

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**MODELO SIMPLIFICADO DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR
CENTELHA OPERANDO COM GÁS DE BIOMASSA**

Isabela de Almeida Soares

Orientador: Guenther Carlos Krieger Filho

São Paulo

2008

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**MODELO SIMPLIFICADO DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR
CENTELHA OPERANDO COM GÁS DE BIOMASSA**

Trabalho de formatura apresentado à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para a obtenção do título de Graduação em Engenharia

Isabela de Almeida Soares

Orientador: Guenther Carlos Krieger Filho

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo

2008

FICHA CATALOGRÁFICA

Soares, Isabela de Almeida

**Modelo simplificado de um motor de ignição por centelha
operando com gás de biomassa / I.A. Soares. – São Paulo, 2009.
p.57**

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1.Simulação 2.Métodos numéricos 3.Motores de combustão
interna I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica.
Departamento de Engenharia Mecânica II.t.**

AGRADECIMENTOS

Ao professor Guenther, pelo seu apoio e orientação.

Ao Cavalcas, pelo auxilio na geração da malha.

Ao Delso pelo constante apoio, suporte e paciência.

À minha família e amigos que sempre me apóiam quando necessário.

Conteúdo

FICHA CATALOGRÁFICA	3
1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS.....	2
3. CICLOS MOTORES.....	3
3.1. Ciclo Otto	3
3.2. Ciclo Diesel	5
4. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	8
4.1. Motores a Combustão Interna.....	8
4.2. Gaseificação de Biomassa	10
4.3. Biogás de Resíduos Rurais e Urbanos	11
4.4. Modelagens Numéricas	12
4.5. Estudo para Simulação.....	13
4.5.1. Equações Governantes	13
4.5.2. Modelo de Turbulência	16
4.5.3. Média de Favre	17
4.5.4. Modelo k- ε Standard.....	20
4.5.5. Modelo RNG k- ε	20
4.5.6. Tratamento de Parede	22
4.5.7. Modelo de Combustão	23
5. Metodologia.....	25
5.1. Discretização de Espaço e Tempo.....	25
5.2. Acoplamento Pressão-Velocidade	27
5.3. Malhas Dinâmicas	27
5.3.1. Camadas Dinâmicas (Fronteiras Móveis).....	28
5.3.2. Spring Smoothing Method	29
5.3.3. Método Local Remeshing.....	30
5.4. Modelo In-Cylinder	30

5.4.1. Topologia da Malha	30
5.4.2. Definição da Posição Inicial.....	31
5.4.3. Definição dos Movimentos das Zonas da Malha Móvel	31
5.4.4. Abertura e Fechamento das Válvulas	31
5.4.5. Definição de Eventos	32
5.6. Malha 2D	32
5.7. Malha 3D	34
6. RESULTADOS E DISCUSSÕES	41
6. CONCLUSÕES.....	46
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	47

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descrição	Unidade
a	Braço da manivela	[m]
A/C	Razão ar/combustível	[adimensional]
B	Diâmetro do cilindro	[m]
COV _{mep}	Coeficiente de variação	[adimensional]
c_p	Calor específico a pressão constante	[J/kg.K]
c_v	Calor específico a volume constante	[J/kg.K]
l	Comprimento da biela	[m]
m_{ar}	Massa de ar	[kg]
m_{comb}	Massa de combustível	[kg]
N	Velocidade de rotação	[rpm]
P	Potência	[hp]
p	Pressão	[bar]
p_{man}	Pressão manométrica	[Pa]
PCI	Poder calorífico inferior	[kJ/kg]
P _{mep}	Pressão média efetiva	[kPa]
r_c	Razão de compressão	[adimensional]
sfc	Consumo específico de combustível	[g/kW.h]
T	Temperatura	[K]
T	Torque	[kgf.m]
V _c	Volume mínimo do cilindro (volume morto)	[m ³]
V _d	Volume do cilindro deslocado pelo pistão	[m ³]
V _t	Volume total do cilindro	[m ³]
W	Trabalho	[J]
γ	Razão entre calores específicos	[adimensional]
η_t	Eficiência térmica	[adimensional]

η_v	Eficiência volumétrica	[adimensional]
θ	Ângulo de manivela	[graus]
λ	Relação de equivalência	[adimensional]
ρ	Massa específica da mistura	[kg/m ³]
ρ_{ar}	Massa específica do ar	[kg/m ³]

RESUMO

A preocupação com o meio ambiente vem crescendo, estimulando o desenvolvimento de novas tecnologias e combustíveis. O principal ponto de preocupação é com a diminuição do consumo de derivados de petróleo, em geral feita por combustíveis renováveis. Além disso, a busca de um maior aproveitamento energético da massa produzida, e da geração da menor quantidade de lixo possível, fez nascer o interesse pelos gases de biomassa.

Mudanças devem ser feitas nos equipamentos, para que haja a adaptação para os novos combustíveis desenvolvidos. Para isso, em busca da diminuição dos custos e do tempo de desenvolvimento dessas novas tecnologias, utilizam-se ferramentas computacionais.

No presente trabalho será feita a simulação de um motor utilizando o gás de biomassa como combustível. Uma malha com geometria da câmara de combustão simplificada, criada com o uso do software Icem e rodada no Fluent para analisar numericamente os fenômenos físicos dentro do cilindro, a distribuição de pressão, as trocas de calor, e outras características importantes da combustão na câmara.

Para a simulação adequada é necessário a escolha dos modelos que melhor representem o escoamento e a reação de combustão. Métodos para a representação da turbulência e da combustão são estudados nesse trabalho, além do conceito de malhas dinâmicas, que é necessário para simulação do motor.

Não houve sucesso na simulação devido ao grande tempo de processamento da geometria 3D não foi possível simular todos os ciclos necessários para garantir a convergência da malha gerada, além de não ter havido combustão da mistura no cilindro.

ABSTRACT

The increasing concern about the environment has been stimulating the development of new technologies and fuels. The main interest is set in decreasing the oil consumption by renewable fuels.

Another aim is with the good use of the production, and the generation of minor quantities of waste, that caused a raise in the interest in biomass fuels.

This development demand changes in equipments in order to get adapted with different fuels. In search of lower costs and time for the development of new equipments technologies, computational tools are used.

The present work intends to make a simulation of an internal combustion engine operating with biomass gas as fuel. A simplified geometry will represent the combustion chamber, in order to generate a grid, making use of the software Icem, and then making use of another software (Fluent) to examine the physical phenomena associated to the fluid flow.

Some results are provided, such as pressure and temperatures in the in-cylinder, mass rates at intake and exhaust systems, combustion rate and heat transfer rate to cylinder walls, besides velocity, turbulence intensity and temperature fields.

Methods for representation of turbulence phenomena and combustion are studied so that a proper model will be used in the simulation and good results can be obtained.

There was no success in the simulation, due to the processing time of the 3D geometry. To ensure the convergence of the simulation many cycles are necessary, besides, there was no burning of the mixture inside the cylinder.

1. INTRODUÇÃO

A indústria, nos dias de hoje, requer custos de desenvolvimento e projeto cada vez menores, para isso o tempo de projeto deve ser reduzido. Ferramentas computacionais são de grande importância para a redução do tempo de desenvolvimento desses novos produtos. Nesse projeto será feita a simulação em CFD de um motor de quatro tempos operando com gás de biomassa, sendo analisado numericamente o escoamento dentro do cilindro, a distribuição de pressão, transmissão de calor, e outras propriedades importantes no projeto, como material que deve ser utilizado para resistir à pressão e temperatura de operação.

Além da redução de custos, há grande importância com o desenvolvimento sustentável, e em particular, com o meio ambiente. A substituição de derivados do petróleo por combustíveis renováveis, e também o aproveitamento de tudo que for possível para reduzir a poluição ambiental. Gás de biomassa está sendo cada vez mais usado, visando não só a diminuição do volume de lixo, como também o aproveitamento energético que seria desperdiçado ao jogar, por exemplo, bagaço da cana de açúcar fora.

2. OBJETIVOS

Simulação CFD de um motor quatro tempos operando com gás de biomassa, obtendo resultados para propriedades do escoamento e da combustão, com a finalidade de analisar os mecanismos que afetam o desempenho do motor. Dentre essas propriedades, destacam-se a pressão e a temperatura no interior da câmara de combustão, os fluxos de massa através dos sistemas de admissão e de exaustão, as taxas de combustão e transferência de calor nas paredes do motor, bem como os campos de velocidade e de intensidade turbulenta. Se possível, pretende-se fazer uma comparação entre os dados obtidos e os dados experimentais, medidos em um motor com dimensões e condições de operação semelhantes ao da geometria utilizada nas simulações.

3. CICLOS MOTORES

3.1. Ciclo Otto

A figura abaixo é uma representação das etapas da operação de um cilindro básico de motor 4 tempos de ciclo Otto. O cilindro possui uma válvula de admissão (lado esquerdo) e uma válvula de escape (lado direito), além de um dispositivo de centelha elétrica para ignição. O sistema de alimentação pode ser feito por carburador ou por um sistema de injeção, onde é fornecida para o sistema uma mistura de ar e combustível.

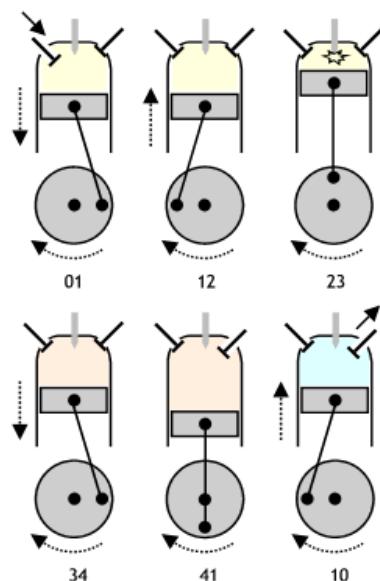


Figura 3.1. Cilindro Ciclo Otto

Conforme a figura acima, podemos notar que em 01 a válvula de admissão está aberta e a mistura de ar e combustível é aspirada para dentro do cilindro pelo movimento do pistão, num processo aproximadamente isobárico.

Essa válvula fecha quando o ponto morto inferior é atingido, e o movimento de subida do pistão comprime a mistura, como representado na figura no processo 12. Como a velocidade do pistão é alta, há pouco tempo para que haja troca de calor, assim esse processo pode ser considerado adiabático.

Quando o ponto morto superior é atingido, a ignição da mistura é provocada por uma centelha na vela. O fornecimento de calor pela combustão é rápido o suficiente para considerarmos que o processo 23 ocorre em volume constante.

Esse fornecimento de calor aumenta a pressão no cilindro, então o pistão desce devido à expansão dos gases da mistura 34. Podemos considerar a transformação como adiabática por ser muito rápida, assim como em 12.

Ao atingir novamente o ponto morto inferior a válvula de escape é aberta 41, reduzindo rapidamente a pressão do gás. Da mesma forma que consideramos em 23, o volume pode ser considerado constante enquanto o ciclo cede calor ao ambiente.

Com essa válvula aberta, o movimento ascendente do pistão remove grande parte dos gases da combustão 10 e então o ciclo é reiniciado ao atingir o ponto morto superior.

Podemos fazer a representação desse ciclo em diagramas $p \times v$ e $T \times s$, onde p é a pressão, v é o volume, T é a temperatura e s é a entropia:

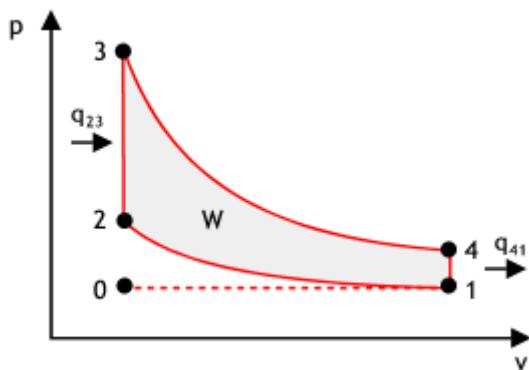


Figura 3.2. Diagrama $p \times v$ Ciclo Otto

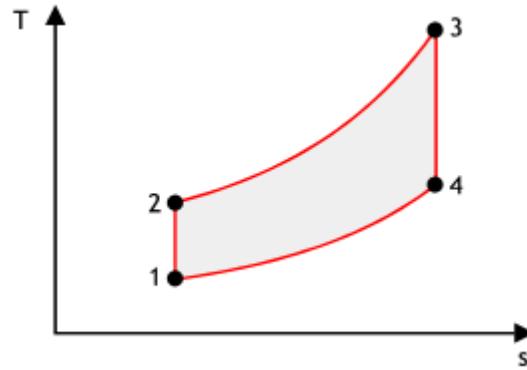


Figura 3.3. Diagrama $T \times s$ Ciclo Otto

Nos diagramas termodinâmicos do ciclo ideal não se considera as etapas de exaustão e de admissão dos gases.

Como os processos 12 e 34 são supostos adiabáticos, a troca de calor ocorre em 23 e 41 (em processos isocóricos) conforme as seguintes relações:

$$q_{23} = c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (3.1)$$

$$q_{41} = c_v \cdot (T_1 - T_4) \quad (3.2)$$

Trabalho só ocorre em 12 e 34 conforme as relações abaixo, pois em processos a volume constante o trabalho é nulo 23 e 41.

$$w = w_{34} + w_{12} = c_v \cdot (T_3 - T_2) + c_v \cdot (T_1 - T_4) = q_{23} + q_{41} \quad (3.3)$$

Não podemos esquecer que q_{41} tem sinal negativo, pois calor é cedido para o ambiente.

A eficiência do ciclo é a relação entre o trabalho realizado e o calor fornecido:

$$\eta_v = \frac{w}{q_{12}} = \frac{(q_{23}+q_{41})}{q_{23}} = 1 + \frac{q_{41}}{q_{23}} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (3.4)$$

Das transformações adiabáticas podemos concluir que:

$$\frac{T'2}{T_1} = \frac{T'3}{T_4} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\left(\frac{C_P}{C_V}-1\right)} \quad (3.5)$$

$$\text{Assim temos: } \eta_v = 1 - \frac{1}{\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\left(\frac{C_P}{C_V}-1\right)}}. \quad (3.6)$$

O termo $\left(\frac{v_1}{v_2}\right)$ é equivalente à relação entre os volumes máximo e mínimo do interior do cilindro. Também denominado relação ou taxa de compressão do motor, $r = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)$. Temos, portanto, a eficiência dada por:

$$\eta_v = 1 - \frac{1}{r^{\left(\frac{C_P}{C_V}-1\right)}} \quad (3.7)$$

A taxa de compressão é limitada pela ocorrência de auto-ignição da mistura. Valores reais estão na faixa de 11,5 a 12,5. Mesmo com essa limitação, a eficiência real do ciclo é significativamente inferior à calculada por essa fórmula.

