

MATEUS DIAS RIBEIRO

**MODELAGEM DE MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA E
SIMULAÇÃO DO PROCESSO DE QUEIMA DE COMBUSTÍVEL**

MATEUS DIAS RIBEIRO

**MODELAGEM DE MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA E SIMULAÇÃO DO
PROCESSO DE QUEIMA DE COMBUSTÍVEL**

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientadores: Prof. Dr. Maurício Araújo Zanardi,
Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

R484m Ribeiro, Mateus Dias
Modelagem de Motor de Combustão Interna e Simulação do Processo de Queima de Combustível / Mateus Dias Ribeiro – Guaratinguetá : [s.n], 2013.
90 f : il.
Bibliografia: f. 72-73

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2013.
Orientador: Prof. Dr. Maurício Araújo Zanardi
Coorientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

1. Motores de combustão interna 2. Combustão I. Título

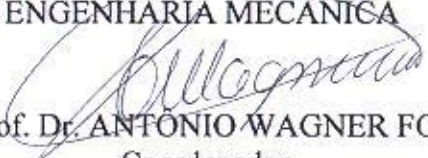
CDU 621.43

**MODELAGEM DE MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA E SIMULAÇÃO
DO PROCESSO DE QUEIMA DE COMBUSTÍVEL**


MATEUS DIAS RIBEIRO


ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
"GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA"

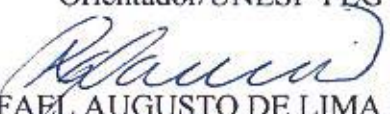
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA


Prof. Dr. ANTONIO WAGNER FORTI
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. MAURÍCIO ARAÚJO ZANARDI
Orientador/UNESP-FEG


Prof. Dr. JOSÉ ANTÔNIO PERRELLA BALESTIERI
Orientador/UNESP-FEG


Eng. RAFAEL AUGUSTO DE LIMA E SILVA
Membro Externo

Dezembro de 2013

DADOS CURRICULARES

MATEUS DIAS RIBEIRO

NASCIMENTO	08/11/1989
FILIAÇÃO	UBIRATÃ LEAL RIBEIRO LILIANE DE MELO RIBEIRO
2008/2013	Curso de Graduação em Engenharia Mecânica, na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.

dedico este trabalho à minha família, especialmente aos meus pais Ubiratã e Liliane e ao meu irmão Marcel, pelos ensinamentos e pela educação que me deram. Dedico também a todos aqueles que passaram pela minha vida e que, de alguma forma, acrescentaram algo.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer em primeiro lugar os meus orientadores Prof. Dr. Maurício Araújo Zanardi e Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri, pelos ensinamentos, pelo apoio e por acreditarem em todas as etapas que eu seria capaz de concluir este trabalho. Sem essa supervisão valiosa, nada disto teria sido possível.

Aos meus pais Ubiratã e Liliane, pela educação valiosa que me deram e por terem me ensinado, acima de tudo, a pensar por mim mesmo e a ter pensamento crítico. Duas virtudes essenciais daquele que se engaja no mundo das ciências exatas.

Aos amigos ingressantes na faculdade do ano de 2008, que estiveram do meu lado tanto nos momentos difíceis como nos felizes e que foram de grande importância para o meu desenvolvimento intelectual e pessoal. Em especial a aqueles que realmente fizeram diferença ao longo desses anos, como os irmãos Ricardo e Gustavo Braga, pelas valiosas discussões durante o curto tempo em que dividimos o mesmo teto. E também aos meus companheiros de estudo Jéssica Machado, Marcelo Gradella e Renan Sadao, que se tornaram tão constantes na minha vida que nossos encontros foram rotineiros até mesmo durante nossos intercâmbios na Europa. Além destes, existe ainda mais uma extensa lista de outros grandes amigos que fiz nessa turma, sendo infelizmente impossível citar todos aqui, mas que não foram menos importantes dos que os aqui citados.

Aos irmãos da república Toa-Toa, que desde o meu ingresso no primeiro ano me acolheram de uma forma a ponto de me fazer esquecer a grande distância que me separava de casa. Sou extremamente grato ao crescimento pessoal que tive lá dentro ao longo dos cinco anos que convivi por lá.

A Dona Ana, que por muitos anos foi minha segunda mãe na república Toa-Toa, me dando forças para continuar o curso nos momentos difíceis.

Aos engenheiros Rafael Augusto de Lima e Silva e Alex Rodrigues da empresa Thyssenkrupp, que depositaram em mim confiança para a realização deste projeto. Agradeço a todo apoio que me deram.

Por fim, a todos aqueles que não foram aqui citados, mas que também contribuíram de forma substancial para o meu crescimento pessoal e profissional.

“Eppur si muove.”

Galileu Galilei

Este trabalho foi desenvolvido no âmbito do Edital PICC 2013 – Programa de Incentivo à Capacitação Científica – do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá – UNESP – com apoio da empresa ThyssenKrupp.

RIBEIRO, M. D. **Modelagem de Motor de Combustão Interna e Simulação do Processo de Queima de Combustível**. 2013. 90 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

RESUMO

O motor de combustão interna é uma máquina térmica largamente utilizada na indústria automobilística. De modo a entender melhor o seu funcionamento, vários modelos na literatura têm sido propostos nos últimos anos. A modelagem termodinâmica 0-D é uma ferramenta relativamente simples, mas bastante útil para o entendimento do fenômeno da combustão no interior da câmara de motores de combustão interna. Na primeira etapa do presente trabalho, uma extensa revisão bibliográfica foi realizada com o intuito de se obter informações sobre esse tipo de análise e, posteriormente, aplicá-la em um modelo capaz de calcular a temperatura e pressão instantâneas em uma zona da câmara de combustão de um motor Diesel. Para isso, algumas considerações foram feitas com o objetivo de se melhorar a precisão do modelo em prever o correto funcionamento do motor, como a inclusão dos efeitos combinados da transferência de calor, vazamento e injeção. Na segunda etapa deste trabalho, buscou-se estudar o escoamento dentro do cilindro no qual ocorre a combustão da mistura ar-combustível de um modelo 3D de um motor Diesel. De modo a atingir este objetivo, o software Solidworks foi utilizado para criação das geometrias do motor e a suíte de programas Ansys para a geração da malha móvel (ICEM CFD e CFX-Pre) e solução do problema de fluido-dinâmica computacional (código CFD do Ansys CFX). O modelo foi capaz de realizar a simulação do escoamento do ar durante todos os quatro tempos de funcionamento do motor: admissão, compressão, expansão e exaustão. Os resultados obtidos de ambos os modelos foram satisfatórios e abrem uma nova gama de possibilidades para pesquisas futuras na área.

PALAVRAS-CHAVE: CFD, Motor de Combustão Interna, Combustão, Modelo 0D, 3D

RIBEIRO, M. D. Modeling of an Internal Combustion Engine and Simulation of the Combustion Process. 2013. 90 p. Graduate Work (Graduate in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

ABSTRACT

The internal combustion engine is a heat engine widely used in the automotive industry. In order to better understand its behavior many models in the literature have been proposed in the last years. The 0-D thermodynamic model is a fairly simple tool but it is very useful to understand the phenomenon of combustion inside the chamber of internal combustion engines. In the first phase of this work, an extensive literature review was made in order to get information about this kind of analysis and, after this, apply them in a model able to calculate the instantaneous temperature and pressure in one zone of the combustion chamber of a diesel engine. Therefore some considerations were made with the aim of increasing the accuracy of the model in predicting the correct behavior of the engine, adding the combined effects of heat transfer, leakage and injection. In the second phase, the goal was to study the internal flow of a three-dimensional model of an internal combustion engine. In order to achieve this goal the software Solidworks was used to create the geometries of an engine and the suite of softwares Ansys was used to create the moving mesh (ICEM CFD and CFX-Pre) and to solve the CFD problem (Ansys CFX code). The model was able to perform the air flow simulation during the four-stroke cycle of an engine: admission, compression, expansion and exhaust. The results obtained from both models were suitable and they open a new range of possibilities for future researches on the field.

KEYWORDS: CFD, Internal Combustion Engine, Combustion, Model 0D, 3D.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Motor de um BMW Z4 Roadster (Copyright BMW).....	18
Figura 2 - Funcionamento do ciclo quatro tempos.....	19
Figura 3 - Esquema dos fluxos de massa.....	25
Figura 4 - Comparação da área de mistura ar-combustível.....	26
Figura 5 - Vista de corte da malha no instante de começo do tempo de admissão	27
Figura 6 - Variações da geometria.....	28
Figura 7 - Simulação de motor	29
Figura 8 - Ângulo de manivela.....	30
Figura 9 – Geometria do problema em um determinado instante	39
Figura 10 – Geometria inicial importada no ICEM	41
Figura 11 – Part Mesh Setup e primeira aproximação da malha.....	42
Figura 12 – Checando a qualidade da malha.....	43
Figura 13 – Camada limite sobre uma placa plana	44
Figura 14 – Detalhe da camada limite	46
Figura 15 – Influência do fator limite de altura nos prismas	48
Figura 16 – Malha com os elementos prismáticos em um instante da admissão	49
Figura 17 – Tela inicial do CFX-Pre com a malha no instante inicial	50
Figura 18 – Malha com condições de contorno definidas.....	52
Figura 19 – Script de remalhagem criado no ICEM CFD.....	54
Figura 20 – Pontos de remalhagem	55
Figura 21 – Movimentação da válvula por remalhagem.....	56
Figura 22 – Resíduos RMS.....	57
Figura 23 - Taxa de calor liberada por ângulo de manivela.....	58
Figura 24 - Perfil de Temperatura	59
Figura 25 - Perfil de Pressão	59
Figura 26 - Fração de energia liberada.....	60
Figura 27 - Frações mássicas do ar e dos produtos de combustão.....	60
Figura 28 – Diagrama Pressão x Ângulo de Manivela de 0° a 720°.....	61
Figura 29 – Fluxo de massa de 0° a 720°.....	62

Figura 30 – Perfis de velocidade na admissão (55°, 110° e 166°)	63
Figura 31 – Perfis de velocidade na exaustão (593°, 549° e 704°)	64
Figura 32 – Swirl no topo (55°, 110°, 166°)	65
Figura 33 – Swirl no topo (593°, 649° e 704°).....	66
Figura 34 – Tumble no plano de simetria (55°, 110°, 166°)	67
Figura 35 – Tumble no plano de superfície (593°, 649° e 704°)	68

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características do modelo 3-D	39
Tabela 2 - Características principais do modelo 0-D	58

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

EGR - Exhaust Gas Recirculation (Recirculação de gases de exaustão)
CFD - Computational Fluid Dynamics (Fluido-dinâmica computacional)
RMS – Root-mean-square (Valor médio quadrático)
RoHR - Rate of Heat Release (Taxa de calor liberada)
FVA - Fechamento da válvula de admissão
AVE - Abertura da válvula de exaustão
U,u - Energia interna
Q,q - Calor
W - Trabalho
h - Entalpia, coeficiente de transferência de calor por convecção
P,p - Pressão
T - Temperatura
V - Volume
Y - Fração mássica
F _s , γ - Razão estequiométrica combustível-ar
R - Constante dos gases perfeitos
m - Massa

dHR - Energia liberada na combustão
 α - Ângulo de manivela
 ρ - Massa específica
u - Velocidade projetada no eixo x
v - Velocidade projetada no eixo y
w - Velocidade projetada no eixo z
t - Tempo
Re - Número de Reynolds
 τ - Tensão de cisalhamento
 E_t - Energia térmica
Pr - Número de Prandtl
 $d_{comb,i}$ - Duração da combustão na fase i
 SOC_i - Início da combustão
 β_i - Proporção da combustão na fase i
 C_i - Parâmetro de conclusão
 m_i - Fator de forma
HRF - Fração de energia liberada na combustão
 C_{vaz} - Coeficiente de vazamento
 A_{eff} - Seção efetiva da folga do anel do cilindro
N - Rotação do motor em rpm
 L_c - Comprimento da biela
 R_c - Razão de compressão
D - Diâmetro do pistão
C - Diâmetro do pistão para uso na expressão de Woschni
 δ - Espessura da camada limite
 ν - Viscosidade cinemática

Índices

c - Carga

comb - Combustível

inj - Injeção

vaz - Vazamento

a - Ar

q - Produtos de combustão

v - volume constante

res - Residual

cc - Curto-circuitado, câmara de combustão

carter - Referente ao cárter (reservatório de óleo)

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	17
1.1 Princípios de funcionamento do motor quatro tempos.....	18
1.2 Modelagem 0-D termodinâmica da combustão.....	20
1.3 Fluidodinâmica computacional	21
1.4 Objetivos.....	23
2 DESENVOLVIMENTO.....	24
2.1 Revisão Bibliográfica	24
2.2 Metodologia da modelagem 0D termodinâmica do motor Diesel	29
2.2.1 Balanço de energia	31
2.2.2 Taxa de calor liberada na combustão	33
2.2.3 Balanço de massa	34
2.2.4 Modelo para massa de vazamento.....	36
2.2.5 Modelo de injeção de combustível	36
2.2.6 Modelo de propriedade dos gases.....	37
2.2.7 Modelo do volume instantâneo na câmara	37
2.2.8 Modelo da transferência de calor	37
2.3 Modelo 3-D para simulação do escoamento em um motor quatro tempos.....	38
2.3.1 Criação da geometria no Solidworks.....	38
2.3.2 Construção da malha no ICEM CFD	40
2.3.3 Definição das condições de contorno no CFX-Pre	49
2.3.4 Solução no CFX - Solver Manager	57
3 RESULTADOS OBTIDOS.....	58
3.1 Resultados do modelo 0-D	58
3.2 Resultados do modelo em CFD 3-D.....	61
4 CONCLUSÃO.....	70
5 BIBLIOGRAFIA	72
APÊNDICE A – Critérios de qualidade de malha	74
APÊNDICE B – Turbulência e modelos de turbulência.....	77
ANEXO – Código-fonte do modelo 0D desenvolvido em Matlab	84

1 INTRODUÇÃO

O motor de combustão interna é uma máquina térmica que transforma a energia gerada pela queima do combustível no interior da câmara de combustão em energia mecânica útil. Desde o seu surgimento no século XIX, essa tecnologia tem sido utilizada em variadas aplicações na indústria e na vida cotidiana, das quais podemos destacar a sua vasta utilização como máquina motora dos automóveis modernos. Por esta razão, os motores de combustão interna se tornaram grandes responsáveis pelas emissões desenfreadas de gases poluentes e/ou gases do efeito estufa na atmosfera, problema que ignorado, pode resultar em sérias implicações para o clima global no futuro.

Tendo em vista o acima exposto, não é difícil justificar o engajamento de pessoas ao redor do mundo em pesquisas para melhorar a eficiência da tecnologia atual, já que as alternativas ao seu uso ainda não são totalmente viáveis, seja do ponto de vista custo como também do tecnológico. Além disso, devido ao avanço da tecnologia e pelo grande número de pesquisas na área ao longo dos anos, muitas abordagens vêm sendo aventadas, permitindo resultados cada vez melhores na busca por melhorias.

Nos dias de hoje, a redução da emissão e do consumo de combustível de motores são os dois principais desafios para os motores de combustão interna. Para esse fim, diferentes técnicas para otimizar o processo de combustão têm sido propostas: Injeção de combustível a alta pressão, injeções múltiplas, alta pressão de alimentação, EGR, comando de válvulas variável, altas taxas de redemoinho, novos combustíveis limpos, etc (F. PAYRI et al., 2011).

Para o desenvolvimento dessas técnicas, tem sido cada vez mais necessário o emprego de modelos que descrevam o comportamento físico do escoamento dentro de motores, para que as ideias propostas sejam testadas no computador antes de serem utilizadas na prática. Algumas formas de modelagem serão discutidas a seguir, após uma pequena introdução sobre o funcionamento do motor de combustão interna de quatro tempos.

1.1 Princípios de funcionamento do motor quatro tempos

O motor de combustão interna de quatro tempos é largamente utilizado na indústria automobilística. Ele é constituído por cilindros onde a mistura ar-combustível é misturada e comprimida, dando início a um processo de combustão que transfere energia ao fluido cuja expansão provoca a movimentação de um pistão. O pistão possui um movimento alternativo na direção vertical, que é convertido em um movimento rotativo pelo uso de um mecanismo de biela-manivela.

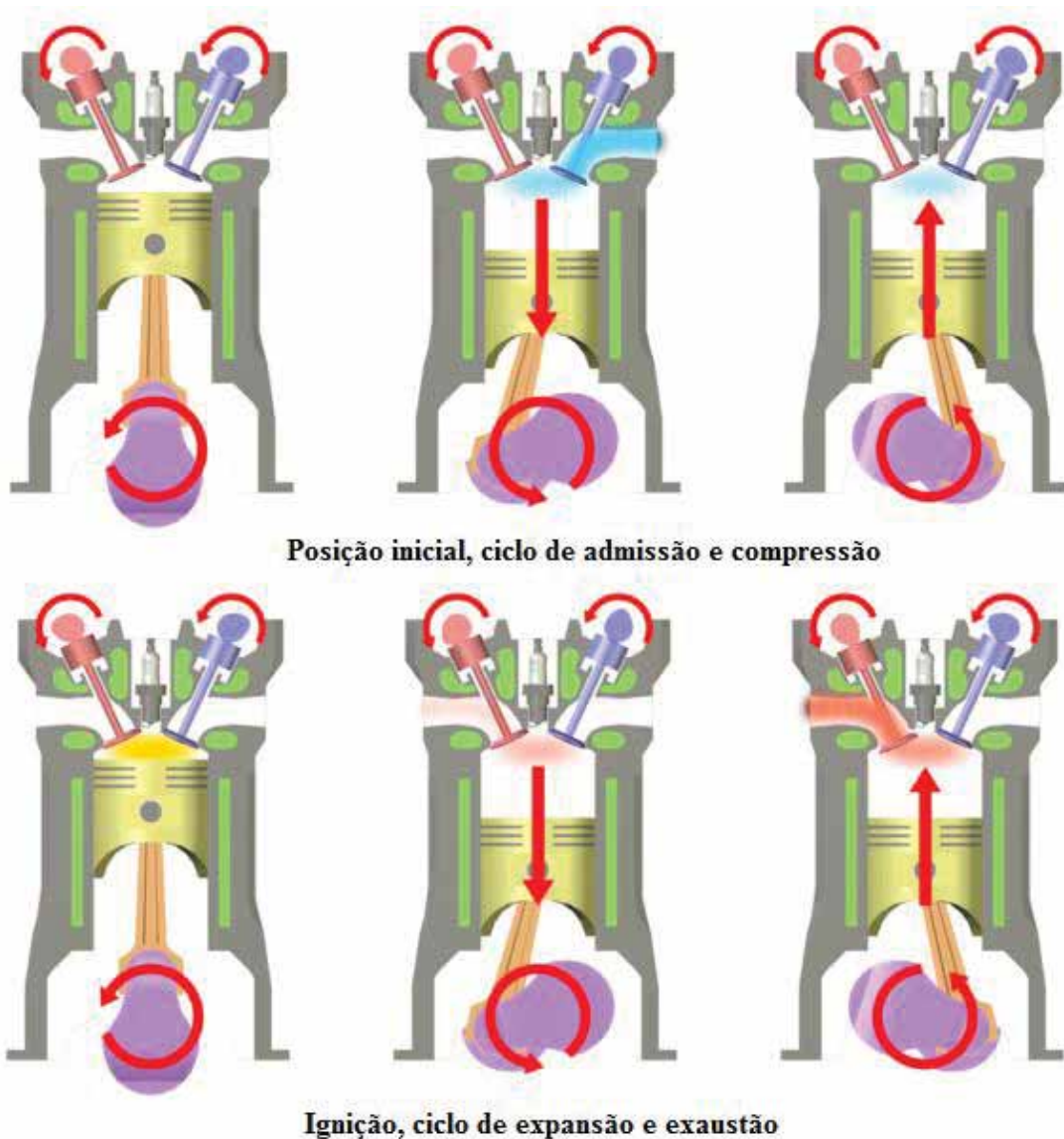
Figura 1 - Motor de um BMW Z4 Roadster (Copyright BMW)



O nome quatro tempos vem da característica de seu funcionamento, em que um ciclo completo é dividido em quatro etapas ou tempos: admissão, compressão, expansão e exaustão em duas rotações completas do motor.

O fluxo de entrada e saída do ar no cilindro é feito a partir de válvulas localizadas na parte superior do cilindro, que abrem ou fecham de acordo com a posição do pistão durante o seu movimento alternativo. A imagem a seguir ilustra o funcionamento completo do ciclo quatro tempos.

Figura 2 - Funcionamento do ciclo quatro tempos (Adaptado de http://en.wikipedia.org/wiki/Four-stroke_engine)



Admissão: Na admissão, a válvula de admissão encontra-se aberta e a válvula de exaustão fechada para que o cilindro seja preenchido com uma carga de ar fresco. Ela tem início com o pistão em uma posição próxima ao ponto morto superior, ou seja, na altura máxima. O pistão então inicia um rápido movimento descendente, de modo a criar uma pressão negativa no interior do cilindro e aspirar o ar para seu interior.

Compressão: Quando o pistão atinge a sua altura mínima ou ponto morto inferior, tem-se o início da compressão. A válvula de admissão é fechada e toda a carga de ar fresco aspirada na admissão é então comprimida juntamente com o combustível injetado na câmara de combustão até que o pistão atinja novamente o

ponto morto superior e o motor complete uma rotação. Ainda neste ciclo tem-se o início da combustão pela ignição da mistura ar-combustível. No motor Diesel, a ignição da mistura é realizada simplesmente pela injeção de combustível a alta pressão e pela elevada temperatura no interior da câmara promovida pelo movimento do pistão. Em um motor a centelha, como no caso dos motores movidos a gasolina, a ignição é iniciada por uma faísca produzida por uma vela de ignição localizada na superfície superior do cilindro.

Expansão: A elevada energia produzida pela queima da mistura ar-combustível é então transferida ao pistão, que então se movimenta novamente do ponto morto superior até o ponto morto inferior. Esse é o único tempo do ciclo onde trabalho é efetivamente realizado sobre o pistão.

Exaustão: Para fechar o ciclo, a válvula de exaustão se abre ao mesmo tempo em que o pistão começa seu movimento novamente no sentido ascendente. O resultado da combustão da mistura ar-combustível é então descarregado do cilindro até que o pistão atinja novamente o ponto morto superior. O motor completa sua segunda rotação e o ciclo se inicia novamente.

1.2 Modelagem 0-D termodinâmica da combustão

Segundo M. Lapuerta et al. (1999), o fator chave para a otimização de motores de combustão interna é o entendimento do processo que ocorre dentro da câmara. A variável que carrega a informação sobre o desenvolvimento da combustão é a taxa de calor liberada na combustão, constantemente definida na literatura pela sigla RoHR. Combinações das funções de Wiebe têm sido usadas para se descrever essa taxa, como demonstra o trabalho de J. R. Serrano et al. (2009), simulando as fases de pré-mistura, difusão e pós-combustão.

As propriedades termodinâmicas dos gases durante o processo de combustão são variáveis importantes e é necessário que modelos fiéis à realidade sejam criados para sua representação. Como exemplo, M. Lapuerta et al. (1999) apresenta as expressões para os calores específicos de diferentes componentes com correlações polinomiais em função da temperatura para espécies químicas puras. Em seu estudo, consideram doze espécies para obter a correlação para o calor específico dos produtos de combustão do

motor Diesel, da qual os coeficientes são calculados a partir do ajuste de dados obtidos das tabelas termodinâmicas JANAF de 1962.

Outro fator importante para o estudo dos motores é a transferência de calor através das paredes do cilindro do pistão, pois, como se sabe, as paredes do cilindro não são 100% adiabáticas e uma parcela do calor será perdida para o ambiente externo. É muito comum o uso de variações do modelo original proposto por Woschni (1967) para o cálculo do coeficiente de película nessa situação.

A partir desses modelos, e também de outros que serão expostos ao longo do trabalho, é possível então criar um modelo termodinâmico que seja capaz de aplicar as equações de conservação de massa e energia para se obter a temperatura e a pressão em uma zona da câmara de combustão do motor. Tal modelo é conhecido como modelo 0-D termodinâmico da combustão.

1.3 Fluidodinâmica computacional

Outra maneira de se estudar o comportamento de motores que vem se tornando cada vez mais comum no meio acadêmico é o uso da Fluidodinâmica computacional.

A fluidodinâmica computacional (CFD na sigla em inglês) é um ramo da mecânica dos fluidos que utiliza ferramentas computacionais para a simulação numérica de fenômenos complexos de escoamento. Tais simulações são realizadas pela obtenção dos campos das variáveis de interesse (velocidade, pressão, concentração, turbulência, etc) através da resolução das equações de conservação da massa, da taxa de variação da quantidade de movimento (Navier-Stokes) e da conservação de energia, tanto para análises em regime permanente como transiente.

As equações da conservação de massa, conservação da quantidade de movimento e equação da conservação de energia em coordenadas retangulares para três dimensões são definidas, respectivamente, como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{Re_r} \left[\frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \right] \quad (2.a)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{Re_r} \left[\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} \right] \quad (2.b)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{Re_r} \left[\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right] \quad (2.c)$$

$$\frac{\partial(E_T)}{\partial t} + \frac{\partial(uE_T)}{\partial x} + \frac{\partial(vE_T)}{\partial y} + \frac{\partial(wE_T)}{\partial z} = -\frac{\partial(up)}{\partial x} - \frac{\partial(vp)}{\partial y} - \frac{\partial(wp)}{\partial z} - \frac{1}{Re_r Pr_r} \left[\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} + 1 Re_r \frac{\partial(\tau_{xx} + \tau_{xy} + \tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(\tau_{xy} + \tau_{yy} + \tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(\tau_{xz} + \tau_{yz} + \tau_{zz})}{\partial z} \right] \quad (3)$$

Simulações CFD permitem aos pesquisadores entender o comportamento dos fluidos e quantificar importantes parâmetros como fluxos de massa e perdas de carga, dado que as ferramentas CFD têm sido validadas com resultados experimentais (J. Galindo et al., 2010). Porém, devido à complexidade dos cálculos envolvidos, o desenvolvimento de códigos para cálculo de escoamento é uma tarefa extremamente complicada e demanda um conhecimento muito grande de métodos numéricos para resolução de sistemas de equações diferenciais complexas. Por isso, é muito comum, tanto na indústria como no meio acadêmico, o uso de códigos CFD comerciais.

