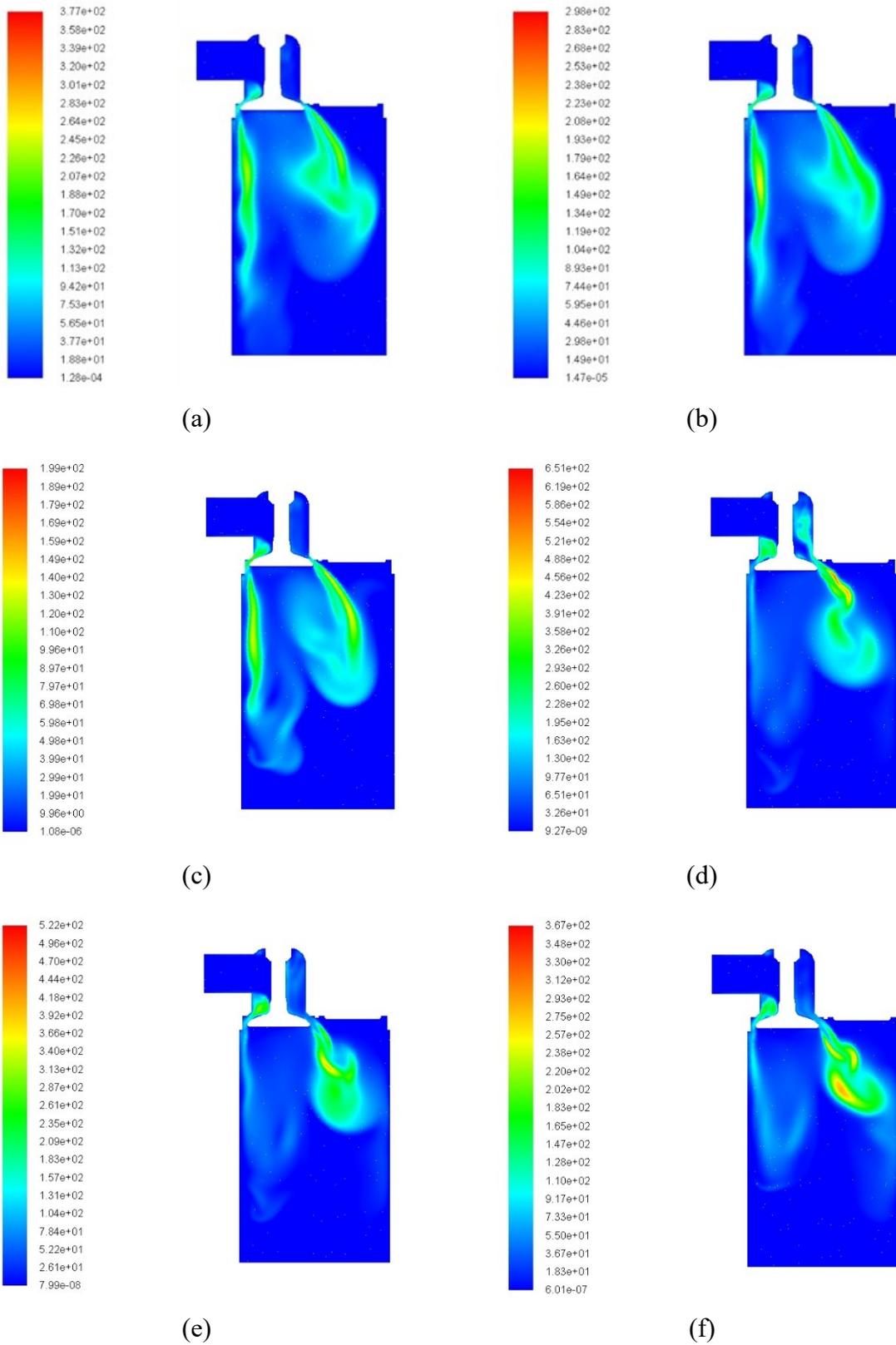


Figura 4.10 - Contorno de energia cinética turbulenta [m^2/s^2] para (a) $P = 10 \text{ kPa}$ e $L/d_{is} = 0,07$; (b) $P = 8 \text{ kPa}$ e $L/d_{is} = 0,07$; (c) $P = 6 \text{ kPa}$ e $L/d_{is} = 0,07$; (d) $P = 10 \text{ kPa}$ e $L/d_{is} = 0,14$; (e) $P = 8 \text{ kPa}$ e $L/d_{is} = 0,14$; (f) $P = 6 \text{ kPa}$ e $L/d_{is} = 0,14$.