3.2. Ciclo Diesel

Motores com esse tipo de ciclo operam de forma parecida à dos motores de ciclo Otto. Porém, nos motores Otto, a ignição se dá por centelha e, nos motores ciclo Diesel, a ignição ocorre por compressão. Para isso acontecer, os motores Diesel trabalham com taxas de compressão significativamente maiores.

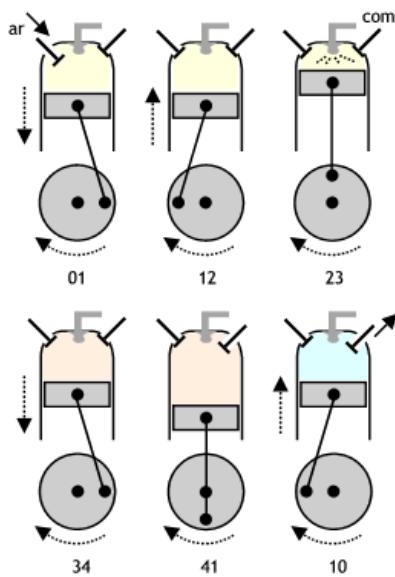


Figura 3.4. Cilindro Ciclo Diesel

Na figura acima, o pistão está em movimento descendente em 01, aspirando o ar em um processo isobárico. Em seguida ocorre um processo de compressão do ar, de forma adiabática, devido à alta velocidade do pistão.

Quando o pistão está chegando no ponto morto superior, o combustível é injetado de forma atomizada na massa de ar já comprimido e aquecido 23. A combustão ocorre então, sem a necessidade de centelha, mas também em um intervalo de tempo, devido a esse tempo o processo pode ser considerado aproximadamente isobárico (no ciclo Otto o processo é isocórico).

O restante do ciclo é igual ao do ciclo Otto:

Em 34 temos expansão adiabática dos gases aquecidos, temos a redução de pressão e troca de calor com volume constante em 41 e em 10 temos a exaustão dos gases sob pressão constante.

Os diagramas para o ciclo Diesel são semelhantes, a diferença está na transformação 23, que é isobárica e não sob volume constante (isocórica).

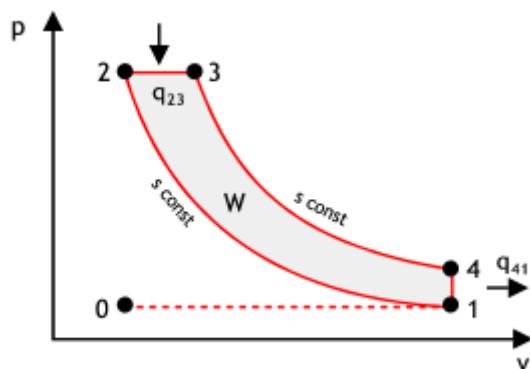


Figura 3.5. Diagrama p x v Ciclo Diesel

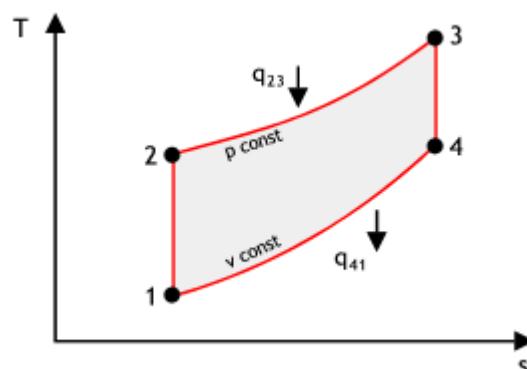


Figura 3.6. Diagrama T x s Ciclo Diesel

O cálculo da eficiência é um pouco mais trabalhoso que o do ciclo Otto porque no trecho 23 há fornecimento de calor e trabalho executado (o volume não é constante).

A partir da primeira lei da termodinâmica temos que $\Delta u = q - w = 0$, pois o estado inicial e final do ciclo são os mesmos.

A soma do calor fornecido q_f com o calor cedido q_c é o trabalho. Como a eficiência é dada por:

$$\eta_v = \frac{w}{q_f} = 1 + \frac{q_c}{q_f}. \quad (3.8)$$

Se considerarmos ambos os valores (q_c e q_f) como positivo tem-se $\eta_v = 1 - \frac{q_{41}}{q_{23}}$, pois q_c é negativo.

$$\text{Para os processos 23 e 41 temos: } q_{23} = c_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (3.9)$$

$$q_{23} = c_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (3.10)$$

Fazendo as devidas substituições teremos que:

$$\eta_v = 1 + \left[\frac{1}{r \left(\frac{c_p}{c_v} \right)} \right] \cdot \frac{\left(1 - a^{\left(\frac{c_p}{c_v} \right)} \right)}{\left[\left(\frac{c_p}{c_v} \right) \cdot (a - 1) \right]} \quad (3.11)$$

Onde $a = \frac{v_3}{v_2}$.

4. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

4.1. Motores a Combustão Interna

O trabalho de Gosman (1988) apresenta uma visão geral sobre a simulação numérica da dinâmica dos fluidos na indústria automobilística no final da década de 80 e nos anos anteriores é apresentada no artigo de Gosman, em 1988. Nele são abordadas várias aplicações de CFD na área automobilística, como a aerodinâmica, ventilação dos passageiros, refrigeração, combustão, assim como os sistemas de admissão e exaustão do motor do veículo. Gosman afirma que as maiores dificuldades na simulação da admissão e exaustão têm relação com as geometrias complexas e com o modelo de turbulência utilizado. Não esquecendo que o artigo foi escrito no final dos anos 80, quando os recursos computacionais eram muito mais escassos que atualmente, e as maiores dificuldades para as simulações tinham relação com o tempo de simulação e com a precisão dos dados obtido. Mesmo assim, resultados satisfatórios já eram encontrados com formulações bidimensionais.

Arcoumanis et al. (1985) Uma revisão de mecânica dos fluidos para motores a combustão interna foi feita por Arcoumanis et al. em 1985, onde afirmam que tanto a preparação da mistura ar/combustível quanto o controle da combustão, por meio da interação entre as pequenas e grandes escalas (turbulência), são os principais papéis da mecânica dos fluidos em motores. No artigo, é feita comparação entre dados experimentais e cálculos computacionais para a influência da mecânica dos fluidos no escoamento dentro do cilindro.

Segundo os autores, modelos multidimensionais têm certas limitações, devido principalmente ao refinamento da malha computacional, aos modelos de turbulência e ao custo computacional de processamento e armazenamento dos dados. Hoje em dia esse custo computacional vem diminuindo e os modelos de turbulência estão bem mais avançados, devido ao avanço computacional, que permite modelos mais complexos para análise dos escoamentos.

Outro artigo que aborda a dinâmica dos fluidos no interior de um motor de combustão interna é o do Heywood (1987). Nele são abordados aspectos relacionados aos ciclos dos motores e a natureza dos processos de ignição por compressão e por centelha. As características do escoamento através das válvulas de motores de dois e quatro tempos,

além do escoamento médio no interior do cilindro e a influência das válvulas na formação de swirl e na lavagem do cilindro.

Heywood aborda também a turbulência e aspectos relacionados ao escoamento próximo à parede. Para motores de ignição por centelha, ele afirma que movimentos que induzam aumento da turbulência no cilindro precisam ser estudados em função da velocidade da queima e da área de chama. Sem esquecer que turbulência em excesso causa maior perda de calor para as paredes, o que pode ocasionar a extinção localizada da queima. Um problema importante para a dinâmica dos fluidos computacional é a incerteza originada pelo acoplamento entre os modelos de mecânica dos fluidos e os processos com relação à combustão;

No ano de 2005, Westbrook et al. apresentaram uma revisão dos últimos 50 anos sobre a análise computacional da combustão. Segundo os autores, há possibilidade de modelar a combustão parcialmente ou totalmente. A modelagem parcial é feita para simulação de um processo específico. Já a modelagem total tem o objetivo de simular vários processos, tantos quantos forem necessários para o problema em questão. Porém, nesse caso, o problema deve ser simplificado, para que a simulação seja possível computacionalmente. No caso de motores, a simulação utiliza simplificações nos modelos de turbulência, nos submodelos de cinética química e na geometria do problema, que tem uma abordagem bidimensional.

4.2. Gaseificação de Biomassa

Gaseificação é a conversão térmica da biomassa em uma mistura de gases (combustível), que ocorre na presença de um oxidante em condições abaixo da estequiometria.

Os principais compostos formados nesse processo são monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), hidrogênio (H₂), metano (CH₄) e nitrogênio (N₂), além de traços de C₂H₄, C₂H₆, C₃H₆, bom como alcatrão e particulado.

A conversão é realizada por meio da oxidação parcial da biomassa à alta temperatura. O agente oxidante utilizado pode ser o ar, o oxigênio puro ou vapor.

O processo de gaseificação da biomassa ocorre em equipamentos denominados gaseificadores, onde o gás passa por quatro zonas no interior do reator: secagem da biomassa, pirólise, combustão e redução. A pirólise é uma zona do reator onde há a degradação térmica da biomassa na ausência de oxigênio. Esta é convertida em alcatrão, voláteis e sólidos (carvão), à temperatura de cerca de 280-450 °C. Em gaseificador de leito fluidizado não é possível definir essas zonas.

O gás deve ser limpo antes de ser aplicado no sistema de geração de potência , no caso, motor de combustão interna, e deve atender a padrões de qualidade ambiental. A escolha do sistema de limpeza dos gases depende de uma série de fatores, como a eficiência, o nível de emissão desejado, o custo operacional e de investimento, o espaço disponível, a temperatura, a característica do gás, o tamanho das partículas de biomassa, entre outros.

A aplicação desses gases em MCI tem sido difundida em escala comercial devido ao seu reduzido custo de instalação, simplicidade e facilidade de manutenção. O maior problema na utilização dos gases de biomassa nos motores é com relação à remoção dos particulados e do alcatrão do gás para ser utilizado nos motores.

A composição média do gás está na tabela 4.1.

Tabela 4.1. – Composição do Gás de Biomassa

GÁS	SÍMBOLO	% NO BIOGÁS
Monóxido de Carbono	CO	12 a 20%
Hidrogênio	H ₂	8 a 14%
Metano	CH ₄	0,5 a 3%
Dióxido de Carbono	CO ₂	9 a 13%
Azoto	N ₂	45 a 55%

Para a simulação da combustão, o gás estará presente pré-misturado com o ar, e os parâmetros necessários para simulação são as seguintes propriedades da mistura: densidade, temperatura adiabática, viscosidade, coeficiente de transferência de calor, velocidade laminar de chama e a taxa crítica de deformação.

4.3. Biogás de Resíduos Rurais e Urbanos

O Brasil possui grande disponibilidade de biogás oriundo de matéria orgânica, por meio da digestão anaeróbia de resíduos no meio rural, do lixo urbano nos aterros sanitários e sistemas de tratamento de esgotos nos centros urbanos.

O biogás contém cerca de 60% de gás metano, 30% de gás carbônico e traços de gases sulfídricos. O gás metano é obtido por fermentação anaeróbia de esterco de curral, de palhas e de restos vegetais e lixo. O gás obtido possui em média de 2/3 de gás metano e 1/3 de gás carbônico.

A tabela 4.2. mostra a composição típica do biogás.

Tabela 4.2. Composição típica do biogás de fermentação anaeróbica

GÁS	SÍMBOLO	% NO BIOGÁS
Metano	CH ₄	50 a 80%
Dióxido de Carbono	CO ₂	20 a 40%
Hidrogênio	H ₂	1 a 3%
Azoto	N ₂	0.5 a 3%
Sulfídrico e Outros	H ₂ S, CO, NH ₃ , O ₂	1 a 5%

Para a simulação o combustível será considerado como uma mistura de metano e ar, adequado para representar a composição da tabela 4.2.

Os motores a gás funcionam segundo os mesmos princípios dos motores Diesel e Otto, com algumas mudanças na taxa de compressão, nos sistemas de alimentação e de ignição. Motores a gás, de ignição por centelha, possuem uma eficiência volumétrica menor que o equivalente motor com combustível de petróleo, pelo fato da adição de gás reduzir o volume de ar aspirado. Contudo, a menor eficiência volumétrica é, geralmente, compensada pelo fato de que os motores a gás conseguem funcionar com taxas de compressão elevadas, 12:1. Isto é possível porque o poder antidetonante do gás está ligado

ao número de metano, ou seja, quanto maior a quantidade de metano maior será a resistência à detonação.

A taxa de compressão não deve exceder a 12:1, pois a composição do biogás não é constante, e isto pode levar à detonação em alguns momentos. Já o ponto de ignição deve ser avançado, pois a velocidade de combustão do biogás é mais lenta.

4.4. Modelagens Numéricas

Com objetivo de projetar um motor com desempenho próximo ao de um motor movido a Diesel, mas com menores índices de emissões de poluentes, Cartellieri et al. desenvolveram um tipo de câmara de combustão para operar com gás natural. No artigo foram criados dois novos pistões com mais de uma reentrância, chamados de câmara Tri-Flow.

A modelagem CFD utilizou o código FIRE, que resolve as equações da conservação da massa, da quantidade de movimento, da energia e do modelo k- ϵ de turbulência. Para a simulação da combustão utiliza-se uma variável de progresso da reação baseada na fração de mistura e em uma função probabilidade densidade.

A simulação inicia com o ângulo de manivela de 220° e vai até o ângulo de 720°, a velocidade do motor simulado foi de 2000 rpm, e a relação de equivalência utilizada foi 1,6 (essa relação é o número de átomos de oxigênio da combustão real sobre o número de átomos da reação estequiométrica, indicando se a reação é pobre ou rica) .