O uso de tais códigos deve ser feito, no entanto, com muita cautela. Por serem comerciais, são na grande maioria fechados e, por isso, são constantemente denominados de “caixa-preta”, pelo fato do usuário não ter acesso ao que acontece dentro do solucionador. Por isso é muito importante que o utilizador do software possua conhecimento adequado do fenômeno que deseja simular, para não definir os parâmetros de solução do problema com valores impraticáveis.

Além disso, para garantir que os resultados gerados são confiáveis, é muito recomendável que seja realizado a validação dos resultados, seja com dados reais experimentais ou com dados obtidos da literatura.

1.4 Objetivos

O objetivo geral deste trabalho de graduação é o estudo do escoamento dentro do cilindro de um motor de combustão interna, gerando uma malha móvel para representação do movimento alternativo do pistão com o uso de pacotes CFD 3D comerciais. Com a malha então pronta e validada para escoamentos sem viscosidade, escoamentos laminares e escoamentos turbulentos, este trabalho deverá então ser aproveitado posteriormente para a qualificação do projeto de mestrado do aluno, que terá início no ano subsequente. Nele será implementado um modelo de turbulência e serão realizadas simulações de escoamento dos fluidos dentro da câmara de um motor Diesel em condições de aspiração normal e superalimentada (turbo). Após isso o fenômeno da combustão poderá ser estudado.

Os objetivos específicos deste trabalho de graduação, por sua vez, serão:

- Modelagem 0-D termodinâmica do ciclo de combustão de um motor Diesel usando Matlab;
- Construção de modelo geométrico 3D do cilindro de um motor Diesel para aplicação em CFD 3D comercial, usando SolidWorks;
- Construção da malha móvel para modelo CFD 3D, usando o Ansys ICEM (gerador de malha) e Ansys CFX Pre (condições de contorno móvel);
- Simulação do escoamento dentro do cilindro de um motor Diesel em condição de aspiração normal usando Ansys CFX.

2 DESENVOLVIMENTO

2.1 Revisão Bibliográfica

A pesquisa acadêmica na área de motores vem crescendo nos últimos anos, em parte devido à crescente necessidade de se obter resultados cada vez melhores de eficiência e também devido ao aumento do rigor das políticas ambientais. Muitos modelos estão sendo propostos para investigar o seu funcionamento.

Modelos ideais fornecem a maneira mais simples de reproduzir os ciclos de motores de combustão interna, mas eles não representam com exatidão suficiente o seu real comportamento. Uma maneira plausível para aplicações de pesquisa e desenvolvimento é fornecida por modelos termodinâmicos 0-D (PAYRI et al., 2011).

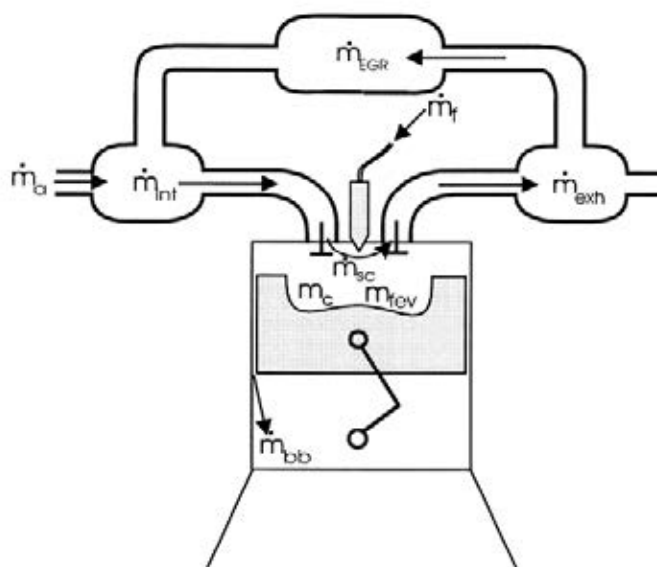
F. Payri e seus colaboradores desenvolveram um modelo 0-D da câmara de combustão de um motor Diesel capaz de considerar os efeitos da transferência de calor através das paredes do cilindro, massa de vazamento, injeção de combustível, deformações do motor e propriedade instantânea dos gases.

Atenção especial foi dada para a descrição dos sub-modelos específicos que foram utilizados para o cálculo dos termos das equações de massa e energia. Os procedimentos seguidos para a estimativa de alguns parâmetros mecânicos e de transferência de calor e da adequação do modelo de combustão também são detalhados (PAYRI et al., 2011).

Seus resultados foram então comparados e validados com dados experimentais obtidos a partir de um motor Diesel real, descrito em seu artigo.

Os modelos de propriedades dos gases e do balanço de massa do trabalho de F. Payri foram obtidos do trabalho de Lapuerta, Armas e Hernández (1999). Neste artigo foi proposto um modelo de composição instantânea dos gases, que por definição é composto por ar puro, combustível na forma gasosa e produtos estequiométricos da combustão. A concentração de cada espécie estava relacionada com parâmetros do motor de teste. Uma aproximação termodinâmica, coerente com a distinção das espécies mencionadas, também é proposta.

Figura 3 - Esquema dos fluxos de massa proposto por Lapuerta, Armas e Hernández (1999)



Um parâmetro importante para o correto funcionamento do modelo 0-D é a taxa de calor liberada na combustão (RoHR). Em seu trabalho, J. R. Serrano et al. (2009) parametrizaram os valores de RoHR obtidos de motores de teste por meio de funções de Wiebe. As funções de Wiebe são utilizadas para descrever a fração de queima e a taxa de queima em motores de combustão interna operando com diferentes sistemas de combustão e combustível.

Para a realização dessa tarefa, um procedimento baseado em ajustamento estatístico relacionado a critérios fenomenológicos é desenvolvido e explicado com profundidade. Os critérios sugeridos ligam os parâmetros que definem as funções de Wiebe com conceitos gerais da combustão do Diesel e tem-se mostrado aplicável tanto para operações em regime permanente como transiente. A sua aplicação melhora o ajustamento do RoHR em termo de redução de incertezas e dos requisitos computacionais (J. R. Serrano et al., 2009).

Após reunir os fatos mais interessantes acerca da modelagem 0-D na literatura, buscou-se após isso realizar a revisão da literatura que trata sobre o uso de códigos CFD 3D para modelagem e simulação do escoamento e combustão dos motores de combustão interna. Os que mais se destacaram foram resumidos na sequência.

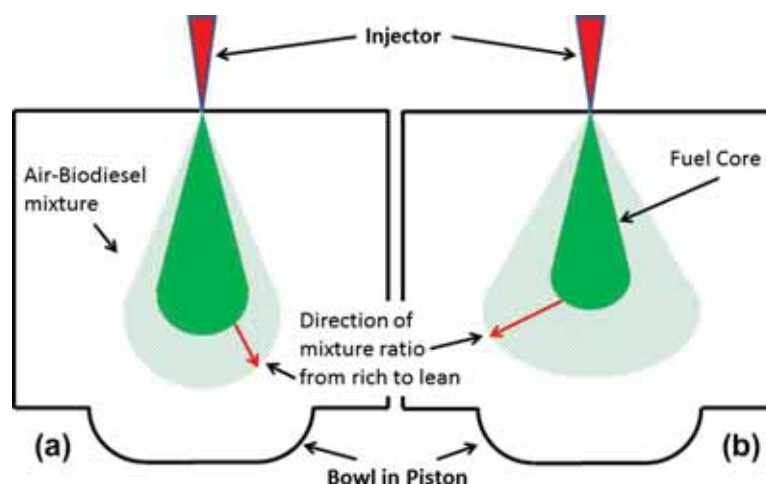
No trabalho de Bari e Saad (2013), o Ansys CFX é utilizado para estudar propostas para melhorar o desempenho de motores Diesel forçando uma condição de entrada de ar que melhore a eficiência da mistura ar combustível usando-se biodiesel.

De uma maneira geral, o uso do biodiesel é vantajoso por ser renovável e pelo fato de poder ser usado diretamente em qualquer motor de ignição por compressão após pequenas ou até mesmo sem modificações. Motores usando biodiesel também são reportados por não aumentar a produção do gás estufa CO_2 de um ponto de vista global, pelo fato das plantas que produzem biodiesel consumirem CO_2 durante o cultivo, não existindo desta forma produção líquida do gás citado (BARI; SAAD, 2013).

No entanto, o biodiesel possui propriedades diferentes ao diesel convencional, que podem prejudicar a eficiência do combustível na câmara de combustão e, conseqüentemente, piorar a eficiência do motor como um todo.

Ainda, segundo os autores, devido à maior viscosidade e por conter moléculas mais pesadas, o biodiesel possui como característica de injeção uma profundidade de penetração maior e um ângulo do cone formado pelo combustível menor, resultando em menor área de mistura e, por conseguinte, redução da eficiência da combustão e do desempenho do motor. A figura a seguir ilustra melhor este fato:

Figura 4 - Comparação da área de mistura ar-combustível: (a) pequena área de mistura, (b) grande área de mistura. (BARI; SAAD, 2013)

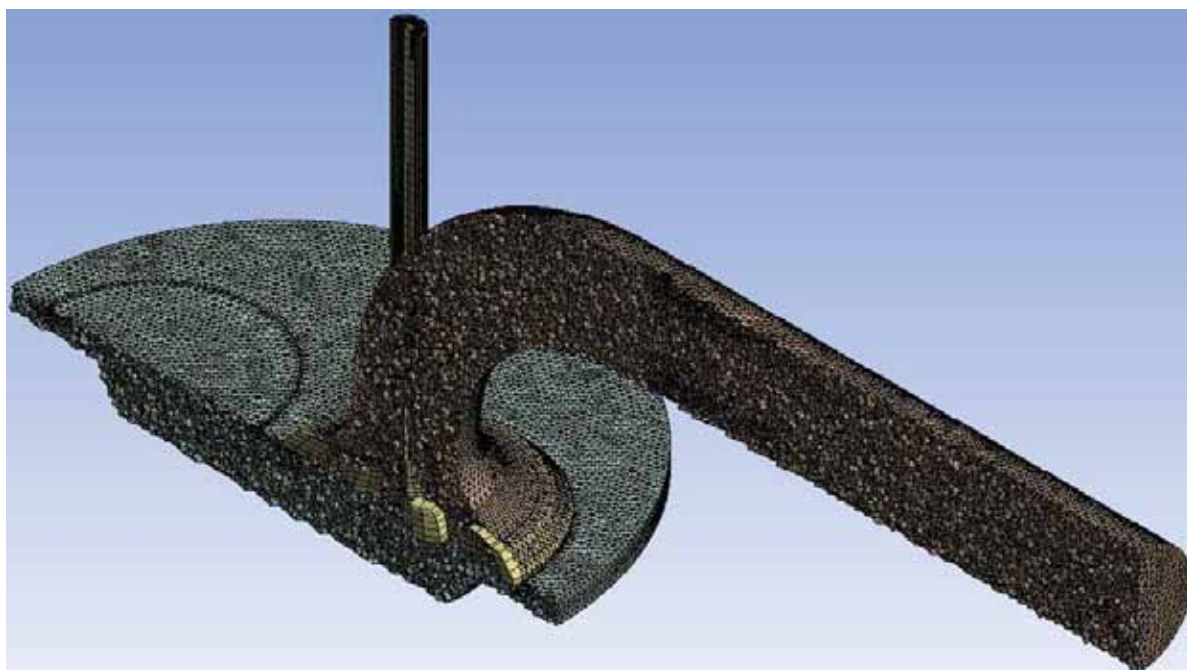


Os autores propõem então a instalação de um dispositivo na entrada de ar para forçar os movimentos de Swirl e Tumble. Swirl é uma rotação organizada do fluxo de

ar ao redor do eixo cilíndrico, enquanto Tumble é o movimento da carga do cilindro de cima para baixo e de volta para cima novamente.

Esse dispositivo possui pequenas palhetas localizadas radialmente na superfície do tubo de admissão que induzem a movimentação do ar, gerando assim uma turbulência organizada. Dispositivos com tamanhos de palheta variáveis foram testados com a ajuda do Ansys CFX e os resultados validados por dados experimentais tirados de um motor de teste. Uma malha móvel foi empregada para que fosse possível a simulação do movimento alternativo do pistão e é exibida a seguir:

Figura 5 - Vista de corte da malha no instante de começo do tempo de admissão.
(BARI; SAAD, 2013)



Em outro artigo, da autoria de A. Velghe et al. (2011), é dada especial atenção a estratégia de confecção da malha móvel e re-mapeamento para a simulação da movimentação das válvulas de admissão/exaustão e do pistão em motores.

Os autores desenvolveram um código CFD dedicado para simulação de motores de combustão interna usando computação paralela e malha hexaédrica não-estruturada. O IFP-3D, como foi batizado, utiliza formalismo não-estruturado, método de volumes finitos para malha deslocada, divisão do tempo, loop SIMPLE, advecção em sub-

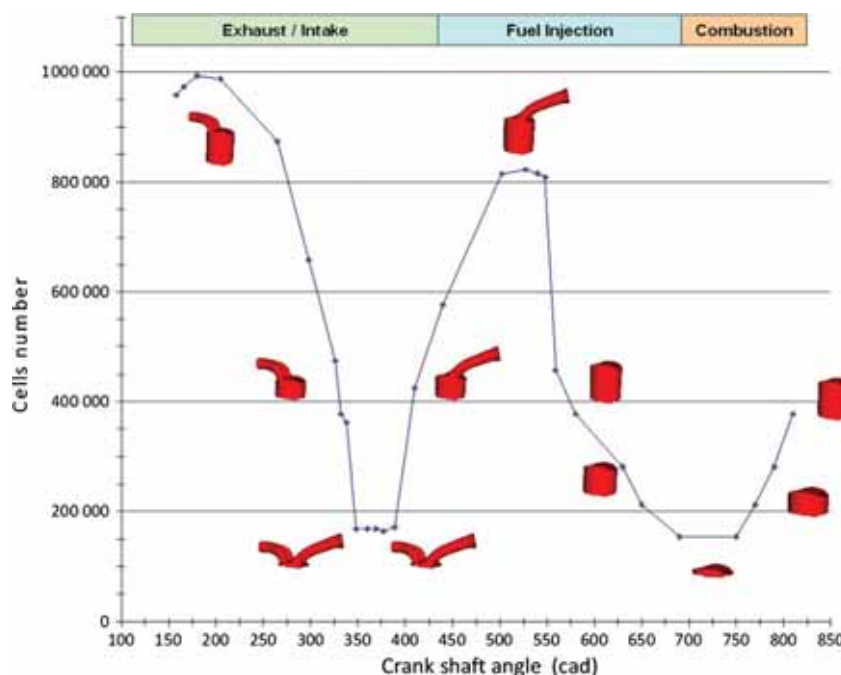
ciclos, spray turbulento/lagrangeano e um modelo de filme líquido (VELGHE; GILLET; BOHBOT, 2011).

Os autores atentam ao fato de que em aplicações móveis com altas deformações, técnicas de re-malhamento são extremamente necessárias já que a qualidade dos elementos cai bastante à medida que a malha como um todo vai sendo deformada. Além disso, na modelagem do cilindro e de seus componentes (válvulas, tubos de entrada e saída, etc.) um artifício muito útil pode ser utilizado, tratando-se do re-mapeamento.

A mudança da malha durante o cálculo permite que partes da geometria sejam adicionadas ou removidas. Por exemplo, quando a válvula de admissão está fechada, o tubo de entrada pode ser removido do cálculo. De fato, o domínio do fluido no tubo não tem nenhuma condição de contorno com o domínio do fluido na câmara de combustão. Durante a combustão, as válvulas de admissão e exaustão estão fechadas e as válvulas não são necessárias para calcular a combustão. O re-mapeamento também deve ser usado para simular o fechamento das válvulas (VELGHE; GILLET; BOHBOT, 2011).

Nas figuras 6 e 7 é possível visualizar as mudanças na malha no decorrer do ciclo:

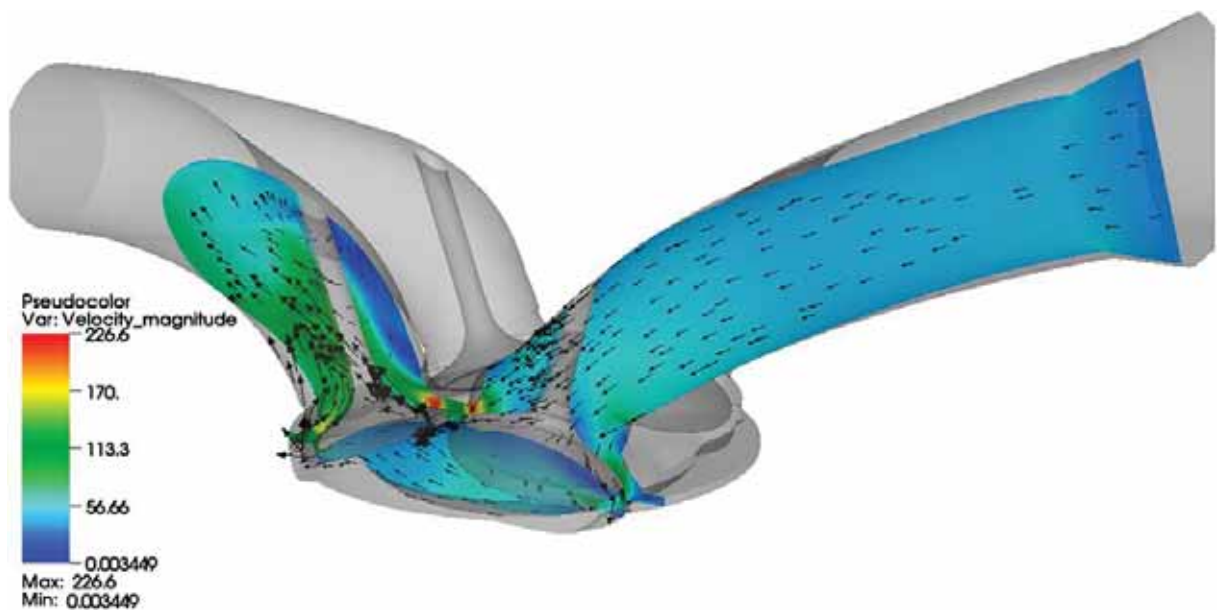
Figura 6 - Variações da geometria (VELGHE; GILLET; BOHBOT, 2011)



É possível notar também, que o número de elementos da malha varia consideravelmente entre períodos distintos da simulação, partindo de pouco mais do que cem mil elementos até quase um milhão.

O código foi então utilizado para realizar simulações do processo de combustão de um motor com ignição a faísca em uma estação de trabalho contando com até 1000 processadores. Os resultados obtidos foram muito bons e os autores trabalham agora na otimização das técnicas de computação paralela.

Figura 7 - Simulação de motor (VELGHE; GILLET; BOHBOT, 2011)



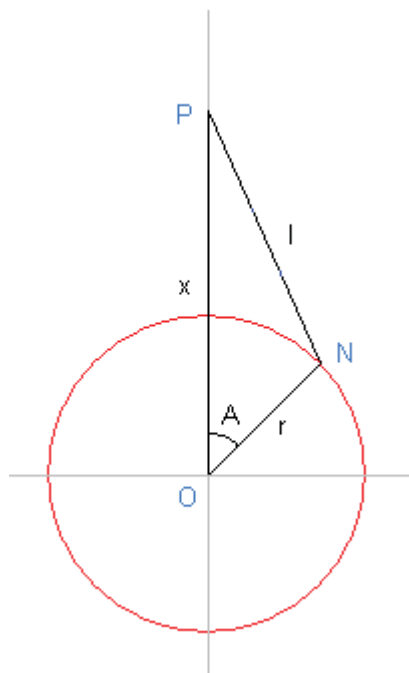
2.2 Metodologia da modelagem 0-D termodinâmica do motor Diesel

A primeira consideração a ser feita para a modelagem 0-D é o número de espécies e quais espécies farão partes do modelo. As espécies são: ar, combustível evaporado (diesel) e produtos da combustão. Todas elas consideradas como gás ideal para que a equação de estado possa ser utilizada.

O modelo termodinâmico 0-D para o motor Diesel descrito pelo presente trabalho propõe simular o ciclo completo de compressão e combustão dentro do cilindro de um motor Diesel, a partir do fechamento da válvula de admissão (FVA) até a abertura da válvula de exaustão (AVE). Em termos de ângulo de manivela, o FVA significa que a válvula de admissão acabou de fechar e o pistão se encontra no ponto

morto inferior, com a mistura logo acima da sua superfície superior renovada com a injeção de ar fresco a temperatura ambiente. Portanto, o ângulo de manivela é -180° . O pistão então se movimenta para cima em direção ao ponto morto superior, comprimindo a mistura ar combustível presente no cilindro e fazendo com que a combustão se inicie momentos antes do ângulo de manivela atingir o valor nulo, devido à alta temperatura e à presença do combustível, cuja injeção é modelada segundo uma expressão matemática. A partir daí a combustão se desenvolve e a mistura no cilindro vai gradativamente sendo queimada e se transformando em produtos de combustão até o desenvolvimento completo do processo. Isso acontece quando o pistão atinge novamente o ponto morto inferior, a válvula de expansão inicia a sua abertura (AVE) e o ângulo de manivela atinge o valor máximo de 180° . A título de ilustração, o ângulo de manivela é representado no desenho abaixo pela letra A, sendo o ângulo formado entre a vertical e a manivela:

Figura 8 - Ângulo de manivela A



Tendo sido definidas as espécies e o comportamento do modelo, faltam ainda mais algumas considerações a serem feitas para melhorar a sua precisão. A primeira delas é a consideração da massa de vazamento que é perdida pelo cilindro a cada ciclo.

Esse fluxo de massa se deve ao fato do conjunto cilindro-pistão não possuir vedação 100% eficiente, existindo portanto vazamento de massa para fora do volume.

Outra consideração importante é a da existência da troca de calor através das paredes do cilindro. Essa troca de calor vai depender do tamanho do motor e da característica do carregamento, além é claro, da temperatura.

Por fim também é importante definir um modelo para a injeção de combustível e a sua influência no processo de combustão. Este e todos os outros modelos serão descritos nas próximas seções.

2.2.1 Balanço de energia

Como mencionado anteriormente, o presente trabalho destina-se a realizar a simulação da combustão entre os instantes de fechamento da válvula de admissão (FVA) e abertura da válvula de exaustão (AVE). Por isso, a primeira lei da termodinâmica e a conservação de massa devem ser aplicadas para calcular a quantidade de energia e as frações mássicas para cada instante entre esses dois momentos. A primeira lei da termodinâmica, na sua forma mais básica, é descrita pela equação (1):

$$dU = -dQ + dW \quad (1)$$

No presente estudo tem-se o desenvolvimento descrito na equação (2):

$$\begin{aligned} dU_c &= -dQ + dW + h_{comb,inj} dm_{comb,inj} - h_c dm_{vaz} \\ dU_c &= -dQ - pdV + h_{comb,inj} dm_{comb,inj} - h_c dm_{vaz} \end{aligned} \quad (2)$$

Sendo U_c a energia interna da carga, Q é a transferência de calor entre as paredes do cilindro e o óleo refrigerante, W é o trabalho, $h_{comb,inj}$ é a entalpia específica do combustível na injeção, $m_{comb,inj}$ é a massa de combustível injetada, h_c é a entalpia específica da carga e m_{vaz} é a massa de vazamento.

O primeiro termo do lado esquerdo da equação (2) pode ser escrito da seguinte forma:

$$\begin{aligned}
dU_c &= d(m_c u_c) = d(m_a u_a + m_{comb} u_{comb} + m_q u_q) \\
dU_c &= m_a du_a + m_{comb} du_{comb} + m_q du_q \\
&+ u_a dm_a + u_{comb} dm_{comb} + u_q dm_q
\end{aligned} \tag{3}$$

Nos quais os índices c, a, comb e q referem-se, respectivamente, à carga, ao ar, ao combustível e aos produtos da combustão estequiométrica. Os termos da equação (3) com diferenciais de energia interna correspondem à variação da energia interna sensível e podem ser expressos pela equação (4):

$$\begin{aligned}
&m_a du_a + m_{comb} du_{comb} + m_q du_q \\
&= m_a c_{v,a} dT + m_{comb} c_{v,comb} dT + m_q c_{v,q} dT \\
&= m_c (Y_a c_{v,a} + Y_{comb} c_{v,comb} + Y_q c_{v,q}) dT \\
&= m_c c_{v,c} dT
\end{aligned} \tag{4}$$

A razão estequiométrica combustível-ar F_s é definida na equação (5):

$$dm_{comb,q} = F_s dm_{a,q} \tag{5}$$

Das equações expostas acima e como demonstrado por F. Payri et al. (2011), chega-se na equação (6):

$$\begin{aligned}
&\left[u_q - \frac{u_a + u_{comb} F_s}{F_s + 1} \right] (dm_q + Y_q dm_{vaz}) \\
&= -m_c c_{v,c} dT - dQ - pdV + (h_{comb,inj} - u_{comb}) dm_{comb} - R_c T dm_{vaz}
\end{aligned} \tag{6}$$

Sendo o termo do lado esquerdo da equação (6) a energia liberada na combustão $-dHR$. O uso do sinal negativo é apenas para consistência com o critério de sinal adotado para a transferência de calor através das paredes do cilindro: positivo significa que calor é perdido pela carga e negativo significa que calor é fornecido a carga.

Representando o termo dHR com o sinal positivo, teremos na realidade a energia da reação, que é descrita de acordo com a equação (7):

$$dHR = m_c c_{v,c} dT + dQ + pdV - (h_{comb,inj} - u_{comb}) dm_{comb} - R_c T dm_{vaz} \quad (7)$$

A equação (7) representa então o balanço de energia do problema em questão. Do lado esquerdo temos o calor liberado pela combustão. É interessante notar neste ponto que este termo e os que se seguem são calculados para cada instante de tempo, ou para fins práticos, para cada ângulo de manivela alfa. Assim, a taxa de calor liberada na combustão RoHR pode ser obtida dividindo-se o dHR pelo diferencial do ângulo da seguinte forma: $RoHR = dHR/d\alpha$. Do lado direito, tem-se respectivamente a energia interna sensível do gás, a troca de calor com as paredes do cilindro, o trabalho realizado pelo gás, a energia relacionada com a injeção de combustível e o fluxo de trabalho associado com o vazamento de massa.