Além disso, é possível notar que com o aumento da abertura da válvula e da pressão de sucção existe um aumento no comportamento oscilatório do jato, o que é representado pelo formato mais ondulado e com recirculações, e um aumento no valor de k . Este comportamento corresponde ao esperado, uma vez que com o aumento da abertura de válvula a velocidade do escoamento passa ser maior, gerando maiores flutuações. Portanto, além do modelo utilizado apresentar resultados de coeficiente de descarga satisfatórios em relação ao experimental, também representa o escoamento de maneira coerente com a física do problema verificada por Lilek *et al.*, 1991.

O escoamento também pode ser avaliado através de linhas e vetores de velocidade. Com esses gráficos é possível verificar se existe a tendência de formação de algum padrão como *swirl* ou *tumble*.

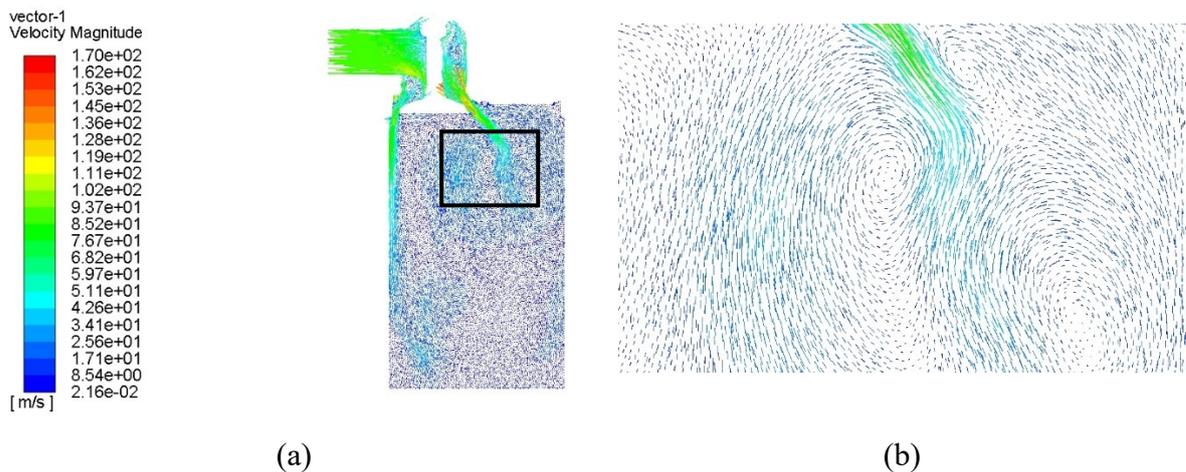


Figura 4.11 - Vetor velocidade em plano de corte (a) magnitude; (b) detalhe

A magnitude da velocidade foi plotada no mesmo plano do contorno de energia cinética. Ao olhar a Figura 4.11a não é possível verificar um padrão de escoamento, porém ao dar zoom na imagem é possível notar a presença de recirculações em torno de um eixo horizontal em forma de loop, que é um comportamento semelhante ao *tumble*.

Já em uma vista superior das linhas de velocidade, não foi possível visualizar nenhum padrão de formação de vórtices em torno do eixo do cilindro (*swirl*). Porém, é possível notar a presença de recirculações na válvula, conforme mostrado na Figura 4.12.

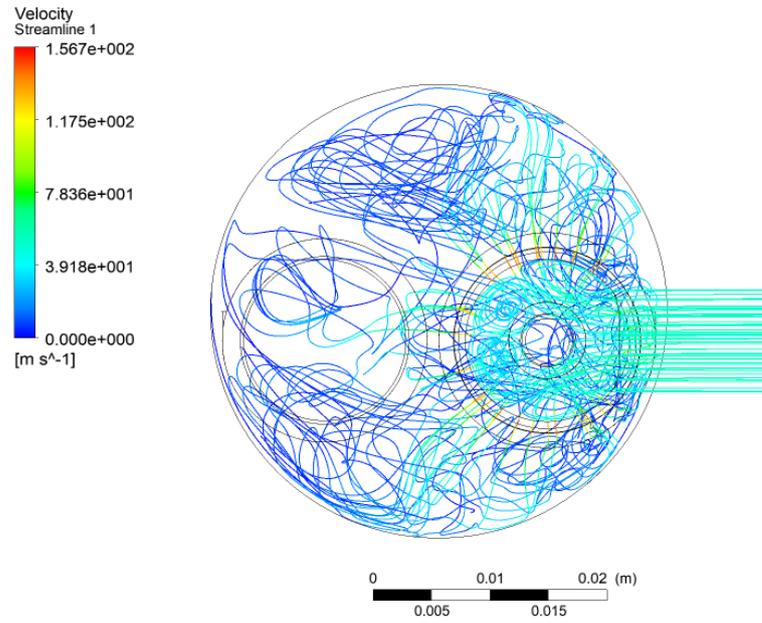


Figura 4.12 - Linhas de velocidade: vista superior

Logo, o escoamento no cilindro com essa geometria de duto e válvula de admissão se mostrou mais propenso à formação de um padrão de vórtices em eixos horizontais do que em eixos paralelos ao eixo do cilindro.