A simulação obtém como resultados, a velocidade média, a energia cinética turbulenta dentro do cilindro, a taxa de reação e o calor liberado pela reação. Experimentalmente, obteve-se a eficiência térmica, a pressão dentro do cilindro e a pressão média efetiva (relação entre o trabalho desenvolvido pelo volume deslocado do pistão; é uma medida da qualidade do projeto do motor quanto ao desenvolvimento da potência). Das comparações feitas nesse trabalho foi concluído que, para um motor operando com mistura pobre, a estabilidade da combustão parece ser afetada pela velocidade do escoamento médio na região da centelha antes e depois da ignição.

O crescimento inicial da chama mostrou ser afetado pela velocidade do escoamento médio (melhor para velocidades menores). Também se concluiu que a taxa de liberação de calor é principalmente afetada pelo nível de energia cinética turbulenta no cilindro. Quanto maior a energia cinética turbulenta média no cilindro, maior o pico de calor liberado e menor é o tempo de duração da combustão.

Os efeitos do swirl foram estudados por Zhang et al. (1998), com auxílio dos softwares KIVA (simulação no interior da câmara) e WAVE (simulação do resto do motor). Os resultados obtidos estão na forma de liberação cumulativa de calor pelo motor, fluxo de calor pelas paredes do cilindro e energia cinética turbulenta. A melhor posição encontrada para a vela de ignição foi a localizada na periferia do cilindro. Os autores avaliaram os softwares como ferramentas confiáveis para a simulação da combustão, dinâmica dos fluidos e transferência de calor para o motor.

4.5. Estudo para Simulação

4.5.1. Equações Governantes

Este se trata de outro importante modelo utilizado em códigos de CFD para solução de escoamentos envolvendo efeitos de turbulência.

O escoamento é modelado com o auxílio de algumas equações apresentadas nessa seção. As equações de transporte para o escoamento do caso estudado utilizam o conceito de média de Favre, por ter variâncias significativas de massa específica. O conceito de turbulência será avaliado pelo modelo $k-\epsilon$ Standart, onde k é a energia cinética turbulenta e ϵ é a taxa de dissipação de k .

As equações governantes serão aplicadas a uma mistura inicial de ar e combustível (grande parte de metano). Essa mistura sofre, então, uma reação química que obedece a um mecanismo de cinética química global de uma etapa.

A equação da conservação da massa é escrita para um referencial inercial como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \cdot (\rho \cdot u_i) = 0 \quad (4.1)$$

Onde ρ é a massa específica e u_i é a componente do vetor velocidade na direção i .

A equação da conservação da quantidade de movimento linear é expressa abaixo:

$$\frac{\partial}{\partial t} \cdot (\rho \cdot u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot (\rho \cdot u_i \cdot u_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \tau_{ij} \quad (4.2)$$

Onde p é a pressão e τ_{ij} é o tensor da tensão Reynolds. O primeiro termo do lado esquerdo representa a variação com o tempo da quantidade de movimento linear por

unidade de volume, o segundo termo representa o fluxo adjetivo líquido de quantidade de movimento linear por unidade de volume, o primeiro termo do lado direito representa a força atuando sobre o volume devido ao campo de pressão, enquanto o segundo termo está associado à difusão molecular de quantidade de movimento por unidade de volume, podendo também ser interpretado como uma força de atrito viscoso. Para um fluido Newtoniano, τ_{ij} é definido por:

$$\tau_{ij} = \mu \cdot \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \cdot \delta_{ij} \right] \quad (4.3)$$

Onde μ é a viscosidade dinâmica molecular e δ_{ij} é o operador delta de Kronecker.

A equação da conservação da massa para cada espécie química i é modelada assumindo que um modelo de Fick pode ser aplicado para a difusão molecular, negligenciando termos de difusão devido ao gradiente de temperatura e ao gradiente de pressão, assim como a ação de forças de corpo. Desta forma, escrevendo a velocidade de difusão de massa do componente i na direção j em relação ao centro de gravidade da mistura V_{ij} , que se move com componente de velocidade u_j na direção j , tem-se:

$$y_i \cdot V_{ij} = -D_{i,m} \cdot \frac{\partial y_i}{\partial x_j} \quad (4.4)$$

A equação da conservação da massa da espécie química i torna-se:

$$\frac{\partial}{\partial t} \cdot (\rho \cdot y_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot (\rho \cdot y_i \cdot u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \left[\rho \cdot D_{i,m} \cdot \frac{\partial y_i}{\partial x_j} \right] + R_i \quad (4.5)$$

onde y_i é a fração mássica da espécie química i , $D_{i,m}$ é o coeficiente de difusão molecular da espécie química i na mistura, e R_i é a taxa de produção da espécie química i pelas reações químicas. O primeiro termo do lado esquerdo representa a variação com o tempo da massa de cada espécie química i , o segundo termo representa o fluxo convectivo líquido da massa de cada espécie química i , enquanto o primeiro termo do lado direito está associado aos efeitos difusivos do transporte de massa.

Por sua vez, a equação da conservação da energia, negligenciando a variação da energia potencial, o fluxo de calor por gradiente de concentração, o fluxo de calor por

radiação térmica e a potência desenvolvida por forças de corpo, é expressa na forma de entalpia por:

$$\frac{\partial}{\partial t} \cdot \left(\rho \cdot \sum_i y_i \cdot h_i - p + \frac{\rho \cdot v^2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[u_j \cdot \left(\rho \cdot \sum_i y_i \cdot h_i + \frac{\rho \cdot v^2}{2} \right) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \left[k \cdot \frac{\partial T}{\partial x_j} - \sum_i h_i \rho D_{i,m} \cdot \frac{\partial y_i}{\partial x_j} + \tau_{ij} \cdot u_j \right] + S_h \quad (4.6)$$

Onde h_i é a entalpia para a espécie química i e S_h é o termo fonte que inclui o calor gerado por outra fonte volumétrica de calor. O primeiro termo do lado esquerdo e a variação com o tempo da energia e o segundo termo é o fluxo convectivo líquido de energia. O primeiro termo do lado direito esta associado aos efeitos difusivos do transporte de energia, ou seja, o fluxo de calor líquido por condução, modelado de acordo com a Lei de Fourier, o fluxo de energia líquido carregado pela difusão de massa e a conversão de energia por efeitos viscosos.

Observa-se que a energia térmica gerada pela combustão já está incluída na entalpia da mistura, à medida que uma certa massa de reagentes é transformada em produtos pela reação química. Desta forma, os demais efeitos de geração de calor volumétricos incluem, por exemplo, a deposição de energia local pela faísca do sistema de ignição.

O fechamento das equações requer relações adicionais. A primeira é a equação de estado para a mistura, expressa considerando a hipótese de gás ideal:

$$\rho = \frac{p \cdot M}{R \cdot T} \quad (4.7)$$

Onde M é a massa molar da mistura, obtida através da composição da mistura e das massas molares das espécies químicas, e R é a constante universal dos gases.

Para completar a formulação, necessita-se ainda de relações expressando a dependência da entalpia de cada espécie química com a temperatura. Tais relações são fornecidas na forma polinomial para a entalpia de gases ideais obtida pela integração do calor específico. Finalmente, equações devem também ser incluídas para descrever a taxa de reação química em função das concentrações, temperatura e pressão.

4.5.2. Modelo de Turbulência

Na engenharia, todos os tipos de escoamento se tornam instáveis a partir de um número de Reynolds. Os fluxos laminares ocorrem somente a baixos números de Reynolds, quando o fluxo passa a ser instável temos escoamento turbulento, a velocidade e a pressão mudam constantemente com o tempo, gerando um estado de movimento que não se pode ser previsto totalmente previsto.

Os escoamentos laminares podem ser completamente descritos por equações, sendo casos simples, a continuidade e a equação de Navier-Stokes podem ser resolvidas, em casos mais complicados são usadas técnicas de CFD. As menores escalas de movimentos onde podemos ter turbulência são efeitos da viscosidade, que em alguns casos se torna muito importantes.

Praticamente todos os escoamentos significantes são turbulentos, por isso ferramentas capazes de analisar os efeitos da turbulência são necessárias. A natureza aleatória de um fluxo turbulento impede que todas as partículas do fluido sejam descritas, sendo utilizados valores médios e uma componente de flutuação para sua representação.

A turbulência é um estado mais interessante, pois a troca de calor, massa e momento só ocorrem efetivamente em escoamentos turbulentos. Devido à complexidade deste tipo de escoamento, pesquisadores usam ferramentas estatísticas para a análise dos mesmos. No entanto, essas médias estatísticas não permitem estudar importantes informações desses escoamentos, como as instabilidades.

Para o estudo da turbulência, pode-se partir dos trabalhos de Reynolds (estabeleceu os conceitos iniciais de escoamento turbulento). Outros pesquisadores, que aprimoraram os conceitos iniciais podem ser citados, tais como Rayleigh, Boussinesq, Prandtl e Von Karman. Com o uso das informações deixadas pelos pesquisadores mais antigos foram criados diversos modelos de turbulência.

Existem os modelos clássicos para representar a turbulência, que usam as equações de Reynolds e formam a base dos códigos comerciais de CFD. Além dos modelos clássicos, existe um tipo de modelo que resolve equações do escoamento médio e dos principais vórtices em função do tempo (Large Eddy Simulation - LES). Depois de calcular a média, desprezando as flutuações podem ser escritas as equações de movimento do escoamento. Dentro desta metodologia existe o modelo de Smagorinsky, que pode ser visto como uma combinação da media de Reynolds com os efeitos da viscosidade (necessário um modelo de viscosidade). Este modelo é aplicável para escoamentos de altos números de

Reynolds, especialmente nos casos onde o escoamento é instável, é transiente com estruturas coerentes, é flutuante com grandes regiões instáveis. O problema com esse tipo de modelo é que atualmente esses cálculos são muito pesados e, consequentemente de alto custo, sendo necessário um desenvolvimento computacional para mudar as perspectivas das simulações CFD.

4.5.3. Média de Favre

Devido às grandes variações na massa específica da mistura, característica dos processos de combustão, emprega-se o conceito de media de Favre, na qual qualquer propriedade do escoamento é expressa através de uma quantidade média e de outra de flutuação associada à turbulência, ponderadas com a massa específica. Uma quantidade instantânea qualquer, representada pela velocidade u_i , pode ser escrita, pelo conceito de média ponderada de Favre, como a soma de um valor médio \tilde{U}_i e um termo de flutuação u'_i .

$$u_i = \tilde{U}_i + u'_i \quad (4.8)$$

A velocidade média \tilde{U}_i é definida por:

$$\tilde{U}_i = \frac{\bar{\rho} \cdot u_i}{\bar{\rho}} \quad (4.9)$$

Onde $\bar{\rho}$ é o valor médio da densidade, definido conforme a proposta de Reynolds.

Como pode ser observado da relação acima, implica que a média do produto da flutuação u'_i pela densidade instantânea ρ seja nula.

$$\overline{\rho \cdot u'_i} = 0 \quad (4.10)$$

Já que

$$\overline{\rho \cdot u_i} = \overline{\rho \cdot \tilde{U}_i} = \bar{\rho} \cdot \tilde{U}_i \quad (4.11)$$

Aplicando o conceito de media de Favre às equações da conservação da massa, da quantidade de movimento linear, das espécies químicas e da energia, tem-se o seguinte sistema de equações:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \cdot (\bar{\rho} \cdot \tilde{U}_i) = 0 \quad (4.12)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \cdot \tilde{U}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot (\bar{\rho} \cdot \tilde{U}_i \cdot \tilde{U}_j) = - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \left(\mu \cdot \frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_j} - \overline{\rho \cdot u_i' u_j'} \right) \quad (4.13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \cdot \tilde{Y}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot (\bar{\rho} \cdot \tilde{Y}_i \cdot \tilde{U}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho \cdot D_{i,m} \cdot \frac{\partial Y_i}{\partial x_j} - \overline{\rho \cdot y_i' u_j'} \right] + \bar{R}_i \quad (4.14)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left(\bar{\rho} \cdot \sum_i \tilde{Y}_i \tilde{h}_i - \bar{p} + \frac{\bar{\rho} \tilde{v}^2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\tilde{u}_j \cdot \left(\bar{\rho} \cdot \sum_i \tilde{Y}_i \tilde{h}_i + \frac{\bar{\rho} \tilde{v}^2}{2} \right) \right] &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \sum_i h_i \rho D_{i,m} \frac{\partial Y_i}{\partial x_j} + \right. \\ &\quad \left. \overline{\tau_{ij} u_j} - \overline{\rho h_i' u_j'} - \overline{\rho y_i' u_j'} - \overline{\rho u_i' u_j'} \tilde{u}_j \right] + \bar{S}_h \end{aligned} \quad (4.15)$$

Considera-se que as variações da viscosidade μ , do coeficiente de difusão $D_{i,m}$ e da condutividade térmica k sejam suficientemente pequenas de tal forma que seus efeitos sobre a turbulência possam ser desconsiderados.

O termo $\overline{\rho \cdot u_i' u_j'}$ presente na Eq. (4.20) é chamado de tensor de Reynolds e representa a transferência de quantidade de movimento adicional causada pela turbulência. Assim, a sua modelação é necessária para que a equação da quantidade de movimento linear possa ser resolvida. Seguindo a hipótese de Boussinesq, o tensor de Reynolds pode ser modelado através do conceito de viscosidade turbulenta μ_t .

$$-\overline{\rho \cdot u_i' u_j'} = \mu_t \left[\left(\frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \cdot \delta_{ij} \cdot \frac{\partial \tilde{U}_l}{\partial x_l} \right] - \frac{2}{3} \cdot \bar{\rho} \cdot \tilde{k} \cdot \delta_{ij} \quad (4.16)$$

A mesma analogia pode ser feita para os fluxos turbulentos presentes nas equações da conservação das espécies químicas e da energia:

$$-\overline{\rho \cdot y_i' u_j'} = \frac{\mu_t}{Sc_t} \cdot \frac{\partial \tilde{Y}_i}{\partial x_j} \quad (4.17)$$

$$-\overline{\rho \cdot h_i' u_j'} = -(k_{eff} - k) \cdot \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_i} \quad (4.18)$$

Na Eq. (3.18), a difusão da espécie química é relacionada com a viscosidade turbulenta μ_t através do numero de Schmidt turbulento, Sc_t . Por outro lado, a condutividade térmica efetiva, $k_{eff} = (k_t + k)$, é definida como:

$$k_{eff} = \alpha \cdot c_p \cdot \mu_{eff} \quad (4.19)$$

Onde α é o inverso do numero de Prandtl turbulento.