Para completar esse balanço, deve-se lembrar que as espécies envolvidas no processo de combustão são consideradas gases ideais e, portanto, a equação de estado para os gases perfeitos pode ser aplicada nesse caso.

$$PV = m_c RT \quad (8)$$

2.2.2 Taxa de calor liberada na combustão

A simulação da combustão depende de um importante parâmetro para representação do calor que é liberado pela combustão em cada passo de ângulo de manivela alfa. Esse parâmetro é a taxa de calor liberada na combustão (RoHR) e o seu cálculo é feito a partir de modificações das equações de Wiebe.

Como demonstrado por J. R. Serrano et al. (2009), é possível usar três funções de Wiebe combinadas para descrever o RoHR, nas fases de pré-mistura, difusão e pós-combustão. Como a injeção de combustível também será considerada, um termo adicional ao modelo proposto por Serrano denominado piloto será considerado. E a expressão para o cálculo do RoHR é como demonstra a equação (9):

$$RoHR = \sum_{i=1}^4 \left[\frac{C_i(m_i+1)}{d_{comb,i}} \left(\frac{\alpha - SOC_i}{d_{comb,i}} \right)^{m_i} e^{\left[-C_i \left(\frac{\alpha - SOC_i}{d_{comb,i}} \right)^{(m_i+1)} \right]} \right] \beta_i \quad (9)$$

Na equação (9), α é o ângulo de manivela, $d_{comb,i}$ é a duração da combustão na fase i (piloto, pré-mistura, difusão e pós-combustão), SOC_i é o início da combustão, β_i é a proporção da combustão na fase i em relação a todo o processo de combustão (portanto é uma valor que varia de 0 a 1), C_i é o parâmetro de conclusão que é usado para representar a eficiência da combustão e m_i é o fator de forma que controla o gradiente da combustão.

2.2.3 Balanço de massa

Para o balanço de massa, utiliza-se um modelo descrito por M. Lapuerta et al. (1999). Nesse modelo, considera-se a possibilidade de o gás de exaustão ser parcialmente recirculado (m_{EGR}), parte dos produtos da combustão permanecem no cilindro após o fim do processo (m_{res}), uma certa quantidade de gás pode ser curto-circuitada durante o período de abertura e fechamento de válvulas (m_{cc}), algum vazamento pode ocorrer durante o movimento de compressão-exaustão (m_{vaz}), e a massa de combustível incorporada ao sistema é instantaneamente evaporada (m_{comb}). A massa gasosa contida na câmara de combustão a cada instante é chamada de massa da carga (m_c).

Além disso, para o cálculo das frações mássicas em cada instante, é necessário saber a razão estequiométrica combustível-ar e também fração instantânea de calor liberada, que é determinada no cálculo da taxa de calor liberada na combustão.

Assim, o balanço de massa nesse caso é descrito na equação (10):

$$Y_{q,AVE} = \frac{m_{q,AVE}}{m_{c,AVE}} = \frac{1 + \frac{1}{Fs}}{1 + \frac{1}{Fs} - \left(\frac{m_{cc} + \frac{m_{vaz}}{2}}{m_{comb}} \right) \frac{1}{1 + \frac{m_{EGR} + m_{res}}{m_a - m_{cc}}}} \quad (10)$$

No qual $Y_{q,AVE}$ representa a fração mássica dos gases queimados no momento de abertura da válvula de exaustão.

$$Y_{q,FVA} = \frac{Y_{q,AVE}}{1 + \frac{m_a - m_{cc}}{m_{EGR} + m_{res}}} \quad (11)$$

$Y_{q,FVA}$ representa a fração mássica dos gases queimados no momento inicial, ou seja, fechamento da válvula de admissão. Assim, pode-se calcular a fração mássica dos gases queimados para qualquer instante entre o início e o final do processo, como demonstra a equação (12):

$$Y_q = \frac{m_q}{m_c} = \frac{\left(m_{comb} + \frac{m_{comb}}{F_s}\right)HRF + (m_{EGR} + m_{res})Y_{q,AVE} - (m_{cc} + m_{vaz}^*)Y_{q,FVA}}{m_{comb}^* + m_a + m_{EGR} + m_{res} - \left(m_{cc} + \frac{m_{vaz}^*}{2}\right)} \quad (12)$$

Nesta equação, as massas de vazamento e combustível cumulativas são indicadas por um asterisco. O HRF é a fração de energia liberada na combustão.

A fração mássica para o combustível é dada pela equação (13):

$$Y_{comb} = \frac{m_{comb}^* - m_{comb}HRF}{m_{comb}^* + m_a + m_{EGR} + m_{res} - \left(m_{cc} + \frac{m_{vaz}^*}{2}\right)} \quad (13)$$

Finalmente, a fração mássica do ar é obtida subtraindo-se as frações mássicas das outras espécies pela unidade, como mostra a equação (14):

$$Y_a = 1 - Y_q - Y_{comb} \quad (14)$$

Como não se dispõe de um sistema de teste de motor, dados como a massa de ar por ciclo, combustível injetado e gás recirculado foram obtidos através de extenso estudo da literatura, método de tentativa e erro e comparação de resultados.

2.2.4 Modelo para massa de vazamento

O fluxo de massa que vaza através das paredes do cilindro é estimado por meio da equação (15):

$$\dot{m}_{vaz} = C_{vaz} A_{eff} \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1} \cdot \frac{P^2}{R_c T} \cdot \left[\left(\frac{P_{carter}}{P} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{P_{carter}}{P} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right]} \quad (15)$$

Sendo C_{vaz} o coeficiente que é normalmente ajustado com medições experimentais de vazamento, que neste trabalho foi obtido da literatura, e A_{eff} é a seção efetiva da folga do anel do cilindro.

É importante notar que esta é uma expressão de fluxo de massa em função do tempo. Para se relacionar este fluxo com o ângulo de manivela, assim como todos os outros modelos da modelagem completa, é necessário lembrar-se de dividi-la pelo fator $6N$, com N a rotação do motor em rotações por minuto.

2.2.5 Modelo de injeção de combustível

A consideração de um modelo de injeção tem um importante efeito no balanço de massa, na composição do gás e no balanço de energia. Porém, quase toda informação sobre a combustão está na taxa de calor liberada.

Assim, este modelo considera que o combustível é injetado a uma taxa constante, começando em um ângulo de manivela de -60° até -10° aproximadamente, e que certo combustível permanece não queimado após o processo de combustão.

A expressão da forma da concentração de combustível foi ajustada, para que a massa por ciclo seja 17,3 mg.

É necessário lembrar que este modelo não leva em conta o real efeito da taxa de injeção na liberação de energia. Esse efeito deve ser levado em consideração com o uso de um modelo físico de combustão como proposto por Arrègle et al. (2003), mas isso está fora do escopo deste trabalho.

2.2.6 Modelo de propriedade dos gases

A constante do gás e o calor específico na câmara de combustão são obtidos de acordo com as equações (16) e (17):

$$R_c = R_a \cdot Y_a + R_{comb} \cdot Y_{comb} + R_q \cdot Y_q \quad (16)$$

$$c_{v,c} = c_{v,a} \cdot Y_a + c_{v,comb} \cdot Y_{comb} + c_{v,q} \cdot Y_q \quad (17)$$

Os valores dos calores específicos, assim como da energia interna, para as três espécies são obtidas de correlações polinomiais em função da temperatura.

2.2.7 Modelo do volume instantâneo na câmara

O volume instantâneo dentro do cilindro, equação (18), é calculado como uma soma do volume da câmara de combustão e o volume deslocado instantâneo, representados respectivamente pelas equações (19) e (20). Os volumes das deformações causadas pela pressão e pelas forças inerciais foram desconsiderados.

$$V = V_{cc} + V_{d,inst} \quad (18)$$

$$V_{cc} = \frac{V_d}{r_c - 1} \quad (19)$$

$$V_{d,inst} = \left((L_c + r) - r \cos(\alpha) - \sqrt{L_c^2 - r^2 \sin^2(\alpha)} \right) \cdot \pi D^2 / 4 \quad (20)$$

Sendo V_d o volume deslocado pelo pistão e r_c a taxa de compressão do motor diesel.

2.2.8 Modelo da transferência de calor

Considera-se que a transferência de calor através das paredes da câmara de combustão é totalmente governada pela convecção, já que a radiação para as paredes em relação à convecção é muito pequena nessas condições.

O coeficiente de transferência de calor é calculado a partir de uma variação da expressão proposta por Woschni (1967). A equação (21) é descrita abaixo. Suas constantes foram obtidas da literatura.

$$h = CD^{-0,2}P^{0,8}T^{-0,53} \left[C_{W1}c_m + C_{W2}c_u + C_2 \frac{V_d T_{FVA}}{V_{FVA} P_{FVA}} (P - P_0) \right]^{0,8} \quad (21)$$

O código fonte da modelagem 0-D desenvolvido em Matlab encontra-se no anexo.

2.3 Modelo 3-D para simulação do escoamento em um motor quatro tempos

A modelagem de um motor de combustão interna com o uso de ferramentas 3-D de fluidodinâmica computacional (CFD) possui três etapas distintas. A primeira nada mais é que a construção da geometria que se quer modelar, no caso o cilindro no qual ocorre a combustão de um motor Diesel. A segunda envolve a criação de uma malha computacional sobre a geometria, para que sejam definidos os pontos do domínio em que se deseja que as equações de conservação e de escoamento sejam aplicadas para a resolução do problema desejado. Essa é a etapa mais crítica de toda a modelagem e na qual se deve dedicar maior atenção e tempo, para garantir qualidade e refinamento suficiente da malha para uma simulação com resultados confiáveis e em tempos computacionais exequíveis. Com a malha devidamente construída e avaliada, começam-se os trabalhos em um solucionador CFD, definindo-se todas as condições de contorno e de início, e o problema será solucionado resolvendo-se as equações de interesse.

2.3.1 Criação da geometria no Solidworks

A geometria do problema em questão foi realizada com a ajuda do software comercial Solidworks da Dassault Systèmes. O Solidworks foi escolhido graças à sua boa reputação na indústria e no meio acadêmico, ajudando engenheiros e acadêmicos a gerar modelos 3D de qualidade para seus projetos.

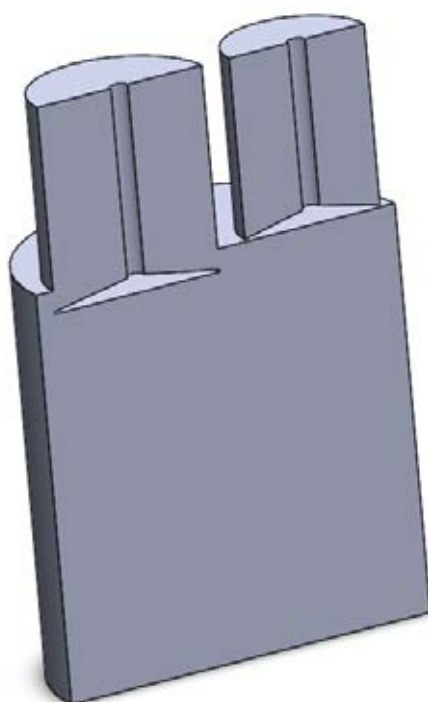
Os dados do motor utilizados para a construção do modelo foram os mesmos do modelo 0-D e serão detalhados na tabela a seguir:

Tabela 1 - Características do modelo 3-D

Diâmetro do cilindro	85	[mm]
Curso	88	[mm]
Tamanho da manivela	145	[mm]
Taxa de compressão	17,8	-

Por se tratar de um problema de geometria variável, ou seja, o volume do cilindro varia de acordo com a posição do pistão, mostra-se na imagem a seguir a geometria do problema em um instante na admissão em que o pistão caminha em direção ao ponto morto inferior, a válvula de admissão encontra-se totalmente aberta e a válvula de exaustão fechada. Além disso, por se utilizar uma geometria bastante simples, aproveitou-se do fato do problema ser simétrico, em relação a um plano que passa pelo seu centro, e somente uma parte do cilindro foi representada. Isso reduz o número de elementos da malha e aumenta a velocidade da simulação de modo significativo.

Figura 9 – Geometria do problema em um determinado instante



2.3.2 Construção da malha no ICEM CFD

As equações diferenciais parciais que governam o escoamento de fluidos e a transferência de calor não são usualmente passíveis de solução analítica, exceto para casos muito simples. Por isso, para analisar o escoamento, domínios de fluido são divididos em subdomínios menores (constituídos de primitivas geométricas como hexaedros e tetraedros em 3D e quadriláteros e triângulos em 2D) e as equações de fluxo discretizadas são resolvidas dentro dessas porções do domínio. Tipicamente, um dos três métodos é utilizado para resolver o sistema de equações: volumes finitos, elementos finitos ou diferenças finitas. Cuidado deve ser tomado para garantir a continuidade da solução através de interfaces comuns entre dois subdomínios, para que soluções aproximadas dentro de porções variadas possam ser colocadas juntas para dar uma imagem completa do escoamento no domínio inteiro. Cada uma dessas porções do domínio é conhecida como elemento ou célula e a coleção de todos os elementos é conhecida como malha ou rede (CFD ONLINE, 2013).

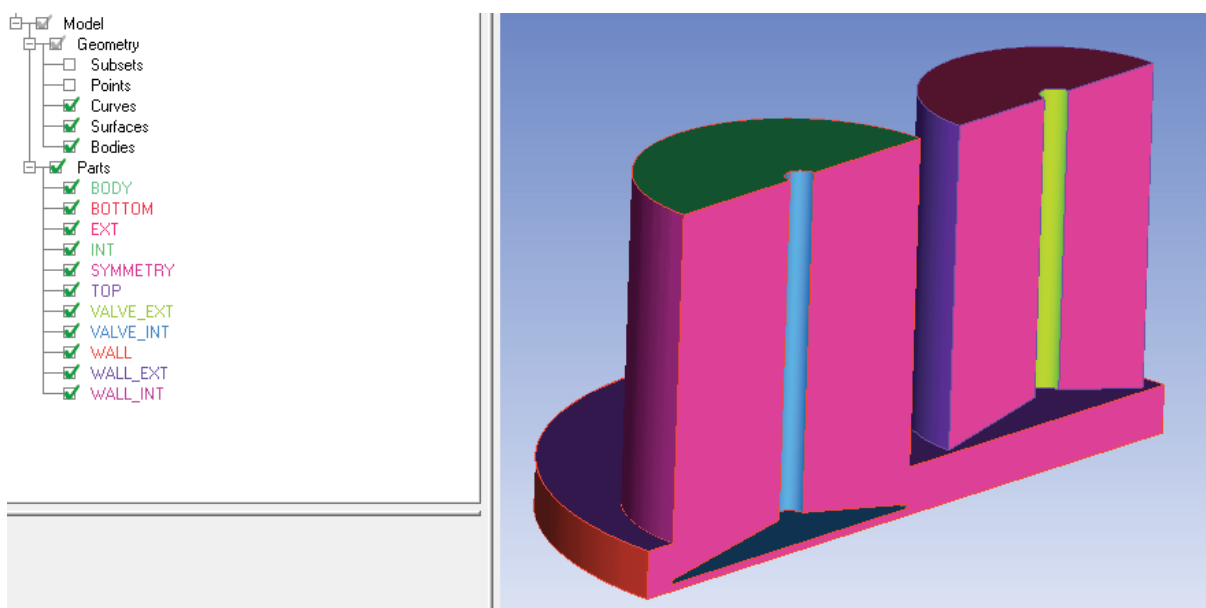
O software utilizado para a geração da malha escolhido foi o malhador comercial ICEM CFD, que faz parte da suíte de softwares da versão acadêmica do ANSYS R14.5. Sua escolha se deve ao fato de sua boa reputação para simulações CFD e pelo fato de sua licença estar disponível no Departamento de Energia da FEG-UNESP.

O primeiro procedimento a ser realizado é a importação do arquivo de geometria para o ICEM CFD em um formato que ele consiga ler. O formato utilizado foi o ACIS, amplamente utilizado na indústria para aplicações de engenharia. Porém, como o problema em questão envolve a utilização de uma malha móvel, com uma parede que se movimenta para representar a superfície da cabeça do pistão, a malha está sujeita a severas deformações, que se negligenciadas prejudicam a exatidão dos resultados da simulação. Por isso se faz necessário o uso de técnicas de remalhamento, para que a malha seja recriada cada vez que seus elementos se tornem muito deformados. Os procedimentos de remalhamento serão descritos em tópicos subsequentes, sendo necessário agora apenas entender que cada ponto de remalhamento envolve a criação de uma geometria e uma malha nova, sendo esta última criada manualmente no

software ou via script. O processo de criação manual da malha no software será descrito a seguir.

A primeira geometria a ser importada para o ICEM é a da configuração em que o pistão encontra-se no ponto morto superior, a válvula de admissão encontra-se aberta e a válvula de exaustão fechada.

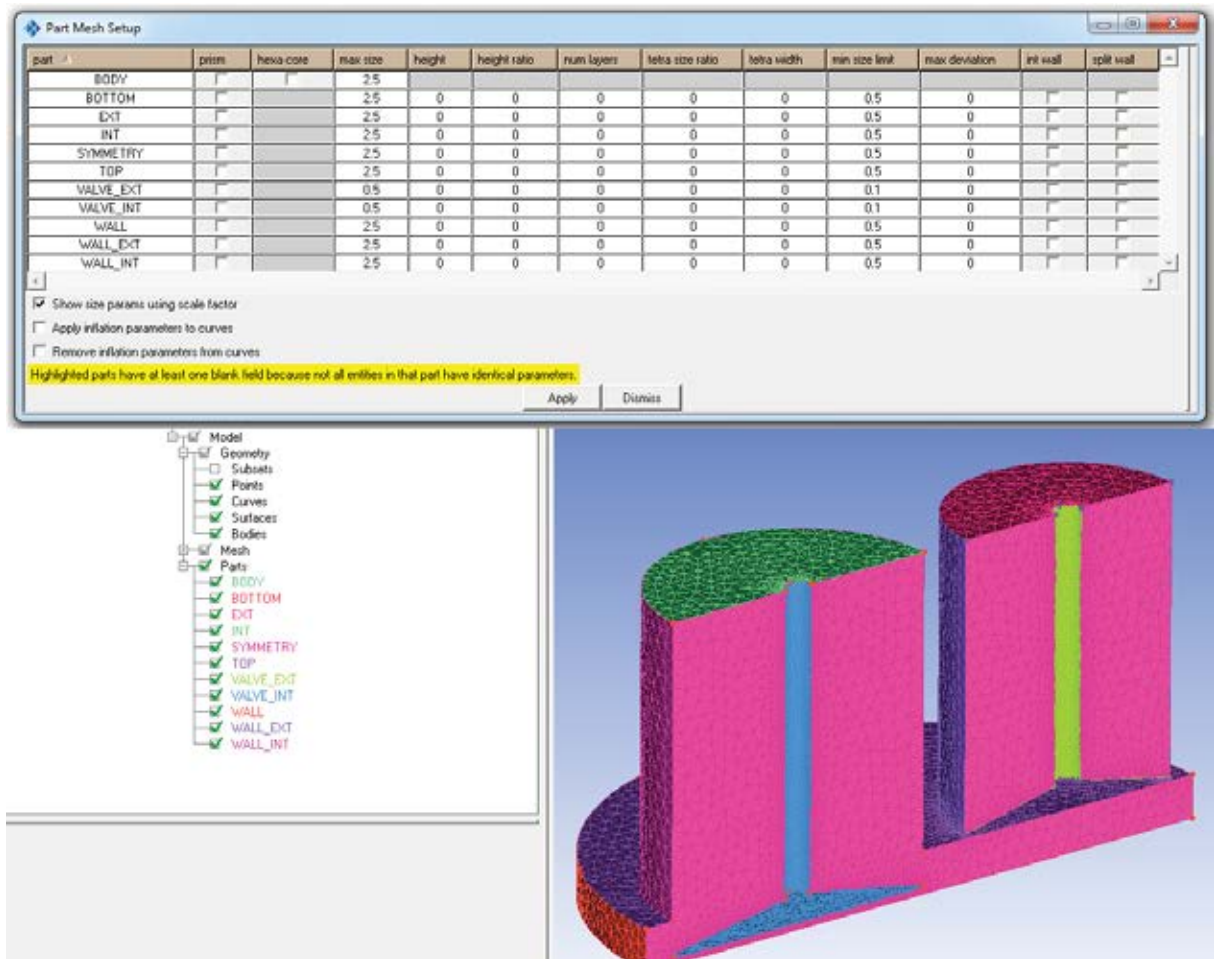
Figura 10 – Geometria inicial importada no ICEM



Inicialmente as superfícies de interesse devem ser nomeadas, sendo importante notar que as condições de contorno do problema só podem ser aplicadas no CFD em superfícies devidamente identificadas. Por isso, todas as superfícies da malha são nomeadas de acordo com a condição a ser aplicada futuramente, ou seja, na parede do cilindro usa-se o nome “Wall”, no topo do cilindro “Top”, na válvula de admissão “Valve_int” e assim por diante. Com todas as superfícies prontas e identificadas, é necessário definir então um corpo ou “body” dentro da geometria, para indicar para o malhador o local onde os elementos devem ser criados. Após isso, define-se o tamanho mínimo e máximo dos elementos em cada superfície através do “Part Mesh Setup”. Esse ponto é crucial, pois aqui a densidade da malha será definida. Os softwares CFDs usam discretização através dos elementos da malha e, portanto, nos locais em que o escoamento é submetido a grandes gradientes de pressão, velocidade ou de qualquer outra grandeza, é importante criar uma malha mais fina de modo a capturar essas

grandes variações. Para esta primeira geometria, por exemplo, um maior refinamento na região de abertura das válvulas se faz necessário, visto que ali são esperadas grandes diferenças de velocidade. Enfim, a geometria dos elementos a serem criados é definida como tetraédrica e uma primeira aproximação da malha é computada.

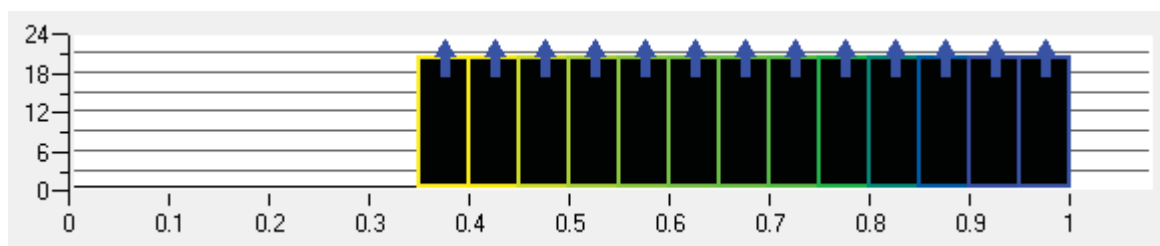
Figura 11 – Part Mesh Setup e primeira aproximação da malha



O tipo de malha escolhida para a resolução deste problema é a tetraédrica. Isso significa que os elementos da malha são formados por elementos tetraédricos em 3D e triângulos em 2D. Além disso, como o Solver do Ansys CFX não requer uma malha estruturada para rodar a solução, a malha em questão é não-estruturada. Isso significa que a malha não segue uma convenção rígida de ordenação da conectividade de nós e elementos.

Com a malha computada, é possível então verificar a sua qualidade através da ferramenta “Mesh Quality”:

Figura 12 – Checando a qualidade da malha



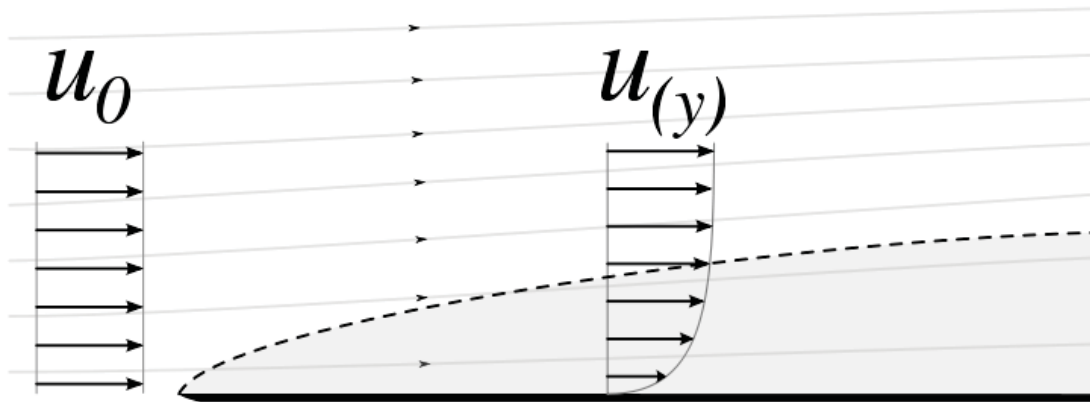
Como se pode ver da figura 12, a qualidade dos elementos para essa primeira malha foi maior do que 0,35 no critério Quality. De modo geral, o código do Ansys CFX trabalha bem para valores de qualidade de até no mínimo 0,2, com ângulo ortogonal mínimo de 18° e aceita altos valores de razão de aspecto e baixo skewness. Dessa maneira, o valor de qualidade obtida foi muito bom, mas deve-se ter em mente que a qualidade dos elementos cairá com a inserção dos elementos prismáticos que representam a camada limite. Uma breve descrição dos principais critérios de qualidade utilizados pelo ICEM CFD está disponível no apêndice A.

O último passo de criação da malha é a representação da camada limite. Em mecânica dos fluidos, a camada limite é definida como a camada de fluido que está imediatamente em contato com uma superfície, onde os efeitos da viscosidade são importantes. Quantitativamente, a camada limite hidrodinâmica pode ser definida como uma camada próxima da superfície na qual existe um gradiente de velocidade das partículas de fluido, sendo que a velocidade varia do valor zero para as partículas imediatamente em contato com a superfície até o valor de 99% da velocidade do escoamento livre para as partículas na sua outra extremidade.

