



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Engenharia

Simulação numérica do funcionamento do motor de Pistão

Fortunato Ncalo Romão Fiau

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Eletromecânica

(2º ciclo de estudos)

Orientador: Professor Doutor Francisco Miguel Ribeiro Proença Brójo

Covilhã, Fevereiro de 2019

Agradecimentos

Primeiramente agradeço ao Deus de William Branham por me ter concedido esta oportunidade. Agradeço ao Professor Doutor Francisco Miguel Ribeiro Proença Brójo, pela orientação, paciência e apoio prestado ao longo deste trabalho.

Agradeço aos meus pais João Pedro Fiau e Esperança Camassa Romão por terem sido meus alicerces e sempre apoiado nesta jornada que nunca deixaram que eu desistisse pelas dificuldades encontradas na realização deste trabalho e ao longo da formação.

Agradeço, e muito, a Poliana Cristina Simões, pela paciência, amor, ajuda e incentivo. Aos Colegas Alfredo Luemba, ao Dinis Lelo e ao Ananias Muxiri, que me auxiliaram de alguma forma na realização deste projeto. Ao corpo docente e aos funcionários da UBI.

A todos que me ajudaram na realização deste trabalho dissertativo o meu muito obrigado.

Resumo

A simulação do comportamento de máquinas, em geral, e de motor de pistão, em particular (combustão interna), é muito importante para que se possa prever o seu funcionamento, mesmo antes da fabricação, bem como os problemas que possam prejudicar sua operação. Isto resulta numa redução significativa nos custos de desenvolvimento e na antecipação do início da produção. O modelo Honda GX35 é apresentado neste trabalho para a simulação numérica do funcionamento de um motor de pistão, operando nos ciclos Diesel ou Otto, de dois ou quatro tempos, naturalmente aspirados ou turbo alimentados, com qualquer número de válvulas, dutos, junções.

Para efeito de simulação, o motor é dividido em elementos: câmara de combustão, cárter, duto, carburador, junções, abafadores de ruído, etc. Para cada um desses elementos é possível desenvolver um modelo numérico. O desempenho do motor é obtido através da aplicação das leis de conservação a cada elemento e da compatibilização das propriedades do escoamento nas interfaces de elementos adjacentes, resolvidas através de um programa computacional.

Os padrões de segurança dos motores e a fiabilidade envolvida no fabrico dos seus componentes são de elevada exigência. No caso particular de peças integrando o motor (geralmente de combustão interna), o sucesso do bom desempenho em serviço depende de apurada investigação. Neste trabalho foi selecionado o estudo da simulação numérica do funcionamento de um motor de pistão. Para este projeto, foi efetuada simulação numérica a partir de software dotado da componente teórica necessária à caracterização do campo de temperaturas.

As situações consideradas referem-se ao caso de combustão dita normal e com detonação, em que aqui o regime de pressões e temperaturas é muito severo, afetando a curto ou médio prazo a duração e integridade do componente.

Palavras-chave

Motor, simulação, rendimento, pressões.

Abstract

The simulation of the behavior of machines in general, and piston engine in particular (internal combustion), is very important so that it can be foreseen its operation, even before manufacturing, as well as the problems that may hinder its operation. This results in a significant reduction in development costs and in anticipation of the start of production. The Honda GX35 model is presented in this work for the numerical simulation of the operation of a piston engine, operating in two or four stroke, naturally aspirated or turbocharged Diesel or Otto cycles, with any number of valves, ducts, joints.

For simulation purposes, the engine is divided into elements: combustion chamber, sump, duct, carburetor, junctions, noise damper, etc. For each of these elements it is possible to develop a numerical model. The performance of the motor is obtained through the application of conservation laws to each element and the compatibility of the properties of the flow in the interfaces of adjacent elements, solved through a computational program.

The safety standards of the motors and the reliability involved in the manufacture of their components are of high demand. In the particular case of parts integrating the engine (usually internal combustion), the success of the good performance in service depends on investigation. In this work the numerical simulation of the operation of a piston engine was selected. For this project, numerical simulation was performed from software equipped with the theoretical component necessary to characterize the temperature field.

The situations considered refer to the case of normal and detonated combustion, in which the pressure and temperature regime is very severe here, affecting in the short or medium term the duration and integrity of the component.

Keywords

Motor, simulation, efficiency, pressures.

Índice

| | |
|---|-------|
| Agradecimentos | iii |
| Resumo | v |
| Abstract..... | vii |
| Índice | ix |
| Lista de Figuras..... | xiii |
| Lista de Tabelas..... | xv |
| Lista de Acrónimos..... | xvii |
| Nomenclatura..... | xix |
| Índices inferiores..... | xxi |
| Simbologia grega | xxiii |
| Introdução..... | 1 |
| Motivação | 1 |
| Objetivos do Trabalho | 1 |
| Metodologia de Projeto | 2 |
| Estrutura do Trabalho..... | 2 |
| Capítulo 1 - Contexto histórico..... | 3 |
| 1.1. A história dos motores de combustão interna | 3 |
| 1.2. Desenvolvimento dos motores: Programas Computacionais..... | 4 |
| Capítulo 2 - Funcionamento do motor de combustão interna | 6 |
| 2.1. Descrição do motor de combustão interna | 6 |
| 2.2. Partes mais importantes da constituição do motor | 7 |
| 2.2.1. Bloco..... | 7 |
| 2.2.2. Cabeça do motor | 8 |
| 2.2.3. Cáster..... | 8 |
| 2.2.4. Pistão (êmbolo) | 9 |
| 2.2.5. Biela | 10 |
| 2.2.6. Cambota..... | 10 |
| 2.2.7. Volante | 11 |
| 2.2.8. Válvulas | 11 |
| 2.2.9. Partes complementares | 12 |
| 2.3. Funcionamento do motor de 2 e 4 tempos a gasolina | 13 |
| 2.4. Motor a 2 tempos | 13 |

| | |
|--|----|
| 2.4.1. 1º Tempo - Curso de descida do pistão (Expansão/Admissão) | 13 |
| 2.4.2. 2º Tempo - Curso de subida do pistão (Escape/compressão) | 14 |
| 2.5. Ciclo de operação a 4 tempos | 15 |
| 2.5.1. Primeiro tempo (admissão) | 15 |
| 2.5.2. Segundo tempo (compressão) | 15 |
| 2.5.3. Terceiro tempo (expansão) | 15 |
| 2.5.4. Quarto tempo (escape) | 16 |
| 2.6. Descrição do motor HONDA GX35 | 17 |
| 2.6.1. Dados do Motor Honda GX35 | 18 |
| 2.6.2. Esquemas elétricos | 19 |
| 2.6.3. Propriedades Termofísicas | 20 |
| 2.6.4. A importância da manutenção | 20 |
| Capítulo 3 - Modelos Matemáticos | 22 |
| 3.1. O ciclo padrão Otto | 22 |
| 3.2. Software a utilizar | 29 |
| 3.3. Equações de Governo | 29 |
| 3.4. Modelos de duas equações de transporte | 34 |
| 3.5. Metodologia k-ε padrão | 34 |
| 3.6. Metodologia k- ω padrão [Wilcox 1998] | 37 |
| 3.7. Escolha do modelo k-ε | 39 |
| 3.8. A modelação analítica | 39 |
| Capítulo 4 - Descrição do programa e os cálculos | 40 |
| 4.1. Métodos computacionais | 40 |
| 4.1.1. Desempenho do motor | 41 |
| 4.1.2. Processo no ANSYS Workbench | 42 |
| 4.2. Cálculos dos parâmetros afetos a simulação | 43 |
| 4.2.1. Tempo específico | 43 |
| 4.2.2. Tempo de abertura da janela de escape | 45 |
| 4.2.3. Tempo de abertura da janela de admissão | 46 |
| 4.2.4. Comprimento de abertura da janela de escape | 46 |
| 4.2.5. Comprimento de abertura de janela de Admissão | 46 |
| 4.2.6. Área total da janela de escape | 47 |
| 4.2.7. Área total da janela de admissão | 48 |
| Capítulo 5 - Resultados da Simulação Numérica. | 49 |
| 5.1. A simulação | 49 |
| 5.2. Geração da malha numérica | 49 |

| | |
|---|----|
| 5.2.1. Malha dinâmica | 50 |
| 5.3. Propriedades do Material | 52 |
| 5.4. Condições de contorno | 53 |
| 5.5. Resultados do rendimento de lavagem..... | 54 |
| 5.6. Resultados após processamento | 56 |
| 5.7. Variação do rendimento em função da Rotação..... | 57 |
| Conclusão | 59 |
| Bibliografia..... | 60 |

Lista de Figuras

| | |
|--|----|
| Figura 1 - Representação das partes fixas e móveis do motor | 7 |
| Figura 2 - Bloco do motor a dois tempos | 8 |
| Figura 3 - Cabeça do motor a dois tempos | 8 |
| Figura 4 - Cárter do motor a dois tempos | 9 |
| Figura 5 - Pistão do motor a dois tempos..... | 9 |
| Figura 6 - Biela do motor a dois tempos | 10 |
| Figura 7 - Cambota do motor a dois tempos | 11 |
| Figura 8 - Volante do motor a dois tempos..... | 11 |
| Figura 9 - Válvula do motor a dois tempos | 12 |
| Figura 10 - Ciclo de 2 tempos Expansão/admissão..... | 14 |
| Figura 11 - Ciclo de 2 tempos expansão e escape | 14 |
| Figura 12 - Quatro tempos de operação do motor | 16 |
| Figura 13 - Motor Honda GX35 | 17 |
| Figura 14 - Tipo padrão | 19 |
| Figura 15 - Tipo de bomba | 19 |
| Figura 16 - Diagrama p-V para ciclo padrão Otto teórico..... | 22 |
| Figura 17 - Diagrama (p-v) do ciclo de Otto teórico em comparação com o ciclo de Otto real | 23 |
| Figura 18 - Mecanismo de sistema biela-manivela | 29 |
| Figura 19 - Diagrama de funcionamento do motor | 44 |
| Figura 20 - Formas e tipos de janelas | 45 |
| Figura 21 - Área toda janela de escape | 47 |
| Figura 22 - Área da janela de admissão..... | 48 |
| Figura 23 - A malha numérica gerada | 50 |
| Figura 24 - Definir a malha dinâmica..... | 50 |
| Figura 25 - Layering | 51 |
| Figura 26 - Configuração das opções | 51 |
| Figura 27 - Configuração da Criação do material | 52 |

| | |
|---|----|
| Figura 28 - Configuração da pressão de entrada | 53 |
| Figura 29 - Configuração da pressão de saída | 54 |
| Figura 30 - A evolução dinâmica da pressão do fluxo do fluido desde os 135° à 170° do ângulo da manivela..... | 55 |
| Figura 31 - A evolução dinâmica da pressão do fluxo do fluido desde os 195° à 245° do ângulo da manivela..... | 56 |
| Figura 32 - A evolução dinâmica da pressão do fluxo do fluido desde os 280° à 300° do ângulo da manivela..... | 57 |
| Figura 33 - Variação do rendimento de lavagem..... | 57 |

Lista de Tabelas

| | |
|---|----|
| Tabela 1 - Dados do Motor Honda GX35..... | 18 |
| Tabela 2- Propriedades do ar | 20 |
| Tabela 3 - Propriedades do metano | 20 |
| Tabela 4 - Os combustíveis mais usados | 26 |
| Tabela 5 - Fator ϕ | 28 |
| Tabela 6 - Custo numérico do DNS..... | 32 |
| Tabela 7 - Valores das áreas das portas | 43 |
| Tabela 8 - valores da área da janela de escape..... | 45 |
| Tabela 9 - valores da área da janela de admissão | 46 |
| Tabela 10 - parâmetros e os seus valores | 52 |
| Tabela 11 - Parâmetros constantes definidos para o material | 53 |
| Tabela 12 - Resultados do rendimento em função da Rotação | 54 |
| Tabela 13 - Os resultados após procesamento..... | 55 |

Lista de Acrónimos

| | |
|---------------|---|
| PMI..... | Ponto morto inferior |
| PMS | Ponto morto superior |
| AJA | Abertura da janela de escape |
| FJA..... | Fecho da janela de escape |
| AJT | Abertura da janela de transferência |
| AJE | Abertura da janela de escape |
| TAJE..... | Tempo de abertura da janela de escape |
| At | Área total |
| Vol. Cil..... | Volume da cilindrada |
| TAJA..... | Tempo de abertura da janela de Admissão |
| Co2 | Dióxido de carbono |
| rpm | Rotações por minutos |