Por fim, ao substituir os modelos representados pelas Eqs. (4.17), (4.18) e (4.19) nas Eqs. (3.15), (3.16) e (3.17), tem-se o seguinte conjunto de equações:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \cdot (\bar{\rho} \cdot \tilde{U}_i) = 0 \quad (4.20)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \cdot \tilde{U}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot (\bar{\rho} \cdot \tilde{U}_i \cdot \tilde{U}_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \left(\mu_{eff} \cdot \frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_j} \right) \quad (4.21)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \cdot \tilde{Y}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot (\bar{\rho} \cdot \tilde{Y}_i \cdot \tilde{U}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\bar{\rho} \cdot D_{i,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \cdot \frac{\partial \tilde{Y}_i}{\partial x_j} \right] + \bar{R}_i \quad (4.22)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left(\bar{\rho} \cdot \sum_i \tilde{Y}_i \tilde{h}_i - \bar{p} + \frac{\bar{\rho} \tilde{v}^2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot \left[\tilde{U}_j \cdot \left(\bar{\rho} \cdot \sum_i \tilde{Y}_i \tilde{h}_i + \frac{\bar{\rho} \tilde{v}^2}{2} \right) \right] &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k_{eff} \cdot \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} - \sum_i \tilde{h}_i \cdot \left(\bar{\rho} \cdot D_{i,m} + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \cdot \frac{\partial \tilde{Y}_i}{\partial x_j} + \overline{\tau_{eff}} \cdot \tilde{U}_j \right] + \overline{S_h} \end{aligned} \quad (4.23)$$

A viscosidade efetiva μ_{eff} , apresentada na Eq. (4.21), é definida como a soma das viscosidades molecular, μ , e turbulenta, μ_t :

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (4.24)$$

A viscosidade turbulenta é avaliada com o uso de um modelo de turbulência a ser discutido na próxima seção.

Por fim, o tensor de tensão efetivo $\overline{\tau_{eff}}$, que aparece na Eq. (4.23), é definido pela Eq.(4.26):

$$\overline{\tau_{eff}} = \mu_{eff} \cdot \left(\frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \cdot \mu_{eff} \cdot \frac{\partial \tilde{U}_k}{\partial x_k} \cdot \delta_{ij} \quad (4.25)$$

4.5.4. Modelo k-ε Standard

O principal modelo entre os clássicos é o k-ε, que é um modelo de duas equações, baseado na viscosidade turbulenta (hipótese de Boussinesq). Apresenta duas equações de transporte, modeladas separadamente, que são resolvidas, uma para energia cinética (k) e outra para o termo de dissipação da energia cinética (ε).

Quando o número de Reynolds é alto, as equações desse modelo podem ser usadas para toda a malha, inclusive para as paredes. Em casos de baixos números de Reynolds é necessário mudar a forma de tratar as condições de contorno na parede. Para isso, o Fluent possui uma opção nos modelos de viscosidade (“Enhanced Wall Treatment”). Equação de Navier-Stokes na forma conservativa:

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right] \quad (4.26)$$

Onde, $p = P + p'$ e $u_i = U_i + u'_i$.

Ou seja, as grandezas são representadas por uma média somada com uma flutuação.

Para a equação de Reynolds utilizamos uma média da equação de Navier-Stokes, denominada RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes), que resulta em:

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \cdot \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \cdot \overline{u'_i \cdot u'_j} \right] \quad (4.27)$$

4.5.5. Modelo RNG k-ε

A viscosidade efetiva μ_{eff} apresentada na Eq. (4.26) é calculada no modelo RNG k-ε, para altos números de Reynolds, de acordo com a Eq. (4.29) a seguir:

$$\mu_{eff} = \mu + \bar{\rho} \cdot C_\mu \frac{\tilde{k}^2}{\varepsilon^2} \quad (4.28)$$

Onde \tilde{k} é a energia cinética turbulenta, ε é a taxa de dissipação viscosa de \tilde{k} e $C_\mu = 0,0845$.

A viscosidade turbulenta também é modelada para baixos números de Reynolds, como acontece em regiões junto a paredes sólidas. Nessas situações, a viscosidade efetiva é obtida por meio da integração da seguinte equação diferencial:

$$d\left(\frac{\bar{\rho}^2 \tilde{k}}{\sqrt{\tilde{\varepsilon} \cdot \mu}}\right) = 1,72 \cdot \frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^3 - 1 + C_v}} \cdot d\hat{v} \quad (4.29)$$

Onde, $\hat{v} = \frac{\mu_{eff}}{\mu}$ e $C_v \approx 100$

As equações de transporte para a energia cinética turbulenta k e a sua dissipação, requeridas para a avaliação da viscosidade turbulenta, são então escritas como:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \cdot \tilde{k}) + \frac{\partial}{\partial x_i} \cdot (\bar{\rho} \cdot \tilde{k} \cdot \tilde{U}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \cdot \mu_{eff} \cdot \frac{\partial \tilde{k}}{\partial x_j} \right) + G_k \cdot \bar{\rho} \cdot \tilde{\varepsilon} - Y_M \quad (4.30)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \cdot \tilde{\varepsilon}) + \frac{\partial}{\partial x_i} \cdot (\bar{\rho} \cdot \tilde{k} \cdot \tilde{U}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \cdot \mu_{eff} \cdot \frac{\partial \tilde{\varepsilon}}{\partial x_j} \right) + G_k \cdot C_{1\varepsilon} \cdot \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}} - C_{2\varepsilon} \cdot \bar{\rho} \cdot \frac{\tilde{\varepsilon}^2}{\tilde{k}} - R_\varepsilon \quad (4.31)$$

Nas equações acima, as constantes $C_{1\varepsilon}$ e $C_{2\varepsilon}$ são iguais a 1,42 e 1,68 respectivamente.

Para números de Reynolds elevados ($\mu/\mu_{eff} \ll 1$), $\alpha_k = \alpha\varepsilon \approx 1,393$.

Nas Eqs. (4.30) e (4.31), o termo G_k representa a geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade médios, sendo avaliado por:

$$G_k = \mu_t \cdot \tilde{S}^2 \quad (4.32)$$

Onde:

$\tilde{S}^2 = 2 \cdot \tilde{S}_{ij} \cdot \tilde{S}_{ij}$ é o tensor taxa de deformação, definido como:

$$\tilde{S}_{ij} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{U}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.33)$$

O último termo da Eq. (3.28), Y_M , referente aos efeitos da compressibilidade sobre a turbulência, é avaliado segundo:

$$Y_M = 2 \cdot \bar{\rho} \cdot \tilde{\varepsilon} \cdot \frac{\tilde{k}}{\gamma \cdot R \cdot \tilde{T}} \quad (4.34)$$

Onde γ é a razão entre os calores específicos a pressão constante e a volume constante.

O ultimo termo da Eq. (4.31), R_ε , referente a taxa de deformação do escoamento, é definido por:

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \cdot \bar{\rho} \cdot \eta^3 (1 - \frac{\eta}{\eta_0})}{1 + \beta \cdot \eta^3} \cdot \frac{\tilde{\varepsilon}^2}{\tilde{k}} \quad (4.35)$$

onde:

$$\eta = \frac{S \cdot \tilde{k}}{\tilde{\varepsilon}}, \quad \eta_0 = 4,38 \text{ e } \beta = 0,012.$$

4.5.6. Tratamento de Parede

Escoamentos turbulentos são significativamente afetados pela presença de paredes. Perto das paredes a viscosidade ajuda a reduzir as flutuações de velocidade tangencial enquanto o bloqueio cinemático ajuda a reduzir as flutuações normais à parede. No entanto, à medida que se distancia da parede, a turbulência torna-se elevada em função da produção de energia cinética turbulenta pelo mecanismo de deformação do escoamento médio. O tratamento de parede busca modelar o efeito da presença das paredes sobre a turbulência e ao escoamento como um todo. Através de uma boa representação do escoamento na região da parede objetiva-se assegurar resultados precisos de quantidades importantes como, por exemplo, atrito viscoso e transferência de calor junto às superfícies sólidas.

Existem dois tipos de tratamento de parede: o uso de funções parede e o uso de modelos de turbulência capazes de serem aplicados na região próxima à parede. Como o uso de modelos para a região da parede requer uma grande atenção ao refinamento da malha computacional junto à superfície, neste trabalho optou-se pelo uso de funções parede. A vantagem desta escolha reflete-se em uma redução do custo computacional, não somente devido à malha computacional menos refinada, mas também devido à maior estabilidade numérica. Com cuidados adequados, uma acréscima razoável na previsão do escoamento pode ser obtida com o emprego dessas funções.

As funções de parede para o não-equilíbrio aplicam o conceito de duas camadas na obtenção dos efeitos da energia cinética turbulenta nas células adjacentes a parede, através da resolução da equação para k . As células próximas à parede são identificadas por duas camadas: uma camada sub-viscosa e uma camada totalmente turbulenta. A seguir são definidos alguns perfis utilizados no cálculo das quantidades turbulentas, dependendo da posição em questão é menor ou maior do que a espessura da subcamada limite viscosa, y_v :

$$\tau_t = \begin{cases} 0, & \text{se } (y < y_v) \\ \tau_w, & \text{se } (y > y_v) \end{cases} \quad (4.36)$$

$$\tau_t = \begin{cases} \left(\frac{y}{y_v}\right)^2 \cdot k_p, \text{ se } (y < y_v) \\ k_p, \text{ se } (y > y_v) \end{cases} \quad (4.37)$$

$$\tau_t = \begin{cases} \left(\frac{y}{y_v}\right)^2 \cdot k_p, \text{ se } (y < y_v) \\ k_p, \text{ se } (y > y_v) \end{cases} \quad (4.38)$$

$$\tau_t = \begin{cases} \frac{2vk}{y^2}, \text{ se } (y < y_v) \\ \frac{k^{2/3}}{C_l^+ \cdot y}, \text{ se } (y > y_v) \end{cases} \quad (4.39)$$

Onde:

$$C_l^+ = \kappa \cdot C_\mu^{-3/4}. \quad (4.40)$$

4.5.7. Modelo de Combustão

O combustível gasoso entra no cilindro pré-misturado com o ar, e com uma taxa de compressão de 10:1. Entretanto, o modelo utilizado para a combustão não foi o de pré-mistura, e sim o de transporte de espécies com reação volumétrica.

Nesse modelo, quando equações de conservação das espécies químicas são resolvidas, o programa encontra a fração local em massa de cada espécie, Y_i , através da solução de uma equação de convecção-difusão da espécie i. Essa equação tem a seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho \vec{u} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + \mathbf{R}_i + \mathbf{S}_i \quad (4.41)$$

Onde \mathbf{R}_i é a taxa líquida de produção das espécies i por reação química e \mathbf{S}_i é o termo fonte.

O fluxo de difusão das espécies, em escoamento laminar, que aumenta devido a gradientes de concentração é representado pela equação 4.42.

$$\vec{J}_i = -\rho \cdot D_{i,m} \cdot \nabla Y_i \quad (4.42)$$

Onde $D_{i,m}$ é o coeficiente de difusão da espécie i na mistura.

Em regimes turbulentos, que envolve a maioria dos problemas de engenharia, a difusão é calculada pela seguinte expressão.

$$\vec{J}_i = - \left(\rho \cdot D_{i,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \cdot \nabla Y_i \quad (4.43)$$

Onde Sc_t é o número de Schmidt turbulento. O valor padrão de Sc_t é 0,7. calor da mistura não queimada.

5. Metodologia

A geometria do problema será simplificada para um caso 3D sem movimento das válvulas de injeção e exaustão, onde utilizando o software Fluent, as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e de energia das espécies químicas podem ser resolvidas.

O modelo de turbulência a ser utilizado é o k- ϵ Standard, como já dito na seção anterior. A combustão será simulada com o uso do Eddy-dissipation model.

Como condições de contorno, o bloco do motor pode ser considerado isotérmico, a admissão e exaustão são admitidas como feitas em pressão constante.

A superfície do pistão se move de acordo com o ângulo de rotação do virabrequim, e para as válvulas é necessária a determinação de eventos que determinam a abertura e fechamento das válvulas nos momentos certos, e cada simulação inicia com o pistão no ponto morto superior.

Para a solução numérica utiliza-se o modelo SIMPLE para a equação do acoplamento pressão-velocidade, o Up Wind de 2a ordem para as equações de massa, quantidade de movimento e energia.

5.1. Discretização de Espaço e Tempo

A equação de conservação para o transporte de uma quantidade ϕ qualquer, em regime transiente, é descrita abaixo como:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \phi) = \nabla \cdot (\Gamma_\phi \nabla \phi) + S_\phi \quad (5.1)$$

Onde ρ é a densidade, $\nabla \phi$ é o gradiente de ϕ , Γ_ϕ é o coeficiente de difusão para ϕ e S_ϕ é um eventual termo fonte de ϕ .

Para a discretização de acordo com a metodologia de volumes finitos, a equação acima é integrada no espaço em um volume de controle, resultando na seguinte equação:

$$\int_V \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV + \oint \rho\phi \vec{u} \cdot d\vec{A} = \left(\int \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot d\vec{A} \right) + \int_V S_\phi dV \quad (5.2)$$

onde \vec{u} é o vetor velocidade, \vec{A} é o vetor área e V é o volume.

A equação acima representa o balanço líquido da propriedade \square em um volume finito. Os termos do lado esquerdo representam a variação com o tempo da propriedade no volume de controle e o transporte advectivo líquido através das faces do volume de controle. Os termos do lado direito representam o transporte difusivo líquido e a geração da propriedade \square no volume. Considerando os fluxos médios nas faces do volume finito temos a equação do transporte discretizada com a seguinte forma

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + V \sum_f^{N_f} \rho_f \phi_f \vec{u}_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_f} \Gamma_\phi (\nabla_\phi)_f \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (5.3)$$

onde o subíndice f representa a face do volume finito, $\overline{\rho_f} \vec{u}_f \cdot \vec{A}_f$ é o fluxo de massa através da face e $(\nabla_\phi)_f$ representa a magnitude do gradiente ∇_ϕ normal à face f .

Na malha utilizada para a discretização, todas as variáveis são calculadas para o centro de cada volume finito. A relação que uma variável mantém com a variável dos volumes vizinhos pode ser vista reescrevendo-se a equação na forma

$$a_p \phi_P = \sum a_{nb} \phi_{NB} + S_u \quad (5.4)$$

Temos então um sistema de equações discretizadas, formando uma matriz que deve, então, ser resolvida para a obtenção do valor da propriedade \square em cada volume do domínio discreto.