O valor da camada limite para escoamento turbulento sobre uma placa plana pode ser dada pela equação (22). A formação da camada é ilustrada na figura 13.

$$\frac{\delta}{x} = \frac{0,385}{Re_x^{0,2}} \quad (22)$$

Figura 13 – Camada limite sobre uma placa plana



Antes de se detalhar os procedimentos de criação da camada limite no modelo 3D, um valor médio aproximado de sua espessura pode ser obtido a partir de algumas suposições, só para que se tenha uma idéia de sua ordem de grandeza. Para o cálculo do número de Reynolds, assume-se então uma velocidade de escoamento sobre a superfície média de 40 m/s, um comprimento característico igual ao diâmetro do cilindro de 85 mm e um comprimento x de 40 mm, que é um valor próximo da metade da altura do cilindro com o pistão no ponto morto inferior. Além disso, considera-se o fluido como ar a 300 K, com viscosidade cinemática de $15,89E-6 \text{ m}^2/\text{s}$. Portanto:

$$Re_x = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{40 \cdot 0,085}{15,89E-6} = 213971,051 \quad (23)$$

$$\delta = \frac{0,385 \cdot x}{Re_x^{0,2}} = 1,32 \text{ mm} \quad (24)$$

A aproximação obtida para o valor da camada limite obteve um valor numericamente próximo ao tamanho médio dos elementos da malha, que pode variar de algo próximo a 0,1 mm nas regiões mais finas a até no máximo 2,5 mm nas regiões mais grosseiras. Para malhas com o pistão em posição mais próxima ao ponto morto inferior e, portanto, de volume maior, os maiores elementos podem chegar a no máximo 5 mm.

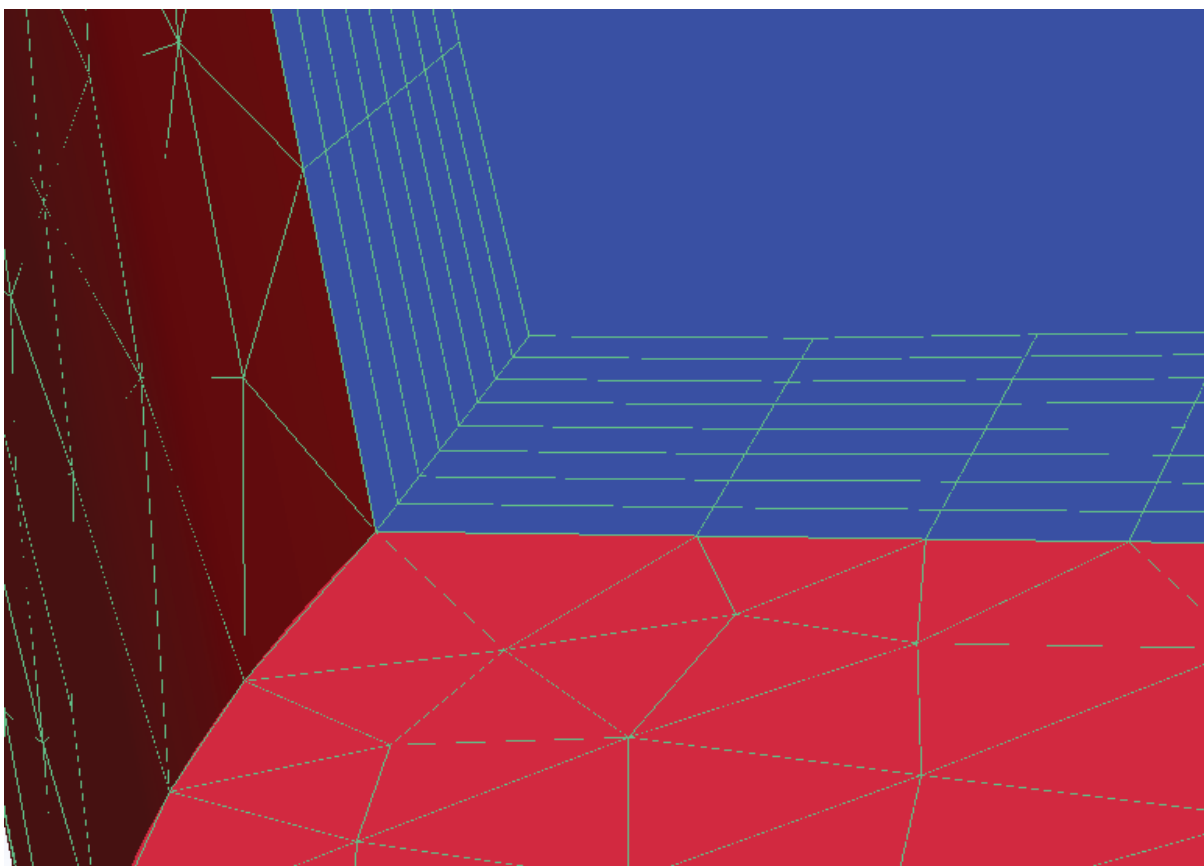
Dessa maneira, ao invés de se definir a espessura da camada limite como um valor constante ao longo de todas as paredes da geometria, foi utilizada uma característica especial do malhador ICEM, na qual a espessura varia de tamanho em regiões distintas da malha. O valor obtido com o uso das equações 23 e 24 serviram apenas para indicar um valor aproximado que a espessura da camada poderia ter ao longo da superfície em um determinado instante. No entanto, deve-se lembrar do fato de que a superfície pela qual o ar escoia não é uma placa plana, mas na verdade cilíndrica, e de que parâmetros importantes para o cálculo do Reynolds como velocidade e o comprimento x variam com o tempo.

De modo a capturar os altos gradientes de velocidade, finas camadas de elementos prismáticos (prismas retos de base triangular contendo cinco faces) serão criadas próximas à parede até atingir um tamanho similar ao tamanho global dos elementos da malha. Como a camada limite corresponde à primeira camada de elementos tetraédricos, ela será desmanchada para criar essas camadas de elementos prismáticos. A espessura total dessas camadas (soma de todas as subcamadas até a mais externa) representa a camada limite, tendo tamanho variável dependendo do tamanho dos elementos da região de parede onde se encontram.

A criação desses elementos tem a desvantagem de reduzir a qualidade dos elementos da malha. No entanto, essa queda de qualidade não necessariamente causa problemas porque as camadas de elementos prismáticos possuem a importante característica de ter os seus elementos alinhados com a direção do escoamento.

A figura 14 ilustra melhor o que foi exposto acima, detalhando os elementos prismáticos da superfície.

Figura 14 – Detalhe da camada limite



Para garantir uma boa qualidade da malha, mesmo após a inserção da camada limite, é importante seguir um procedimento para suavização dos elementos próximos a parede. Após a criação dos elementos tetraédricos, na aba “Edit Mesh/Smooth Mesh Globally”, o seguinte procedimento deve ser seguido:

- Suavização dos elementos tetra_4 e tri_3 com cinco iterações e critério de qualidade mantido em 0,3 com a opção “Laplace Smoothing” não selecionada;
- Suavização dos elementos tri_3 com cinco iterações e critério de qualidade mantido em 0,3 com a opção “Laplace Smoothing” selecionada. Os elementos tetra_4 devem ser mantidos na opção “float”;
- Repetição do primeiro passo, ou seja, suavização dos elementos tetra_4 e tetra_3, com cinco iterações, critério de qualidade mantido em 0,3 com a opção “Laplace Smoothing” não selecionada;

O primeiro passo deste procedimento tem apenas a função de rearranjar elementos de baixa qualidade, para que tenham qualidade de no mínimo 0,3. O segundo passo executa o algoritmo de Laplace, que tem por finalidade tornar o espaçamento dos elementos da malha mais uniforme. Essa ação funciona somente para superfícies triangulares e embora possa levar a queda da qualidade de alguns elementos da malha, ela tem impacto positivo para a inserção dos elementos prismáticos. Por fim, repete-se o primeiro passo para que elementos de má qualidade que possam ter surgido durante a execução do segundo passo sejam eliminados.

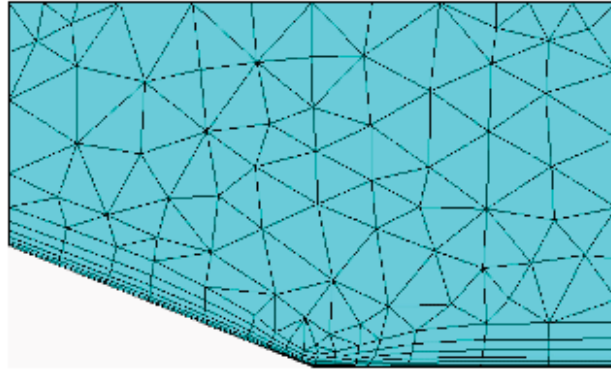
Após a execução dos procedimentos de suavização, resta apenas definir os parâmetros para criação dos prismas. Como dito anteriormente, a espessura da camada limite não terá um valor constante ao longo da superfície, sendo representada por uma camada bem fina que começa na superfície até atingir um tamanho comparável ao tamanho global dos elementos da malha. Após isso, divide-se a camada formada em subcamadas, para que a captação dos altos gradientes de velocidade possa ser mais facilmente realizada.

Assim, como primeiramente apenas uma camada será criada, tanto a altura inicial como a altura final são definidas com o valor nulo. Além disso, a razão de altura (height ratio) não precisa ser definida, já que existe apenas uma camada. O parâmetro mais importante a ser definido aqui é o fator limite de altura (height limit factor), que terá o valor unitário. Esse parâmetro permite criar a última camada de prismas de tamanho uma (ou outro valor, se desejado) vez o tamanho dos primeiros elementos não prismáticos (ver figura 15). Isso é útil já que é importante garantir um bom fator de aspecto entre os elementos para a convergência numérica.

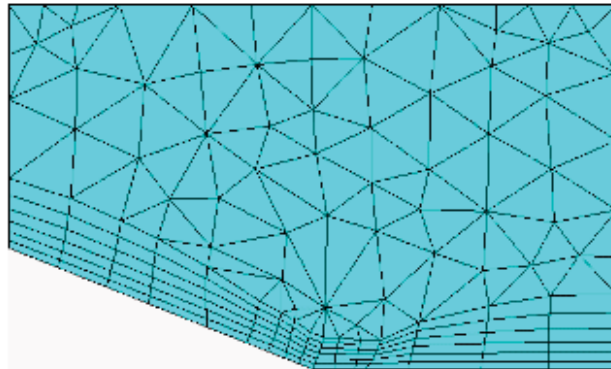
É possível observar na figura 15, que com um valor unitário deste fator uma transição mais suave entre os elementos prismáticos e os outros elementos da malha é obtida. Isso se deve ao fato de o tamanho da camada limite ser ligeiramente semelhante ao tamanho global dos elementos da malha.

Figura 15 – Influência do fator limite de altura nos prismas (Adaptado do guia de Ajuda do ICEM CFD, 2013)

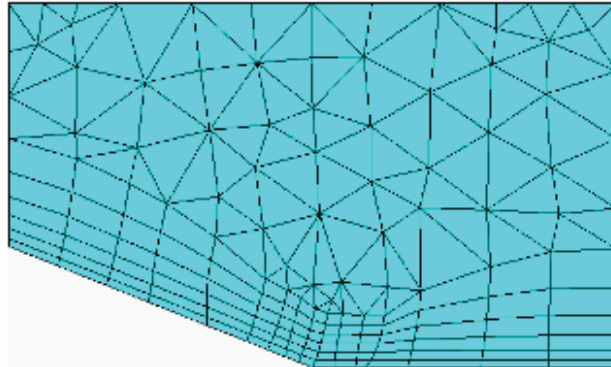
Nenhum valor definido para fator limite de altura



Fator limite de altura = 0.5



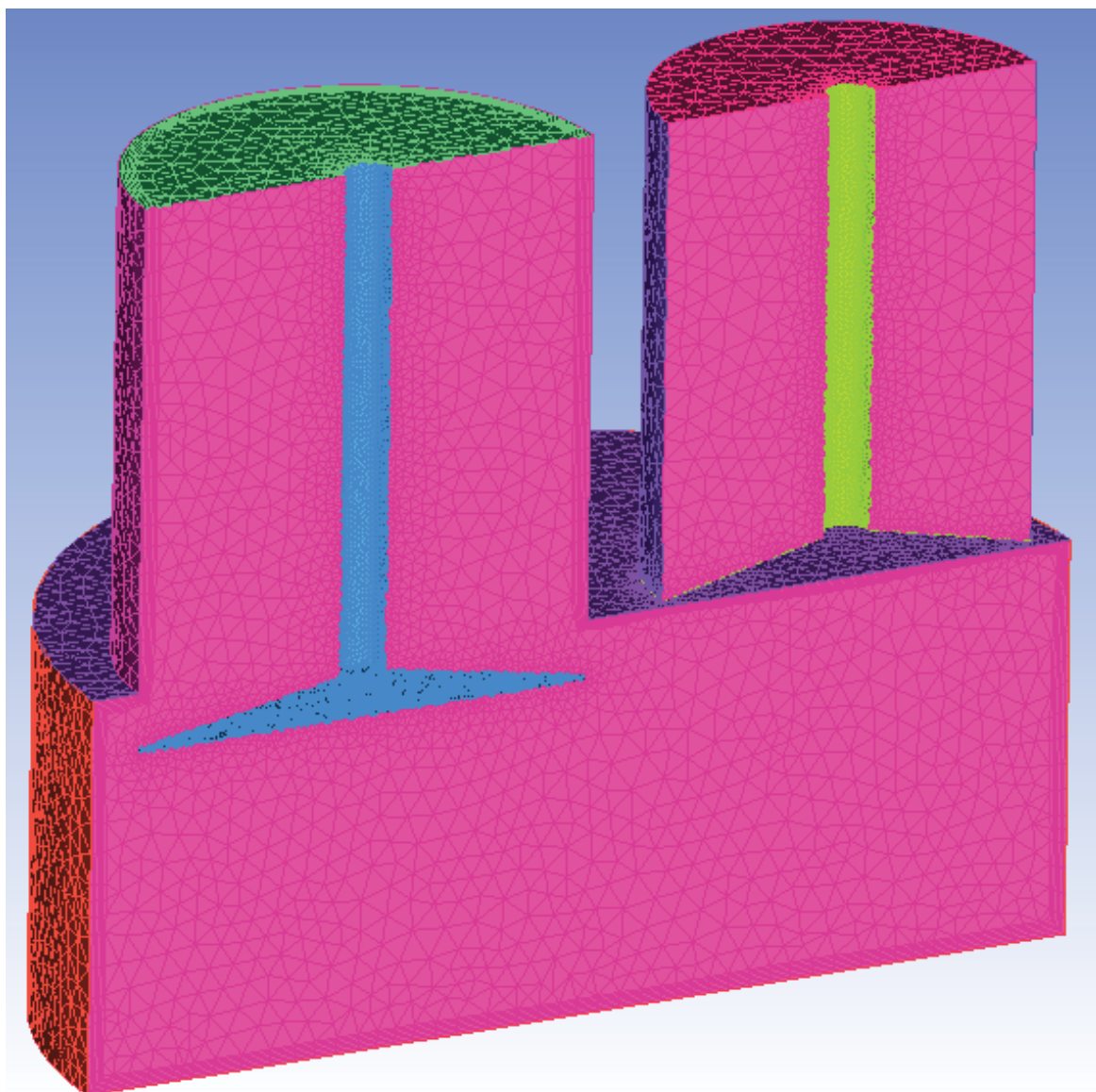
Fator limite de altura = 1.0



A última etapa de criação dos elementos prismáticos é a divisão da camada limite em subcamadas. Em quase todos os instantes de simulação, o número de subcamadas foi fixado em oito, sendo às vezes seis nos instantes iniciais ou finais, em que o número de elementos da malha é consideravelmente menor.

A aparência final da malha, já com os elementos prismáticos é mostrada na figura 16:

Figura 16 – Malha com os elementos prismáticos em um instante da admissão

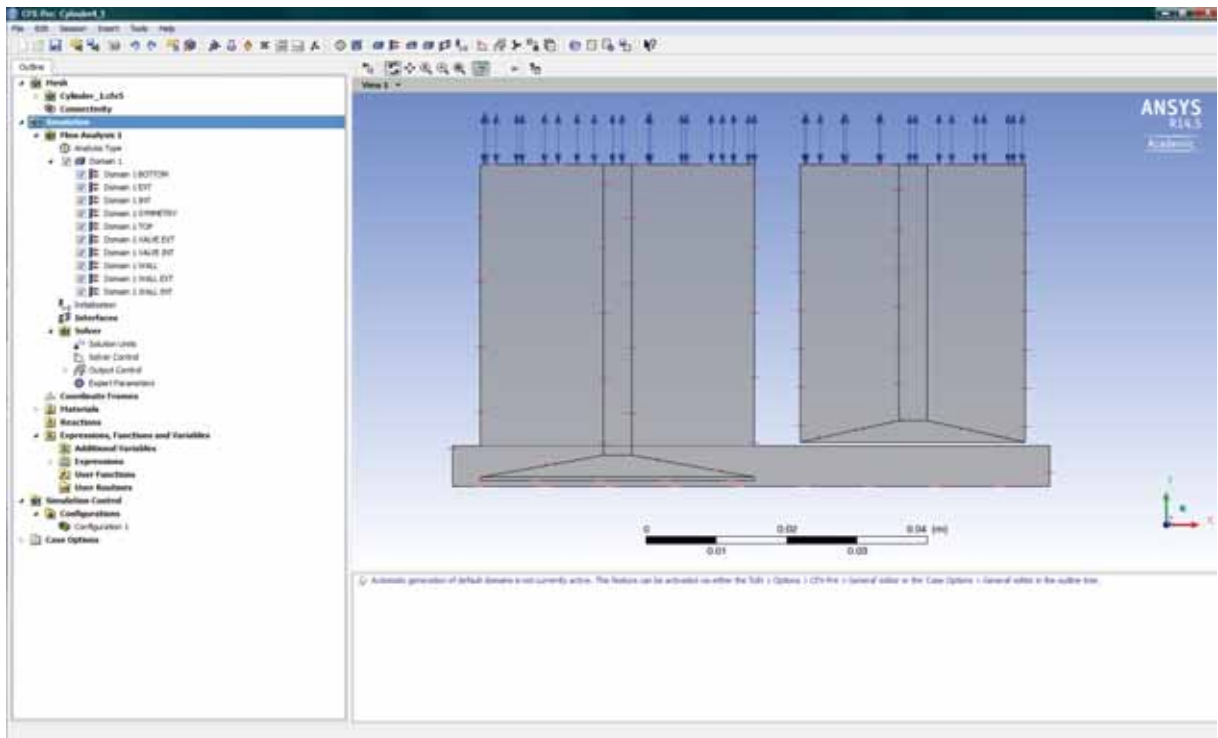


2.3.3 Definição das condições de contorno no CFX-Pre

Antes de se realizar a solução de um problema de CFD, é necessário que as condições de contorno sejam definidas nas superfícies da malha. Para isso, emprega-se o módulo CFX-Pre da versão acadêmica do Ansys R14.5.

A tela inicial do CFX-Pre, já com a malha do instante inicial é mostrada na figura 17:

Figura 17 – Tela inicial do CFX-Pre com a malha no instante inicial



Antes da descrição dos procedimentos de criação das condições de contorno, é importante definir qual será a ordem de simulação. No início, o pistão se encontra no ponto morto superior, a válvula de admissão está aberta e a válvula de exaustão fechada. Portanto, o primeiro tempo a ser representado é a admissão, sendo esta feita na condição aspirada, ou seja, admitindo o ar na condição ambiente. A simulação prossegue então com o fechamento da válvula de admissão quando o pistão atinge o ponto morto inferior, permanecendo o cilindro completamente fechado para os ciclos de compressão e expansão. Ao fim do tempo de expansão, a válvula de exaustão se abre e o ar é descarregado do cilindro, completando o ciclo de quatro tempos.

A velocidade de rotação do motor foi fixada com o valor de 2300 rpm, levando o motor aproximadamente $2,6E-2$ s para realizar uma rotação completa e $5,2E-2$ s para a realização completa de seu ciclo de funcionamento. No modelo 3D, a injeção do diesel e a combustão da mistura ar-combustível não será modelada, sendo essa simulação, portanto, uma simulação sem combustão, ou “Cold-flow” como conhecida na literatura.

Tendo essas considerações sido feitas, a primeira atitude a ser tomada é definir o tipo de análise a ser realizada. Neste caso, como o problema é intrinsecamente relacionado com o tempo, pelo fato de a posição do pistão se alterar com o ângulo de manivela, define-se a análise como transiente. O tempo total é fixado em $5,2E-2$ s, já que se deseja simular o ciclo completo. Além disso, o time-step (passo de tempo) é fixado em $1E-4$ s, que é um valor comum para esse tipo de simulação. A escolha do time-step é uma decisão importante porque o código CFD do Ansys CFX resolve as equações discretizadas de escoamento pelo método explícito, que tem uma forte dependência com o tamanho do time-step escolhido. Isso significa que um time-step muito grande dificulta ou até mesmo impossibilita a convergência do problema.

Para simulações do escoamento em motor de combustão interna, o time-step escolhido garante valores suficientemente aceitáveis para o número de Courant, que é uma condição suficiente (porém não necessária) para a estabilidade de métodos computacionais explícitos de resolução de equações diferenciais em problemas transientes.

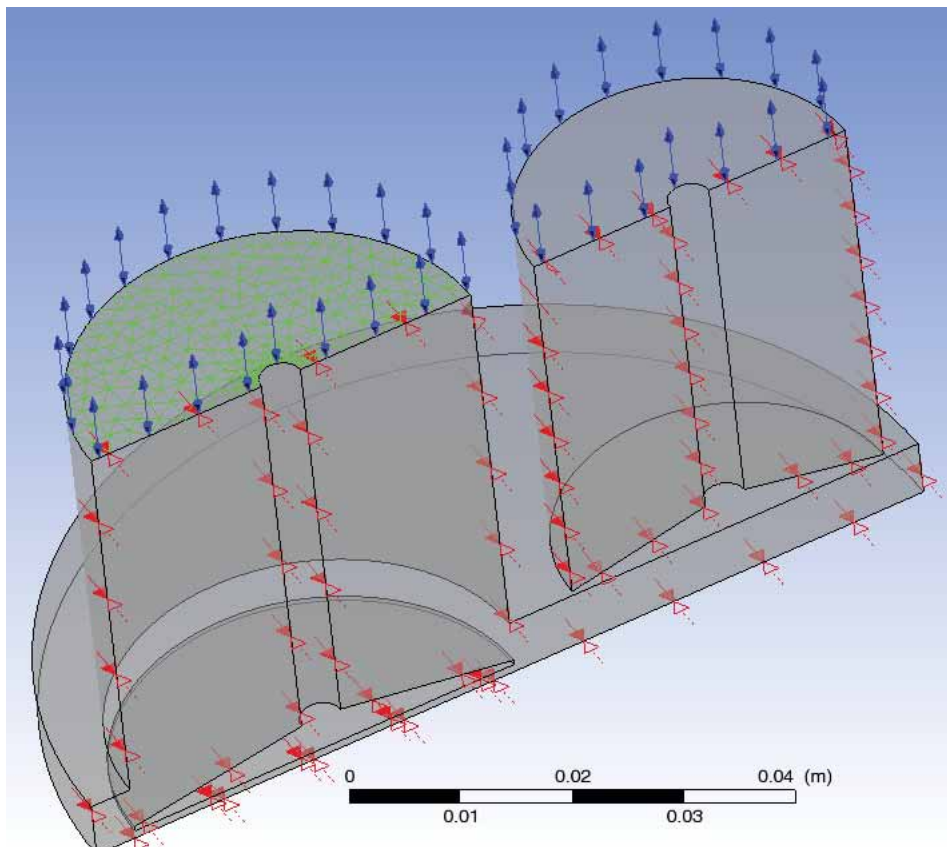
O próximo passo é definir o domínio da simulação. A definição do domínio nada mais é do que fixar a natureza (sólido ou líquido) e qual material ou substância preenche o volume computacional estabelecido pela malha. Como o interesse deste trabalho é a simulação do escoamento do ar dentro do cilindro, o tipo do domínio é selecionado como fluido, sendo este fluido o ar. Ainda é necessário, no entanto, assumir que o ar é um gás ideal. A consideração de ar real introduz uma dificuldade a mais no problema, devido à natureza complexa das equações de escoamento e de conservação, aumentando consideravelmente o número de interpolações a serem realizadas pelo Solver e, conseqüentemente, deixando a simulação muito instável para o tipo de malha utilizada. A assunção de ar como gás ideal elimina essa complexidade extra e permite uma representação do ciclo completo do funcionamento do motor de uma forma exequível com os recursos disponíveis para essa pesquisa.

A pressão de referência no domínio é fixada em 1 atm e o modelo de turbulência utilizado é o SST (Shear Stress Transport). Uma breve discussão sobre turbulência e sobre a história dos modelos de turbulência encontra-se disponível no apêndice B, para o leitor interessado em uma análise mais detalhada.

Ainda na aba de definição do domínio, deve-se ativar a opção de deformação da malha, para permitir que os elementos da malha se deformem com a movimentação de objetos e paredes móveis presentes no domínio.

Com a definição do domínio pronta, começa-se então a definição das superfícies de controle do problema em questão. A entrada e a saída dos tubos de admissão e exaustão são definidas como aberturas (openings) à pressão atmosférica. A superfície de simetria é fixada e todas as outras superfícies são definidas como parede. As regiões de parede são definidas com a condição de nenhum deslizamento na superfície, para que a camada limite seja corretamente representada.

Figura 18 – Malha com condições de contorno definidas



A aparência da malha logo após a inserção das condições de contorno é ilustrada na figura 18.

O próximo passo compreende a criação de expressões usando a linguagem CEL do Ansys CFX para definir a posição exata do pistão com o tempo e para realizar a abertura e fechamento de válvulas, realizando os remalhamentos quando necessários.

A expressão para a movimentação do pistão, que é a mesma do modelo 0-D, é descrita pelas equações (25) e (26):

$$y = (L_c + r) - r \cos(\alpha) - \sqrt{L_c^2 - r^2 \sin^2(\alpha)} \quad (25)$$

$$\alpha = \frac{2\pi}{T} t \quad (26)$$

O primeiro termo da equação (25) é a soma do comprimento da manivela (145 mm) com o comprimento da biela (44 mm), sendo este último a metade do comprimento do curso do motor (88 mm). O termo α é o ângulo de manivela, sendo a constante T o tempo total de uma rotação do motor e a variável t é o tempo, ambas em segundos. Com mencionado anteriormente, o tempo total de uma rotação T é 2,6E-2 s.

A expressão acima é então fixada à superfície inferior (“bottom”), que representa neste modelo a cabeça do pistão. Isso é possível trocando-se a opção de movimentação da malha para a superfície mencionada de “estacionário” para “localização específica”. Isso permite que uma expressão seja utilizada para indicar a localização exata que a superfície deve ter em um determinado tempo. Dessa maneira, usa-se a equação (25) para determinar a posição vertical da superfície bottom.