Nomenclatura

| | |
|-----------|---|
| A | Área [m^2]; |
| a | Comprimento da divisão [m]; |
| b | Largura da divisão, [m]; |
| D | Diâmetro [m]; |
| g | Aceleração da gravidade $\{9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}\}$; |
| Gr | Número de Grashof; |
| h | Coefficiente convectivo de transmissão de calor [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]; |
| K | Coefficiente de transmissão de calor por condução [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]; |
| L | Comprimento característico [m]; |
| n | Número de renovações por hora [$\text{ren}\cdot\text{h}^{-1}$] |
| p | Pressão [Pa]; |
| Pr | Número de Prandtl; |
| q | Taxa total de calor perdido [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$]; |
| \dot{Q} | Potência térmica [W]; |
| R | Resistência elétrica [Ω]; |
| S | Taxa de armazenamento de calor [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$]; |
| t | Tempo [s]; |
| T | Temperatura [K ou $^{\circ}\text{C}$]; |
| \bar{T} | Temperatura média [$^{\circ}\text{C}$]; |
| U | Diferença de potencial [V]; |
| V | Volume [m^3]; |
| Q | Caudal volumétrico [$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$]; |
| v | Velocidade [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]; |
| A/c | ar-combustível |

Índices inferiores

| | |
|-------------|--|
| <i>comb</i> | Combustível; |
| <i>t</i> | Total; |
| <i>c</i> | Compressão; |
| <i>man</i> | Manométrica; |
| <i>d</i> | Deslocado; |
| <i>mep</i> | Média efetiva; |
| <i>i</i> | Indicado; |
| <i>est</i> | Estequimétrica; |
| <i>m</i> | Massa do fluido de trabalho; |
| <i>v</i> | Volume; |
| <i>x</i> | Taxa de libertação de energia do processo de combustão em um motor |
| <i>e b</i> | Constantes empíricas |

Simbologia grega

| | |
|-----------|--|
| λ | Condutibilidade térmica, [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]; |
| ρ | massa específica, [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]; |
| φ | factor de mistura de equivalência |
| η | rendimento |

Introdução

A performance dos motores em relação à combustão interna e suas emissões são governadas por processos fluidodinâmicos não-estacionários. Um bom entendimento destes processos é fundamental para melhorar as características de um motor, e as técnicas da Fluidodinâmica Computacional (CFD) são capazes de reproduzir informações detalhadas a respeito deste escoamento.

Com a construção dos computadores com grande capacidade de processadores, a dinâmica dos fluidos computacionais começou a ter uma vasta utilização no mundo da tecnologia com o objetivo de buscar e atingir maior eficiência nos projetos. Nos motores de combustão interna, esta ferramenta dinâmica dos fluidos computacionais tem uma grande vantagem por auxiliar nos projetos dos motores, bem como na visualização das grandezas do escoamento que, geralmente, precisam de ferramentas experimentais muito avançadas em termos operacionais.

Portanto, a grande dependência da utilização dos motores de combustão interna é um facto comprovado, razão pela qual este tema dissertativo tem uma vasta importância devido o estudo do comportamento da eficiência em função da rotação do motor.

Felizmente, a prática de simulação a motores de combustão interna está tornando cada vez mais comum no meio científico, uma vez que a necessidade de conhecer e otimizar este processo é um grande desafio e pode trazer imensos benefícios, seja para o consumidor, na economia de combustível, seja no meio ambiente e nas emissões.

Para uma melhor compreensão das aspirações desta dissertação, serão apresentados aqui alguns pontos fulcrais que serão abordados ao longo deste trabalho, entre os quais a motivação que esteve na base do interesse por este tema, os objetivos e as metodologias utilizadas.

Motivação

Desde o seu surgimento, a combustão em motores é a área que vem passando por diversos processos de desenvolvimento, e atualmente, os motores operando no ciclo Otto, juntamente com os de ciclo Diesel, possuem as tecnologias mais visadas, devido a aplicação nas áreas como transporte, indústrias, entre outros.

Objetivos do trabalho

O objetivo deste trabalho é desenvolver uma simulação numérica que nos vai permitir avaliar o comportamento dinâmico e reativo do escoamento em motores de pistão. Para que isto seja possível, realizou-se uma análise da simulação numérica do processo de

funcionamento do motor de pistão, produzindo uma geometria tridimensional e o fenômeno físico real do motor de pistão.

Atualmente, enfrentam-se algumas dificuldades devido à complexidade e o alto recurso computacional exigido, o que mostra ainda a importância do estudo da simulação numérica de funcionamento do motor de pistão, a fim de se poder projetar e fabricar motores mais eficientes, que reduzam o consumo de combustível e preservem o meio ambiente.

Os resultados numéricos são comparados com as medições feitas na simulação numérica do motor Honda GX35, tais como a vazão do ar admitido e a pressão no interior do cilindro, em relação ao eixo das manivelas.

Metodologia de Projeto

Primeiramente, a partir do motor GX35 existente, realizou-se uma simulação numérica. Assim, utilizando técnicas de computação numérica, o motor foi modelado, obtendo-se assim uma geometria inicial para simulações de combustão. As curvas de temperatura e pressão e de transferência de calor, necessárias para o desenvolvimento do projeto, são obtidas através do software. Partir dos parâmetros geométricos e operacionais do motor, como rotação, mistura, entre outros. Nesta fase, em paralelo com o projeto principal, também serão estudadas possibilidades.

O software utilizado foi ANSYS - FLUENT, que permitiu fazer uma análise numérica do escoamento de fluidos no interior do motor e estudar a evolução dos parâmetros mais importantes de funcionamento do mesmo em função da velocidade de rotação, atribuindo-se especial destaque ao enchimento dos cilindros e ao estudo da turbulência com particular incidência na variação da energia cinética turbulenta.

Estrutura do Trabalho

Esta dissertação encontra-se dividida em cinco capítulos, além da introdução e a conclusão tal como é possível verificar na descrição que se encontra abaixo, estes mesmos capítulos possuem os seguintes conteúdos:

- **No capítulo 1** é analisado o contexto histórico;
- **No capítulo 2** Direciona-se para o funcionamento do motor de combustão interna e a descrição do motor GX35;
- **No Capítulo 3** efetua-se um estudo conciso sobre os modelos matemáticos;
- **No capítulo 4** descreve-se o programa utilizado e apresenta os cálculos feitos;
- **No capítulo 5** apresentam-se os resultados obtidos na simulação numérica;
- Por fim, será apresentado a conclusão e bibliografia da dissertação.

Capítulo 1 - Contexto histórico

1.1. A história dos motores de combustão interna

Os arquivos científicos nos descrevem que foi no século XVIII que apareceram os primeiros motores de combustão externa, sendo que na época o combustível usado era a lenha devido ao seu baixo custo e a sua abundância. Estes motores a vapor eram geralmente utilizados em máquinas estacionárias.

Entretanto, os primeiros motores de combustão interna aparecem no século XIX, sendo que com estes o quadro tornou-se diferente, tendo em conta que o combustível passa a ser queimado no interior do motor. Esta descoberta revolucionou o crescimento da indústria automóvel, visto que os motores de combustão interna permitiram uma série de vantagens, tais como, maior versatilidade, rendimento e menor peso pela potência mecânica em relação ao motor de combustão externa.

O motor de combustão interna, desde a sua criação, foi se desenvolvendo sendo utilizado nos meios de transporte como o automóvel, avião e até veículos militares. Em 1860, Ettiene Lenoir, o inventor nascido na Bélgica, em 1822, registou a primeira patente relativa a um “motor de explosão”, a dois tempos. O ciclo de operação do motor a quatro tempos foi apenas evoluído anos depois, em 1862 pelo engenheiro francês Alphonse Beau de Rochas, nascido em 1815. Este trabalho do engenheiro francês não atraiu a comunidade dos fabricantes da época. A construção industrial de motores de combustão interna com ciclo de operação de quatro tempos começou a ganhar e conquistar o mercado no ano de 1876 com a patente publicada pelo engenheiro Nikolaus Otto, nascido em 1832, e pelo engenheiro Eugen Langen, nascido em 1833, sendo os dois grandes engenheiros alemães [16].

Em 1858, nasce o engenheiro francês Rudolf Diesel, o primeiro pesquisador a fundamentar sobre o aquecimento produzido pela compressão do ar para inflamar o combustível. Em 1890 iniciou as suas pesquisas, sendo que, apenas após sete anos, se obteve um motor operacional. Foi no ano de 1877 que nasceu um outro grande engenheiro e inovador francês cujo nome é Louis Renault, que em 1902 fundou o Grupo Renault, criando assim o supercompressor, um sistema que aumenta a eficiência do motor na medida em que se introduz uma quantidade adicional de oxigênio no mesmo. O objetivo principal do engenheiro francês com este sistema é semelhante ao do turbo compressor, que usa os gases de escape para fazer girar uma turbina, inventado 1905 por Alfred Brüchi, engenheiro suíço nascido em 1879. No princípio estes motores utilizavam gás como combustível.

O responsável pelo primeiro motor de ciclo de operação de quatro tempos a gasolina, foi o engenheiro alemão Gottlieb Daimler, nascido em 1834, sócio de Otto e de Langen. Este motor foi construído e projetado em 1885. Os motores atuais são semelhantes ao motor de Daimler e também ao do engenheiro alemão nascido em 1844, chamado Karl Benz [16].

Assim como foi salientado acima, conseguimos ver que são várias mentes brilhantes que contribuíram para o mundo automóvel atual, mas importa dizer que o Otto e o Diesel são os grandes dois gênios que revolucionaram o mundo automóvel de onde os modernos derivam as suas construções. As características principais estabelecidas pelo Otto e o Diesel são as seguintes:

a) Motores de ciclo Otto: são aqueles motores que utilizam combustível de baixa volatilidade, como a gasolina e o álcool. Neste ciclo de operação o sistema elétrico produz uma centelha para a ignição.

b) Motores de ciclo Diesel: utilizam como combustível o óleo diesel. A inflamação do combustível injetado sob pressão na câmara de combustão ocorre pela compressão de ar e consequente elevação da temperatura [18].

1.2. Desenvolvimento dos motores: Programas Computacionais

A preocupação fulcral que esteve na base da construção dos motores de combustão interna centrava-se no desenvolvimento para a busca da maior potência, sendo que ainda nos dias atuais, a maior preocupação está no melhoramento dos mesmos.

Atualmente, as técnicas computacionais são as mais usadas para as fases iniciais das definições e das etapas subjacentes aos projetos dos motores. As técnicas experimentais são apenas usadas para a confirmação dos resultados, onde os programas computacionais mais elaborados se limitam a fazer uma análise mais completa da máquina, devido à capacidade computacional requerida.

Alguns autores defendem que os programas computacionais são quase impossíveis de serem utilizados no estudo de transitórios. São pacotes comerciais caros, tal como o FIRE, conforme AVL (1996), e são utilizados para análise pormenorizada de regiões críticas do motor. Mais importante para a análise inicial das configurações pesquisadas são os programas baseados em modelos fluidos dinâmicos unidimensionais e modelos termodinâmicos simples. Estes programas reduzem de forma drástica o tempo de computação requerido e fornecem excelentes resultados. Mesmo no futuro, pode ser previsto que modelos unidimensionais e termodinâmicos simples serão incorporados na análise tridimensional, para definir as condições de contorno e diminuir o tempo de computação, conforme Chen et al. (1992) [19].

Os componentes do motor, tais como o cilindro, o cárter, as junções, os silenciadores e o turbo alimentador, têm seu comportamento descrito através de modelos termodinâmicos simples, com correções empíricas. Os sistemas de admissão e exaustão são descritos pelo método de Lax-Wendroff (1960) de dois passos. Uma discussão detalhada da literatura

pertinente pode ser encontrada em Monteiro (1999). Ressaltam-se os trabalhos de Poloni et al. (1987) e o método de dois passos de Lax-Wendroff; bem como os de Takizawa et al. (1982) e Chen et al. (1992), que descrevem os métodos aplicados na elaboração de programas computacionais para a análise de motores completos [19].