Como as equações governantes utilizadas no caso deste trabalho são aplicadas para regimes transientes, devemos também fazer uma discretização no espaço, com os termos das equações de conservação integrados ao longo do tempo. Esta discretização temporal, com precisão de primeira ordem pode ser escrita como:

$$\frac{\phi^{n+1} - \phi^n}{\Delta t} = F(\phi^{n+1}) \quad (5.5)$$

onde a função F representa a discretização espacial, e os sobrescritos n e $n+1$ representam o tempo atual e o próximo instante de tempo, respectivamente. Adota-se a precisão temporal de primeira ordem devido a uma limitação do código Fluent em usar esquemas de maior ordem de precisão para malhas móveis.

5.2. Acoplamento Pressão-Velocidade

Num problema de transporte de quantidade de movimento, a solução correta é obtida quando o campo de pressões introduzido nas equações de Navier-Stokes gera velocidades que satisfaçam a equação da conservação da massa. O método utilizado para garantir essa condição é denominado acoplamento pressão-velocidade.

Os métodos que se destacam na realização deste acoplamento são os seguintes: SIMPLE, SIMPLEC e PISO. Os dois últimos fornecem melhores taxas de convergência, ou seja, menores tempos de processamento do que o SIMPLE. Em comparação feita por Jang et AL. (1986), mostrou-se que o algoritmo PISO apresentava o melhor desempenho na convergência e, assim, o menor custo computacional entre os três.

O algoritmo PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators) é um procedimento desenvolvido, originalmente, para o cálculo não-iterativo de escoamentos transientes compressíveis. Este algoritmo pode ser visto como uma extensão do método SIMPLE, porém, com o uso de um passo a mais para a correção do campo de pressão. Apesar de apresentar melhor convergência, esse algoritmo não é indicado para casos com pequenos *time steps*.

Assim, em função dos dados da literatura, optou-se pelo uso do algoritmo SIMPLE como método para o acoplamento pressão-velocidade.

5.3. Malhas Dinâmicas

O motor de combustão interna apresenta movimentos prescritos para o pistão e para as válvulas de admissão e de exaustão. Estes movimentos requerem que as fronteiras da geometria, bem como a malha nela contida, se adaptem de acordo com o ângulo de manivela (ou instante de tempo) em que o motor está sendo simulado. Desta forma, o pistão pode transladar do ponto morto superior até o ponto morto inferior, levando consigo os inúmeros volumes que compõe a malha da geometria. Este comportamento, análogo as válvulas de admissão e de exaustão, exige o uso de uma metodologia de malhas moveis.

O código comercial Fluent disponibiliza três métodos diferentes para lidar com as malhas móveis. O deslocamento do pistão e das válvulas será tratado com o método de camadas dinâmicas (dynamic layering method). A sua escolha deve-se a sua facilidade de uso em malhas quadrangulares em problemas bidimensionais.

Para pequenos deslocamentos causados pelo movimento do pistão, utiliza-se o método Smoothing, para realocar os nós.

Em regiões onde é necessário refazer as malhas, devido a deslocamentos maiores, utiliza-se o método remeshing, que será mais detalhado a seguir.

5.3.1. Camadas Dinâmicas (Fronteiras Móveis)

Nesta metodologia é possível adicionar ou remover camadas de células próximas à fronteira móvel baseando-se na altura da camada de células adjacentes a esta fronteira. Esta metodologia permite que seja especificada uma altura de célula ideal para cada fronteira móvel. Desta forma, a camada de células próxima a fronteira móvel (camada j) é dividida ou ligada com a camada de células adjacente a ela (camada i) de acordo com a altura h das células da camada j . A representação esquemática desta condição pode ser vista com o auxílio da Figura 4.3 a seguir:

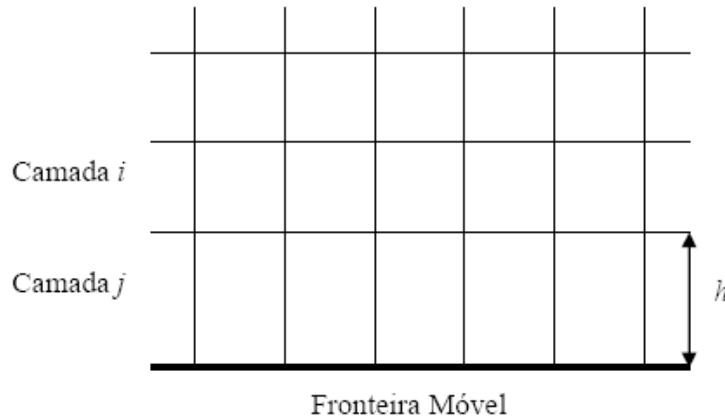


Figura 5.1 – Esquema da metodologia de malhas móveis

Se as células da camada j forem expandidas, elas terão seu crescimento limitado pela relação

$$h_{min} > (1 + \alpha_s) \cdot h_{ideal} \quad (5.6)$$

onde h_{min} é a menor altura para a célula na camada j , h_{ideal} é o tamanho da célula ideal e α_s é um fator de divisão.

Na compressão utiliza-se um fator de compressão α_c , e o tamanho mínimo da célula é definido por

$$h_{min} > \alpha_c \cdot h_{ideal} \quad (5.7)$$

Quando a condição apresentada na equação 5.7 é atingida, as células da camada j são ligadas as células da camada i.

Utilizando-se o método das camadas dinâmicas, com uma malha 2D simples, foi feito um teste, obtendo-se a variação da temperatura interna de um cilindro, sem combustão, com o ângulo do virabrequim. Abaixo está uma figura com a temperatura, em Kelvin, relativa a alguns ângulos do virabrequim.

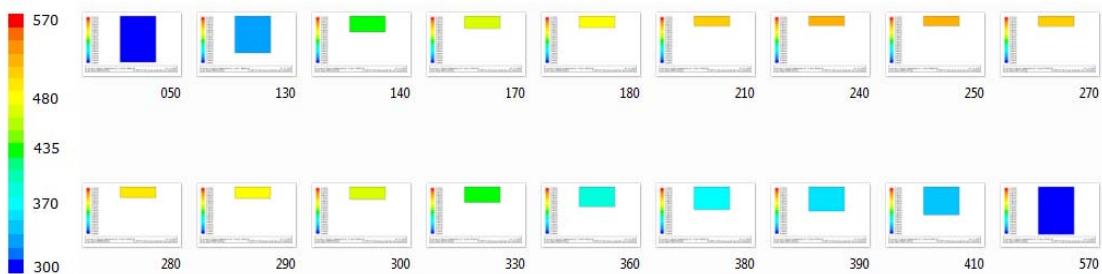


Figura 5.2 – Variação da Temperatura com o Ângulo do Virabrequim

5.3.2. Spring Smoothing Method

Esse método é eficaz para pequenas deformações. Assume-se que os nós da malha são ligados como uma rede de molas. Fazendo o balanço de forças em cada mola, o equilíbrio é alcançado de modo a prover uma malha no estado de menor energia possível.

Se dois elementos (nós) estão muito próximos, a força das molas afastará os nós. Uma vez que a posição de cada nó depende dos nós vizinhos, e a posição desses também depende de outros elementos, o método utiliza de um processo iterativo.

Esse método não resulta em mudanças da malha, uma vez que a relação entre cada nó e sua célula é preservada.

A utilização de outros métodos para o tratamento da malha é necessária, uma vez que o Smoothig method é limitado, pois grandes deformações resultam em células excessivamente tortas.

5.3.3. Método Local Remeshing

Nesse modelo, limites de tamanho e qualidade da célula são definidos. Conforme a malha se move algumas células podem acabar excedendo esses limites, então essas células são detectadas e marcadas para uma atualização da malha (remeshing). Algumas células vizinhas às células fora do padrão também são marcadas. O conjunto das células marcadas forma um subdomínio em que será automaticamente refeita a malha com o uso do algoritmo TGrid.

Depois de refeita a malha, a solução computacional é interpolada nas novas células. Como esse processo se dá localmente e não em toda a malha há uma mudança nas ligações entre as células, para isso normalmente esse método é utilizado em conjunto com o método spring smoothing.

5.4. Modelo In-Cylinder

Para o modelo de malha dinâmica de problema no interior de um cilindro é necessário levar em conta algumas considerações especiais:

- Como garantir uma topologia apropriada da malha para os métodos de atualização dos volumes da malha (spring-based smoothing, dynamic layering, e local remeshing)
- Como definir a movimentação e a geometria para as superfícies das válvulas e do pistão.
- Como endereçar a abertura e fechamento das válvulas de injeção e exaustão.
- Como especificar a seqüência de eventos que controlam a simulação.

5.4.1. Topologia da Malha

Na geração da malha é necessário considerar as regiões que podem ser identificadas como móveis, deformáveis ou estacionárias, e então gerar essas regiões com o formato apropriado.

Devido à movimentação retilínea das superfícies móveis, pode-se utilizar zonas dinâmicas para representar as regiões deformadas pelas superfícies móveis. Essas regiões são as áreas sobre as superfícies das válvulas e a região acima da superfície da cabeça do pistão. Essas zonas precisam possuir malhas com células quadrilaterais e hexaédricas (como requerido pelo método dynamic layering).

Para a região da câmara de combustão, deve ser definida uma região de remeshing (células triangulares) para acomodar as posições das válvulas que mudam no curso da simulação. Nessa região, o movimento das fronteiras é propagado para os nós interiores, utilizando o método spring-based smooting. Assim, se as características da célula violar qualquer um dos critérios definidos para o remeshing, o Fluent irá automaticamente aglomerar essas células e redefinir a malha no local. Além disso, o Fluent irá refazer a malha das faces móveis nas paredes do cilindro, assim como as sliding interfaces usadas para conectar a zona da câmara com a zona acima das superfícies das válvulas.

Para as regiões de injeção e exaustão podem ser utilizadas células tanto triangulares quanto quadrilaterais, pois essas zonas não são móveis nem deformáveis.

5.4.2. Definição da Posição Inicial

É recomendada a geração da malha com uma geometria que coincida com o ponto morto superior do pistão. Pode-se utilizar o Fluent para posicionar as válvulas e pistão numa posição que corresponda com o ângulo inicial do virabrequim.

5.4.3. Definição dos Movimentos das Zonas da Malha Móvel

Conforme o pistão se move do PMS ao PMI é necessário expandir a região onde será refeita a malha de forma que acomode as válvulas na posição totalmente aberta. Para isso é preciso especificar a zona onde ocorrerá layering (adjacente à superfície do pistão) para mover com o pistão até uma distância específica do PMS. Ao chegar nessa posição especificada, o movimento dessa zona para e o pistão continua descendo até o ponto morto inferior.

O movimento das válvulas é definido com o uso de perfis que descrevem a variação da abertura da válvula com o ângulo do virabrequim, porém, para simplificação da geometria não haverá movimento das válvulas, mas sim uma superfície que é considerada aberta ou fechada por meio de eventos.

5.4.4. Abertura e Fechamento das Válvulas

Para fazer o movimento de abertura e fechamento das válvulas, o Fluent assume que, uma vez que a topologia da malha tenha sido definida, essa topologia não mudará no decorrer da simulação. Portanto não é possível fechar completamente as válvulas, já que desta forma as células entre a válvula e a base da válvula seriam degeneradas quando as

duas superfícies entrassem em contato. Para prevenir o colapso entre essas superfícies de acontecer deve ser definido um valor mínimo para o deslocamento da válvula, então o Fluent pára automaticamente a movimento da válvula quando a distância do deslocamento for menor que o valor mínimo.

Quando a válvula alcança esse valor mínimo assume-se que a válvula está fechada.

A abertura da válvula é alcançada pelo processo inverso. Quando o valor de abertura tiver alcançado o valor mínimo definido, a válvula é considerada aberta.

O uso de uma malha 3D fez necessária uma simplificação na geometria, devido ao tempo de execução da simulação. Um das simplificações feitas foi a ausência de válvulas móveis. Assim, a abertura e o fechamento das válvulas é feita por meio de eventos que considera uma abertura de área constante para injeção e exaustão, que pode ser definida como wall (válvula fechada) ou interior (válvula aberta).

5.4.5. Definição de Eventos

O Fluent limita os valores de deslocamento das válvulas conforme o especificado automaticamente, porém é necessário fazer a conversão das zonas móveis (sliding interfaces) em paredes e vice-versa, quando necessário. Para essa conversão é necessária a definição de eventos específicos. Por exemplo, para a abertura da válvula de injeção, em um dado ângulo de virabrequim deve-se criar uma interface deslizante (sliding interface).

5.6. Malha 2D

Inicialmente optou-se por fazer uma malha 2D, para reduzir o tempo de processamento. O problema em não utilizar uma malha 3D é que o cilindro é tratado como se fosse um cubo, não sendo levada em conta a estrutura cilíndrica da geometria, por isso os valores calculados podem não ser fieis à realidade.

Muitas dificuldades foram encontradas, principalmente com relação à criação da malha 2D no software comercial Fluent, dessa forma utilizou-se uma malha pronta para dar inicio às simulações.

A simulação do escoamento gerou muito problema devido, provavelmente, aos eventos definidos, dificultando a resolução do caso proposto. Devido a essas dificuldades na simulação, a malha 2D somente foi utilizada para rodar alguns casos simples de

escoamento no interior do cilindro, sem combustão, considerando somente ar entrando pela válvula de injeção e saindo pela válvula de escape.