5 CONCLUSÃO

A partir da comparação dos resultados obtidos no presente trabalho com resultados experimentais da literatura, foi possível realizar a validação experimental. Primeiramente, ao analisar a vazão mássica, notou-se que os valores obtidos numericamente apresentam o mesmo comportamento que os valores experimentais. Em relação ao coeficiente de descarga, o modelo utilizado atingiu valores próximos ao experimental, especialmente na menor abertura de válvula. Apesar dos desvios obtidos nos valores, as duas variáveis analisadas apresentaram comportamento semelhante ao obtido experimentalmente, o que mostra que o modelo utilizado conseguiu reproduzir o real, obtendo resultados coerentes com a física do problema.

Em relação ao comportamento do escoamento, através do contorno da energia cinética de turbulência, é possível observar que os valores da energia são pequenos na região da válvula e aumentam conforme o jato entra no cilindro. Além disso, com o aumento da abertura da válvula e da pressão de sucção o jato passa a ter mais oscilações. Esses dois resultados estão coerentes com o encontrado na literatura, o que mostra que o modelo conseguiu representar qualitativamente bem o comportamento do escoamento.

Por fim, foi verificado se o escoamento possui algum padrão de formação de vórtices e notou-se uma maior tendência à formação de padrão de vórtices em eixos horizontais do que em eixos paralelos ao eixo do cilindro. Também foi possível notar a tendência de formação de vórtices na região da válvula.

Portanto, considerando a complexidade do escoamento no cilindro de um motor de combustão interna devido à turbulência, presença de elevado gradiente de velocidade e flutuações, o modelo utilizado no presente trabalho foi considerado satisfatório, uma vez que conseguiu representar o comportamento do escoamento, tanto em relação ao cálculo de suas variáveis importantes, como vazão mássica e coeficiente de descarga, quanto em relação ao seu padrão, verificado pelo comportamento da energia cinética turbulenta.

5.1 Sugestões para trabalhos futuros

Para dar continuidade ao estudo realizado no presente trabalho, uma sugestão é utilizar uma malha adaptativa, garantindo maior refinamento nas regiões de maior interesse, como a região da válvula. Outra proposta é avaliar o escoamento com o cálculo dos coeficientes de *tumble* e *swirl*.

Além disso, seria interessante fazer o estudo com outras geometrias de válvula para avaliar sua influência e, por fim, fazer o estudo numérico com a movimentação do pistão para avaliar o comportamento do escoamento durante todo o ciclo de operação do motor.

6 BIBLIOGRAFIA

ANSYS FLUENT, User's Guide, 2013.

ANSYS Fluent Features. Disponível em <<https://www.ansys.com/de-de/products/fluids/ansys-fluent/ansys-fluent-features>>. Acesso em 25 de agosto de 2019.

BLAIR, G.P. Design and simulation of four stroke engines. SAE International, 1999.

BRASIL. Resolução nº 492, de 20 de dezembro de 2018. Estabelece as Fases PROCONVE L7 e PROCONVE L8 de exigências do Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores - PROCONVE para veículos automotores leves novos de uso rodoviário, altera a Resolução CONAMA nº 15/1995 e dá outras providências. Diário Oficial da União, Brasília, DF, 24 de dezembro de 2018. Seção 1, página 141.

BRUSIANI, F.; FALFARI, S.; CAZZOLI, G. Tumble Motion Generation in Small Gasoline Engines: A New Methodological Approach for the Analysis of the Influence of the Intake Duct Geometrical Parameters. Energy Procedia, v.45, p. 997-1006, 2014.

CRUZ, P.T.A. Avaliação da intensidade de turbulência em motores do ciclo Otto. 2005. Dissertação (Mestrado em Ciências Mecânicas) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília.

DA ROCHA, S.L. Análise numérica do campo de escoamento externo na geometria de referência ahmed para aplicações automotivas. 2017. Monografia (Bacharelado em Engenharia Automotiva) – Centro tecnológico de Joinville, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville.

DESCHAMPS, C.J. Modelos Algébricos e Diferenciais. In: A.P.S. Freire, P.P.M. Menut e S. Jian (Org). I Transição e Turbulência. Rio de Janeiro. ABCM 1998, vol 1, p 99 – 155.