Capítulo 2 - Funcionamento do motor de combustão interna

2.1. Descrição do motor de combustão interna

As definições que podemos aplicar para os motores de combustão interna, variam de autor para o autor, no entanto, pretende-se salientar nesta dissertação que todas possuem o mesmo significado e finalidade. Portanto, abaixo serão apresentadas algumas definições do motor de combustão interna.

Os motores a combustão interna, assim como o nome já nos indica, são aquelas máquinas térmicas em que a energia térmica liberada numa reação química (combustão) é transformada em trabalho mecânico (de eixo), através dos ciclos de operação. ou ainda podemos definir como uma máquina que converte qualquer forma de energia em trabalho mecânico, ou são aquelas em que o combustível é queimado no interior da câmara de combustão. O motor de combustão transforma energia térmica (calorífica) em trabalho mecânico (energia mecânica), em função do movimento alternativo (vai e vem) do pistão dentro do cilindro e depois é transformado em movimento rotativo através da biela e do veio [18].

A forma mais abrangente de classificação dos motores a combustão interna dá-se a partir do seu tipo construtivo. Desta forma, pode-se definir um motor como de movimento rotativo ou alternativo. A partir do grupo dos motores de movimento alternativo, do qual este trabalho trata, é possível definir a classificação a partir da forma de ignição, que está intimamente ligada ao ciclo termodinâmico segundo o qual o motor trabalha.

Com a tendência de escassez dos combustíveis fósseis e necessidade de redução do impacto ambiental causado pelo transporte veicular, é necessário que se desenvolvam motores a combustão interna mais eficientes. Dada sua finalidade geral e aplicabilidade nas mais diversas condições de operação, estes produtos têm um projeto extremamente complexo e de grande compromisso com a confiabilidade. Este cenário atual da indústria de automóveis cria uma situação de grande concorrência entre as demandas de redução de massa dos componentes com manutenção do desempenho e qualidade dos motores [18].

2.2. Partes mais importantes da constituição do motor

Os motores são constituídos por partes fixas e móveis, sendo que as fixas são aquelas que não se movimentam quando o motor se encontra em funcionamento, ao passo que as móveis são aquelas que se movimentam quando o motor está em funcionamento. As principais partes fixas são as seguintes: Bloco, Cáster e Cabeça do motor. Entretanto, a figura 1 indica-nos as principais partes fixas e móveis de um motor de combustão.

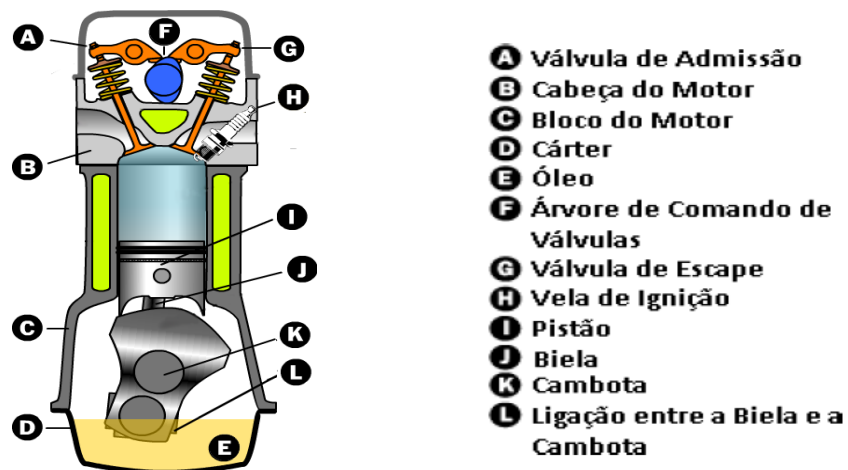


Fig.1. Representação das partes fixas e móveis do motor [16].

2.2.1. Bloco

O bloco é a maior parte fixa do motor, tendo como objetivo principal sustentar todas as outras partes que sejam fixas ou móveis. É exatamente no bloco do motor onde é possível encontrar os cilindros, geralmente em linha. O material utilizado para a construção de um bloco tem sido geralmente o ferro fundido, mas ainda podem ser adicionados outros elementos para melhorar as suas propriedades.



Fig.2. Bloco do motor a dois tempos [31].

Alguns blocos possuem tubos removíveis que formam as paredes dos cilindros, chamadas de “camisas”. Estas camisas podem ser “úmidas” ou “secas”, conforme entrem ou não em contato com a água de refrigeração do motor [18].

2.2.2. Cabeça do motor

Este elemento é que fecha o bloco na parte de cima, onde a união é feita por parafusos. Geralmente, é fabricado com o ferro fundido. Entre o bloco e o cabeçote existe uma junta de vedação [18].



Fig.3.Cabeça do motor a dois tempos [31].

2.2.3. Cárter

O cárter é a parte responsável pelo armazenamento do fluido lubrificante do motor e fecha o bloco na sua parte inferior. Normalmente, é fabricado de chapa dura, por prensagem [18].

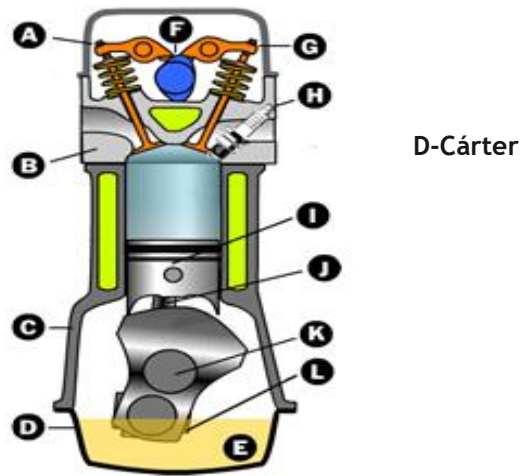


Fig.4.Cárter do motor a dois tempos [16].

2.2.4. Pistão (êmbolo)

É o elemento do motor que se ocupa em receber o movimento de expansão dos gases queimados e não queimados no interior do motor. É geralmente feito de ligas de alumínio e tem um formato cilíndrico. O pistão liga-se à biela através de um pino, sendo que este é feito de aço cementado. Este elemento possui um formato de um copo cilíndrico em sentido contrário, e tem a sua superfície direcionada para a câmara de combustão, chamada de cabeça do pistão ou cabeçote [18].



Fig.5. Pistão do motor a dois tempos [32].

O pistão possui uma parte média, denominada de corpo, e este mesmo corpo tem dois orifícios circulares que permitem a sua fixação ao pé da biela através de um eixo. O pistão possui ranhuras circulares por onde são alojados os segmentos ou anéis que servem para impedir que os gases da câmara de combustão passem para o cárter. Portanto, os anéis podem ser:

- **Anéis de vedação** - estão mais próximos da parte superior (cabeça) do pistão;
- **Anéis de lubrificação** - estão localizados na parte inferior do pistão e têm a finalidade de lubrificar as paredes do cilindro.

2.2.5. Biela

A biela é o elemento do motor que faz a ligação do pistão à cambota. O material de construção é o aço forjado e divide-se em três partes: cabeça, corpo e pé. A cabeça é fixada ao pistão pelo pino e o pé está ligado à cambota por meio de um material antifricção, denominado de casquilho ou bronzina [18].



Fig.6.Biela do motor a dois tempos [34].

2.2.6. Cambota

A cambota é também chamado de virabrequim ou árvore de manivelas. Este elemento é construído com aço forjado ou fundido e tem dois tipos de mancais que são [18]:

- **Excêntricos** - estão ligados aos pés das bielas;
- **De centro** - sustentam a cambota ao bloco.



Fig.7.Cambota do motor a dois tempos [35]

2.2.7. Volante

O volante do motor é formado a partir de uma massa de ferro fundido e é acoplado a cambota. Acumula a energia cinética, propiciando uma velocidade angular uniforme no eixo de transmissão do motor [18].



Fig.8.Volante do motor a dois tempos [36]

O volante do motor absorve e armazena energia durante o tempo útil de cada pistão (expansão devido à explosão do combustível), libertando-a nos outros tempos do ciclo quando cada pistão não está no tempo de potência. Portanto, concorrendo com isso para reduzir os efeitos de variação do tempo do motor [18].

2.2.8. Válvulas

Existem dois tipos de válvulas: de admissão e de escape. Elas são acionadas por um sistema de comando de válvulas. O movimento da cambota é transmitido para o eixo de comando de válvulas por meio de engrenagens.



Fig.9.Válvula do motor a dois tempos [37]

O eixo de comando de válvulas liga-se por uma vareta ao eixo dos balancins. Este, por sua vez, é que acionará as válvulas. A abertura e o fechamento das válvulas estão relacionados com o movimento do pistão e com o ponto de injeção, de modo a possibilitar o perfeito funcionamento do motor [18].

2.2.9. Partes complementares

Existem partes complementares e indispensáveis para o funcionamento do motor de combustão interna. Estas partes são as seguintes: [18]

➤ **Sistema de alimentação de combustível**

É o sistema responsável por armazenar, preparar e transportar o combustível do tanque do veículo até ao motor;

➤ **Sistema de distribuição**

É o sistema responsável por transmitir a força motriz gerada pelo motor até as rodas;

➤ **Sistema de arrefecimento**

É o sistema responsável por controlar a temperatura do motor;

➤ **Sistema de lubrificação**

É o sistema responsável por armazenar e lubrificar as partes móveis do motor.

➤ **Sistema elétrico**

É o sistema responsável por gerar, armazenar, converter e liberar a energia elétrica necessária para o funcionamento do motor.

2.3. Funcionamento do motor de 2 e 4 tempos a gasolina

Os motores de movimento alternativo, os mais utilizados nos automóveis, têm como princípio de funcionamento o movimento alternativo do êmbolo no interior da câmara de combustão e que transmite através da biela um movimento circular à cambota [16]. Estes motores têm uma sequência de operações que é a seguinte:

1ª Admissão

2ª Compressão

3ª Expansão

4ª Escape

Os motores de combustão interna têm como princípio de funcionamento num ciclo de operação de 4 movimentos do êmbolo, motor de 4 tempos, ou num ciclo de operação de 2 movimentos do êmbolo, motor de 2 tempos.

2.4. Motor a 2 tempos

O motor a dois tempos como o nome indica, são os motores que têm o princípio de funcionamento em 2 ciclos de operação se realizar os quatro tempos do motor. Estes motores não possuem válvulas, sendo constituídos por orifícios ou fendas nas paredes do cilindro do motor [16].

2.4.1. 1º Tempo - curso de descida do pistão (Expansão/Admissão)

Quando a ignição acontece, a gasolina-ar se misturam provocando assim uma explosão e a expansão do mesmo, empurrando assim o pistão para baixo. Depois de pistão tapar o orifício ou a janela de admissão, exerce uma compressão no cárter da mistura que foi aspirada no cilindro. Quando atinge quase ao ponto morto inferior, o pistão abre o orifício, pelo qual os gases da combustão são expelidos violentamente para fora da câmara de combustão devido à diferença de pressão no cilindro e na atmosfera. Portanto com um pequeno atraso em relação à abertura da janela de escape, o pistão abre a janela de passagem e a nova mistura comprimida no cárter passa para o cilindro, permitindo que o escape expulse os gases residuais (lavagem) e encha o cilindro [16].

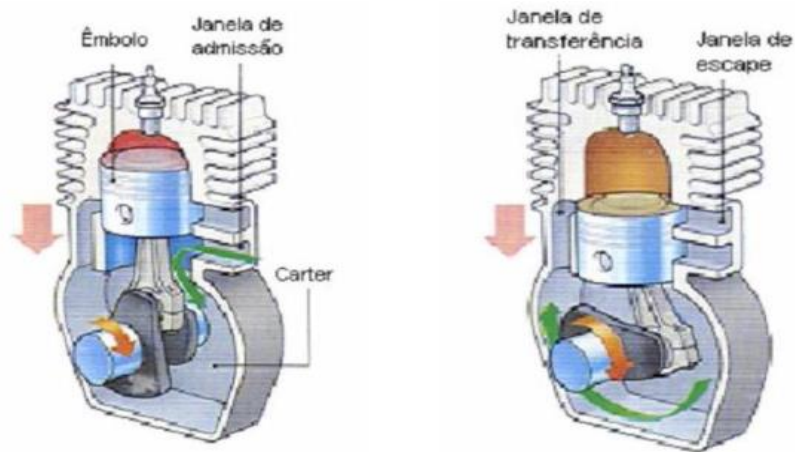


Fig.10.Ciclo de 2 tempos Expansão/admissão [38]

2.4.2. 2º Tempo - curso de subida do pistão (Escape/compressão)

O pistão, ao subir fecha a janela de admissão e a seguir o de escape, como indicado na figura 11. A mistura armazenada no cárter expande-se e a pressão diminui. A janela de alimentação é aberta pelo pistão e a mistura fresca doseada pelo carburador passa para o cárter devido à depressão criada pelo movimento de subida do pistão. Desta maneira aumenta assim a pressão no cárter. O pistão fecha a janela de escape e comprime a mistura, saltando uma faísca na vela [16].