A malha utilizada representa um cilindro com as seguintes características:

- Rotação: 2000 rpm
- Ângulo inicial do virabrequim: 360 graus
- Período do virabrequim: 720 graus
- Intervalo de simulação: 0,5 graus
- Comprimento da biela: 0,15 m
- Curso do pistão: 0,09 m
- Raio da válvula de injeção: 0,018 m
- Raio da válvula de exaustão: 0,015 m

Abaixo, a malha que representa o cilindro do motor simulado para a verificação da qualidade da malha utilizada:

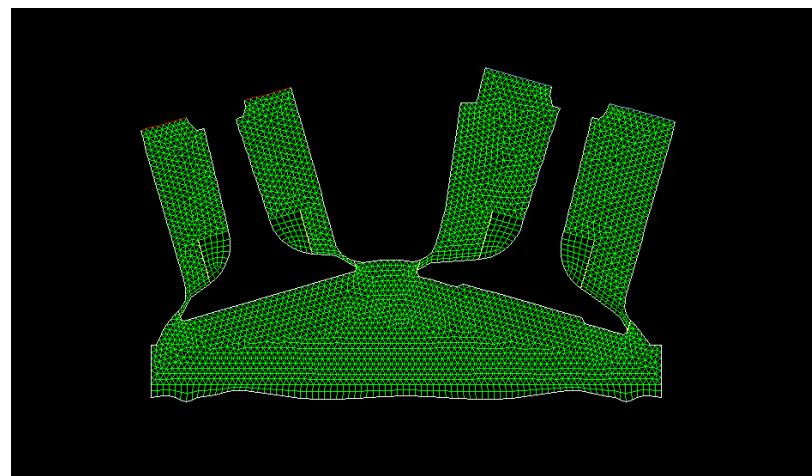


Figura 5.3 – Malha utilizada para simulações

Após várias tentativas de simulação ainda não se pode considerar a geometria utilizada como adequada, já que os valores de escoamento obtidos nessas simulações não foram satisfatórios.

Alguns dos resultados da velocidade do escoamento no interior do cilindro e pelas válvulas podem ser observados na figura 5.4.

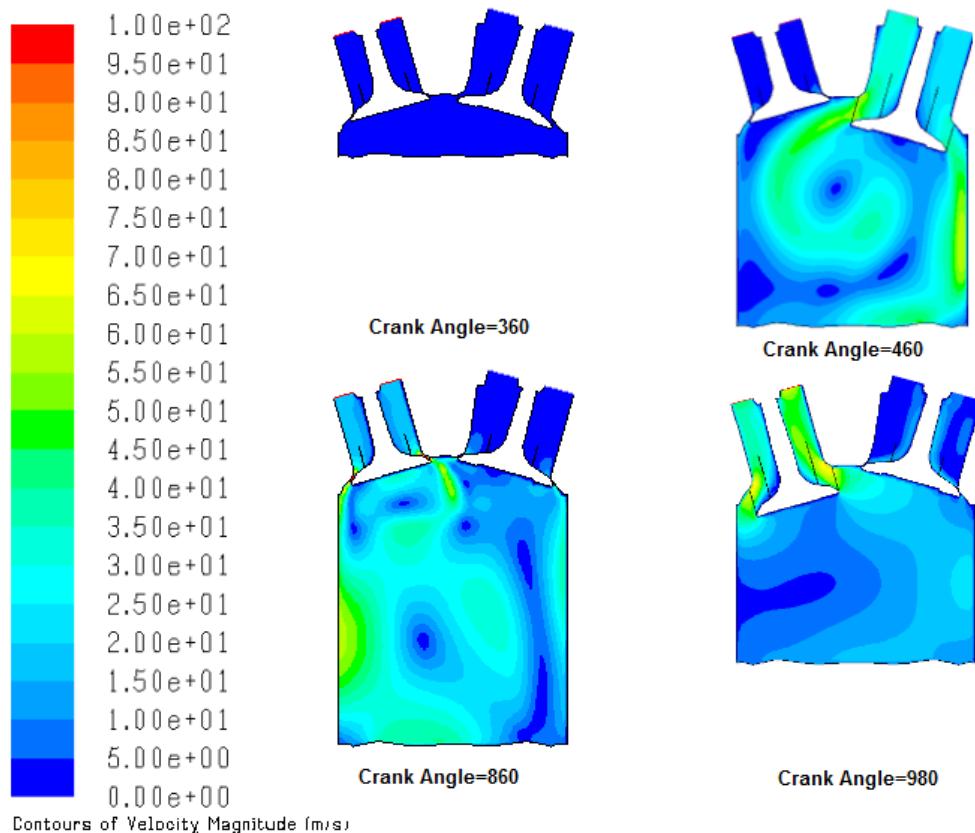


Figura 5.4 – Velocidade do escoamento no interior do cilindro

Devido à falta de sucesso nas simulações a melhor opção foi fazer novas tentativas de geração de uma malha mais adequada ao problema.

5.7. Malha 3D

A malha 3D é a mais indicada para a simulação do cilindro de um motor, porém o tempo de processamento desse tipo de geometria se torna muito grande. Para conseguir modelar de forma adequada (diminuindo o tempo de processamento) optou-se por uma geometria simplificada. Além da ausência de válvulas se movendo, o que reduz bastante o tempo da simulação, não havendo *sliding interfaces* e nem a necessidade de fazer *remeshing* da malha, o número de elementos do modelo foi reduzido de forma que houvesse convergência, porém não foi feito nenhum tratamento de parede.

Para representar melhor os dutos do motor, na entrada e saída foram feitos tubos que saem perpendicular às válvulas. Os elementos dessa parte são tetraédricos. A malha da parte superior do cilindro foi feita também com elementos tetraédricos, enquanto na parte

móvel (pistão) foi usada malha estruturada (elementos hexaédricos). A estrutura da malha pode ser vista na figura 5.5.

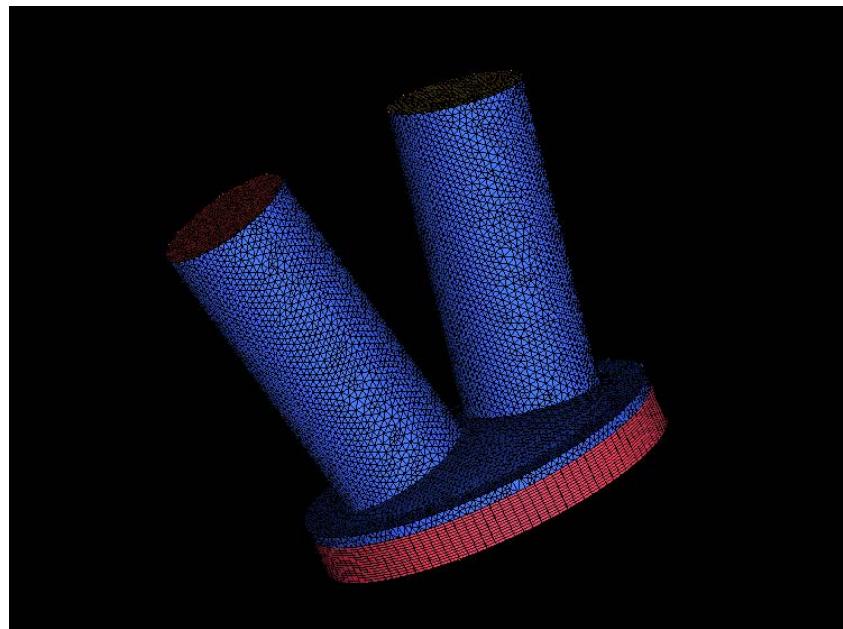


Figura 5.5 – Geometria e malha utilizada na Simulação.

Para análise da simulação foi feito um plano que corta as válvulas de injeção e exaustão. O corte pode ser visto na figura 5.6.

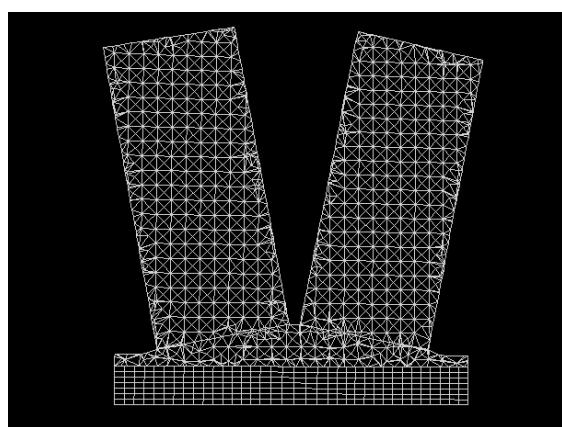


Figura 5.6 – Plano de corte do cilindro.

Na escolha do modelo de espécie, inicialmente optou-se pelo modelo de pré-mistura, porém nesse caso a densidade da mistura não queimada é tratada como constante, isso causou erros na fase de compressão. O método utilizado foi o de transporte de espécies, com reação volumétrica. O material utilizado foi uma mistura de metano e ar, devido à grande parte de metano presente no gás de biomassa proveniente de resíduos. A densidade nesse caso foi considerada como de um gás ideal.

O painel da figura 5.7 mostra a configuração utilizada para simulação da mistura ar-combustível.

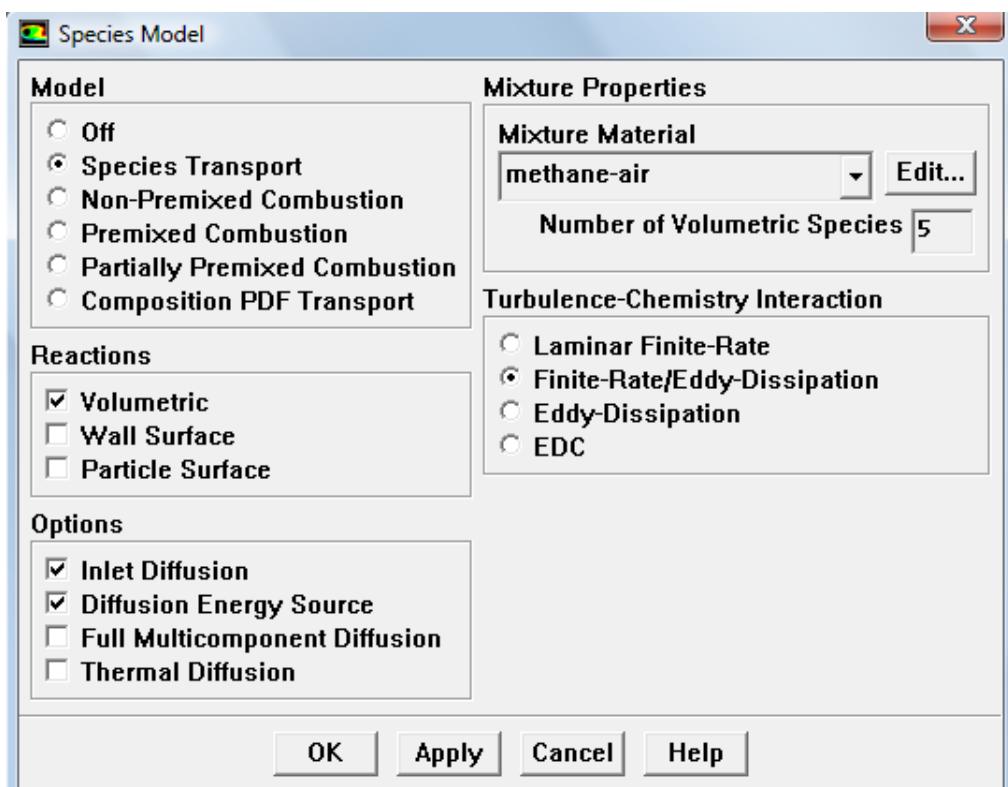


Figura 5.7 – Painel de Modelo de Espécies.

Além disso, foi acionado o modelo de ignição por faísca, com tamanho fixo. Nesse painel foi definido o local da faísca, o ângulo ela inicia e o tempo de duração.

A mistura ar-combustível considerada para simulação deve ser determinada como condição de contorno da entrada de combustível e possui as características mostradas na figura 5.8.

Na simulação foi utilizada a fração mássica estequiométrica da relação de metano com ar.

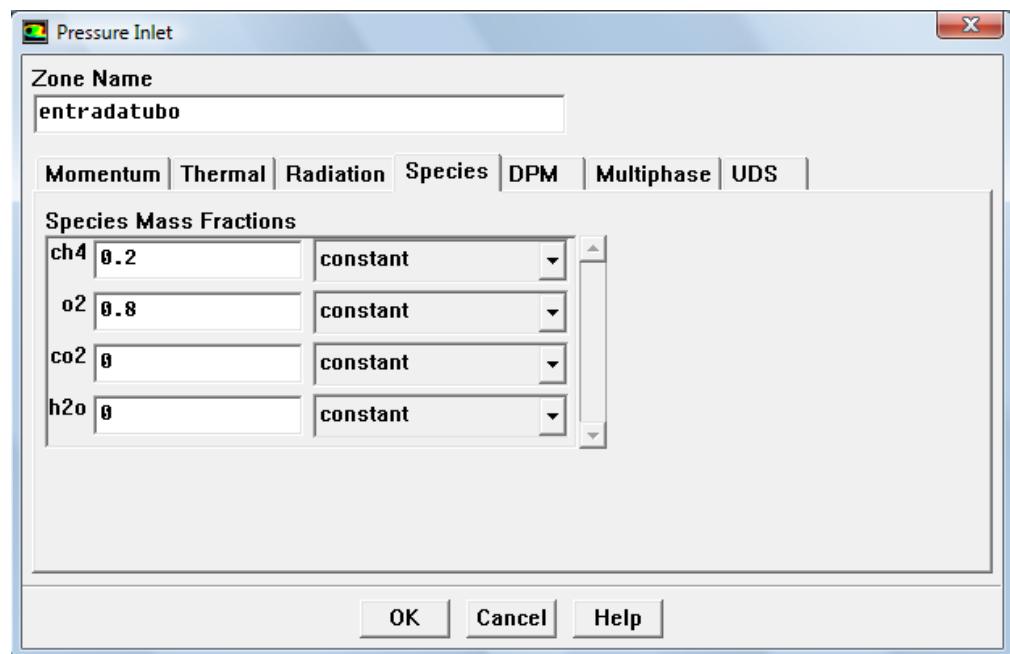


Figura 5.8 – Condição de contorno da entrada de combustível.

As características do motor simulado estão presentes na tabela 5.1. Como não foi possível conseguir dados experimentais de um motor operando com biogás, os valores considerados são de um motor padrão.

Tabela 5.1. – Características do motor

Rotação [rpm]	2000
Ângulo inicial do virabrequim [grau]	360
Período do virabrequim [grau]	720
Intervalo de simulação [grau]	1,0
Comprimento da biela [m]	0,15
Curso do pistão [m]	0,09
Raio da válvula de injeção [m]	0,018
Raio da válvula de exaustão [m]	0,015
Taxa de Compressão	12:1

Os fatores de colapso e de divisão são entradas do painel de camadas dinâmicas, dentro dos parâmetros de malha dinâmica. Os valores utilizados na simulação foram 0.04 para o fator de colapso e 0.2 para o fator de divisão, como pode ser notado na figura 5.9.