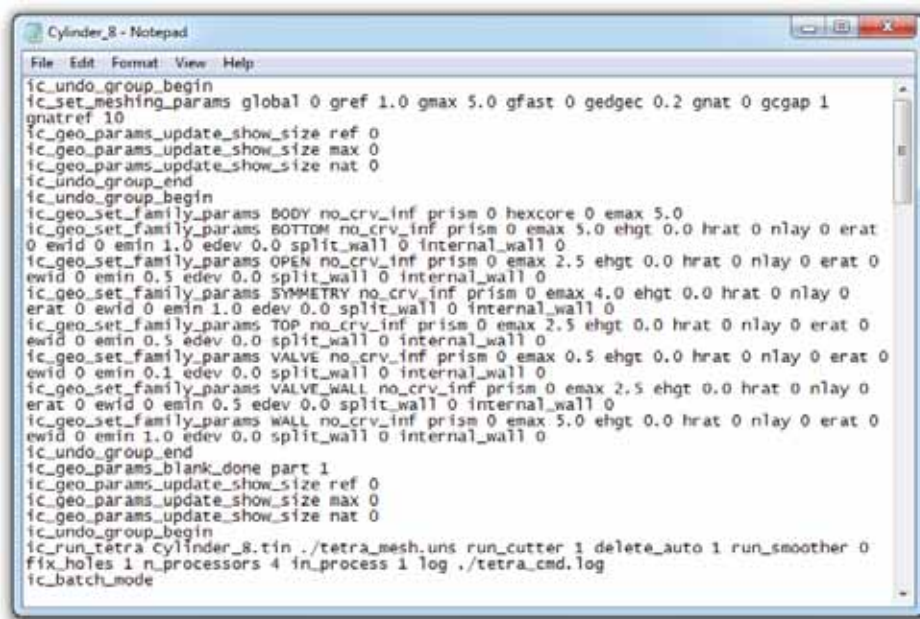
Para terminar, é necessário então criar uma nova configuração para que os pontos de remalhagem sejam definidos. As remalhagens serão necessárias porque os elementos da malha estarão expostos a grandes deformações devido à movimentação do pistão. Essas deformações fazem com que a qualidade da malha caia para níveis inviáveis para o código CFD usado, tornando a simulação muito instável, impossibilitando a convergência ou até mesmo causando erros fatais. Além disso, processos de remalhagem serão utilizados para realizar a movimentação das válvulas com uma técnica que será explicada mais a frente.

Para isso, primeiramente é necessário a criação de expressões que serão usadas como critérios de parada. A melhor maneira de construir essas expressões é avaliando-se os critérios de qualidade definidos no apêndice A para que tenham no mínimo os valores aceitáveis pelo código CFD. Dessa maneira, os instantes nos quais a qualidade da malha atinge valores muito baixos são determinados. Para cada um desses instantes

é definido uma condição de interrupção, criada no Controle do Solucionador (“Solver Control”).

Com as condições de interrupção criadas, define-se então os pontos de remalhagem (“Remesh”) para cada instante. O presente ponto é crucial para o entendimento da definição deste problema. Tanto o ICEM CFD como o CFX-Pre não podem ser abertos no meio da solução sempre que o Solver for interrompido. Dessa maneira, toda vez que a qualidade da malha atingir valores muito baixos e a remalhagem for necessária, todos os dados obtidos da resolução das equações governantes serão guardados na memória, uma nova geometria do instante posterior ao instante de parada deverá ser carregada e, por fim, uma nova malha deverá ser criada em cima dessa geometria a partir da execução de um script. Ou seja, excetuando-se a malha do instante inicial, todas as malhas intermediárias até a malha final serão criadas a partir de scripts criados no ICEM CFD. A figura 19 mostra um exemplo de script:

Figura 19 – Script de remalhagem criado no ICEM CFD



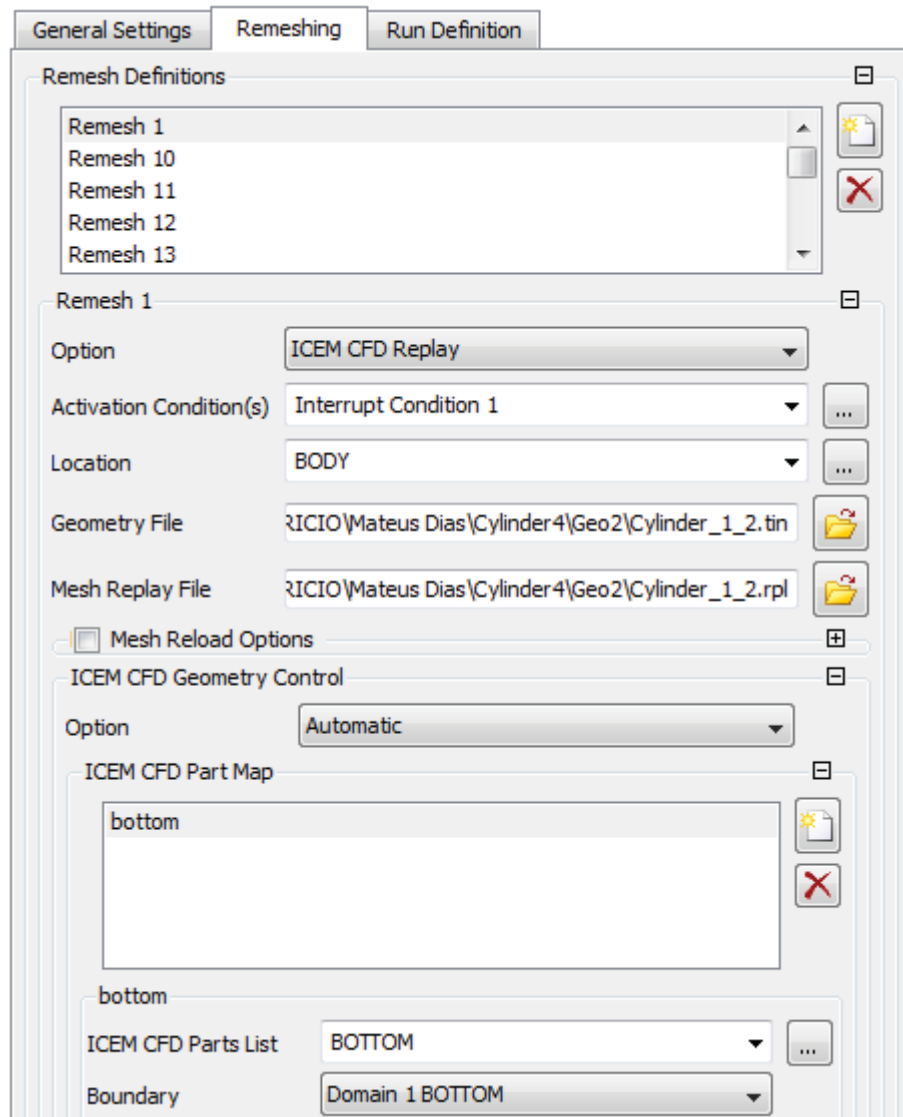
```

Cylinder_8 - Notepad
File Edit Format View Help
ic_undef_group_begin
ic_set_meshing_params global 0 gref 1.0 gmax 5.0 gfast 0 gedgce 0.2 gnat 0 gcgap 1
gnatref 10
ic_geo_params_update_show_size ref 0
ic_geo_params_update_show_size max 0
ic_geo_params_update_show_size nat 0
ic_undef_group_end
ic_undef_group_begin
ic_geo_set_family_params BODY no_crv_inf prism 0 hexcore 0 emax 5.0
ic_geo_set_family_params BOTTOM no_crv_inf prism 0 emax 5.0 ehgt 0.0 hrat 0 nlay 0 erat
0 ewid 0 emin 1.0 edev 0.0 split_wall 0 internal_wall 0
ic_geo_set_family_params OPEN no_crv_inf prism 0 emax 2.5 ehgt 0.0 hrat 0 nlay 0 erat 0
ewid 0 emin 0.5 edev 0.0 split_wall 0 internal_wall 0
ic_geo_set_family_params SYMMETRY no_crv_inf prism 0 emax 4.0 ehgt 0.0 hrat 0 nlay 0
erat 0 ewid 0 emin 1.0 edev 0.0 split_wall 0 internal_wall 0
ic_geo_set_family_params TOP no_crv_inf prism 0 emax 2.5 ehgt 0.0 hrat 0 nlay 0 erat 0
ewid 0 emin 0.5 edev 0.0 split_wall 0 internal_wall 0
ic_geo_set_family_params VALVE no_crv_inf prism 0 emax 0.5 ehgt 0.0 hrat 0 nlay 0 erat 0
ewid 0 emin 0.1 edev 0.0 split_wall 0 internal_wall 0
ic_geo_set_family_params VALVE_WALL no_crv_inf prism 0 emax 2.5 ehgt 0.0 hrat 0 nlay 0
erat 0 ewid 0 emin 0.5 edev 0.0 split_wall 0 internal_wall 0
ic_geo_set_family_params WALL no_crv_inf prism 0 emax 5.0 ehgt 0.0 hrat 0 nlay 0 erat 0
ewid 0 emin 1.0 edev 0.0 split_wall 0 internal_wall 0
ic_undef_group_end
ic_geo_params_blank_done part 1
ic_geo_params_update_show_size ref 0
ic_geo_params_update_show_size max 0
ic_geo_params_update_show_size nat 0
ic_undef_group_begin
ic_run_tetra Cylinder_8.tin ./tetra_mesh.uns run_cutter 1 delete_auto 1 run_smoother 0
fix_holes 1 n_processors 4 in_process 1 log ./tetra_cmd.log
ic_batch_mode
  
```

As geometrias usadas para a execução são criadas no Solidworks, mas precisam ser exportadas para o formato .tin, para que possam ser lidas pelo script do ICEM CFD. Com a nova malha pronta, todos os dados obtidos até o instante de interrupção são interpolados para a nova malha. Esse processo exige um grande uso de memória,

sendo os recursos disponíveis para essa simulação suficientes para a sua conclusão. O computador utilizado possui uma memória RAM disponível de 8 Gb. A figura 20 ilustra o processo de definição dos pontos de remalhagem.

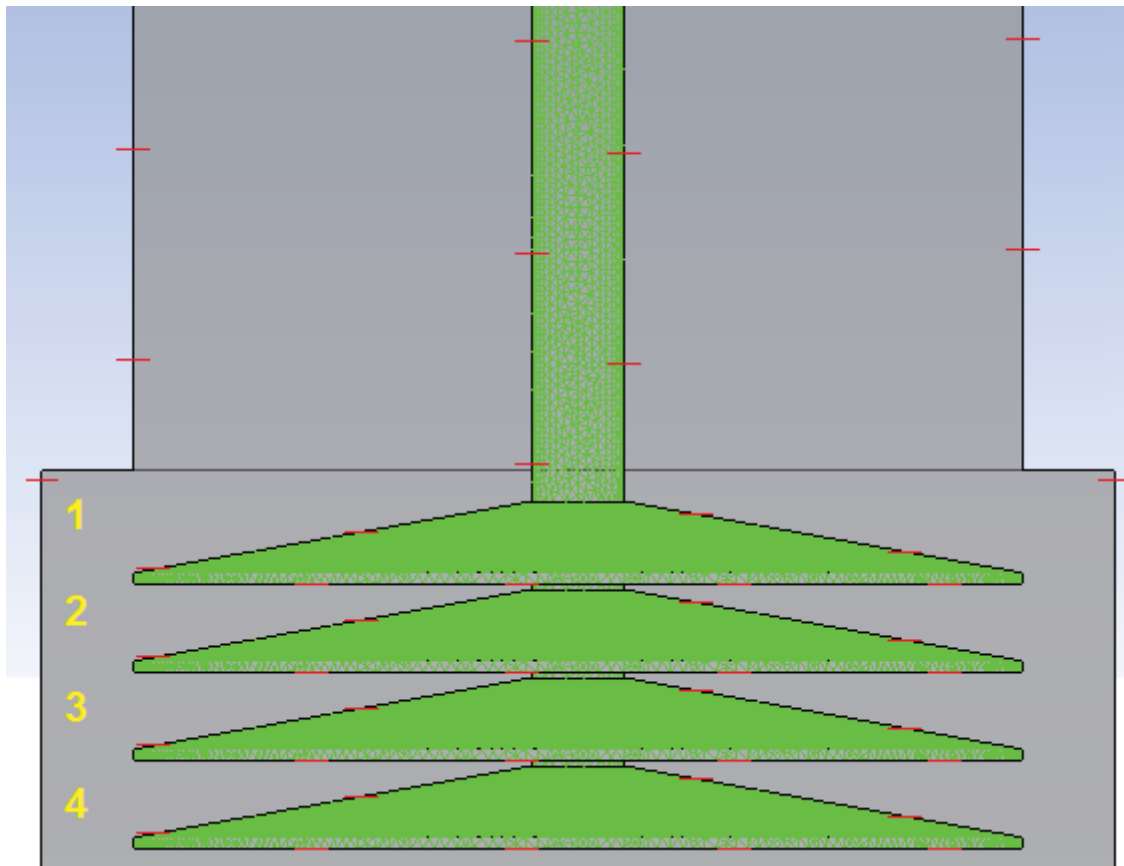
Figura 20 – Pontos de remalhagem



Como mencionado alguns parágrafos acima, além da preocupação com a qualidade, a remalhagem pode ser utilizada para a movimentação de corpos dentro de um domínio de simulação. Para isso, usa-se de uma técnica batizada aqui de simulação frame a frame, na qual um objeto tem uma posição distinta em malhas diferentes. Quando essas malhas são colocadas uma após a outra em um processo de remalhagem, cria-se o efeito de movimentação deste objeto com a execução da simulação. Essa

movimentação acontece, no entanto, sem que seja atrelada a este corpo uma expressão que determine sua velocidade ou sua posição em um determinado instante, mas que tem o mesmo efeito desta. Essa técnica foi utilizada para realizar a movimentação de subir e descer das válvulas de admissão e exaustão, como ilustra a figura 21.

Figura 21 – Movimentação da válvula por remalhagem



Por fim, é necessário agora apenas definir o critério de convergência da solução no Controle do Solucionador (“Solver Control”). Cada time-step roda cinco iterações, sendo o alvo de E-4 para o resíduo RMS em cada passo de tempo.

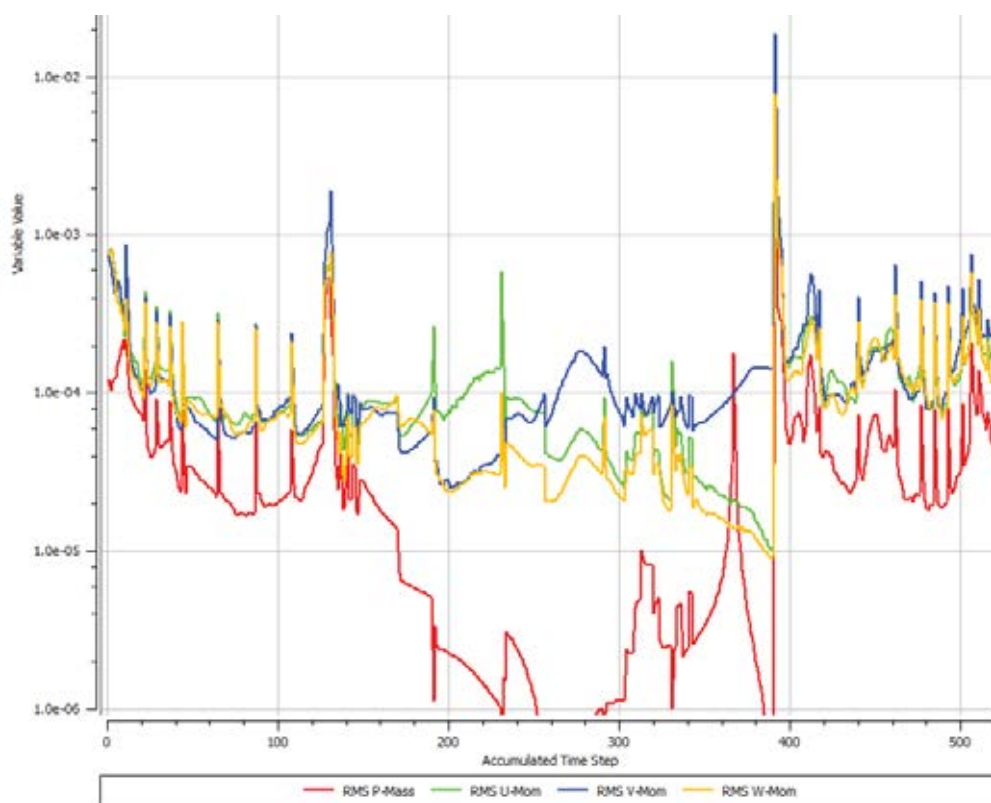
2.3.4 Solução no CFX - Solver Manager

O último passo da modelagem 3D é a solução do problema com o código CFD. Para isso usa-se o módulo do CFX – Solver Manager.

O computador utilizado possui um processador Intel Xeon de quatro núcleos e, por isso, toma-se vantagem deste fato realizando-se a simulação com o recurso de paralelização dos núcleos. O desenvolvimento da tecnologia dos processadores, culminando com o surgimento de processadores multinúcleo nos últimos anos, permitiu o uso de técnicas de paralelização para a solução de problemas CFD. Com isso, é possível obter resultados em tempos muito menores do que com os métodos convencionais.

Após pouco mais de cinco horas, a solução chegou ao fim, tendo os resíduos RMS das equações do momento ficado na maior parte do tempo entre os valores 10^{-4} e 10^{-5} . A figura 22 mostra os resíduos RMS obtidos na solução.

Figura 22 – Resíduos RMS



3 RESULTADOS OBTIDOS

3.1 Resultados do modelo 0-D

Como não foi utilizado um motor de teste para aquisição de dados, os dados utilizados para geração dos resultados do presente modelo, como as massas por ciclo das três espécies, foram retirados da literatura e algumas suposições foram feitas. As informações principais são descritas na tabela abaixo e os resultados obtidos no modelo aparecem logo na sequência.

Tabela 2 - Características principais do modelo 0-D

Diâmetro do cilindro	85	[mm]
Curso	88	[mm]
Tamanho da manivela	145	[mm]
Taxa de compressão	17,8	-
Massa de ar por ciclo	0,693	[g]
Massa de combustível por ciclo	17,3	[mg]
Massa de vazamento por ciclo	8,63	[mg]

Figura 23 - Taxa de calor liberada por ângulo de manivela

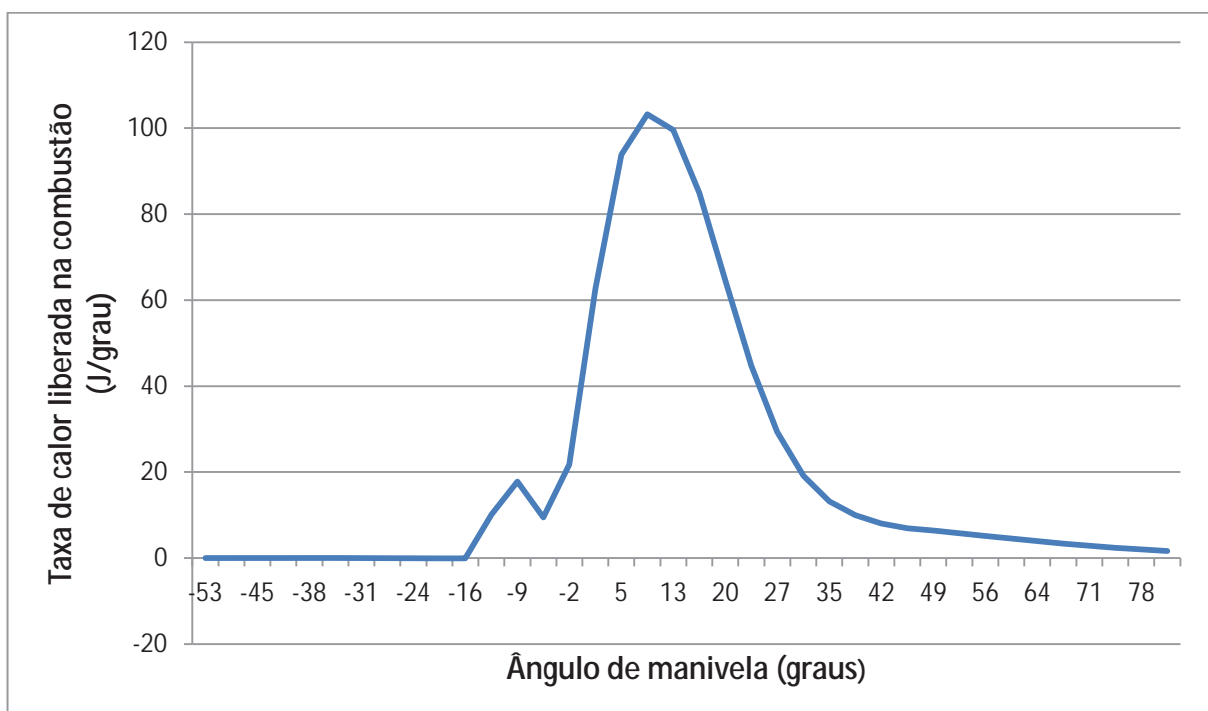
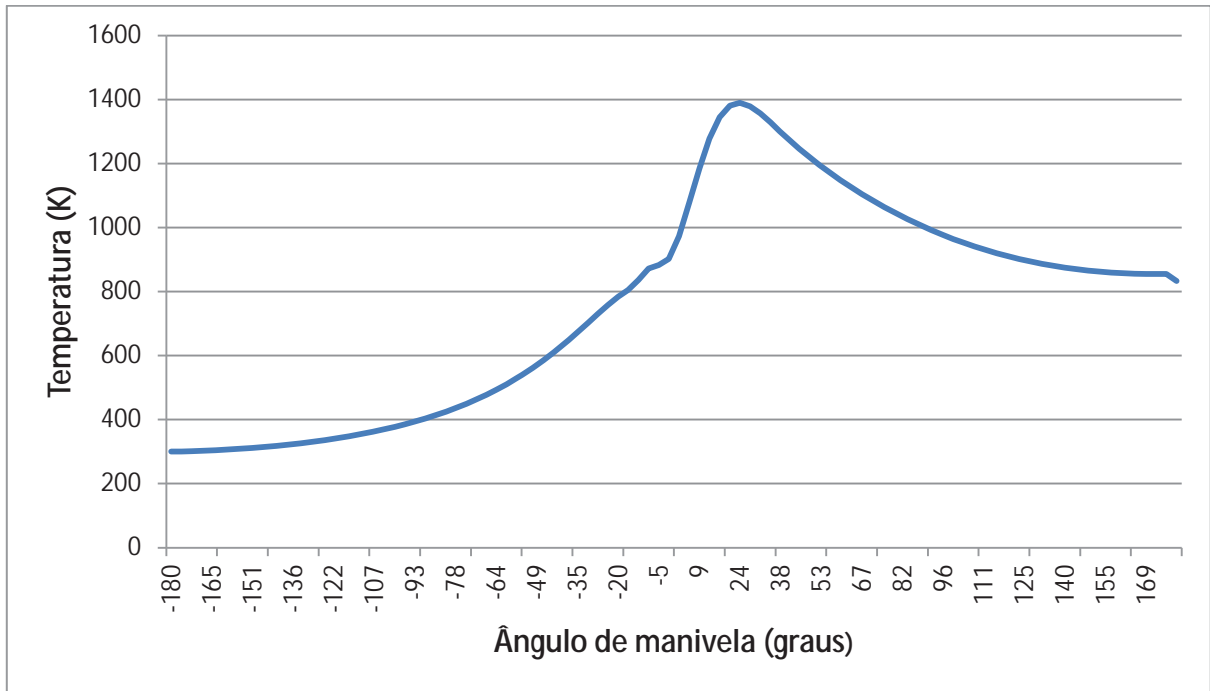


Figura 24 - Perfil de Temperatura



A figura 23 mostra a taxa de calor liberada na combustão, variando-se o ângulo de manivela de -180° a 180° (ciclo de combustão de acordo com as definições feitas no capítulo do modelo 0-D). A figura 24 exhibe o perfil de temperatura e a figura 25 o perfil de pressão do motor durante a combustão.