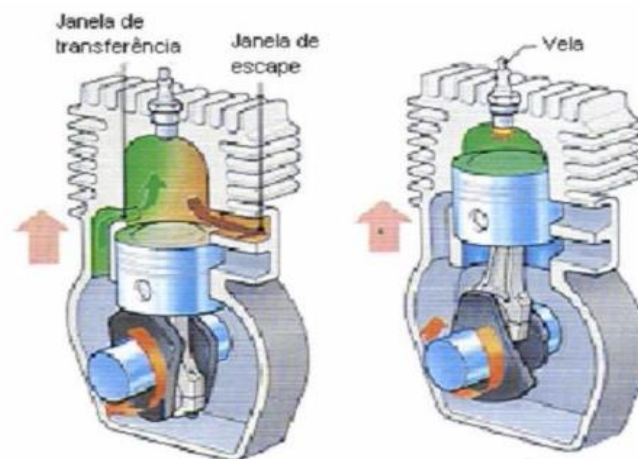


Fig.11.Ciclo de 2 tempos expansão e escape [38]

2.5. Ciclo de operação a 4 tempos

Os motores de movimento alternativo, geralmente usados nos automóveis e que têm como funcionamento principal o movimento alternativo do êmbolo no interior da câmara de combustão, transmitida através da biela pelo um movimento circular da cambota. A linhagem de operações - admissão, compressão, expansão e escape, realiza-se num ciclo de 4 movimentos do êmbolo, motor de 4 tempos [16].

2.5.1. Primeiro tempo (admissão)

No primeiro tempo (admissão), a sequência de funcionamento pode ser descrita da seguinte forma [16]:

- Neste primeiro período a Válvula de admissão encontra-se aberta e a Válvula de escape fechada;
- O pistão aspira a mistura ar-gasolina ao descer e neste momento o cilindro da câmara de explosão encontra-se com uma pressão baixa do que a pressão atmosférica.

2.5.2. Segundo tempo (compressão)

O segundo tempo é presenciado com a compressão da mistura ar combustível pelo pistão na câmara de combustível e que a mesma é exercida da seguinte forma:

- No início do segundo tempo, a válvula de admissão e de escape estão fechadas. O efeito da energia cinética acumulada pelo volante na fase anterior faz subir o pistão e comprime a mistura ar-gasolina;
- A quantidade da mistura no início é reduzida ao volume da câmara de explosão; assim como sobe também a pressão no interior do cilindro [16].

2.5.3. Terceiro tempo (expansão)

Após a queima dos gases no interior do cilindro, eles expandem-se com muita pressão trazendo o pistão para baixo no quarto tempo, onde o funcionamento pode ser explicado seguinte maneira:

- No terceiro tempo a válvula de admissão e de escape permanecem fechadas e um pouco antes do pistão atingir o topo do Ponto Morto Superior, a vela libera uma faísca de ignição que origina a inflamação da mistura no interior do cilindro;
- O pistão é empurrado para baixo por causa do aumento da temperatura e da pressão que atingem o valor máximo [16].

2.5.4. Quarto tempo (escape)

O tempo de escape que é o quarto e o último do ciclo de operação, é onde os gases queimados e não queimados são expelidos para fora da câmara de combustão. Portanto, o quarto tempo tem o seguinte funcionamento:

- No último tempo, que é o de escape, a válvula de admissão fica fechada e a de escape aberta;
- Antes do pistão atingir o ponto morto inferior do cilindro, PMI, abre-se a válvula de escape; fazendo assim descer a pressão no valor da pressão atmosférica, expelindo os gases a uma velocidade para fora da câmara de combustão.
- Por efeito da energia armazenada pelo volante do motor, sai o pistão do PMI e termina o ciclo de escape [16].

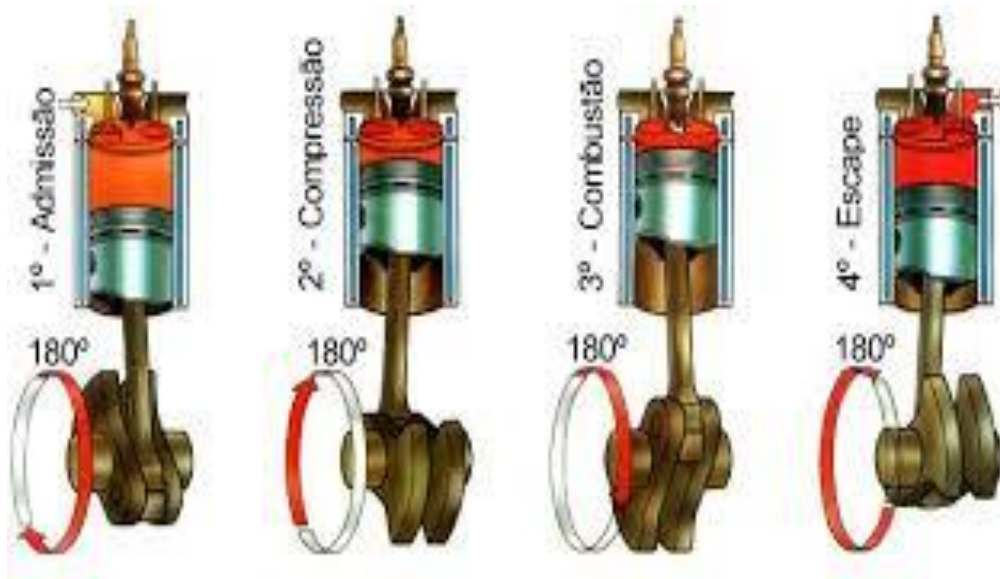


Fig.12. Quatro tempos de operação do motor [39]

2.6. Descrição do motor HONDA GX35

O motor do qual trata este trabalho dissertativo é o HONDA GX-35, um motor de baixa cilindrada e baixa potência. Suas principais aplicações são cortadoras de grama, geradores e bombas de água. A seguir tem-se uma tabela com suas principais especificações e também as curvas fornecidas pelo fabricante de Rotação e potência em função da rotação: “O motor monocilíndrico com duas válvulas (admissão e exaustão), com características geométricas diferentes e pistão com perfil superior plano. Opera no ciclo Otto [14].



Fig.13. Motor Honda GX35 [40]

2.6.1. Dados do Motor Honda GX35

A tabela 1 ilustra as características do motor em referência da figura 13 deste trabalho dissertativo, que opera no ciclo Otto e monocilíndrico.

Tabela 1. Dados do Motor Honda GX35 [40]

| Tipo | Valor |
|--|-----------------------------|
| <i>Número de cilindros</i> | 1 |
| <i>Diâmetro do cilindro</i> | 39,00 mm |
| <i>Curso do pistão</i> | 30mm |
| <i>Volume descolado</i> | 35,8cm ³ |
| <i>Taxa de compressão</i> | 8:1 |
| <i>Potência líquida</i> | 1.0kW @ 7000 rpm |
| <i>Rotação líquido</i> | 1.6Nm @ 5.500 rpm |
| <i>Tipo de ignição</i> | Transistorizada por magneto |
| <i>Carburador</i> | De diafragma |
| <i>Óleo lubrificante</i> | SAE2050 |
| <i>Arrefecimento</i> | Ventilação forçada |
| <i>Material de pistão</i> | Alumínio |
| <i>Faixa de operação</i> | 4000 rpm a 8000 rpm |
| <i>Peso do pistão</i> | 32g |
| <i>Peso vazio</i> | 3.46kg |
| <i>Máxima abertura da janela</i> | 2,82 mm |
| <i>Capacidade do óleo do motor</i> | 0.10L |
| <i>Capacidade do tanque de combustível</i> | Tipo de padrão bomba 0.63 L |
| | Tipo Motocultivador 0.64 L |

A potência nominal do motor indicada neste documento é a saída de potência líquida testada em um motor de produção para o modelo e medida do motor de acordo com SAE J1349 a 7.000 rpm (Potência Líquida) e a 5.500 rpm (Rotação Líquido Máx.). Motores de produção em massa podem variar em relação a este valor.

A saída de potência real para o motor instalado na máquina final irá variar dependendo de numerosos fatores, incluindo a rotação de operação do motor na aplicação, condições ambientais, manutenção e outras variáveis.

2.6.2. Esquemas elétricos

O sistema elétrico aqui apresentado é o responsável por gerar, armazenar, converter e liberar a energia elétrica necessária para o funcionamento do motor. Ilustramos abaixo, nas figuras 14 e 15, apresentação gráfica destes circuitos elétricos.

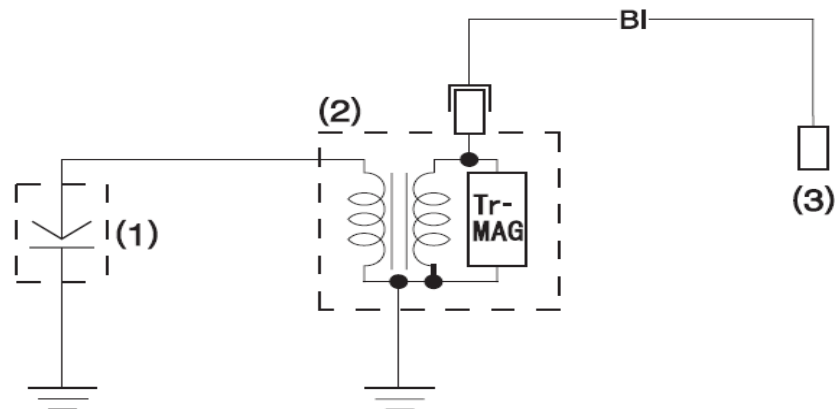


Fig.14. Tipo padrão [41]

Este diagrama da figura 15 nos mostra entre os componentes, a disposição de um dispositivo de ligar e desligar o circuito elétrico a partir de uma chave.

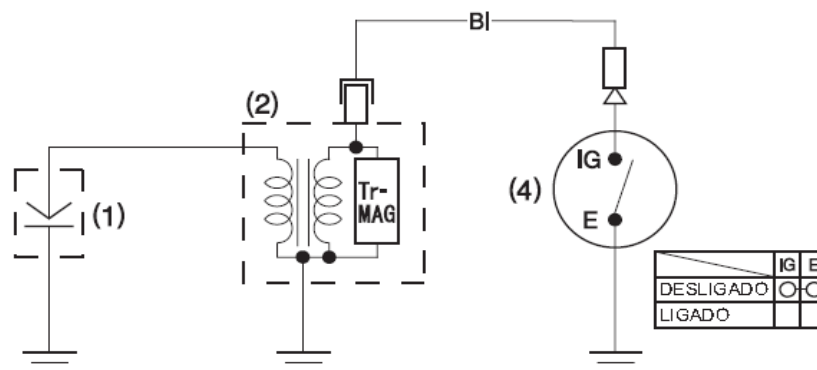


Fig.15. Tipo de bomba [41]

A descrição da numeração referenciada nos diagramas elétricos são:

- (1) - Vela de ignição
- (2) - Bobina de ignição
- (3) - Interruptor do motor no equipamento acionado pelo motor
- (4) - Interruptor do motor

2.6.3. Propriedades termofísicas

O fluido de trabalho é a mistura de ar e metano. A compressibilidade é considerada, e o fluido é tratado como o gás perfeito. Suas propriedades são resumidas na tabela 5 e a tabela 6, respectivamente [14].