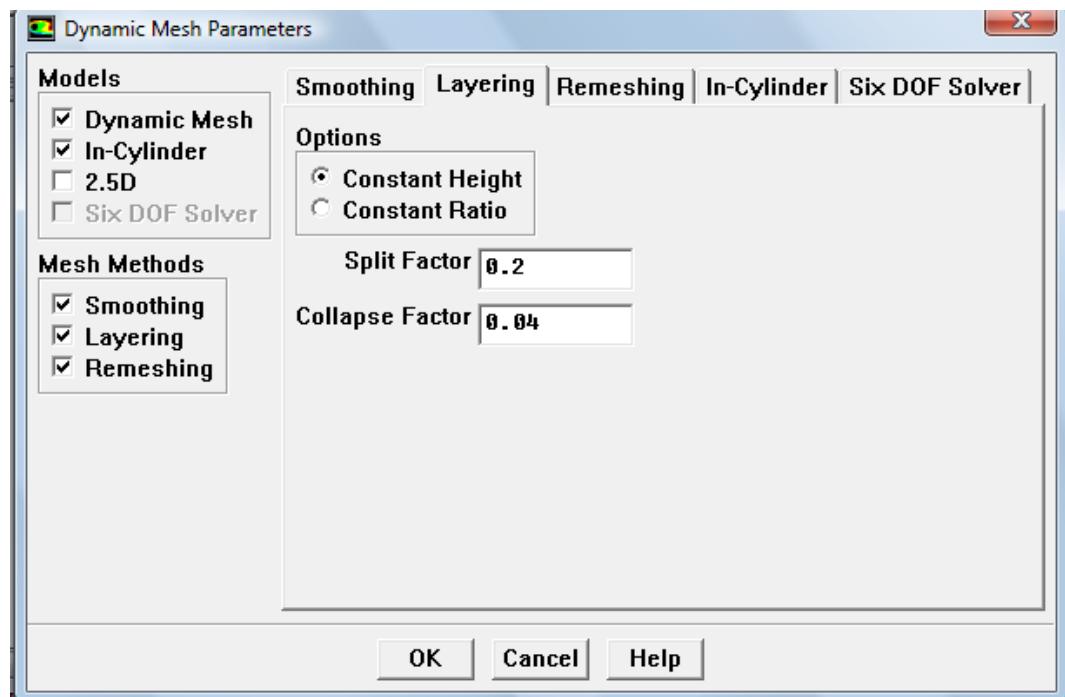


Figura 5.9 – Painel de camadas dinâmicas.

A única zona a ser definida é o movimento do pistão, devido à ausência de válvulas móveis. Os parâmetros necessários são a direção do movimento do pistão e o tamanho das células das camadas dinâmicas.

Na simulação foi o tamanho da célula utilizado foi de 5 mm.

As figuras 5.10 e 5.11 mostram respectivamente a direção de descida do pistão e o tamanho da célula.

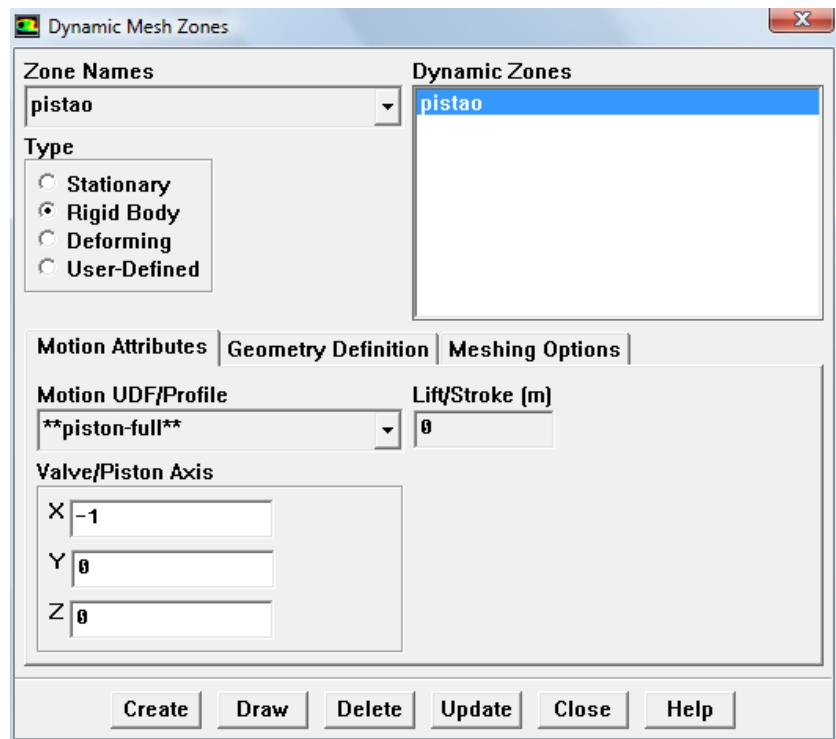


Figura 5.10 – Painel de definição das Zonas da malha dinâmica.

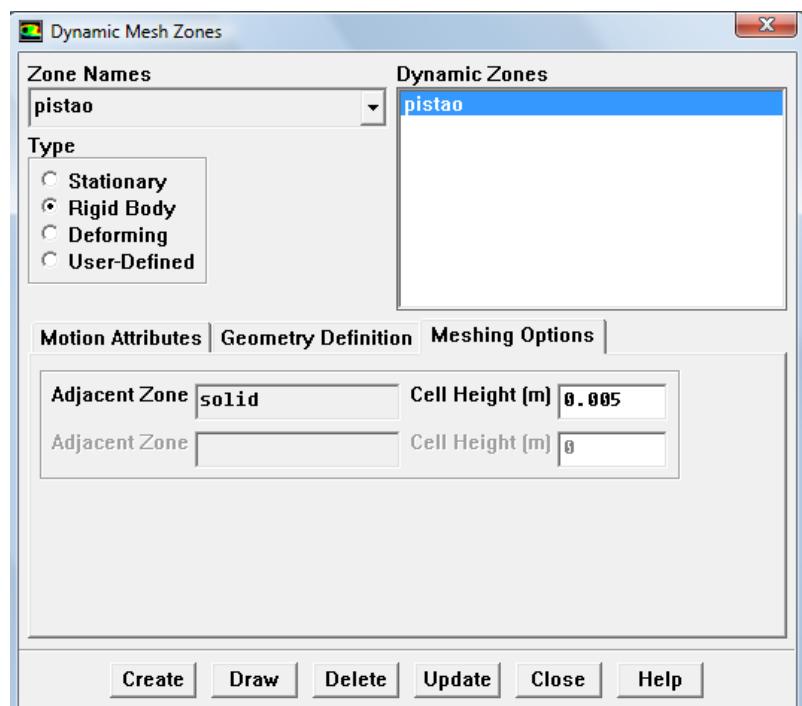


Figura 5.11 – Painel de definição da altura das células.

Foram definidos seis eventos para a simulação. O primeiro foi o de admissão, onde a exaustão é fechada, ou seja, a condição de contorno da superfície de exaustão é alterada para parede. No ângulo do virabrequim de 540 graus começa a compressão e a superfície de entrada passa a ser uma parede, sendo assim as válvulas de exaustão e de admissão fechadas.

No ângulo de 900 graus a superfície de exaustão passa a ser saída novamente, e a válvula de entrada permanece fechada.

No final dos 720 graus a válvula de admissão é aberta novamente, e a de exaustão fechada (lembrando que o angula inicial é 360 graus).

A figura 5.12 é o painel onde os eventos são definidos no software comercial Fluent.

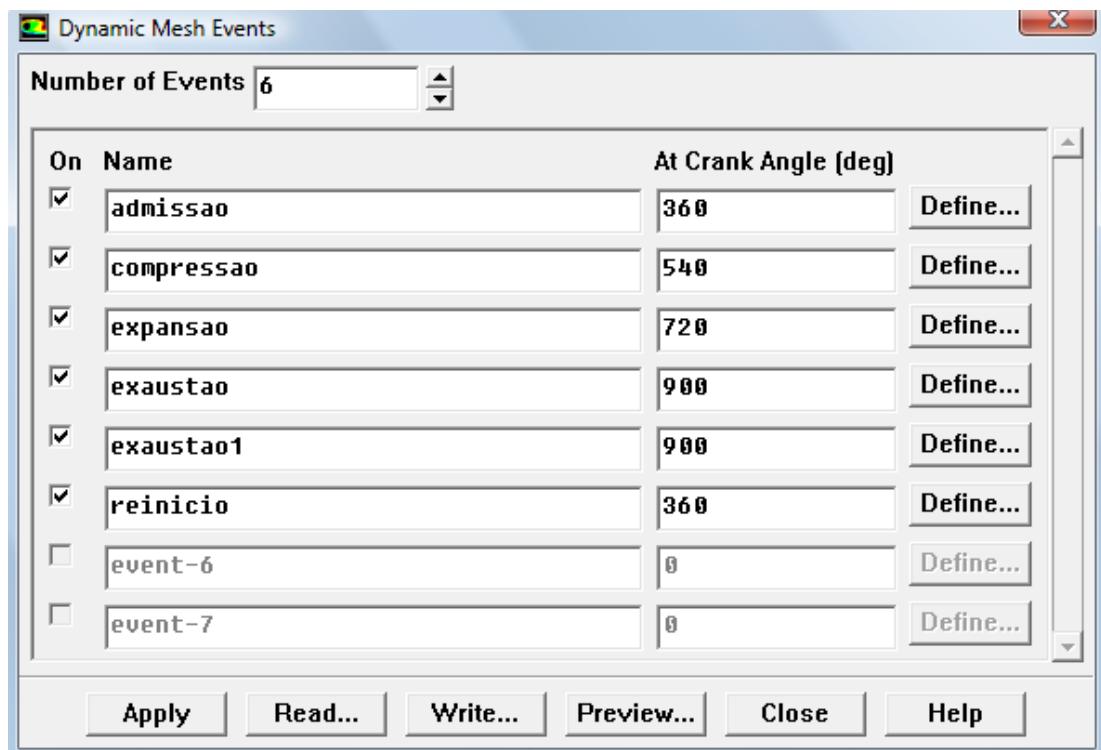


Figura 5.12 – Painel de eventos

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Inicialmente, para analisar se a malha gerada é adequada, foi feita uma simulação somente com escoamento de ar. Foi possível perceber que, apesar de um malha grosseira, o caso parece estar convergindo rapidamente, porém somente foram feitos três ciclos do pistão na simulação, devido ao tempo de simulação elevado, o que causa duvida nos resultados obtidos nas simulações.

O escoamento convergiu no terceiro ciclo do pistão, isso pode ser notado comparando as velocidades no mesmo ângulo de virabrequim, por exemplo, com duas figuras representando o escoamento num mesmo ângulo de virabrequim.

As figuras 6.1 e 6.2 representam um mesmo ângulo de virabrequim para a entrada de ar no motor, com essas figuras pode-se notar que as velocidades no cilindro durante a injeção estão iguais, ou seja, o escoamento está convergido.

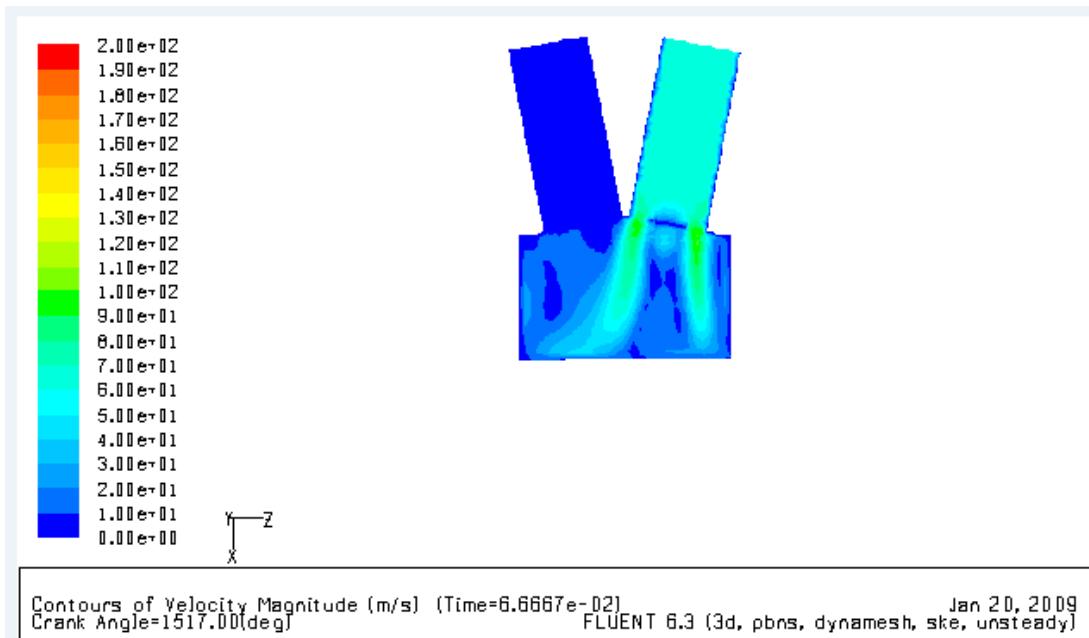


Figura 6.1 – Velocidade do escoamento no terceiro ciclo de simulação para o ângulo de 77° do virabrequim.