DIAS, A. Análise do desempenho hidráulico de uma soleira lateral através de CFD. 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Escola Politécnica, Universidade Federal de São Paulo, São Paulo.

FALFARI, S.; BRUSIANI, F.; PELLONI, P. 3D CFD analysis of the influence of some geometrical engine parameters on small PFI engine performances – the effects on the tumble motion and the mean turbulent intensity distribution. Energy Procedia, v.45, p. 701-710, 2014.

FERRARI, G. Motori a Combustione Interna, Torino, Ed. il Capitello, 2005.

FONSECA, L.G. Caracterização do escoamento de ar em um motor de combustão interna utilizando mecânica dos fluidos computacional. 2014. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

HEYWOOD, J. B., 1988, “Internal Combustion Engine Fundamentals”, McGraw-Hill International Editions, Singapura.

HONDA, Roçadeira UMK435T: Manual do proprietário. Honda Motor Co., Ltd. Tailândia. 2009.

KESGIN, U. Study on the design of inlet and exhaust system of a stationary internal combustion engine. Energy conversion and management, vol 46, p 2258 – 2287, 2005.

LAUNDER, B.E.; SPALDING, D.B. The numerical Computation of turbulent flows, Comp. Meth. In Appl. Mech. And Eng., 3ª edição, p 269 – 289, 1974.

LILEK, Z., NADARAJAH S., PERIC, M., TINDAL, M.J. YIANNESKIS, M. Measurements and simulation of the flow around a poppet valve, 8th symposium on Turbulent Shear Flows, Technical University of Munich, Paper no 13-2, 1991.

MARTINS, J.; TEIXEIRA, S.; COENE, S. Design of an inlet track of a small L.C. engine for swirl enhancement, 20th International Congresso f Mechanical Engineering, Gramado. Proceedings of COBEM 2009, Rio de Janeiro. ABCM, 2009.

NASA. Examining Spatial (Grid) Convergence. 2016. Disponível em: <<https://www.grc.nasa.gov/WWW/wind/valid/tutorial/spatconv.html>>. Acesso em 20 de julho de 2020.

PRASAD, B.V.V.S.U.; SHARMA, C.S., ANAND, T.N.C, RAVIKRISHNA, R.V. Hish Swirl-induction piston bowls in small diesel engines for emission reduction. Applied Energy vol 88, p 2255-267, 2011.

SILVEIRA NETO, A. Turbulência nos Fluidos Aplicada. Universidade Federal de Uberlândia. 1998.

SIMÕES, M.R. Simulação computacional de escoamento turbulento em compressor axial utilizando ferramenta de CFD. 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-graduação e Pesquisa em Engenharia, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

SORIANO, B.S. Análise numérica transiente com validação experimental do escoamento em motores de combustão interna considerando diferentes aberturas de válvula. 2015. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.

TANEHILL, J.C.; ANDERSON, D.A.; PLETCHER, R.H. Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer. 2ª edição. Taylor and Francis, Washington, 1997.

VERTEEG, H.K.; MALALASEKERA, W. Na introduction to computational fluid dynamics. Longman Scientific and Technical, Harlow (England), 1995.

VERTEEG, H.K.; MALALASEKERA, W. Na introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method. 2ª edição, Pearson Prentice Hall, Harlow (England), 2007.

VESTER, A.K.; NISHIO, Y.; ALFREDSSON, P.H. Investigating swirl and tumble using two prototype inlet port designs by means of multi-planar PIV. International Journal of Heat and Fluid Flow, v.75, p. 61-76, 2019.

VIELMO, H.A.; BARATTA, M.; CATANIA, A.E.; PESCE, F.C.; SPESSA, E. Multidimensional Modeling of a High Swirl-generating Helical Intake Port for Diesel engines, 12th Brazilian congress of thermal engineering and sciences, Belo Horizonte. Proceedings of ENCIT, Rio de Janeiro. ABCM, 2008.

WECLAS, M.; MELLING, A., DURST, F. Combined application of the surface flow visualization and laser-doppler anemometry to engine intake flow. Experiments in Fluids 15, p 323 – 331, 1993.

WECLAS, M.; MELLING, A., DURST, F. Flow separation in the inlet valve gap of piston engines. Prog. Energy Combust Sci. Vol 24, p 165 – 195, 1998.

ZHAO, H.; JIAN, L.; MA, T.; LADOMMATOS, N. “Performance and Analysis of a 4 Stroke Multicylinder Gasoline Engine with CAI Combustion”, Brunel University UK, 2002.