Tabela 2. Propriedades do ar

| Propriedade | Valor |
|-----------------|------------|
| Densidade | Ideal |
| Viscosidade | Sutherland |
| Condutividade | 0,02637 |
| Massa molecular | 28,96 |

Tabela 3. Propriedades do metano

| Propriedade | Valor |
|------------------|---|
| Densidade | $0,65687 \text{ kg/m}^3$ |
| Viscosidade | $1,11906 \times 10^{-3} \text{ kg/m.s}$ |
| Calor específico | $2240,07 \text{ J/kg.K}$ |
| Condutividade | 0.0348195 W/m.K |
| Massa molecular | 16 kg/kmol |

2.6.4. A importância da manutenção

Uma boa manutenção é essencial para a vida útil e a operação econômica e livre de problemas. Ela também irá ajudar a reduzir a poluição.

É bastante claro que uma manutenção regular contribui não só para o bom funcionamento como também para uma maior durabilidade. No entanto, é impossível alertar o utilizador sobre todos os riscos concebíveis que possam surgir ao não efetuar a manutenção periódica, que deve ser realizada de acordo com as recomendações fornecidas pelo fabricante no manual de utilização, ou ainda adaptar a manutenção do mesmo equipamento em função das condições ambientais.

Capítulo 3 - Modelos Matemáticos

Dado um motor a combustão interna de movimento alternativo, definem-se diversos parâmetros geométricos, que servem para a comparação entre motores e projetos básicos dos mesmos. Um dos parâmetros mais utilizados para motores a combustão interna é a taxa ou relação de compressão, que é a razão entre os volumes máximos e mínimos encontrados durante o ciclo operacional.

Os pontos que limitam o curso do pistão são conhecidos como ponto morto superior (PMS) e ponto morto inferior (PMI). No ponto morto superior, o volume do cilindro é mínimo e é conhecido como volume morto V_c . Por outro lado, no ponto morto inferior o volume do cilindro é máximo, correspondendo ao volume total V_t . A diferença entre o volume total e o volume morto é chamada de volume deslocado pelo pistão V_d . A razão entre os volumes total e morto é conhecida como razão de compressão (r_c):

$$r_c = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (3.1)$$

3.1. O ciclo padrão Otto

O ciclo de operação Otto possui um padrão que consiste em seis passos que estão representados na figura 16.

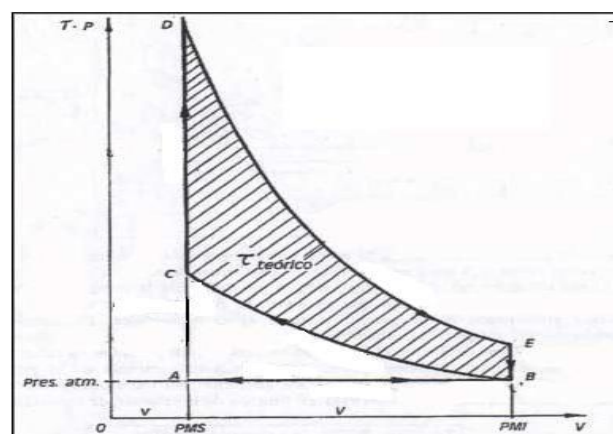


Fig.16. Diagrama p-V para ciclo padrão Otto teórico [42]

Temos que o rendimento térmico deste ciclo é considerando o calor específico constante:

$$\eta_{\text{térmico}} = \frac{Q_{23} - Q_{45}}{Q_{23}} = 1 - \frac{Q_{45}}{Q_{23}} = 1 - \frac{m \cdot c_v (T_4 - T_1)}{m \cdot c_v (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \cdot (T_4/T_1 - 1)}{T_3 \cdot (T_3/T_2 - 1)} \quad (3.2)$$

Onde:

Q_{23} , é o calor admitido no sistema no processo de combustão, pode ser expresso como o produto entre a vazão de combustível e seu poder calorífico superior (PCS).

Q_{45} , é a rejeição de calor no ciclo.

Mas, define-se para os processos isentrópicos:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{k-1} = \frac{T_3}{T_4} \quad (3.3)$$

Onde:

k é a relação entre calores específicos a pressão zero, ou seja:

$$k = \frac{c_{p0}}{c_{v0}} \quad (3.4)$$

Desta forma, obtém-se que:

$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}} \quad (3.5)$$

Os parâmetros globais de desempenho do motor visam quantificar o Rotação/potência desenvolvido, o consumo do motor e a emissão de poluentes. A seguir são apresentados os parâmetros indicados de desempenho do motor.

O trabalho indicado desenvolvido pelo pistão W [J] é dado pela integral de $p \, dV$ ao longo do ciclo executado pelo motor ou é a parcela da energia do gás transferido ao pistão na forma de trabalho mecânico de expansão. Sendo que esta grandeza pode ser obtida da seguinte relação em um ciclo:

O trabalho indicado desenvolvido pelo pistão W [J] é dado pela integral de $p \, dV$ ao longo do ciclo executado pelo motor, podendo ser expresso como:

$$W_{c,i} = \int p_{man} dV \quad (3.6)$$

Onde p_{man} é a pressão manométrica média no interior do cilindro.

Uma vez calculado o trabalho indicado, obtém-se a potência indicada pela relação:

$$P_i = 1 - \frac{N W_{c,i}}{2} \quad (3.7)$$

Onde:

N é a rotação do motor e $W_{c,i}$ é o trabalho indicado por ciclo do motor.

A partir da potência indicada é possível definir o rendimento térmico real e o rendimento mecânico do motor:

$$\eta_{\text{térmico,real}} = \frac{P_i}{\dot{m}_e * PCS} \quad (3.8)$$

$$\eta_{\text{mecânico}} = 1 - \frac{P_f}{P_i} \quad (3.9)$$

Sendo P_f a potência de atrito do motor, que também inclui a potência necessária para a realização dos processos de admissão e de exaustão. Valores típicos estão compreendidos entre 75% a 90%, sendo o parâmetro função decrescente da rotação.

A rendimento global do motor define-se como o produto entre a rendimento térmica real e a mecânica.

$$\eta_g = \eta_{\text{térmico,real}} * \eta_{\text{mecânico}} \quad (3.10)$$

O Rotação indicado $T [N.m]$ para um motor de quatro tempos é dado por:

$$T = \frac{W}{720} \quad (3.11)$$

A potência indicada $P [W]$ para o motor de quatro tempos é definida por:

$$T = \frac{W * N}{120} \quad (3.12)$$

Onde:

N-é a velocidade de rotação do motor em rotações por minuto.

A pressão média efetiva indicada P_{med} [Pa] é definida por:

$$P_{med} = \frac{W}{V_d} \quad (3.13)$$

Onde:

V_d - é o volume do cilindro deslocado pelo pistão.

A pressão média efetiva é uma medida do trabalho desenvolvido por volume deslocado e fornece uma medida de qualidade do projeto do motor quanto ao desenvolvimento da potência.

Os rendimentos volumétrico η_v e de conversão de combustível η_f são definidos de acordo com a seguintes relações:

$$\eta_v = \frac{m_{ar}}{\rho_{ar} * V_d} \quad (3.14)$$

$$\eta_f = \frac{W}{m_{comb} * PCI} \quad (3.15)$$

Onde:

m_{ar} e m_{comb} são, respetivamente, as massas de ar e de combustível admitidas pelo cilindro e PCI é o poder calorífico inferior do combustível.

Neste trabalho, a massa específica do ar ρ_{ar} que serve como referência no cálculo do rendimento volumétrico, é calculada para uma massa molar de ar de 28,84 kg/kmol, para uma temperatura de 298 K e para uma pressão absoluta de 101325 Pa. O poder calorífico inferior do combustível PCI , que serve como referência no cálculo do rendimento de conversão do combustível.

Tabela 4. Os combustíveis mais usados

| Combustível | Densidade | Poder calorífico inferior MJ/Kg |
|-------------|-----------|------------------------------------|
| Gasolina | 0,73 g/ml | 42,5 |
| Gás natural | | 34,6 |

O rendimento volumétrico representa a capacidade de enchimento do cilindro enquanto a rendimento de conversão do combustível representa a capacidade de conversão da energia térmica do combustível em trabalho líquido pelo motor. Por fim, o consumo específico de combustível indicado sfc [g/kWh] é representado por:

$$sfc = \frac{\dot{m}_c}{P} \quad (3.16)$$

Onde:

P é a potência gerada no motor.

O consumo específico fornece uma medida do consumo de combustível necessário, na unidade de tempo, para o desenvolvimento da potência pelo motor. Este parâmetro é uma medida da qualidade do projeto do motor quanto ao consumo de combustível.

A relação ar-combustível expressa a quantidade de combustível relativa à quantidade de ar presente na mistura. Em geral, são expressas em base mássica, ou seja:

$$\frac{A}{C} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{ar}} \quad (3.17)$$

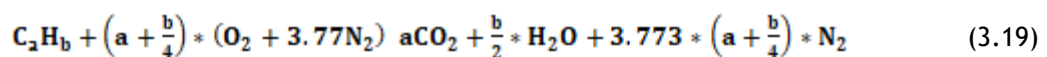
Onde:

A/C é a realização ar-combustível

A partir da reação de combustão balanceada pode-se definir a relação ar combustível estequiométrica, que pode ser representada de forma genérica pela seguinte expressão:

$$\left(\frac{A}{C}\right)_s = \frac{34,56 \cdot (4+y)}{13,019} \quad (3.18)$$

Para uma reação da seguinte forma:



Onde:

$$y = \frac{b}{a}$$

Misturas ricas caracterizam-se por possuírem excesso de combustível. Isto é, condição suficiente para a existência de produtos de combustão incompleta, como CO e H_2 . Entretanto, o excesso de ar configura uma mistura pobre.

Uma outra forma de expressar a quantidade relativa de ar e combustível numa mistura é o fator φ , que consiste na razão entre a mistura estequiométrica e a real.

$$\varphi = \frac{\left(\frac{A}{C}\right)_{est}}{\left(\frac{A}{C}\right)_{real}} \quad (3.20)$$

O fator φ tem uma grande influência no que tange a mistura no interior da câmara de combustão, e para uma boa mistura o factor de mistura deve ter o seguinte comportamento:

Tabela 5. Fator φ

| Mistura | φ |
|-----------------|-----------|
| Rica | >1 |
| Pobre | <1 |
| Estequiométrica | =1 |

Sendo que o volume deslocado é dado por:

$$V_{deslocado} = \frac{\pi \cdot D_{pistão}^2}{2} * S \quad (3.21)$$

Onde:

S - é o curso do cambota, ou seja, metade da altura de oscilação do pistão. Pode-se definir o volume interno do cilindro como função do ângulo da cambota, parâmetro útil para os modelos analíticos dos processos termodinâmicos de um motor.

- O seguimento representa o braço da cambota, cujo comprimento é metade do curso do pistão, e o valor é representado por s .
- O seguimento representa a biela, cujo comprimento é l .

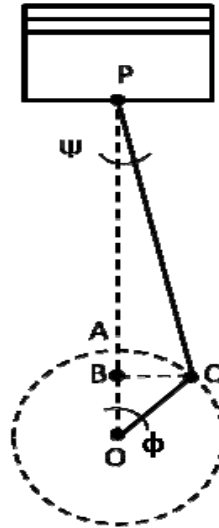


Fig.18. Mecanismo de sistema biela-manivela [22]

3.2. Software a utilizar

Devido ao à necessidade de investir muito dinheiro para se obter resultados experimentais, tem-se investido cada vez mais na área da modelagem matemática e simulação numérica de forma a obter resultados satisfatórios de uma forma muito mais barata. A este método dá-se o nome de Dinâmica dos Fluidos Computacionais ou CFD (*Computational Fluid Dynamics*). Para se poder estudar o escoamento dentro da câmara de combustão é necessário um programa que consiga resolver as variáveis existentes num regime turbulento através de um modelo matemático de turbulência. Nesse sentido escolheu-se um programa de CFD denominado *Ansys Fluent Inc*. Este programa permite usar uma ferramenta chamada *In-Cylinder* feita especialmente para estudar motores de combustão interna. [1]

3.3. Equações de Governo

Acabámos de ver quais serão as nossas variáveis a medir, pelo que é conveniente agora perceber como é que estes parâmetros irão ser obtidos.