Figura 25 - Perfil de Pressão

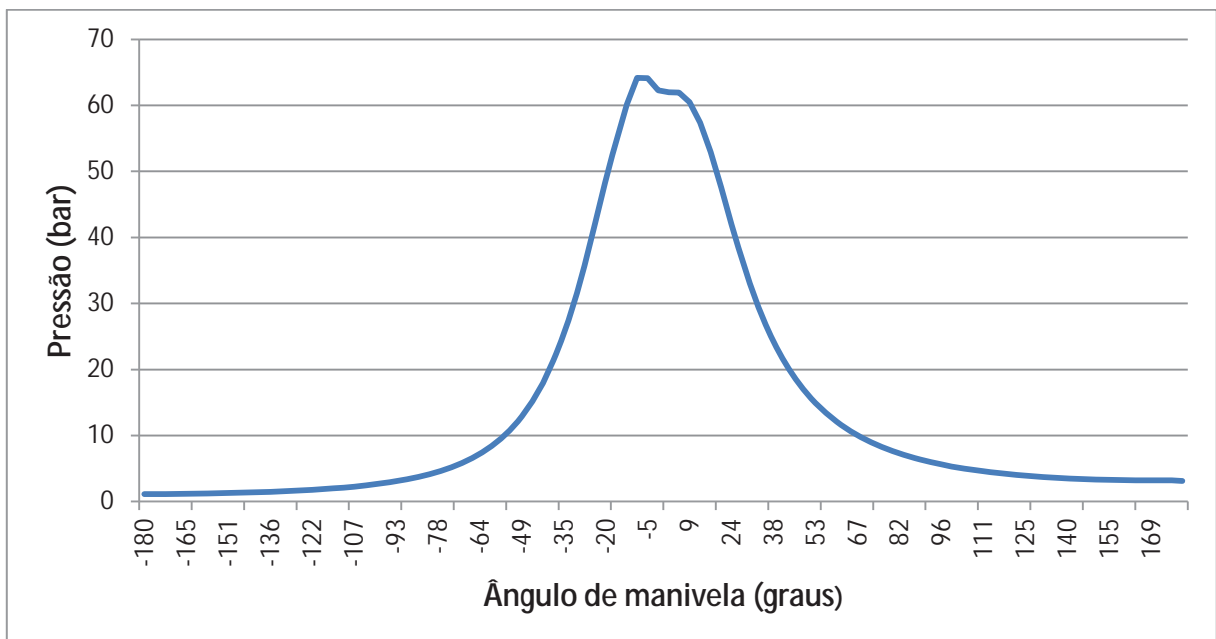
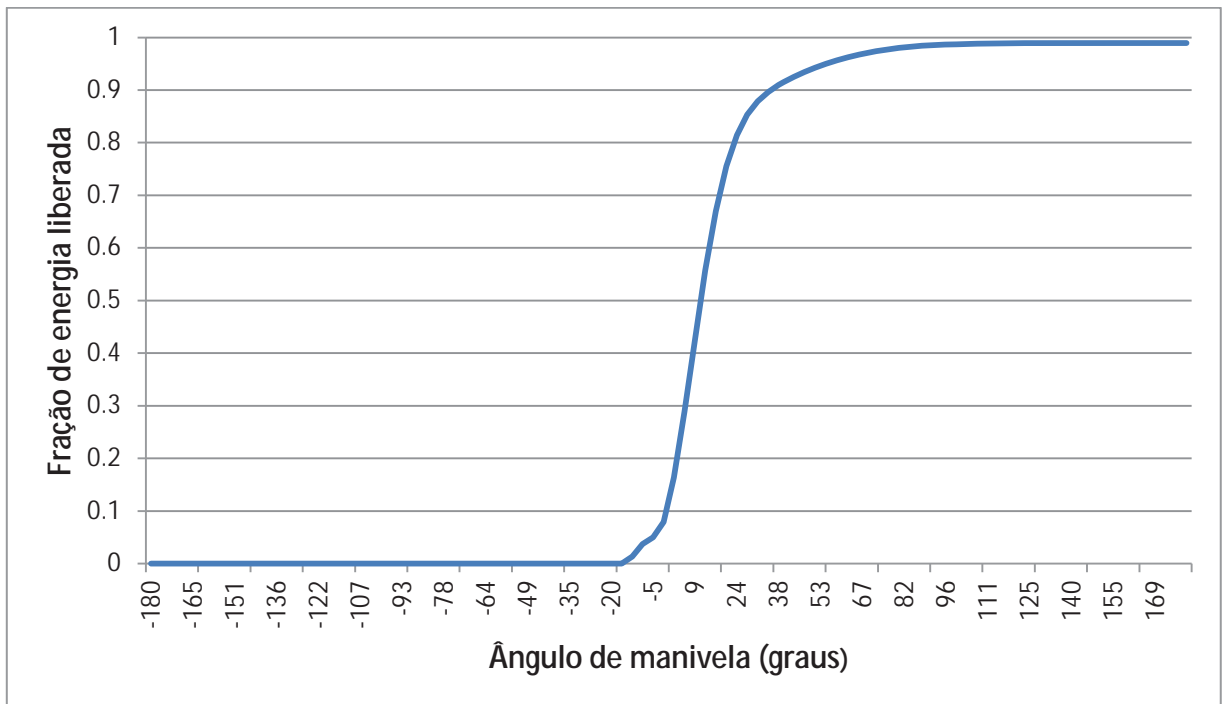
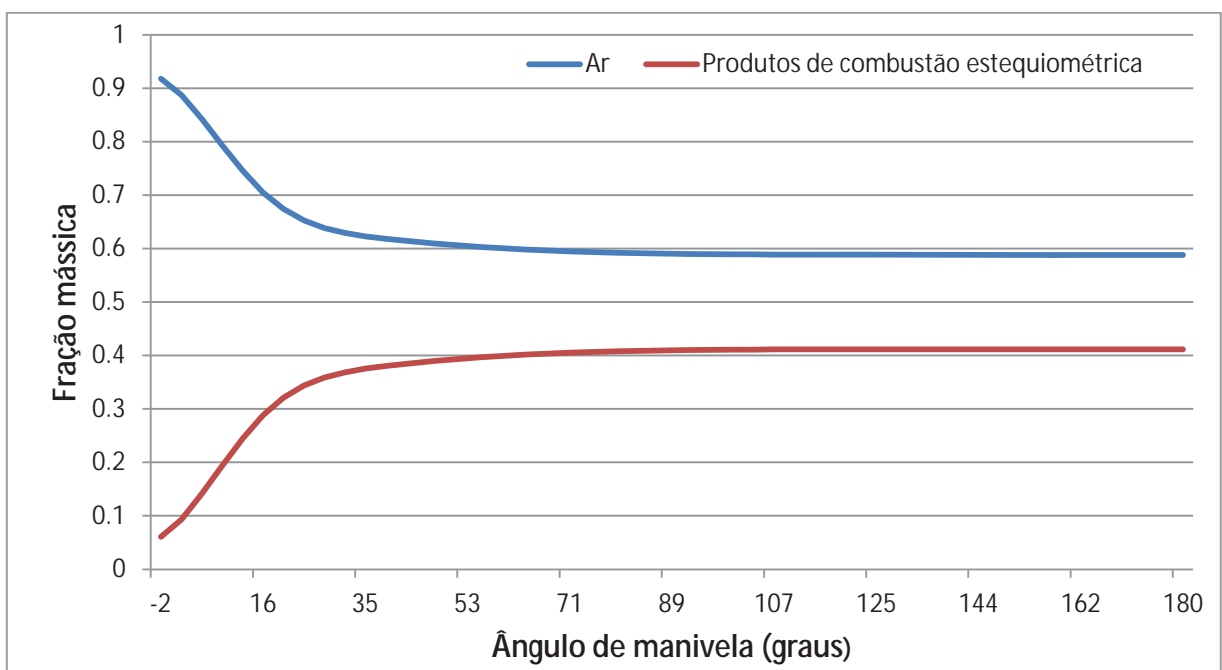


Figura 26 - Fração de energia liberada



A figura 26 mostra a fração de energia liberada desde o início da combustão até o fim do ciclo. Já a figura 27 mostra as frações mássicas do ar e dos produtos de combustão estequiométrica. É interessante notar que os produtos são formados na medida em que o ar vai sendo queimado.

Figura 27 - Frações mássicas do ar e dos produtos de combustão



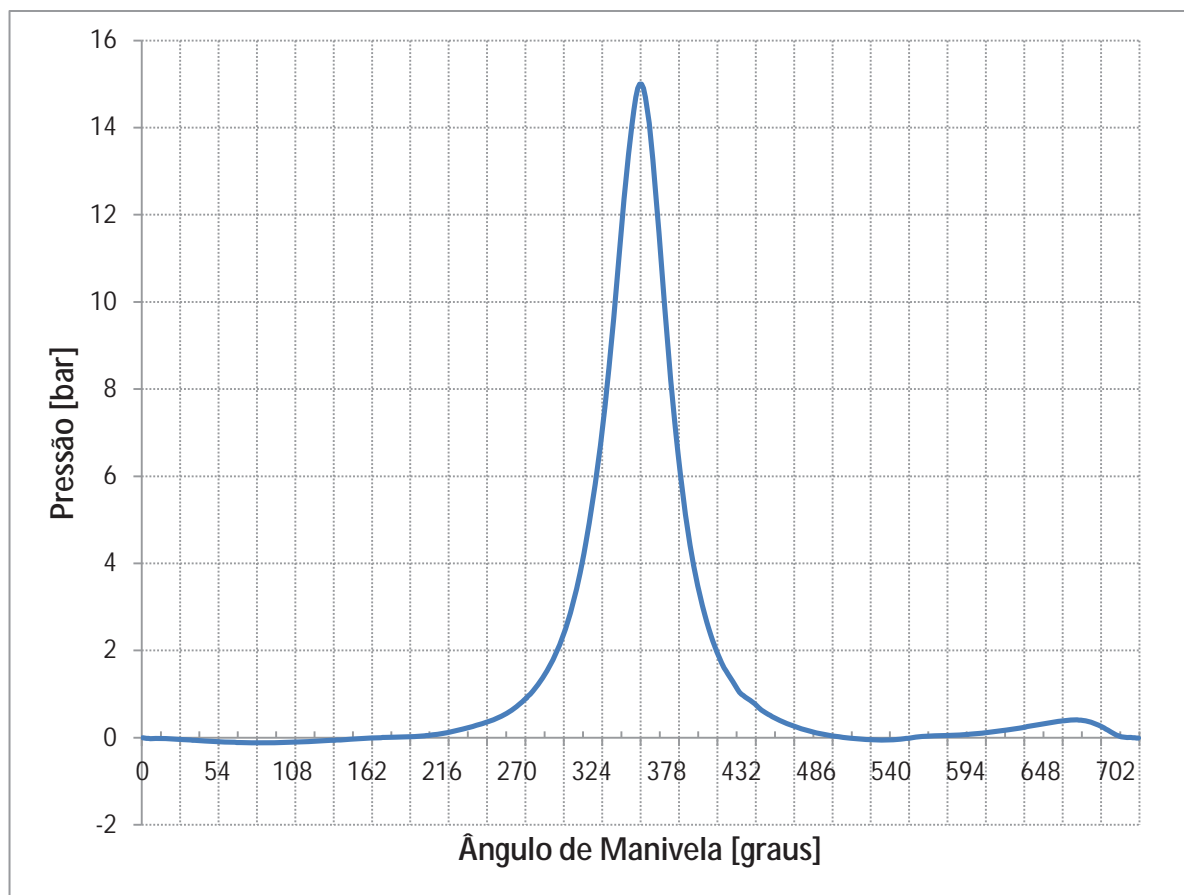
3.2 Resultados do modelo em CFD 3-D

O processamento dos dados obtidos pelo modelo 3-D é feito no CFD-Post, que conta com uma interface gráfica amigável para obtenção e edição dos resultados.

A simulação realizada só levou em consideração o escoamento do ar dentro do cilindro do motor Diesel modelado, não sendo realizada, portanto, a simulação das reações de combustão. Essas reações envolvem processos complexos, dos quais o presente projeto não tratará, sendo, no entanto, assunto para projetos futuros.

O primeiro resultado interessante de se analisar é a pressão na superfície superior do cilindro variando com o ângulo de manivela. No início, devido à aspiração do ar, as pressões nessa região são muito baixas, chegando a valores negativos. Isso é fisicamente coerente, já que a cabeça do pistão se movimenta para baixo em alta velocidade e o ar é aspirado em uma condição de pressão ambiente.

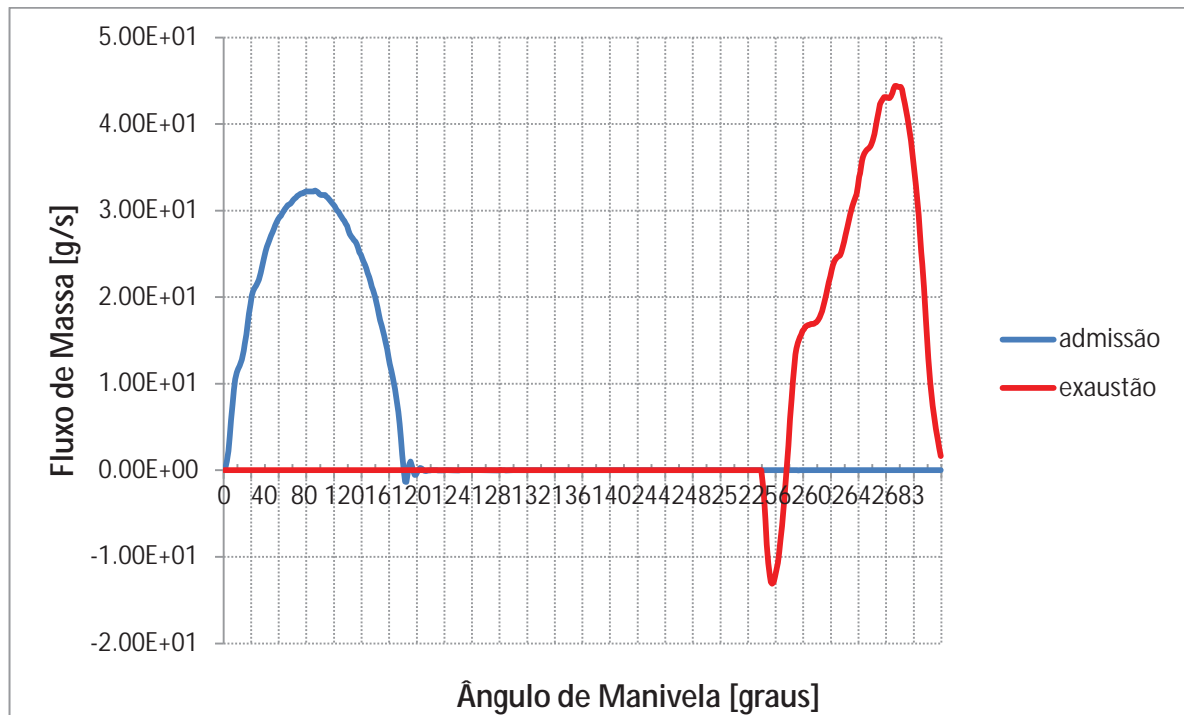
Figura 28 – Diagrama Pressão x Ângulo de Manivela de 0° a 720°



A pressão máxima obtida na compressão do ar foi de 15 bar em um ângulo de manivela de 360°.

Outra variável monitorada foi o fluxo de massa no tubo de admissão e no tubo de exaustão do cilindro.

Figura 29 – Fluxo de massa de 0° a 720°



A vazão mássica na entrada chegou a um valor máximo de 32 g/s, enquanto na descarga esse valor foi no máximo 44 g/s. Observa-se um pequeno contra-fluxo na direção do interior do cilindro quando a válvula de descarga é aberta, que perdurou ao longo de alguns poucos ângulos de manivela, tendo após isso o valor do fluxo de massa na descarga aumentado vertiginosamente até seu valor máximo.

Analisou-se também os contornos de velocidade no perfil de simetria para três ângulos de manivela distintos na admissão (de 0° a 180°) e na descarga (de 540° a 720°). Foram também verificados os movimentos de Swirl (rotação do ar ao redor do eixo axial) em um corte transversal próximo ao topo do cilindro e Tumble (movimento da carga do cilindro de cima para baixo e vice-versa) no plano de simetria, para ângulos distintos na admissão e na descarga. Os resultados são apresentados e discutidos a seguir.

Figura 30 – Perfis de velocidade na admissão (55°, 110° e 166°)

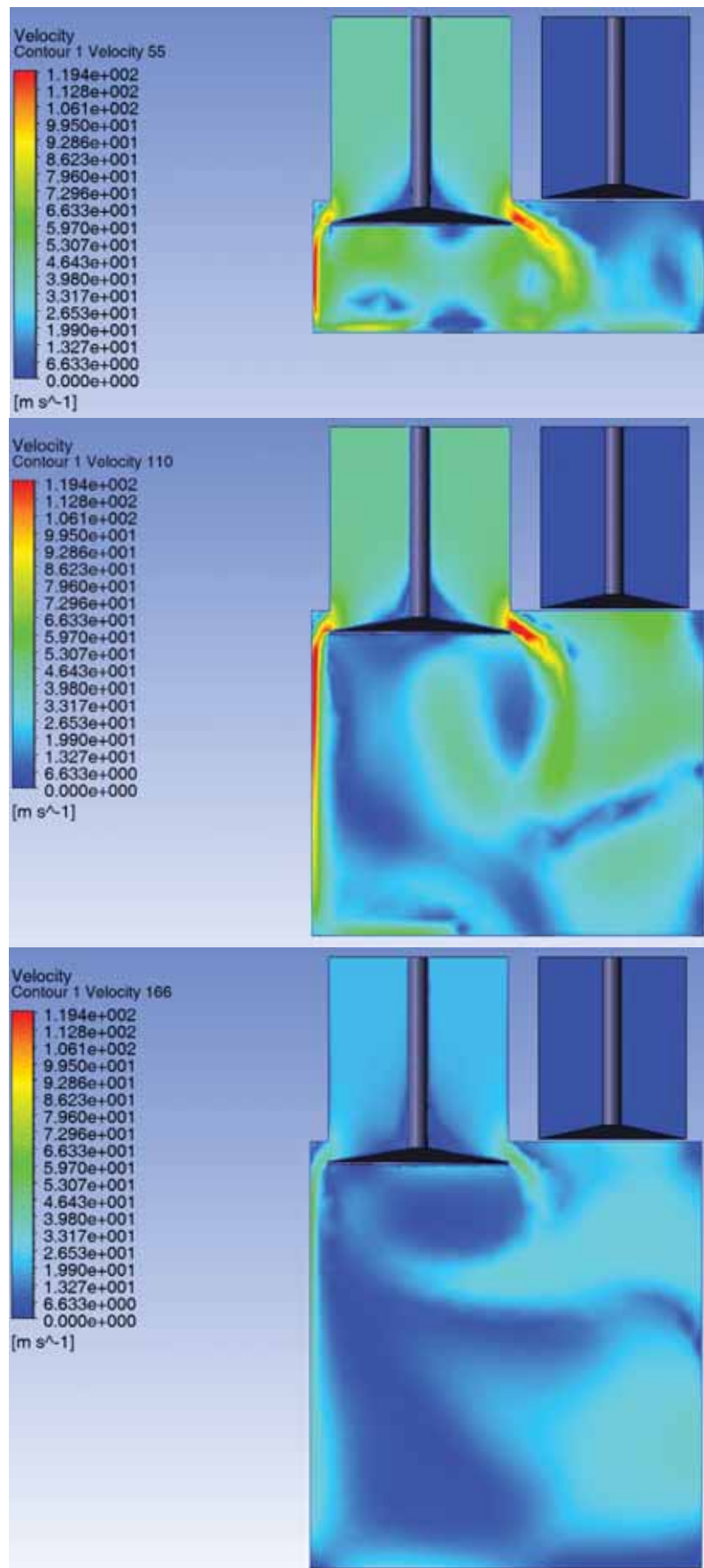


Figura 31 – Perfis de velocidade na exaustão (593°, 549° e 704°)

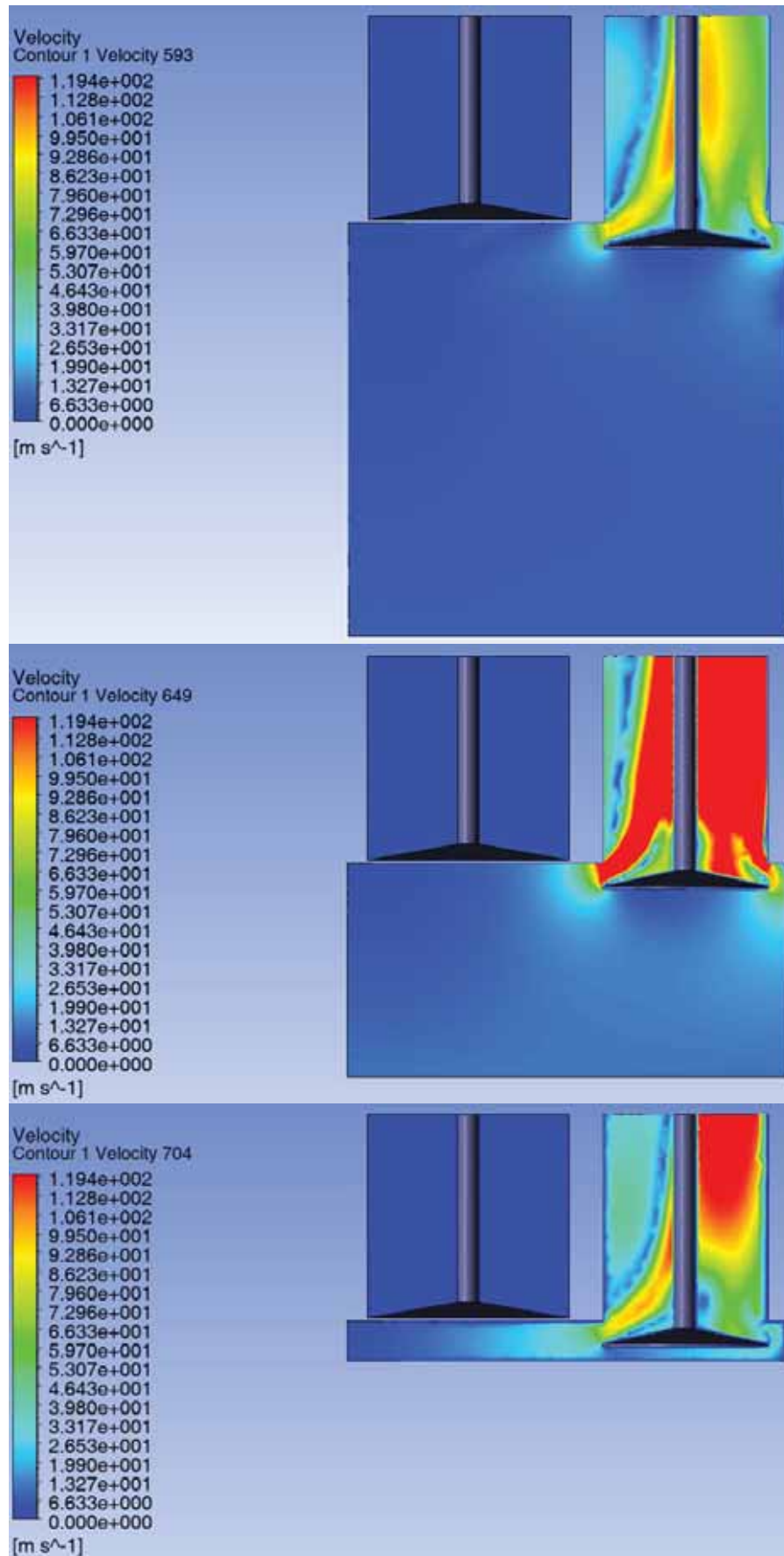
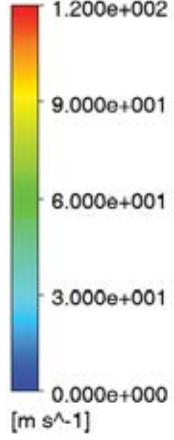
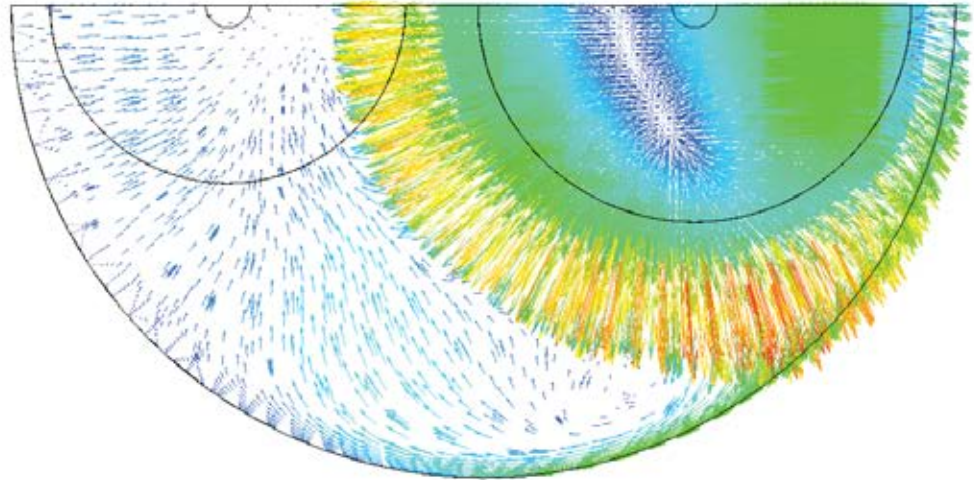


Figura 32 – Swirl no topo (55°, 110°, 166°)

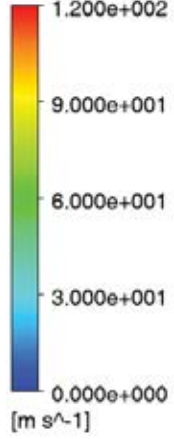
Velocity (Projection)
Vorticity Vort 55



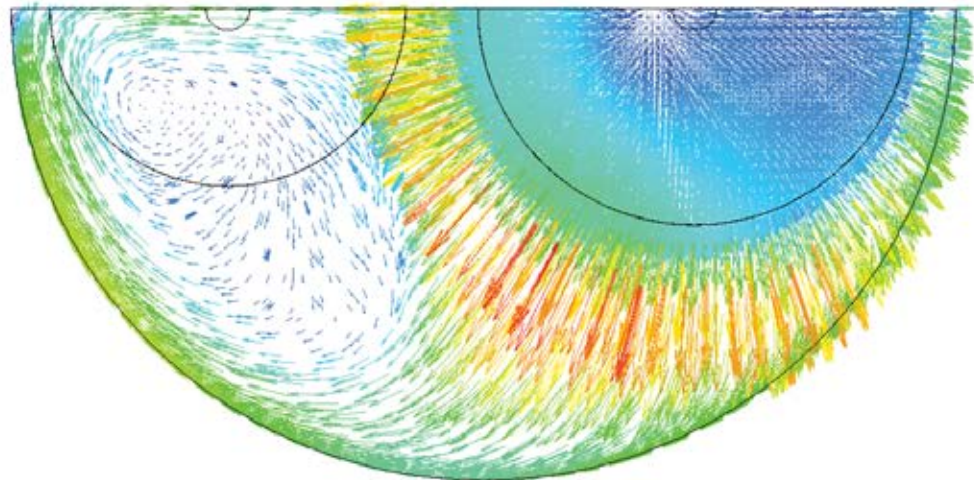
1.200e+002
9.000e+001
6.000e+001
3.000e+001
0.000e+000
[m s⁻¹]



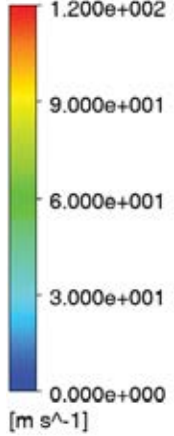
Velocity (Projection)
Vorticity Vort 110



1.200e+002
9.000e+001
6.000e+001
3.000e+001
0.000e+000
[m s⁻¹]



Velocity (Projection)
Vorticity Vort 166



1.200e+002
9.000e+001
6.000e+001
3.000e+001
0.000e+000
[m s⁻¹]