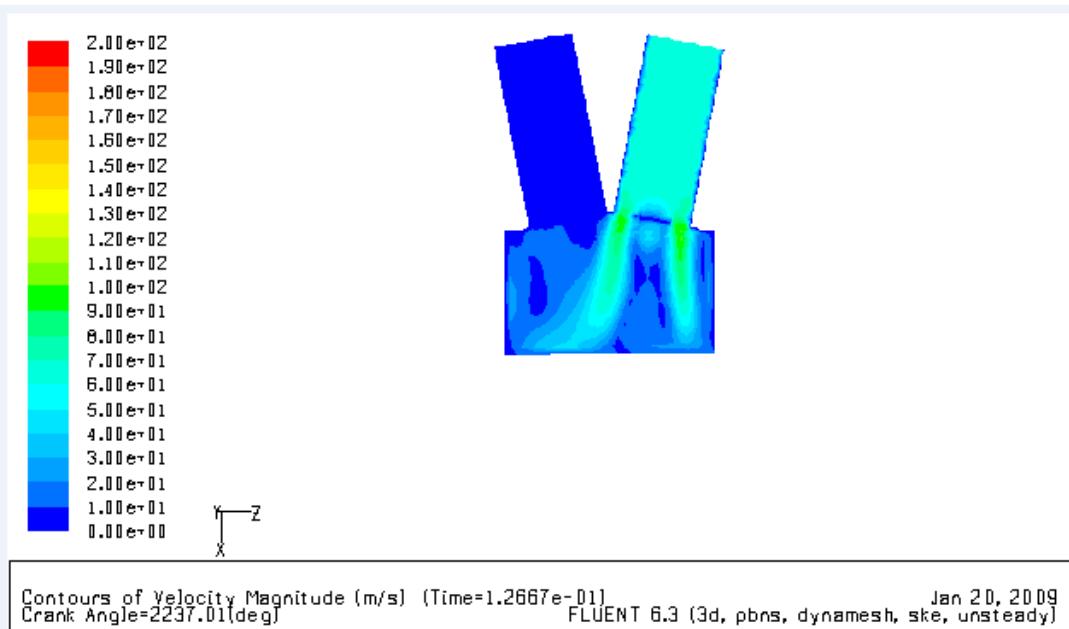


Figura 6.2 – Velocidade do escoamento no quarto ciclo de simulação para o ângulo de 77° do virabrequim.

No tubo de injeção as paredes possuem uma malha grosseira, por isso nota-se que a velocidade próxima à parede está inadequada. Caso não houvesse problema com o tempo de simulação, o ideal seria refinar a malha na região das paredes dos tubos e fazer a simulação de vários ciclos do pistão.

As figuras 6.3 e 6.4 representam um mesmo ângulo de virabrequim para a saída de ar no motor, com essas figuras pode-se notar que as velocidades no cilindro durante a exaustão também estão iguais, ou seja, o escoamento está convergido.

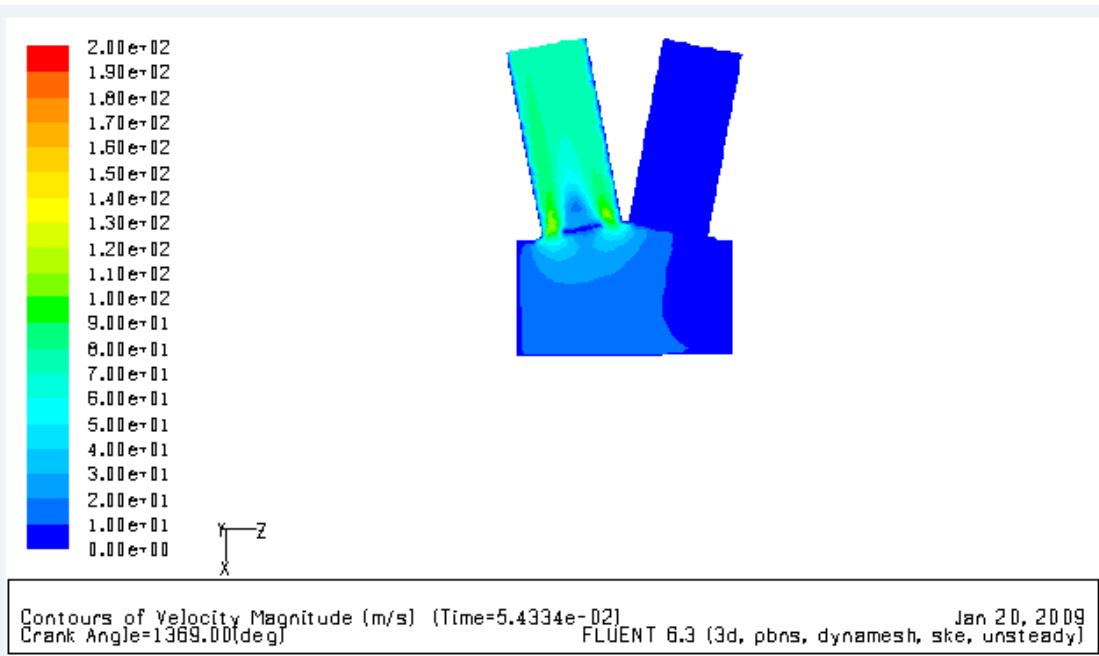


Figura 6.3 – Velocidade do escoamento (ângulo 1369 graus do virabrequim)

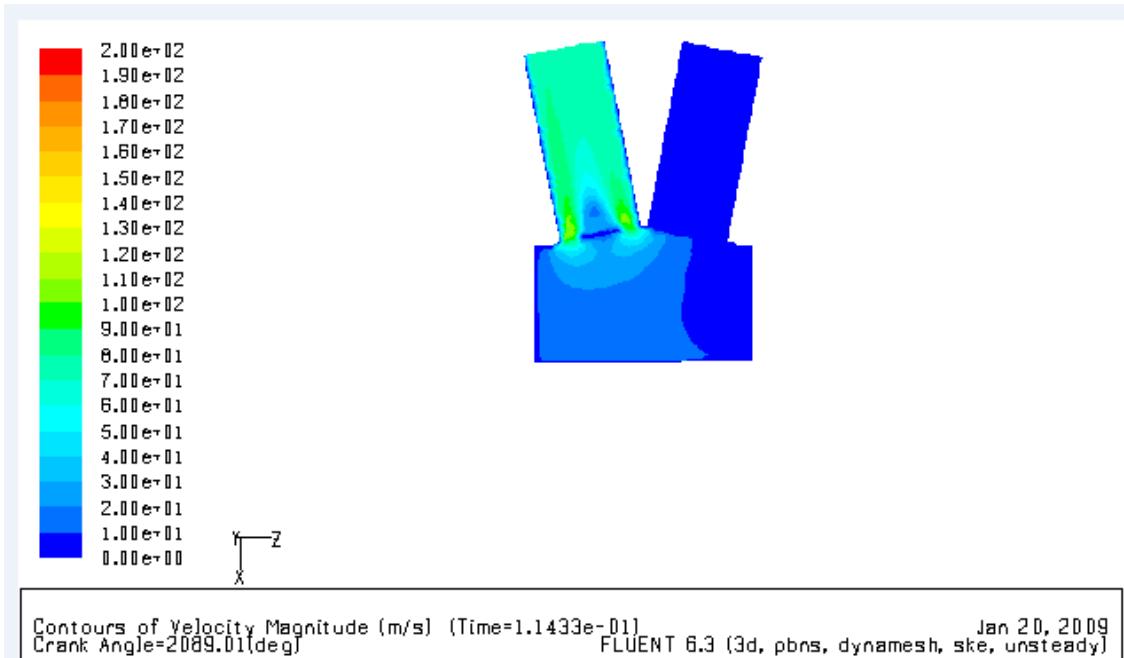


Figura 6.4 – Velocidade do escoamento no segundo ciclo de simulação para o ângulo de 649° do virabrequim.

O tubo de exaustão também mostra problemas com a malha na região da parede, sendo necessário refinamento da malha, que não foi feito devido ao tempo de processamento.

Depois de garantir que a malha está convergindo foi ligada a reação volumétrica, colocado o combustível (mistura de CH₄ e ar) e a ignição por faísca.

As constantes utilizadas na simulação foram variadas diversas vezes na tentativa de conseguir que a reação da mistura acontecesse, porém não se obteve êxito na combustão no interior do cilindro.

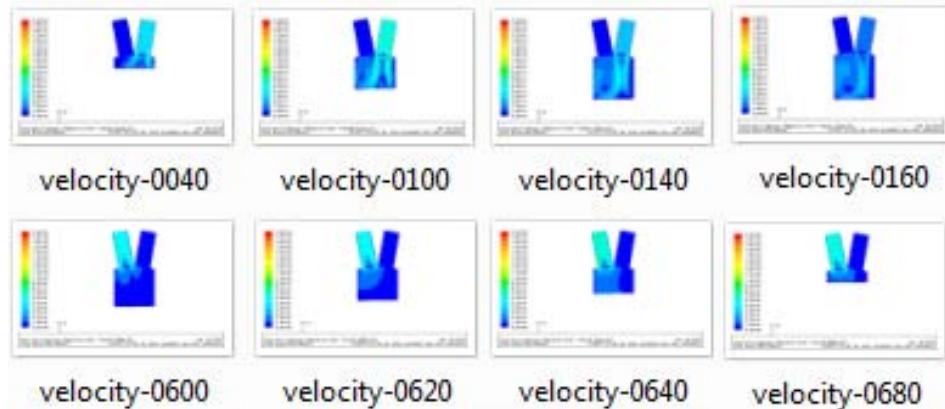


Figura 6.5 – Velocidades na injeção e compressão (velocity-“ângulo virabrequim”)

Pode-se notar, através de gráficos da pressão no interior do cilindro, que não temos combustão. Na figura 6.6 tem-se a pressão no interior do cilindro, que não passa de 400 kPa, enquanto um motor enquantos motores passam de 10 MPa.

Além disso, a figura 6.7 mostra que a temperatura no interior do cilindro não passa de 200°C. Para causar a ignição do combustível, além da faísca é necessário que a mistura esteja a uma temperatura muito maior do que a apresentada na simulação. Esse pode ser o motivo de não ter acontecido a ignição da mistura.

Não é possível saber com certeza o problema da simulação, principalmente devido à imprecisão causada pela malha grosseira ou por falta de convergência, já que somente três ciclos do motor não é o suficiente para se confiar na simulação.

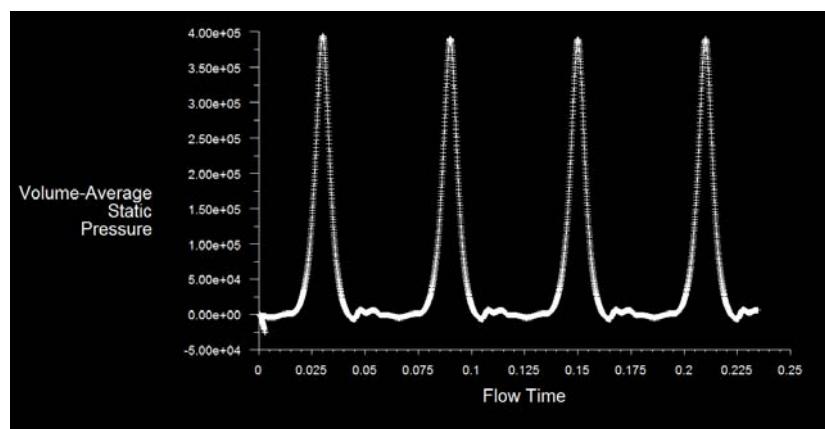


Figura 6.6 – Pressão no cilindro (Pa) x tempo (s)

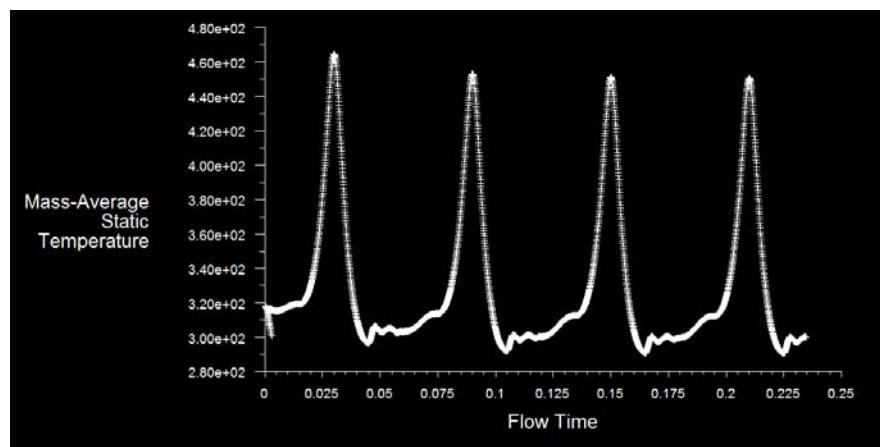


Figura 6.7 – Temperatura no cilindro (Pa) x tempo (s)

6. CONCLUSÕES

Atualmente, a dinâmica dos fluidos computacional vem crescendo nas indústrias e centros de desenvolvimento de novos projetos. Com o grande interesse de fazer a substituição de combustíveis fósseis por biomassa, e utilizando-se da ferramenta CFD pode-se obter resultados que representem adequadamente as condições de operação da câmara de combustão, e as características dentro do cilindro, como distribuição de pressão e temperatura, escoamento, transferência de calor nas paredes, entre outras propriedades importantes.

Existem métodos específicos para a simulação em CFD de motores, assim como método in-cylinder e malhas móveis, para auxiliar na resolução do problema de forma adequada.

Além da incerteza na convergência da simulação, causada pelo grande tempo de processamento, não houve êxito na obtenção da combustão no interior do cilindro. Para que a reação aconteça, é necessário encontrar parâmetros adequados para a simulação e rodar mais ciclos do pistão para assegurar que esteja convergindo.

A taxa de compressão utilizada está adequada (10:1).

O problema também pode ser causado por condições de contorno utilizadas, ou pela fração mássica de combustível-ar utilizada.

Com os valores corretos das constantes utilizadas na simulação seria possível analisar o comportamento do motor operando com gás de biomassa, e estudar as curvas de operação para então poder validar ou não o modelo utilizado na simulação.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Wylen, Van; SONNTAG; BORGNAKKE. Fundamentos da Termodinâmica. São Paulo, SP: 1998. 537p
- [2] Nigro, Francisco E. Baccaro e Trielli, Mauricio; “Estudos sobre a liberação de calor durante a combustão de ésteres de óleos vegetais em motores Diesel”; Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo (pp. 117-134).
- [3] Bertold, Dalton e Deschamps, César J. ; “Numerical simulation of internal combustion engines”; Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina - SC.
- [4] Brambila, Jean Amadeo ; Estudo experimental e simulação termodinâmica de desempenho em um motor de combustão interna operando com óleo diesel e etanol / J.A. Brambila. -- ed.rev. --São Paulo, 2006.
- [5] Versteeg H.K., Malalasekera W. Introduction to computational fluid dynamics. The finite volume method; Longman, 1995.
- [6] Westbrook, C. K., Mizobuchi, Y., Poinsot, T. J., Smith, P. J., Warnatz, J. Computational combustion. Proceedings of the Combustion Institute, pp. 125-157, 2005.
- [7] <http://www.fluentusers.com/fluent/doc/ori/pdf/ug/chp11.pdf> - acessado dias 17/08/2008, 21/11/2008, 13/01/2009 e 03/02/2009.