As equações de Navier-Stokes são as equações de conservação de momento de um fluido ou de um escoamento. Em conjunto com as equações de conservação de massa, estas equações determinam o movimento de fluidos incompressíveis. As equações de momento e de conservação de massa estão aqui representadas.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad 4.3.1$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} [\rho u_i u_j + \mathcal{P} \delta_{ij} - \tau_{ji}] = 0 \quad 4.3.2$$

Para modelar escoamentos compressíveis é também necessária a equação de conservação de energia:

$$\frac{\partial}{\partial t} [\rho (e + \frac{1}{2} u_i u_i)] + \frac{\partial}{\partial x_j} [\rho u_j (h + \frac{1}{2} u_i u_i) + u_i \tau_{ji}] = 0 \quad 4.3.3$$

Nas equações 5.3.1, 5.3.2 e 5.3.3, ρ é a massa específica, u_i a velocidade, p a pressão, τ_{ij} o tensor de stress viscoso, e é a energia interna específica, h é a entalpia específica e q_j é o fluxo de calor. O tensor de stress viscoso, τ_{ij} , está relacionado com o strain-rate tensor, s_{ij} , para um fluido isentrópico newtoniano como vem a seguir:

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] - \frac{1}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad 4.3.4$$

A pressão, p , é determinada usando o algoritmo pressão-velocidade. Quando a compressibilidade é um factor, a densidade pode ser determinada usando a lei dos gases ideais, onde R é a constante universal dos gases e T a temperatura:

$$\mathcal{P} = \rho RT \quad 4.3.5$$

Os modelos de turbulência são utilizados para regimes em que o escoamento do fluido é turbulento, ou seja, para números de Reynolds normalmente superiores a 2500, em que o número de Reynolds é definido por:

$$R_e = \frac{\rho \nabla D L}{\mu} \quad 4.3.6$$

Este tipo de escoamento tem as seguintes características: Flutuações Tridimensionais e aleatórias (vorticidade), tornando-se assim num regime não estacionário; A turbulência é originada pelas forças de inércia excessivas que geram instabilidades não amortecidas pela difusão molecular, fazendo com que cresçam e obtenham a forma de vórtices turbulentos; Grande difusividade, o que implica uma grande capacidade de mistura induzida pelos vórtices

de maior dimensão; Instabilidade e irregularidade no espaço e no tempo; Números de Reynolds elevados (relação entre forças de inércia e forças viscosas); Altamente rotacional; Dissipativo. A energia é convertida em calor devido à ação de tensões viscosas associadas aos vórtices de menor dimensão; Vórtices de grande ou pequena dimensão podem coexistir no mesmo volume de fluido sobrepondo-se ao escoamento médio; Períodos de oscilação das flutuações estão relacionados com a dimensão dos vórtices. Apesar de todas estas características o escoamento turbulento está de acordo com os mecanismos da mecânica dos meios contínuos e o fenômeno de turbulência não é uma característica dos fluidos, mas sim do escoamento [1].

- **DNS (Direct Numerical Simulation)**

Esta aproximação resolve as equações de *Navier-Stokes* através das escalas de comprimento de *Kolmogorov* e sem usar nenhum modelo de turbulência. Segundo *Kolmogorov* (1941) os turbilhões dentro dos escoamentos possuem uma altura compreendida entre L e, onde L representa a maior escala do escoamento (imposta pela geometria do escoamento, como por exemplo o diâmetro típico de um cilindro) e representa a menor escala do escoamento (imposta pela viscosidade do fluido, conhecida como escala de *Kolmogorov*). Esta escala é definida por: [1]

$$\frac{L}{\eta k} \sim R_s^{3/4} \quad 4.3.7$$

Como a turbulência é um fenômeno tridimensional assume-se então que:

$$\left(\frac{L}{\eta k}\right)^3 \sim R_s^{9/4} \sim N \quad 4.3.8$$

Onde N é o número de pontos da malha.

Sendo assim, num escoamento turbulento a malha numérica aumenta. Portanto, quanto maior for o número de Reynolds maior será o número de pontos, de cálculos e de tempo despendido, pois esta aproximação DNS realiza cálculos para todos os pontos constituintes da malha. A tabela 3, realizada por Leschziner (1988) representa bem o custo numérico desta aproximação [1].

Tabela 6 - Custo numérico do DNS

| | | | | |
|-------------|------------|-------------|------------------|-------------------|
| R_e | 6600 | 20 000 | 100 000 | 10^6 |
| N | $2 * 10^6$ | $40 * 10^6$ | $3 * 10^9$ | $15 * 10^{12}$ |
| <i>Time</i> | 37h | 740h | 6.5 _y | 3000 _y |

Posto isto, pode-se dizer que a DNS necessita de uma grande capacidade computacional, o que faz com que não seja muito prático.

- **RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*)**

Nesta aproximação só é necessário resolver os efeitos da turbulência no escoamento médio, colocando-se assim de lado os detalhes das flutuações turbulentas. Estas flutuações poderiam ser de pequena escala e alta frequência tornando-se muito dispendiosas computacionalmente. Ao se desprezar as pequenas escalas, torna-se necessário utilizar modelos de turbulência estatísticos baseados nas equações da média temporal de *Reynolds* de forma a determinar, em termos de quantidades conhecidas, as variáveis adicionais provenientes das equações modificadas dos modelos. Estes modelos modificam a equação de Navier-Stokes com a introdução da média temporal (*Reynolds Averaging*) produzindo-se assim as equações de RANS [1]. A média temporal de *Reynolds* consiste em considerar que uma variável qualquer (f) possa ser dividida em duas contribuições, uma média (\bar{f}) e uma flutuante (f'):

$$f = \bar{f} + f' \quad 4.3.9$$

Explica ainda que ao serem aplicadas as médias e as suas propriedades às equações de Navier-Stokes e à equação da energia (omitindo as barras das médias), é possível obter as equações RANS:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad 4.3.10$$

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] - \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_k' u_k') \quad 4.3.11$$

De notar que estas equações têm a mesma forma geral que as equações originais, com a diferença das variáveis do escoamento serem agora médias do tempo. Na equação 2.2.10 surge um termo adicional que representa os efeitos da turbulência designado tensor de Reynolds, $-\rho(u_k' u_k')$. Este será a quantidade a modelar no modelo de turbulência e é o único termo que contém termos flutuantes. De forma a modelar o tensor das tensões de Reynolds utiliza-se a hipótese de *Boussinesq*. Esta hipótese assenta numa suposta similaridade entre os efeitos da turbulência e da viscosidade do fluido sobre o escoamento. Assume-se também que a viscosidade turbulenta representa o efeito da turbulência no escoamento [1]. Sendo assim relaciona-se o tensor das tensões de Reynolds com gradientes de velocidade média:

$$-\rho(u_k' u_k') = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad 4.3.12$$

Portanto, podemos também determinar o gradiente escalar médio; a difusividade turbulenta e as equações de Navier-Stokes, como são representadas nas expressões a baixo.

Uma outra hipótese a considerar é a da difusividade turbulenta. Nesta hipótese, os fluxos de Reynolds de um escalar estão linearmente relacionados ao gradiente escalar médio:

$$-\rho u_i' \phi' = \Gamma_t \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \quad 4.3.13$$

Onde Γ_t é a difusividade turbulenta, que deve ser prescrita e relaciona-se com a viscosidade turbulenta μ_t através da relação:

$$\Gamma_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad 4.3.14$$

Sendo Pr_t o número de Prandtl turbulento

As equações 4.3.11, 4.3.12 e 4.3.13 representam então a flutuação turbulenta em termos da flutuação das variáveis principais se a viscosidade turbulenta for conhecida.

Esta aproximação RANS permite ter-se um baixo custo computacional ao calcular-se a viscosidade turbulenta. Em contrapartida, tem a desvantagem de se basear num argumento

que não é estritamente verdadeiro, pois considera-se a viscosidade turbulenta como sendo uma quantidade escalar isotrópica.

As equações de Navier-Stokes representam a condição completa de um fluido em movimento.

$$\begin{aligned}
 \left\{ \frac{D_u}{Dt} = g_x - \frac{1}{\rho} \left\{ \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{u} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] \right\} \right. \\
 \left. \frac{D_v}{Dt} = g_y - \frac{1}{\rho} \left\{ \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{u} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \right\} \right. \\
 \left. \frac{D_w}{Dt} = g_w - \frac{1}{\rho} \left\{ \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{u} \right) \right] \right\} \right\}
 \end{aligned} \quad 4.3.14$$

3.4. Modelos de duas equações de transporte

Os modelos seguintes são modelos em que há uma equação para a energia cinética turbulenta (κ), que representa a variação das flutuações na velocidade. A outra equação, segundo 25 Kolmogorov (1942), deverá ser ou para a dissipação (ε) ou para a taxa específica de dissipação (ω), que quantificarão a taxa à qual se dá a dissipação das flutuações da velocidade [1]. Por sua vez, as equações para ε e ω podem se relacionar com κ , l , e através de:

$$l \approx \frac{\kappa^{1/2}}{\omega} \quad 4.4.1$$

$$\varepsilon \approx \kappa \omega \quad 4.4.2$$

$$\mu_t \approx \frac{\kappa}{\omega} \quad 4.4.3$$

3.5. Metodologia k- ε padrão

Este modelo RANS sugere que a turbulência consiste em pequenos turbilhões que são continuamente formados e dissipados, e na qual os tensores de Reynolds são assumidos como proporcionais à média dos gradientes de velocidade. Adicionalmente às equações 4.4.1 e 4.4.2 descritas anteriormente, temos a equação 4.4.3 para as flutuações dos termos do trabalho viscoso, para turbulência isotrópica homogênea [1].

$$\frac{\partial u_i \tau_{ij}}{\partial x_j} \approx \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad 4.5.1$$

Estas três equações permitem expressar os termos das flutuações turbulentas das variáveis médias se a energia cinética turbulenta, (κ), e a viscosidade turbulenta, μ_t , forem conhecidas.

Este modelo é capaz de fornecer estas variáveis através de duas equações de transporte (κ) e (ε) para posteriormente calcular a viscosidade turbulenta.

Prandtl e *Kolmogorov* propuseram que a viscosidade turbulenta fosse modelada da seguinte maneira:

$$\mu_t = \rho C_\mu l_t V_t \quad 4.5.2$$

Quando:

$$V_t = \sqrt{k} \quad 4.5.3$$

Sendo C_μ uma constante de proporcionalidade do modelo, l_t um comprimento de escala turbulenta, V_t uma velocidade de escala turbulenta.

Neste modelo, é assumido que o comprimento de escala é um comprimento de escala de dissipação e quando as escalas dissipativas turbulentas são isotrópicas, Kolmogorov determinou que:

$$\varepsilon = \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l_t} \quad 4.5.4$$

Caso l_t , k e ε sejam conhecidos a viscosidade turbulenta é calculada a partir de 2.3.2.1.2 e os tensores de Reynolds podem ser calculados a partir da equação 2.2.11 fechando-se assim as equações turbulentas do transporte de movimento.

A viscosidade turbulenta fica então:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad 4.5.5$$

Neste modelo, para se obter os valores de k e ε , as equações de transporte são respectivamente:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \rho \frac{\partial(\rho \bar{u}_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon \quad 4.5.6$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \rho \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{E_1} P_k - \rho C_{E_2} \varepsilon) \quad 4.5.7$$

Onde os coeficientes difusivos são dados por:

$$\Gamma_k = \mu \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad 4.5.8$$

$$\Gamma_\varepsilon = \mu \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \quad 4.5.9$$

Por sua vez taxa de produção de energia cinética turbulenta é dada por:

$$P_k = \mu_t \left(-\overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) \quad 4.5.10$$

Onde o valor das constantes atribuídas *Launder e Spalding* (1972) são:

$$C_\mu = 0.09$$

$$C_{E_1} = 1.44$$

$$C_{E_2} = 1.92$$

$$\sigma_k = 1.00$$

$$\sigma_\varepsilon = 1.30$$

3.6. Metodologia k- ω padrão [Wilcox 1998]

Este é mais um modelo RANS de duas equações onde vão estar representadas as propriedades do fluxo turbulento através de duas equações de transporte. Portanto vamos ter uma equação para a energia cinética turbulenta “k” e uma equação para a taxa de dissipação específica “ω” [1].