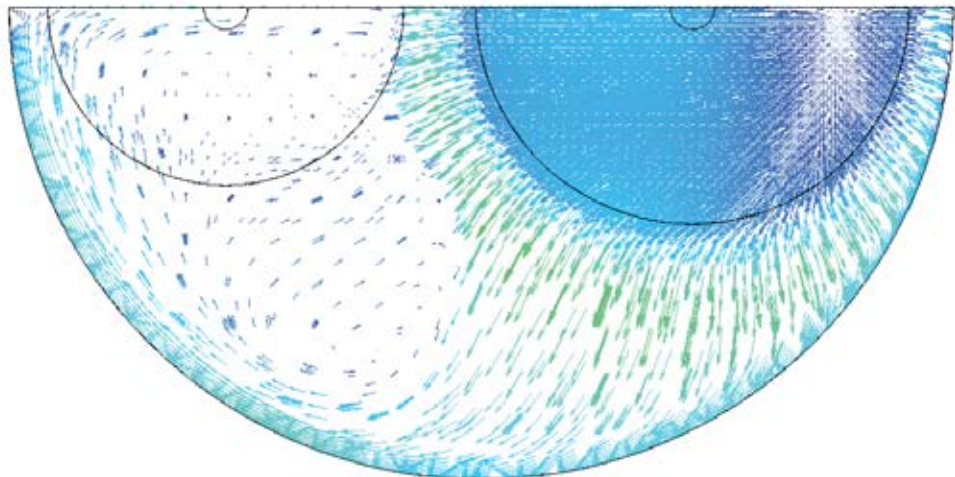


Figura 33 – Swirl no topo (593°, 649° e 704°)

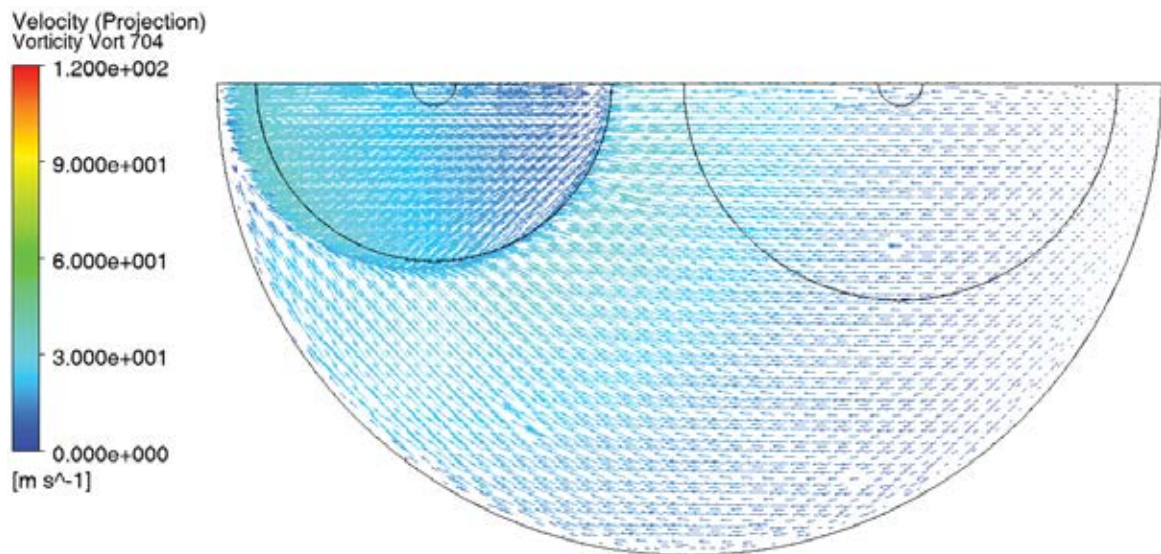
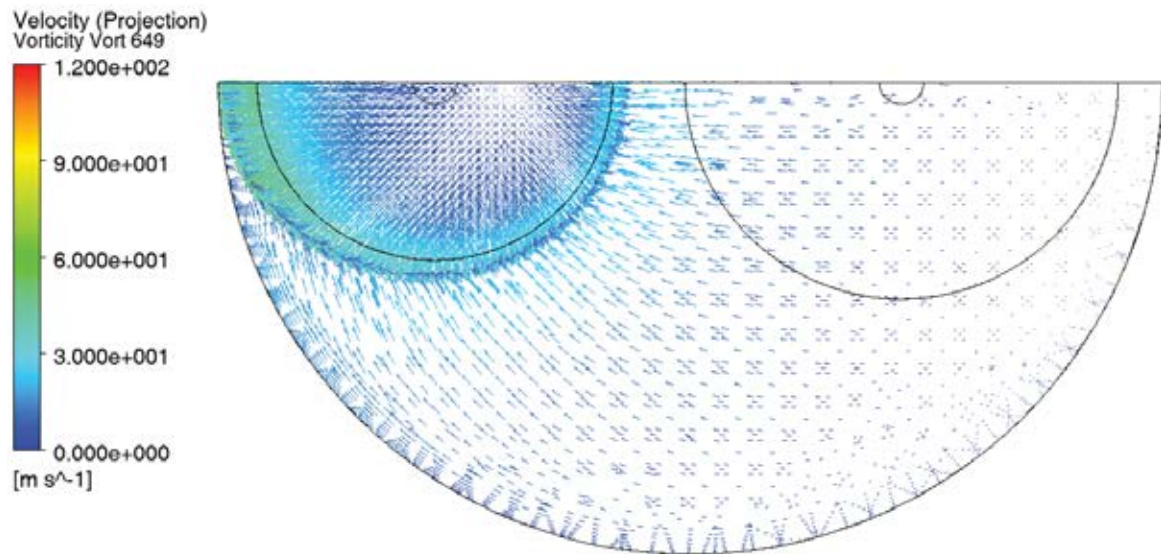
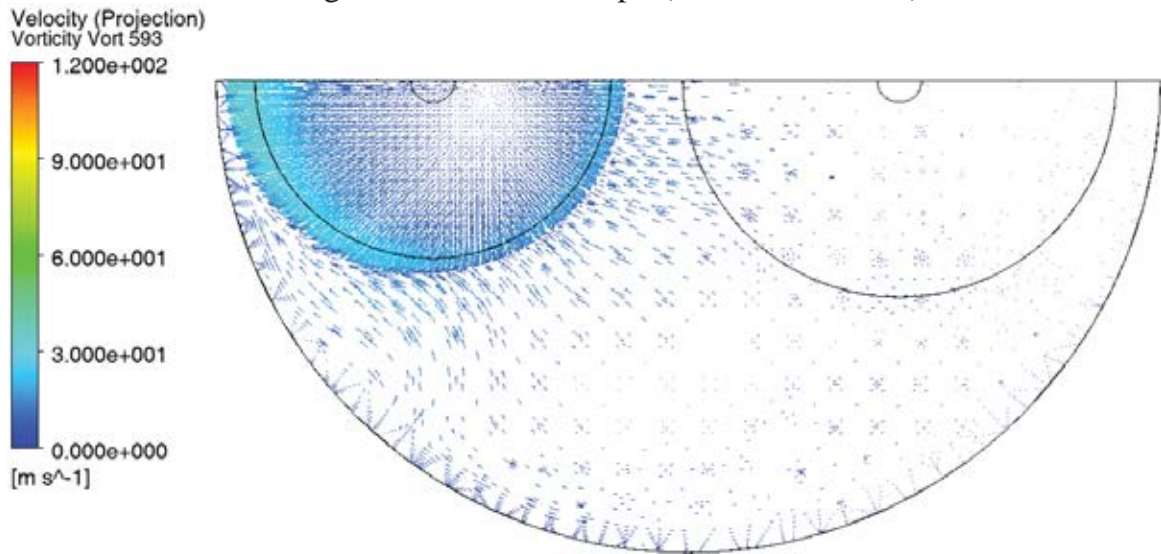


Figura 34 – Tumble no plano de simetria (55°, 110°, 166°)

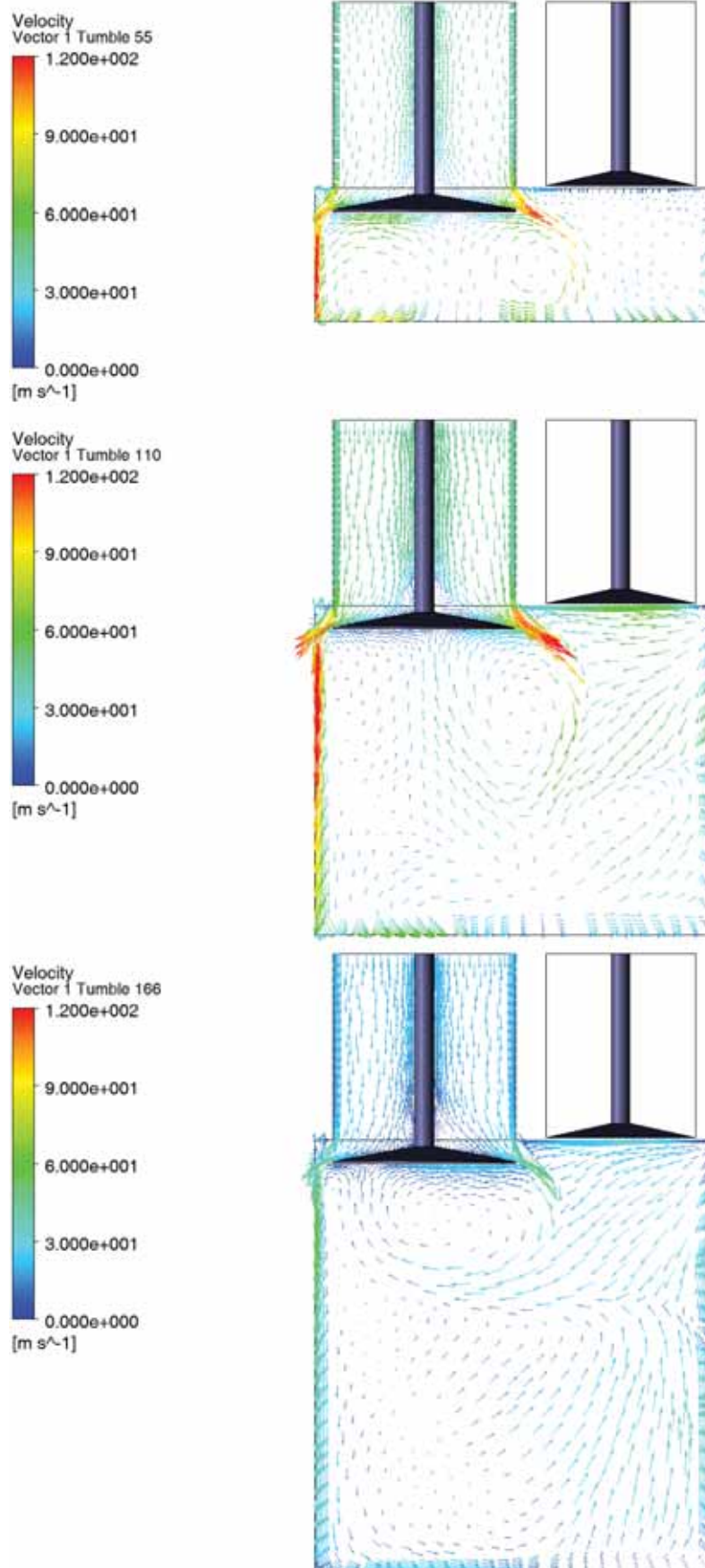
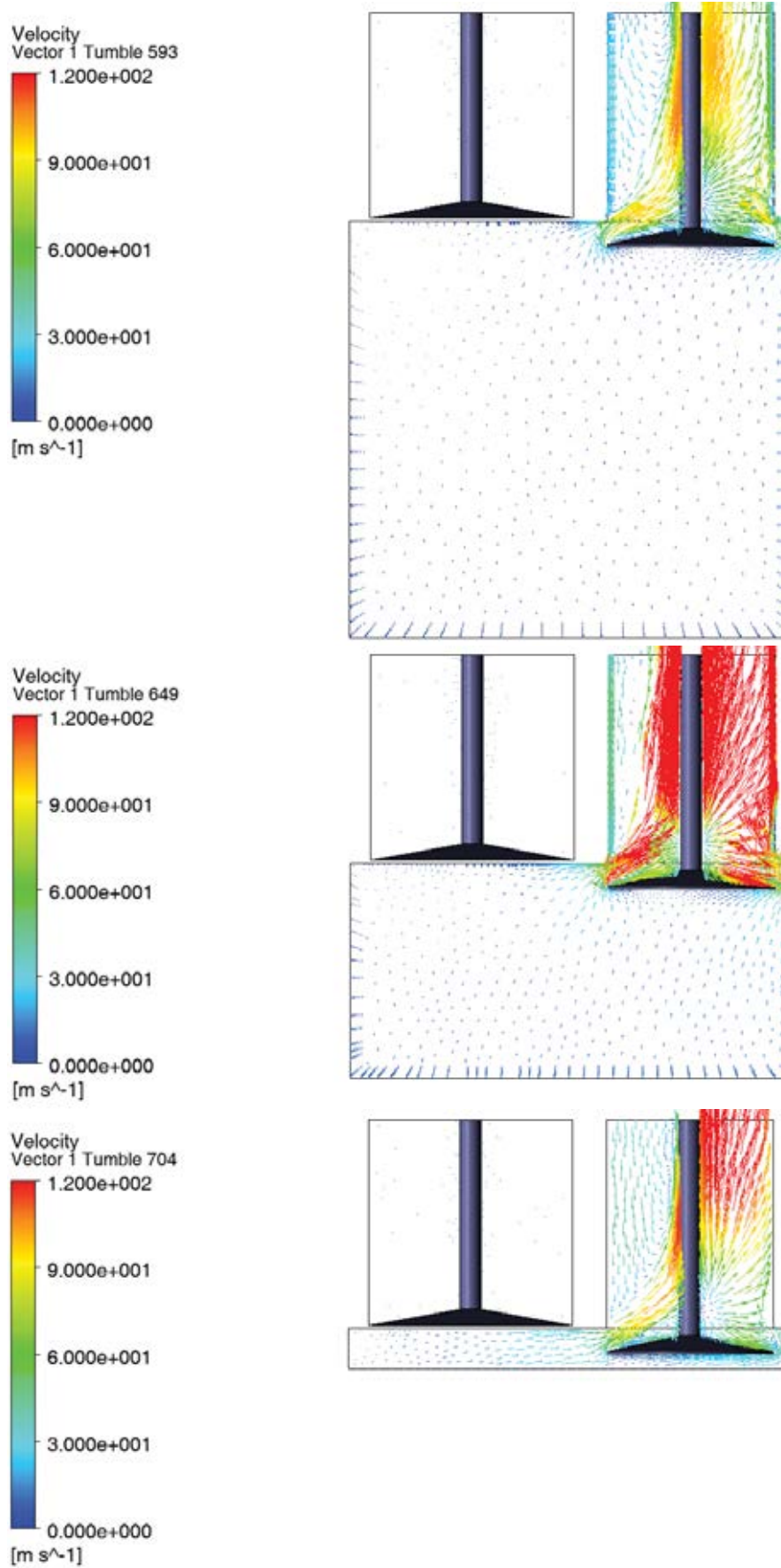


Figura 35 – Tumble no plano de simetria (593°, 649° e 704°)



Na figura 30, temos os perfis de velocidade do escoamento do ar na admissão para três ângulos de manivela distintos. Já a figura 31 apresenta os mesmos perfis de velocidade, mas para instantes diferentes durante a exaustão. É interessante notar que, mesmo com uma geometria simples e condição de admissão aspirada, uma grande turbulência no interior do cilindro é criada, fazendo com que o ar se movimente de maneira bastante desordenada. A velocidade na constrição entre a válvula e o topo do cilindro chega a valores na ordem dos 120 m/s na admissão, podendo ser consideravelmente maior durante a exaustão.

As figuras 32 e 33 têm o objetivo de mostrar a movimentação do ar ao redor do eixo axial ou movimentos de Swirl. Essa movimentação é mais intensa na admissão, onde o número de vórtices é maior devido à grande turbulência gerada na entrada pela constrição gerada pela válvula. Na exaustão, pelo fato de não existir alguma condição relevante imposta ao escoamento que aumente a turbulência durante os tempos de compressão e expansão, a vorticidade é baixa e a movimentação do fluido é praticamente toda na direção do tubo de descarga.

Por fim, as figuras 34 e 35 apresentam a movimentação de Tumble do ar, observando-se do plano de simetria. Assim como para o Swirl, o Tumble também é mais intenso na admissão pelos mesmos motivos descritos no parágrafo anterior. É possível notar também com essas figuras, a importância da utilização de elementos prismáticos para a representação da camada limite. Por estarem alinhados com o escoamento do ar na parede, eles simulam melhor a movimentação do ar nessas regiões.

Esses foram todos os comentários pertinentes em relação aos resultados da simulação 3D do escoamento. A seguir uma conclusão do trabalho como um todo é realizada.

4 CONCLUSÃO

O modelo 0-D foi capaz de determinar a temperatura e a pressão para cada ângulo de manivela em um motor diesel no ciclo de combustão, considerando os efeitos combinados da transferência de calor, vazamento e injeção.

Como limitação, pode-se citar a falta de informação sobre os fluxos de massa envolvidos, já que não se dispunha de um motor para aquisição de dados experimentais. Dessa forma, todos os dados utilizados foram retirados da literatura ou foram suposições feitas pelos orientadores.

Mesmo assim, os resultados obtidos foram muito satisfatórios, pois mesmo com toda a dificuldade encontrada na obtenção de dados, as curvas de temperatura e pressão obtidas, assim como as outras saídas do modelo, tiveram valores muito próximos aos esperados e foram muito coerentes com os dados encontrados na literatura e na prática.

A informação aprendida com o presente trabalho foi muito útil para entender o fenômeno da combustão dentro da câmara de combustão do motor diesel. Além disso, o conhecimento aprendido com seus resultados foi de suma importância para o entendimento da teoria de motores de combustão. Esse melhor entendimento clareou o caminho para a realização da segunda etapa do projeto, que consistiu na modelagem 3D do escoamento com o uso do código CFD comercial Ansys CFX.

A modelagem 3D também obteve resultados muito coerentes e satisfatórios, sendo o modelo capaz de representar o ciclo completo do escoamento do ar no motor diesel, com admissão, compressão, expansão e exaustão.

A movimentação das partes móveis, válvulas e pistão, foi devidamente modelada com o uso técnicas de movimentação e deformação de malha, seguidas de remalhamentos para garantir uma boa qualidade de simulação. A dinâmica de movimentação da malha se mostrou, no geral, muito verossímil em relação ao movimento real dessas partes. Há apenas uma ressalva em relação ao movimento de abrir e fechar das válvulas, devido ao fato do movimento não estar atrelado à rotação do motor, como acontece em um motor real.

Além disso, ao contrário de como foi realizado para a movimentação do pistão, o movimento das válvulas não foi modelado a partir de uma expressão fixada a um corpo rígido. Ao invés disso, malhas diferentes para posições diferentes do pistão foram feitas a partir de uma técnica de remalhamento aqui denominada simulação frame a frame e assim a movimentação das válvulas pôde ser simulada. Essa técnica tem a vantagem de permitir uma melhor customização da malha para cada posição da válvula. As desvantagens dessa técnica são, no entanto, o fato de ser mais trabalhosa e também pelo fato de a interpolação de uma malha para outra causar certa instabilidade na solução das equações governantes.

Dentre as limitações se destaca o fato de não haver sido modelada a combustão, devido ao fato de nela estarem presentes reações químicas complexas e estar, portanto, fora do escopo do trabalho de um graduando. Além disso, o modelo não foi validado contra resultados experimentais ou da literatura. A validação dos resultados é imprescindível para avaliar o funcionamento do modelo.

No entanto, o aluno deverá dar entrada em um mestrado após o término da graduação, dando continuidade a este trabalho. Assim, melhorias serão aplicadas ao modelo, que poderá então ser validado.

Algumas sugestões para melhoria do modelo em trabalhos futuros são:

- Uso de malha hexaédrica para a região de volume variável;
- Validação contra dados experimentais;
- Geometria mais realística e detalhada;
- Movimentação mais realística das válvulas.

Em suma, muita informação pode ser aprendida sobre o funcionamento de motores quando se soma os resultados obtidos com modelos de complexidade diferentes. O modelo 0-D, por ser mais simples, nos permite simular processos mais complexos, como a combustão. Porém, uma simulação satisfatória do escoamento dentro do motor só é possível com um modelo 3D, onde, no entanto, a representação de fenômenos de combustão se torna muito complexa.

5 BIBLIOGRAFIA

VELGHE, A.; GILLET, N.; BOHBOT, J.. A high efficiency parallel unstructured solver dedicated to internal combustion engine simulation. **Computer & Fluids**. p. 116-121. 15 jan. 2011.

HORROCKS, Glenn. **A Numerical Study of a Rotary Valve Internal Combustion Engine**. 2001. 463 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, The University Of Technology, Faculty Of Engineering, Sydney, 2001.

SMITS, Jeroen. **Modeling of a Fluid Flow in an Internal Combustion Engine**. 2006. 97 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Eindhoven University Of Technology, Eindhoven, 2007.

Ansys CFX. (2013). **CFX-Solver Modeling Guide**.

Ansys CFX. (2013). **Documentação ICEM CFD**.

J, Arrègle et al. Development of a zero-dimensional diesel combustion model. Part 1: analysis of the quasi-steady diffusion combustion phase. **Applied Thermal Energy**. p. 1301-1317. mar. 2003.

WILCOX, David C.. **Turbulence Modeling for CFD**. 2. ed. La Cañada: DCW Industries, Inc., 1994. 540 p.

PAYRI, F. et al. A complete 0D thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines. **Applied Energy**. p. 4632-4641. 1 jun. 2011.

GALINDO, J. et al. Coupling methodology of 1D finite difference and 3D finite volume CFD codes based on the Method of Characteristics. **Mathematical And Computer Modelling**. p. 1738-1746. 24 nov. 2010.

SERRANO, J.r. et al. Methodology for characterisation and simulation of turbocharged diesel engines combustion during transient operation. Part 2: Phenomenological combustion simulation. **Applied Thermal Engineering**. Amsterdam, p. 150-158. 11 fev. 2008.

LAPUERTA, M.; ARMAS, O.; HERNÁNDEZ, J.j.. Diagnosis of DI Diesel combustion from in-cylinder pressure signal by estimation of mean thermodynamic properties of the gas. **Applied Thermal Engineering**. p. 513-529. 2009.

BARI, S.; SAAD, Idris. 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**. p. 262-269. 12 jun. 2013.

G., Woschni. A universally applicable equation for the instantaneous heat. **SAE Paper** 670931. 1967.

HEYWOOD, John B.. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. New York: Mcgraw-hill, 1988.

KASPER, Fabio Roberto Sulzbacher. **Modelagem e Simulação de Motores à Combustão Interna por Técnicas da Fluidodinâmica Computacional (CFD)**. 2003. 132 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2003.

WYLEN, Gordon J. Van; SONNTAG, Richard E.; BORGNAKKE, Claus. **Fundamentos da Termodinâmica**. 6. ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 2003

ONLINE, Cfd. **Introduction to turbulence/Nature of turbulence**. Disponível em: <http://www.cfd-online.com/Wiki/Introduction_to_turbulence/Nature_of_turbulence>. Acesso em: 20 nov. 2013.

ONLINE, Cfd. **Mesh Generation**. Disponível em: <http://www.cfd-online.com/Wiki/Mesh_generation>. Acesso em: 18 nov. 2013.

APÊNDICE A – Critérios de qualidade de malha

Durante a fase de criação da malha, é muito importante entender os parâmetros existentes para a análise de sua qualidade. Antes mesmo de submeter a malha a um teste prático, usando-a para a solução de um problema, é possível saber a partir de certos critérios se a malha é capaz de gerar resultados confiáveis ou não. Dentre todos os critérios, terão destaque neste trabalho os seguintes: mínimo ângulo ortogonal, razão de aspecto e skewness.

A partir desses critérios e também de outros, obtém-se o critério Quality. Este último é normalizado de 0 a 1, onde 0 representa má qualidade e 1 boa qualidade. Alguns critérios serão detalhados a seguir.

A.1 Mínimo ângulo ortogonal

O conceito de ortogonalidade da malha está relacionado com o quão perto os ângulos entre faces adjacentes ou arestas adjacentes estão de um ângulo ótimo (i.e., 90° para faces quadradas e 60° para faces triangulares) (Ansys CFX, 2013).

Códigos CFD diferentes possuem tolerâncias distintas para a magnitude dos ângulos internos. Se os elementos são distorcidos e os ângulos internos são muito pequenos, a precisão da solução irá diminuir.

A.2 Razão de aspecto

Este critério é calculado de forma diversa para diferentes tipos de elemento.