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = P_k - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial}{\partial x_j} \right) \quad 4.6.1$$

$$\frac{\partial \omega k}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = P_k - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial}{\partial x_j} \right) \quad 4.6.2$$

Assim, teremos o seguinte:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \quad 4.6.3$$

A produção e a difusão cruzada são dados por:

$$P_k = \tau_{ij}^R \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad 4.6.4$$

$$P_\omega = P_k \frac{\alpha_\omega \omega}{k} \quad 4.6.5$$

$$C_D = \sigma_d \frac{\rho}{\omega} \max \left\{ \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 0 \right\} \quad 4.6.6$$

Este modelo contém 6 coeficientes determinados por Wilcox: α_ω , β^* , β , σ_ω , σ_k , e σ_d .

A partir destes coeficientes pode-se derivar quatro relações:

$$\frac{\beta}{\beta^*} = 6/5 \quad 4.6.7$$

$$\alpha_{\omega} = \frac{\beta}{\beta^*} - \frac{\alpha_{\omega} k^2}{\sqrt{\beta^*}} \quad 4.6.8$$

Com a constante de Von Kármán sendo, $k = 0.41$

$$\beta^* = 0.09$$
$$\sigma_{\omega} = 0.09$$

Para haver uma solução correcta na camada interna de uma camada limite a uma pressão constante, o coeficiente do termo de produção de ω tem essa expressão.

Os coeficientes σ_k e σ_d têm pouca influência na camada interna. Todavia, estes termos têm de estar sintonizados de forma a se obter um comportamento desejável do modelo na margem da camada limite:

$$\sigma_k = 0.5$$

$$\sigma_{\omega} = 0.5$$

$$\sigma_d = 0$$

Este modelo tem grandes desempenhos, principalmente para escoamentos delimitados por paredes e para baixos números de Reynolds, e é caracterizado por antever escoamentos com taxas de difusão livres e portanto poderá ser aplicável a escoamentos delimitados por paredes e escoamentos livres. É um modelo muito simples, estável e não tem envolvido qualquer função de amortecimento devido à possibilidade de impor condições de contorno de não escorregamento nas paredes. Permite também a sua aplicação em toda a camada limite, incluindo o domínio da região viscosa, sem modificações adicionais. Não exige também o cálculo da distância da parede. Por outro lado, este modelo não prevê correctamente o comportamento da turbulência quando se aproxima da parede. É sensível aos valores ω na corrente livre e por isso torna-se também extremamente sensível às condições de contorno de entrada para os fluxos internos. As separações são normalmente previstas muito cedo e de maneira excessiva [1].

3.7. Escolha do modelo k- ϵ

Entre estes três modelos, a escolha recaiu sobre o modelo k- ϵ , devido a vários factores de comparação entre cada um deles:

O modelo k- ω tem uma grande desvantagem sobre o modelo k- ϵ , devido aos seus cálculos na camada limite serem sensíveis aos valores de ω no fluxo livre. Isto faz com que seja muito sensível quanto às condições de fronteira na entrada, em caso de fluxos internos. Para além disso, ao contrário do modelo k- ϵ , que pode utilizar a lei das paredes para prever o comportamento da turbulência junto à parede, o modelo k- ω necessita de uma grande resolução junto às paredes para prever correctamente este comportamento.

Quanto ao modelo LES, para além de ser usado principalmente para altos números de Reynolds em regime turbulento (o que não é o caso deste projecto), tem também algumas desvantagens importantes relativamente ao modelo k- ϵ , como a necessidade de modelos de sub-malha, que requerem grandes resoluções junto às paredes, altos custos numéricos, necessidade de códigos excessivamente precisos, dificuldades em simular escoamentos onde grande parte de toda a energia não esteja grandes turbilhões, etc.

Com base nas características de cada modelo e nas comparações feitas com os outros modelos, decidiu-se utilizar este modelo k- ϵ . Para além disso, é um modelo relativamente simples de estruturar e não envolve grandes tempos de cálculo. Tomou-se como referência experiências anteriores sobre motores de combustão interna utilizando este modelo, onde se obtiveram resultados de boa qualidade.

3.8. A modelação analítica

Para uma modelação analítica utilizou-se as seguintes hipóteses principais:

- Mistura ar-combustível pode ser considerada estequiométrica;
- A combustão ocorre a volume constante;
- A queima ocorre de forma completa, ou seja, os únicos produtos do processo de combustão são água e dióxido de carbono;
- A mistura ar-combustível e produtos de combustão comportam-se como gases perfeitos;
- Calores específicos das substâncias envolvidas nos processos de compressão e de combustão são constantes.

Esse sistema de equações pode se facilmente resolvido pelo método Runge-Kutta, sendo recomendado, para maior precisão, 4ª ordem. Este método é preciso, muito difundido e para o sistema descrito não apresenta problemas de convergência. Ele pode ser facilmente implementado em qualquer linguagem de programação. Essas soluções podem ser desenvolvidas utilizando um Software. Na simulação de um motor de combustão interna, deve ser considerada primeiramente o fluido operante e a energia liberada no processo.

Capítulo 4 - Descrição do programa e os cálculos

Para conseguir atingir esse propósito descreve-se em primeiro lugar neste quarto capítulo a forma como se criou o modelo numérico do motor recorrendo ao programa informático CAD CATIA V5 com a correspondente decomposição no ANSYS DESIGN MODELER.

Posteriormente, efetuou-se a simulação numérica do motor em cold flow, no programa informático ANSYS R15- FLUENT, que permitiu fazer uma análise numérica do escoamento de fluidos no interior do motor e estudar a evolução dos parâmetros mais importantes de funcionamento do mesmo em função da velocidade de rotação, atribuindo-se especial destaque ao enchimento dos cilindros.

Por fim, apresentam-se e discutem-se os resultados dos ensaios numéricos que descrevem o comportamento do fluido no interior do cilindro e das condutas de admissão e escape. A simulação numérica também permitiu a análise do enchimento dos cilindros através do cálculo do rendimento volumétrico.

4.1. Métodos computacionais

Um dos mais importantes desafios dos investigadores, projetistas e engenheiros é conhecer e determinar o comportamento do escoamento do fluido no interior do cilindro, das condutas de admissão e de escape. Esse conhecimento é essencial para se desenvolver um motor e melhorar o seu desempenho. Para este efeito recorre-se à simulação numérica.

Os grandes esforços empregados no mundo científico resultaram em importantes descobertas, tais como os modelos avançados, utilizados nas ferramentas computacionais, que tornaram parte integral do processo para o projeto de um motor. O uso dessas ferramentas, com métodos de otimização, são muito úteis para melhorar o desempenho num motores de combustão interna. Como diz Versteeg:

O Computational Fluid Dynamics (CFD) é uma destas ferramentas que tem sido vastamente utilizada para descrever e prever os processos que ocorrem no interior dos motores de combustão interna. O CFD pode aumentar em grande escala o nosso entendimento sobre o que ocorre no escoamento, o que nos permite pensar em soluções para a otimização do nosso problema [22].

4.1.1. Desempenho do motor

O desempenho de um motor IC depende de interações complexas entre sistemas mecânicos, fluidos, químicos e eletrônicos. No entanto, o desafio central do projeto é a complexa dinâmica de fluidos de fluxos de reação turbulenta com partes móveis através dos coletores de admissão/ escape. As escalas de tempo do fluxo de ar de entrada, injeção de combustível, vaporização de líquido, mistura turbulenta, transporte de espécies, química e formação de poluentes se sobrepõem e precisam ser consideradas simultaneamente.

A Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) surgiu como uma ferramenta útil na compreensão da dinâmica de fluidos dos Motores IC para propósitos de projeto. Isso porque, diferentemente dos métodos computacionais analíticos, experimentais ou de menor densidade, a modelagem multidimensional de CFD permite que os projetistas simulem e visualizem a complexa dinâmica de fluidos resolvendo as leis físicas de controle de massa, momentos, energia numa geometria 3D, modelos para fenômenos críticos, como turbulência, e química de combustível. O insight, proporcionado pela análise de CFD, ajuda a orientar o projeto de geometria de peças, como portas, válvulas e pistões; bem como parâmetros do motor, como temporização das válvulas e injeção de combustível [30].

A análise do motor usando o software CFD sempre foi prejudicada devido à complexidade inerente:

- Especificação do movimento das partes;
- Decomposição da geometria em uma topologia que pode duplicar com êxito esse movimento;
- Criação de uma malha computacional nas partes móveis e não móveis do domínio;
- Resolução das equações instáveis para fluxo, turbulência, energia e química;
- Pós-processamento de resultados e extração de informações úteis dos grandes conjuntos de dados.

O IC Engine Analysis System fornece um ambiente integrado com os recursos integrados para configurar a maioria dos projetos do Mecanismo de IC. Este método proporciona uma maior garantia contra erros no projeto, sendo que este sistema inclui os seguintes recursos:

- Conectividade CAD bidirecional para sistemas CAD convencionais;
- Poderosas ferramentas de modelagem de geometria no Design Modeler;
- Malhagem flexível usando ANSYS Meshing;
- Solução usando o ANSYS Fluent;
- Pós-processamento poderoso em CFD-Post.

Além disso, a parametrização persistente e a exploração de projeto (DX) permitem que os usuários modifiquem os parâmetros de configuração de geometria ou problema e gerem automaticamente os resultados da análise [30].

4.1.2. Processo no ANSYS Workbench

No passado, a geometria e a malha, a solução e o pós-processamento eram executados em diferentes softwares funcionando de forma independente, sem interação entre eles. Isso significava que cada simulação tinha que ser configurada completamente desde o início, mesmo quando mudanças simples de design eram feitas. Com uma configuração de problema complexa, qualquer erro de usuário simples em qualquer estágio tem o potencial de descarrilar a simulação inteira. Assim, o processo anterior é inerentemente demorado e propenso a erros.

A compactação de processos e a automação só podem ser realizadas em um ambiente integrado, onde o software em cada etapa está ciente dos objetivos gerais da simulação e compartilha uma descrição comum do problema. O ANSYS Workbench fornece um ambiente integrado ideal com ferramentas poderosas para geometria, malhas, solucionadores de CFD e pós-processamento disponíveis em uma plataforma comum. No ANSYS Workbench:

- A conectividade CAD bidirecional garante que as alterações de projeto do CAD sejam automaticamente propagadas para a simulação.
- A ferramenta de geometria (Design Modeler) pode ser vinculada à ferramenta de malha (ANSYS Meshing ou Forte Sector Mesh Generator).
- ANSYS Meshing por sua vez pode ser ligado ao ANSYS Fluent ou Forte e Forte Sector Mesh Generator está ligado ao Forte.
- Os resultados podem ser enviados automaticamente para o CFD-Post, uma ferramenta de pós-processamento.
- Os dados gerados em cada estágio são armazenados em uma estrutura organizada e podem ser facilmente trocados entre diferentes ferramentas.

Todas essas ferramentas podem ser interligadas em "sistemas" no ANSYS Workbench e fornecer um caminho integrado para automação de simulação. Além disso, cada ferramenta possui recursos tecnológicos integrados para criar ferramentas de compactação de processo para automatizar tarefas repetidas, como decomposição de geometria e limpeza, malha, configuração de solução e corridas de solver; e pós-processamento. Assim, o ANSYS Workbench tem um tremendo potencial como plataforma para compressão de processos e automação de soluções [30].

O Sistema de Análise do Mecanismo de IC explora esses recursos para criar compactação de processo para executar simulações do Mecanismo de IC.

- Um **Input Manager** permite especificar parâmetros de entrada relacionados ao DesignModeler na primeira etapa, com o mínimo de informações possíveis. Esta informação é usada para executar a decomposição automática e a animação do movimento do motor no DesignModeler;
- O modelo de geometria é enviado para o ANSYS Meshing ou para o Forte Forte Sector Mesh Generator, onde os parâmetros de malha são configurados automaticamente com a entrada do usuário e a malha gerada;
- A malha é enviada para o ANSYS Fluent ou Forte, que executa a configuração automática do problema de CFD e executa o cálculo;
- Quando os resultados estiverem prontos, os dados da solução são analisados automaticamente no CFD-Post e um relatório gerado.

Determinamos a entrada mínima em cada estágio e temos a capacidade de modificar as entradas. Assim, o Sistema de Análise do Motor IC permite que os projetistas de motores programem rapidamente a geometria para a configuração do problema em um tempo muito curto, com escopo atenuado de erro [30].