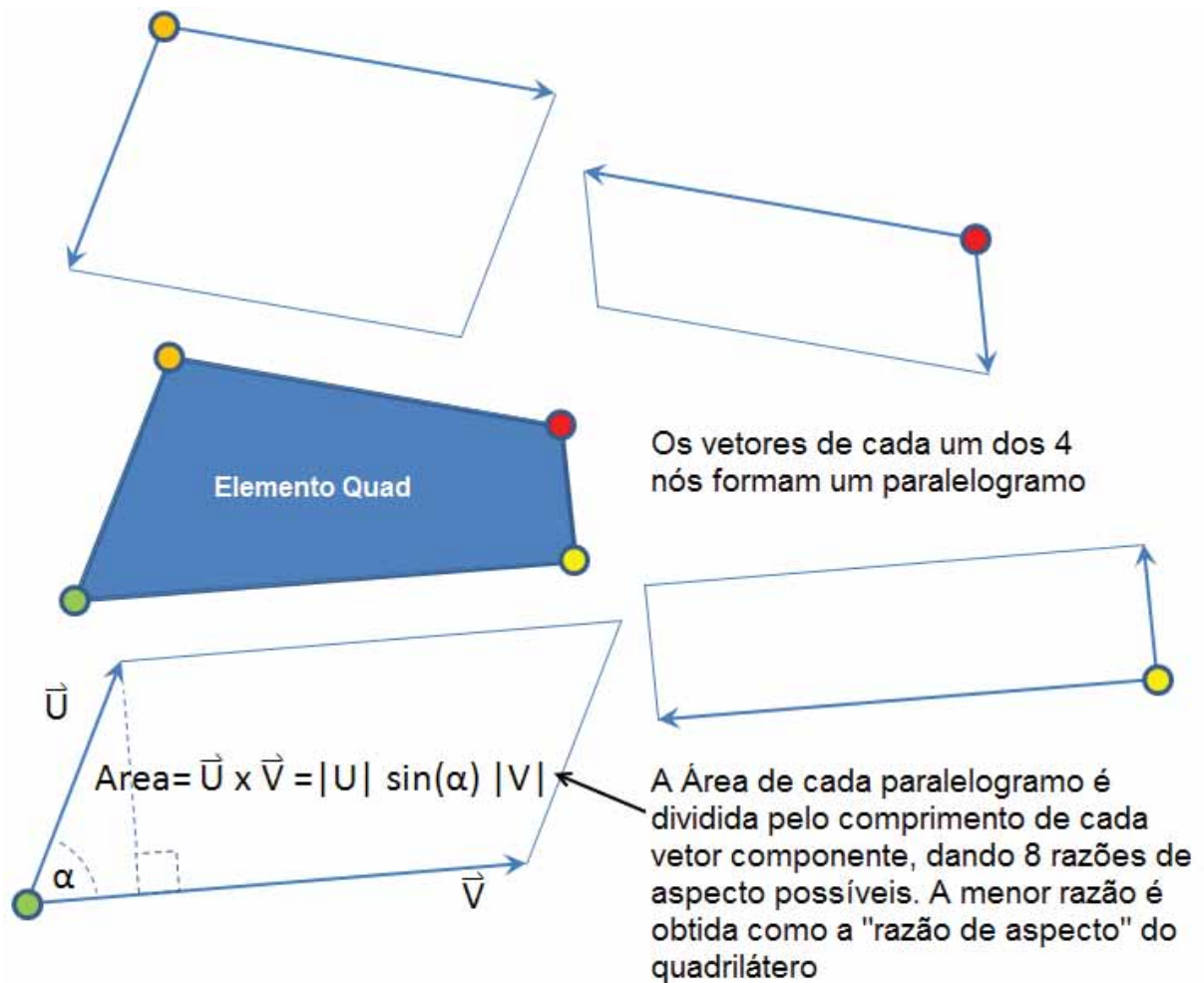
- **Quadrilátero:** Os vetores de cada um dos quatro nós formam um paralelogramo. A área de cada paralelogramo é dividida pelo comprimento de cada vetor componente, dando oito possíveis razões de aspecto. O valor mínimo é obtido como a razão de aspecto do quadrilátero;

- **Hexaedros:** A razão de aspecto de hexaedros é definida como a razão entre a menor aresta e a maior aresta do elemento;

- **Tri e Tetra:** Para elementos tetraédricos, a razão de aspecto é definida como a razão entre o raio da esfera inscrita pelo raio da esfera circunscrita. Para elementos

triangulares, essa operação é feita usando círculos. Esses valores são então escalonados, de forma que um valor de aspecto 1 é perfeitamente regular e 0 indica que o elemento possui volume nulo.

Figura A1 – Cálculo da razão de aspecto de quadriláteros (Adaptado do guia de Ajuda do ICEM CFD, 2013)



A.3 Skewness

O último critério destacado também é calculado diferentemente para diferentes tipos de elementos.

- Quadrilátero: Para a obtenção do critério, primeiramente conecta-se o ponto médio de um lado com o ponto médio do lado oposto, encontrando o ângulo α (o menor dos dois ângulos será usado, de modo que $\alpha < 180^\circ$). O resultado é então normalizado dividindo-se α por 180° ;

- Hexaedros: Para cada uma das seis faces, o ângulo entre a face normal e o vetor definido pelo centro do hexaedro e o centro da face é calculado. O valor máximo é então normalizado para que 0 corresponda a um elemento ruim e 1 a um cubo perfeito;
- Tri e Tetra: É a razão entre a área do elemento e a área do triângulo ideal (equilátero).

APÊNDICE B – Turbulência e modelos de turbulência

A turbulência é aquele estado da movimentação do fluido, que é caracterizado por uma vorticidade aparentemente randômica e caótica em três dimensões. Quando a turbulência está presente, ela geralmente domina todos os outros fenômenos, resultando em um aumento da dissipação de energia, mistura, transferência de calor e arrasto (CFD ONLINE, 2013).

De um modo geral, pouquíssimos fenômenos de importância na área de mecânica dos fluidos podem ser tratados como problemas de escoamento laminar, onde a movimentação do fluido é devida predominante ao efeito viscoso de camadas de fluido deslizando uma sobre as outras.

Assim, praticamente todos os escoamentos de interesse na engenharia são turbulentos. O escoamento através de veículos como foguetes, aviões, barcos e automóveis, por exemplo, sempre é turbulento. A turbulência domina em aplicações geofísicas como o fluxo de um rio, a camada limite planetária e a movimentação de nuvens (WILCOX, 1993).

Ludwig Prandtl (1875-1953), engenheiro alemão famoso por suas contribuições na área de aerodinâmica e teoria da camada limite, foi um dos primeiros estudiosos a se dedicar a modelagem dos fenômenos de escoamento turbulento. A sua primeira contribuição nesse sentido foi a criação de um modelo algébrico conhecido como hipótese de comprimento de mistura.

Prandtl visualizou um modelo simplificado para a turbulência, no qual partículas de fluido se aglutinam formando uma massa uniforme, movimentando-se de maneira uniforme. Ele então visualizou que em um fluxo cruzado, essas partículas aglutinadas retêm sua quantidade de movimento na direção x para uma distância na direção y, l_{mix} , que ele chamou de comprimento de mistura (WILCOX, 1993).

A formulação do modelo de mistura é descrita a seguir:

$$\rho\tau_{xy} = \frac{1}{2}\rho v_{mix} l_{mix} \frac{dU}{dy} \longrightarrow \tau_{xy} = \frac{1}{2}v_{mix} l_{mix} \frac{dU}{dy} \quad (B.1)$$

Velocidade de mistura:

$$v_{mix} = cte \cdot l_{mix} \left| \frac{dU}{dy} \right| \quad (B.2)$$

Modelo:

$$\tau_{xy} = \nu_T \frac{dU}{dy} \quad (B.3)$$

Viscosidade cinemática:

$$\nu_T = l_{mix}^2 \left| \frac{dU}{dy} \right| \quad (B.4)$$

Assim, ele desenvolveu uma equação algébrica para o cálculo da tensão de cisalhamento a partir do comprimento de mistura e completou a formulação adicionando outras equações algébricas para determinar a velocidade de mistura e a viscosidade cinemática.

A hipótese de comprimento de mistura de Prandtl foi a primeira tentativa de desenvolvimento de um modelo para a resolução das equações de Navier-Stokes para um escoamento turbulento, sem introduzir, no entanto, alguma equação diferencial adicional. Por isso é conhecido como modelo de 0-equação. Posteriormente, foram desenvolvidos os modelos de n-equação, que além das equações governantes do escoamento padrão, requerem a resolução de n equações diferenciais adicionais. Os modelos mais comuns são os de uma e duas equações.

Para melhorar a qualidade de predição de propriedades de escoamentos turbulentos, Prandtl desenvolveu em 1945 um modelo que acrescenta uma equação diferencial, atrelando a energia cinética da turbulência à viscosidade dos vórtices. Nascia então o primeiro modelo de turbulência de uma-equação, onde a equação diferencial adicional representa a energia cinética da turbulência k. As equações do modelo de uma-equação de Prandtl são:

Viscosidade cinemática:

$$\nu_T = k^{1/2}l = C_D \frac{k^2}{\epsilon} \quad (\text{B.5})$$

Modelo de uma-equação de Prandtl:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_D \frac{k^{3/2}}{l} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (\text{B.6})$$

Coefficientes de fechamento e relações auxiliares:

$$\begin{aligned} \epsilon &= C_D \frac{k^2}{l} \\ C_D &= 0,08 \\ \sigma_k &= 1 \end{aligned} \quad (\text{B.7})$$

onde

$$\tau_{ij} = 2\nu_T S_{ij} - \frac{2}{3}k\delta_{ij} \quad (\text{B.8})$$

l é a escala de comprimento turbulenta

No entanto, o modelo de uma-equação se mostrava incompleto pelo fato de não ser capaz de prescrever também a escala de turbulência. Como a turbulência depende essencialmente da história do escoamento, esse parâmetro é importante para determinação do comportamento do fluxo turbulento e um modelo que não o representa é considerado incompleto.

O primeiro modelo de turbulência completo foi desenvolvido por Kolmogorov em 1942 e foi batizado como modelo $k-\omega$. Este é um modelo de duas equações, o que significa que ele adiciona duas equações diferenciais para representar as propriedades do escoamento, de onde duas variáveis são extraídas. A primeira variável é a energia cinética da turbulência k e a segunda variável é a dissipação específica ω , que pode ser

usada para o cálculo de uma escala de tempo turbulento e o comprimento de mistura. Isso permite que o modelo leve em conta o histórico do escoamento, como a convecção e a difusão turbulenta (CFD ONLINE, 2013).

Formulação do modelo k- ω segundo Wilcox:

Viscosidade cinemática:

$$\nu_T = \frac{k}{\omega} \quad (\text{B.9})$$

Energia cinética turbulenta:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma^* \nu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (\text{B.10})$$

Taxa de dissipação específica:

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma \nu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (\text{B.11})$$

Coefficientes de fechamento e relações auxiliares:

$$\alpha = \frac{5}{9} \quad (\text{B.12})$$

$$\beta = \frac{3}{40} \quad (\text{B.13})$$

$$\beta^* = \frac{9}{100} \quad (\text{B.14})$$

$$\sigma = \sigma^* = \frac{1}{2} \quad (\text{B.15})$$

$$\varepsilon = \beta^* \omega k \quad (\text{B.16})$$

Posteriormente, Jones e Launder desenvolveram em 1972 o modelo de turbulência mais comumente utilizado, conhecido como modelo k- ε . Este modelo utiliza a mesma filosofia do modelo k- ω , sendo a variável dissipação específica

representada pela letra grega ε . A motivação inicial para a criação deste modelo foi melhorar o modelo de comprimento de mistura, como também para encontrar uma alternativa ao modelo algébrico para escalas de comprimento turbulento em escoamentos moderados e complexos. No entanto, o modelo k- ε funciona bem apenas quando os gradientes de pressão são pequenos, não sendo uma boa escolha, portanto, para a solução de problemas de bocais e compressores.

Formulação do modelo k- ε padrão:

Energia cinética turbulenta:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (\text{B.17})$$

Taxa de dissipação ε :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (P_k + C_{3\varepsilon} P_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (\text{B.18})$$

Viscosidade turbulenta:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{B.19})$$

Outras relações e constantes:

$$P_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (\text{B.20})$$

$$P_k = \mu_t S^2 \quad (\text{B.21})$$

$$S \equiv \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (\text{B.22})$$

$$P_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (\text{B.23})$$

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (\text{B.24})$$

$$C_{1\varepsilon} = 1,44; C_{2\varepsilon} = 1,92; C_{3\varepsilon} = -0,33; C_\mu = 0,09; \sigma_k = 1,0; \sigma_\varepsilon = 1,3 \quad (\text{B.25})$$

Enfim em 1993, Menter desenvolveu uma variação do modelo $k-\omega$ para uso em aplicações de engenharia conhecido como modelo SST (Shear Stress Transport). Este modelo se tornou muito popular por combinar o melhor de dois mundos. O uso de uma formulação $k-\omega$ nas partes internas da camada limite faz com que o modelo seja diretamente utilizável ao longo de todo comprimento na sub-camada viscosa da camada limite. A formulação SST também altera para um comportamento $k-\varepsilon$ no escoamento livre e, por isso, evita o problema comum do modelo $k-\omega$ de ser muito sensível para a determinação das propriedades turbulentas do escoamento livre em bocais. Autores que utilizam esse modelo frequentemente o valorizam pelo seu bom comportamento em gradientes de pressão adversos e em separação de fluxos (CFD ONLINE, 2013).

Formulação do modelo SST $k-\omega$:

Viscosidade cinemática:

$$\nu_T = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (\text{B.26})$$

Energia turbulenta cinemática:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_k \nu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (\text{B.27})$$

Taxa de dissipação específica:

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_\omega \nu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (\text{B.28})$$

Coefficientes de fechamento e relações auxiliares:

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad (\text{B.29})$$

$$P_k = \min\left(\tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}, 10\beta^* k\omega\right) \quad (\text{B.30})$$

$$F_1 = \tanh\left\{\left\{\min\left[\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2}\right]\right\}^4\right\} \quad (\text{B.31})$$

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10}\right) \quad (\text{B.32})$$

$$\phi = \phi_1 F_1 + \phi_2 (1 - F_1) \quad (\text{B.33})$$

$$\alpha_1 = \frac{5}{9}; \alpha_2 = 0,44 \quad (\text{B.34})$$

$$\beta_1 = \frac{3}{40}; \beta_2 = 0,0828 \quad (\text{B.35})$$

$$\beta^* = \frac{9}{100} \quad (\text{B.36})$$

$$\sigma_{k1} = 0,85; \sigma_{k2} = 1 \quad (\text{B.37})$$

$$\sigma_{\omega 1} = 0,5; \sigma_{\omega 2} = 0,856 \quad (\text{B.38})$$

ANEXO – Código-fonte do modelo 0D desenvolvido em Matlab

```

% Modelagem termodinâmica 0D de motor Diesel
% Programa 1: Cálculo das propriedades dos gases
%
% Autor: Mateus Dias Ribeiro
% Data: 11.05.13

clear all; % Limpa variáveis
clc; % Limpa tela

n = 100;
alfa = linspace(-180,180,n);
dalfa = 360/n;

% Características físicas do motor
D = 85*10^-3; % Diâmetro do pistão em m
C = 88*10^-3; % Curso em m
N = 2000; % Rotação em RPM
Toleo = 365; % Temperatura do óleo lubrificante da cabeça do pistão em K
hinj = -1213*10^3; % Entalpia do comb. injetado em J/kg

% Atribuições iniciais
T = linspace(1,1,n);
T(1) = 300;
P = linspace(1,1,n);
V = Volume(D,C,alfa,n);

% massas em kg
ma = 6.93*10^-4;
mres = 2*10^-5;
msc = 2*10^-5;
megr = 0;
mc0 = ma; % massa da carga no início aproximada como igual a do ar no início
mf = Mf(alfa,n);
Fs = 1/14.6; % Razão combustível/ar estequiométrica para o Diesel

Ya0 = 0.975; Yf0 = 0; Yb0 = 0.025;

% Constantes dos gases reais em J/kgK
Ra = 287; Rf = 55.95; Rb = 285.4;

% Valor inicial de Rc
Rc0 = Ya0*Ra + Yf0*Rf + Yb0*Rb;

% Pressão inicial

```

```
P(1) = mc0*Rc0*T(1)/V(1);
```

```
% Cálculo da fração liberada de calor na combustão
[RoHR HRF] = ROHR(alfa,n);
```

```
% Iniciação de vetores
mbb = linspace(0,0,n);
dmbb = linspace(0,0,n);
q = linspace(0,0,n);
dq = linspace(0,0,n);
dmb = linspace(0,0,n);
mb = linspace(0,0,n);
h = linspace(0,0,n);
```

```
residuo1 = 10;
residuo2 = 10;
residuo = 10;
cont = 0;
cont2 = 0;
```

```
Pm = Pmotor(17.3,D,C,V,1.4);
```

```
Tn = linspace(1,1,n);
Pn = linspace(1,1,n);
Tn(1) = T(1);
Pn(1) = P(1);
[cva(1) cvf(1) cvb(1)] = CV(Tn(1));
Rc(1) = Rc0;
mbb(1) = Mbb(Pn(1),Rc(1),Tn(1),D);
[Ya Yb Yf] = Frac_massica(ma,mf,mbb,msc,mres,megr,HRF,Fs,dalfa);
mc(1) = mc0;
mb(1) = Yb(1)*mc(1);
mfi = cumsum(mf);
[ua(1) uf(1) ub(1)] = U(Tn(1));
dhr(1) = 0;
cvc(1) = Ya(1)*cva(1) + Yf(1)*cvf(1) + Yb(1)*cvb(1);
```

```
h(1) = Conv(D,P,Pm,V,Tn,alfa,C,N,1);
q(1) = TC(h(1),D,Tn,Toleo,V,N,1);
```

```
while((abs((residuo)))>=10^-6)
    for i=2:n
        [Ya Yb Yf] = Frac_massica(ma,mf,mbb,msc,mres,megr,HRF,Fs,dalfa);
        [cva(i) cvf(i) cvb(i)] = CV(Tn(i));
        Rc(i) = Ya(i)*Ra + Yf(i)*Rf + Yb(i)*Rb;
```

```

mbb(i) = Mbb(Pn(i),Rc(i),Tn(i),D);
mbbi = cumsum(mbb);

mc(i) = ma + mfi(i)*dalfa + megr + mres - msc - mbbi(i)*dalfa;
mb(i) = Yb(i)*mc(i);

[ua(i) uf(i) ub(i)] = U(Tn(i));
dmb(i) = mb(i) - mb(i-1);
dmbb(i) = mbb(i) - mbb(i-1);
dmf(i) = mf(i) - mf(i-1);

% Cálculo da taxa de calor liberada na combustão dHR
dhr(i) = Dhr(ua(i),uf(i),ub(i),Fs,dmb(i),dmbb(i),Yb(i));

cvc(i) = Ya(i)*cva(i) + Yf(i)*cvf(i) + Yb(i)*cvb(i);

% Transferência de calor
h(i) = Conv(D,P,Pm,V,Tn,alfa,C,N,i);
q(i) = TC(h(i),D,Tn,Toleo,V,N,i);
dq(i) = (q(i) - q(i-1))*dalfa;

% Conservação de energia e atualização dos valores de T e P
Tn(i) = (-dhr(i) + mc(i)*cvc(i)*Tn(i-1) - dq(i) - Pn(i-1)*(V(i) - V(i-1)) + (hinj -
uf(i))*dmf(i))/(mc(i)*cvc(i) + Rc(i)*dmbb(i));
Pn(i) = mc(i)*Rc(i)*Tn(i)/V(i);
cont2 = cont2 + 1;
end

residuo1 = max(Tn-T);
residuo2 = max(Pn-P);
residuo = residuo1 + residuo2;
T = Tn;
P = Pn;
cont = cont + 1;

end

subplot(1,2,1), plot(alfa,Tn,'-b'), grid on, xlabel('alfa'), ylabel('Temperatura'),
title('Gráfico T x alfa');
subplot(1,2,2), plot(alfa,Pn,'-r'), grid on, xlabel('alfa'), ylabel('Pressão'), title('Gráfico P
x alfa');

```

Subrotinas:

```

function [RoHR, HRF] = ROHR(alfa,n)

% Parâmetros das fases de combustão.
% 1 - Injeção; 2 - Pré-mistura; 3 - Difusão; 4 - Combustão tardia
m1 = 0.8; m2 = 0.74558; m3 = 0.93991; m4 = 0.85458;
beta1 = 0.05181; beta2 = 0.12; beta3 = 0.65661; beta4 = 0.17158;
C1 = 6.9; C2 = 6.9; C3 = 6.9; C4 = 6.9;
SOC1 = -15; SOC2 = -4.86844; SOC3 = -1.81434; SOC4 = -1.81434;
dcomb1 = 15; dcomb2 = 19.15378; dcomb3 = 42.56004; dcomb4 = 130;

RoHR = linspace(0,0,n);
HRL = linspace(0,0,n);

for (i=1:n) % Variação do índice de 0 a 360 em n espaços
    if ((alfa(i)>=(SOC1))&(alfa(i)<=(dcomb1-abs(SOC1))))
        RoHR(i) = RoHR(i) + (C1*(m1+1)/dcomb1)*(((alfa(i)-
SOC1)/dcomb1)^m1)*(exp(-C1*((alfa(i)-SOC1)/dcomb1)^(m1+1)))*beta1;
    end
    if ((alfa(i)>=(SOC2))&(alfa(i)<=(dcomb2-abs(SOC2))))
        RoHR(i) = RoHR(i) + (C2*(m2+1)/dcomb2)*(((alfa(i)-
SOC2)/dcomb2)^m2)*(exp(-C2*((alfa(i)-SOC2)/dcomb2)^(m2+1)))*beta2;
    end
    if ((alfa(i)>=(SOC3))&(alfa(i)<=(dcomb3-abs(SOC3))))
        RoHR(i) = RoHR(i) + (C3*(m3+1)/dcomb3)*(((alfa(i)-
SOC3)/dcomb3)^m3)*(exp(-C3*((alfa(i)-SOC3)/dcomb3)^(m3+1)))*beta3;
    end
    if ((alfa(i)>=(SOC4))&(alfa(i)<=(dcomb4-abs(SOC4))))
        RoHR(i) = RoHR(i) + (C4*(m4+1)/dcomb4)*(((alfa(i)-
SOC4)/dcomb4)^m4)*(exp(-C4*((alfa(i)-SOC4)/dcomb4)^(m4+1)))*beta4;
    end
end

% Calculo do HRF
HRF = cumtrapz(alfa,RoHR);

function [cva, cvf, cvb] = CV(T)

% Cálculo dos calores específicos [J/kgK]
cva = (-10.4199.*T.^0.5 + 2522.88 - 67227.1.*T.^-0.5 + 917124.4.*T.^-1 -
4174853.6.*T.^-1.5);
cvf = (-200.447 + 6.95372.*T - 4.04715.*(10^-3).*T.^2 - 9.10259.*(10^-7).*T.^3 +
1458487.*T.^-2);
cvb = (641.154 + 0.43045.*T - 0.0001125.*T.^2 + 8.979.*(10^-9).*T.^3);
function [mbb] = Mbb(P,Rc,T,D)

cbb = 4.16667*10^-5; % Constante de descarga do bocal; ! Valor experimental

```

```
Aref = (3.5.*10^-6).*D;
```

```
gama = 1.4;
```

```
a = 0.9; % Constante de amortecimento; (Pcrk/P) < (Pcrit/P)
```

```
Pcrk = a.*((2./(gama+1)).^(gama./(gama-1))).*P;
```

```
x = (2.*gama./(gama-1)).*((Pcrk./P).^(2./gama) - (Pcrk./P).^((gama+1)./gama));
```

```
mbb = 1.8.*cbb.*Aref.*P.*sqrt(x./(Rc.*T));
```

```
function [Ya Yb Yf] = Frac_massica(ma,mf,mbb,msc,mres,megr,HRF,Fs,dalfa)
```

```
Ybevo = (1 + 1./Fs)./(1 + 1./Fs - ((msc +  
(sum(mbb)./2).*dalfa)./(sum(mf).*dalfa)).*(1./(1 + (megr + mres)/(ma-msc))));
```

```
Ybivc = Ybevo./(1 + (ma-msc)./(megr + mres));
```

```
Yb = ((sum(mf)*dalfa + sum(mf)*dalfa./Fs).*HRF + (megr + mres).*Ybevo - (msc +  
(cumsum(mbb)./2).*dalfa).*Ybivc )./(ma + cumsum(mf).*dalfa + megr + mres - msc -  
(cumsum(mbb)./2).*dalfa);
```

```
Yf = (cumsum(mf).*dalfa - HRF.*sum(mf).*dalfa)./(ma + cumsum(mf).*dalfa + megr  
+ mres - msc -(cumsum(mbb)./2).*dalfa);
```

```
Ya = 1 - Yb - Yf;
```

```
for i=1:100
```

```
    if (Yf(i)<0)
```

```
        Yf(i)=0;
```

```
    end
```

```
end
```

```
function [V h] = Volume (D,C,alfa,n)
```

```
rc = 17.8;
```

```
Lc = 145*10^-3;
```

```
r = C/2;
```

```
hmax = Lc + r;
```

```
Ap = (pi*(D.^2)/4);
```

```
Vd = Ap*C;
```

```
x = r.*cosd(alfa) + sqrt(Lc^2-(r^2).*(sind(alfa)));
```

```
h = hmax - x;
```

```
Vcc = Vd/(rc-1);
```

```
V = (h.*Ap + Vcc);
```

```
for i=1:n
```

```

    if (h(i)<0)
        h(i) = 0;
    end
end

function h = Conv(D,P,Pm,V,T,alfa,C,N,i)

C1 = [6.18 2.28 2.28];
C2 = [0 0 3.24*10^-3];

Ap = (pi*(D.^2)/4);
Vd = Ap*C;

Sp = C.*N./30;

Tivc = T(1);
Pivc = P(1);
Vivc = V(1);

w = 0;
if ((alfa(i)>=-180)&(alfa(i)<-177))
    w = C1(1).*Sp + (C2(1).*Vd.*Tivc./(Vivc.*Pivc)).*(P(i)-Pm(i));
elseif ((alfa(i)>=-177)&(alfa(i)<-3))
    w = C1(2).*Sp + (C2(2).*Vd.*Tivc./(Vivc.*Pivc)).*(P(i)-Pm(i));
elseif ((alfa(i)>=-3)&(alfa(i)<177))
    w = C1(3).*Sp + (C2(3).*Vd.*Tivc./(Vivc.*Pivc)).*(P(i)-Pm(i));
elseif (alfa(i)>=177)
    w = C1(1).*Sp + (C2(1).*Vd.*Tivc./(Vivc.*Pivc)).*(P(i)-Pm(i));
end

h = 3.26.*(D^-0.2).*((P(i).*10^-3).^0.8).*(T(i).^-0.55).*(w^0.8);

function [ua uf ub] = U(T)

% Combustivel considerado: C8H18

ua = -4193697.9 - 6.9466.*(T.^1.5) + 2522.88.*T - 134454.16.*(T.^0.5) +
917124.39.*log(T) + 8349707.14.*(T.^-0.5);
uf = -1445686.1 - 200.447.*T + 3.47686.*(T.^2) - 1.34905.*(10^-3).*(T.^3) +
2.27565.*(10^-7).*(T.^4) - 1458487.*T.^-1;
ub = -3251495 + 1028.75.*T - 0.15377.*T.^2 + 6.789*(10^-5).*T.^3;

function dhr = Dhr(ua,uf,ub,Fs,dmb,dmbb,Yb)

dhr = (ub - (uf.*(Fs) + ua)./(Fs + 1)).*(dmb + Yb.*dmbb);

```

```
function Inj = Inj(T,mf)
```

```
% Combustivel considerado: C8H18
```

```
hfinj = -1213*10^3; %J/kg entalpia do combustivel injetado a 300 K
```

```
ufg = (7.9809*10^-4).*T.^2 + (2.4940).*T - 2098.3;
```

```
Inj = (hfinj - ufg).*mf;
```

```
function q = TC(h,D,Tn,Toleo,V,N,i)
```

```
Asup = V(i)*(4/D);
```

```
%q = (h*Asup*(Tn(i)-Toleo));
```

```
q = (h*Asup*(Tn(i)-Toleo))*(6/N); % Já convertido para J/cad
```