4.2. Cálculos dos parâmetros afetos a simulação

4.2.1. Tempo específico

Antes de realizar a simulação, verificou-se a necessidade de realizar alguns cálculos, tais como tempo específico; tempo de abertura da janela de escape; tempo de abertura da janela de admissão; comprimento de abertura da janela de escape; comprimento de abertura de janela de admissão; área total de janela de escape e área total da janela de admissão.

Tabela 7. Valores das áreas das portas [15]

| | |
|---|---|
| Para portas de entrada controladas por pistão | 0,00014 a 0,00016 sec-cm ² / cm ³ |
| Para portas de transferência | 0.00008 a 0.00010 seg-cm ² / cm ³ |
| Para portas de escape | 0.00014 a 0.00015 seg-cm ² / cm ³ |
| Para válvulas de admissão de disco rotativo | 0,00018 a 0,00019 sec-cm ² / cm ³ |

A expressão, “sec-cm² / cm³” indica apenas que o número anterior foi derivado dividindo o volume do cilindro, em centímetros cúbicos (cm³), na área média do quadrado, em centímetros (cm²), multiplicando o número resultante por tempo total, em segundos, durante o qual a porta está aberta. Para se determinar a área de tempo, primeiramente convertermos tempo em graus, em tempo real a uma determinada velocidade do motor. Começamos com um tempo da porta de escape em graus de duração e uma velocidade do

motor em rpm - a velocidade na qual pretendemos que o motor desenvolva potência máxima [15].

Para converter esses fatores conhecidos em tempo, usamos a seguinte fórmula:

$$t = \frac{\theta}{N * 6}$$

t- É o tempo em segundos [s];

N- É a velocidade do motor [rpm];

θ- É o período de abertura da porta em graus [°].

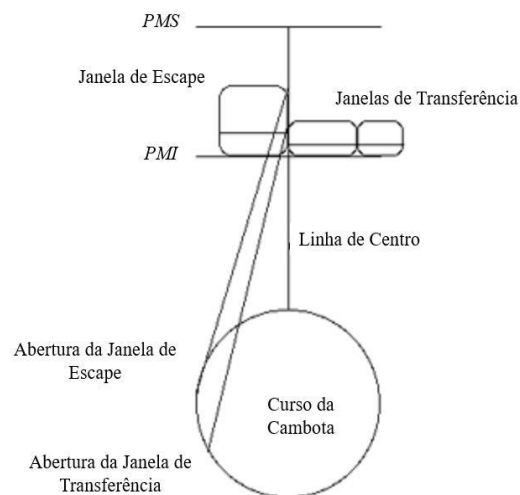


Fig. 19: Diagrama de funcionamento do motor [43]

Este diagrama de funcionamento do motor nos leva a determinar a medição dos graus de abertura de cada uma das janelas em relação ao PMI.

Nesta figura apresenta-se um diagrama geral de funcionamento de um motor a dois tempos.

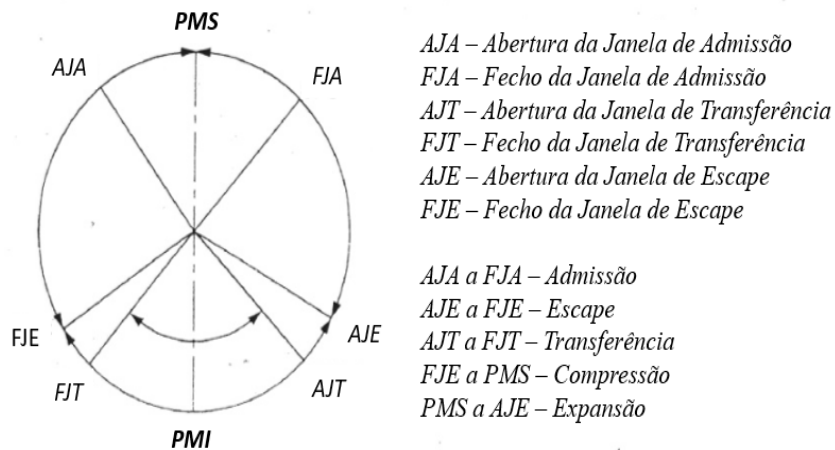


Fig. 20: formas e tipos de janelas [43]

4.2.2. Tempo de abertura da janela de escape

Para se determinar o tempo é necessário ter em conta as portas de entrada controladas por pistão, sendo que estes valores já se encontram descritos acima. Para o nosso caso, vamos utilizar os números indicados abaixo ou os que estão no intervalo.

Tabela 8. valores da área da janela de escape [15]

| | |
|-----------------------|---|
| Para janela de escape | 0.00014 a 0.00015 seg-cm ² / cm ³ |
|-----------------------|---|

$$t_{Ae} = \frac{\theta}{N * 6}$$

$$t_{Ae} = \frac{100}{8000 * 6}$$

$$t_{Ae} = 0.0020s$$

4.2.3. Tempo de abertura da janela de admissão

Tabela 9. Valores da área da janela de admissão [15]

| | |
|---------------------------|---|
| Para a janela de admissão | 0,00014 a 0,00016 sec-cm ² / cm ³ |
|---------------------------|---|

$$t_{Ad} = \frac{\theta}{N * 6}$$

$$t_{Ad} = \frac{120}{8000 * 6}$$

$$t_{Ad} = 0.0025 \text{ s}$$

4.2.4. Comprimento de abertura da janela de escape

$$\emptyset = \arcsen \frac{30 \text{sen} \theta}{110}$$

$$\emptyset = \arcsen \frac{30 \text{sen} 100^\circ}{110}$$

$$\emptyset = 15.58^\circ$$

$$L = 30 \cos \theta + 110 \cos \emptyset + 30$$

$$L = 30 \cos(100) + 110 \cos(15.58) + 30$$

$$L = 130.75 \text{ m}$$

4.2.5. Comprimento de abertura de janela de Admissão

$$\emptyset = \arcsen \frac{30 \text{sen} \theta}{110}$$

$$\emptyset = \arcsen \frac{30 \text{sen} 120^\circ}{110}$$

$$\emptyset = 13.66^\circ$$

$$L = 30 \cos \theta + 110 \cos \emptyset + 30$$

$$L = 30 \cos(120) + 110 \cos(13.66) + 30$$

$$L = 121.9 \text{ m}$$

4.2.6. Área total de janela de Escape

$$A_t = \frac{\text{Vol. Cil.}}{AJE} * TAJE$$

A_t – Area total [cm^2]

$TAJE$ – Tempo de Abertura da janela de Escape . [s]

Vol. Cil – Volume da Cilindrada . [cm^3]

AJA – abertura da janela de Escape. [cm^2]

$$A_t = \frac{35.8 * 0.0020}{0.000145}$$

$$A_t = 493.793 \text{ cm}^2$$

$$X = \frac{493.793}{13.075}$$

$$X = 37.766 \text{ cm}$$

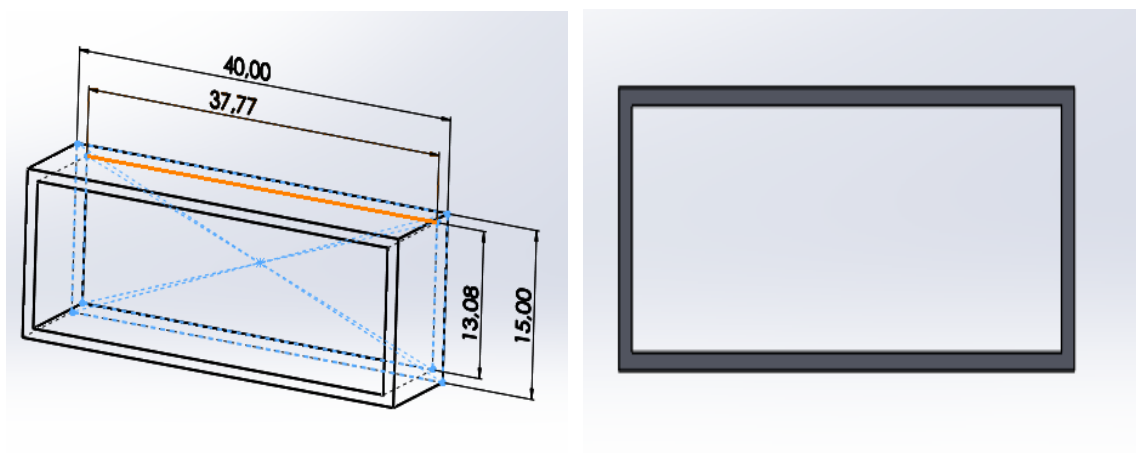


Fig.21: Área toda janela de escape

4.2.7. Área total da janela de Admissão

$$A_t = \frac{\text{Vol. Cil.}}{AJA} * TAJA$$

A_t – Area total [cm^2]

$TAJA$ – Tempo de Abertura da janela de Admissão. [s]

Vol. Cil – Volume da Cilindrada . [cm^3]

AJA – abertura da janela de Admissão. [cm^2]

$$A_t = \frac{35.8 * 0.0025}{0.00015}$$

$$A_t = 596.667 \text{ cm}^2$$

$$X = \frac{596.667}{12.19}$$

$$X = 48.947 \text{ cm}$$

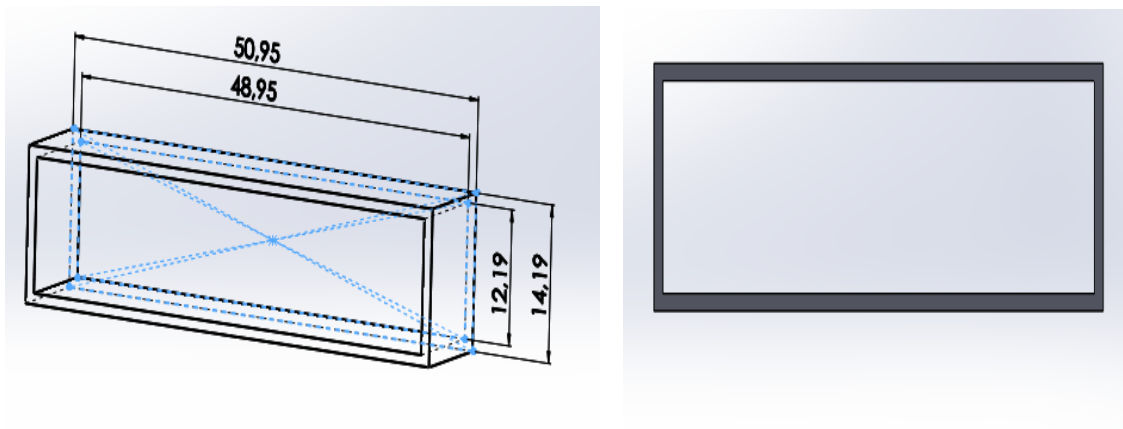


Fig. 22: Área da janela de admissão

Capítulo 5 - Resultados da Simulação Numérica

Para que o objetivo deste trabalho fosse conseguido foi necessário primeiramente fazer um esboço manual da geometria com as suas janelas de admissão e de escape, e depois a partir do programa *Solid Works* foi possível construir a mesma câmara de combustão. Esta geometria apresentada na figura abaixo da câmara de combustão é que foi inserida no programa “*Ansys Fluent*” para a simulação.

5.1. A simulação

Portanto podemos aqui descrever que a simulação pode ser um método que serve para projetar o sistema de um modelo computacionalmente, com o objetivo de adquirir dados experimentais do mesmo modelo, com a finalidade de perceber o seu comportamento e avaliar a sua funcionalidade.

A simulação começa após a conclusão da combustão e antes da abertura da janela de escape, normalmente o ângulo de manivela encontra-se entre 40 a 75 graus após o ponto morto superior. A simulação termina logo após a janela de escape estar fechada.

5.2. Geração da malha numérica

Para se trabalhar na simulação desta geometria foi necessário primeiramente criar a malha numérica.

A malha numérica serve para representar o domínio computacional de uma geometria num código CFD, desta maneira dividindo o volume da geometria representado computacionalmente em pequenas células. Desta feita, os códigos CFD estarão em condições de resolver as equações de governo em todas as células que constituem a malha.

Portanto as malhas numéricas são importantes na utilização dos CFD e têm uma grande influência na rapidez e qualidade dos resultados numéricos, não obstante do tipo de modelo matemático a se usar. A melhor precisão do código CFD depende também da maior refinação da malha. Malha abaixo indicada foi formada com um ângulo da manivela de 75 graus.

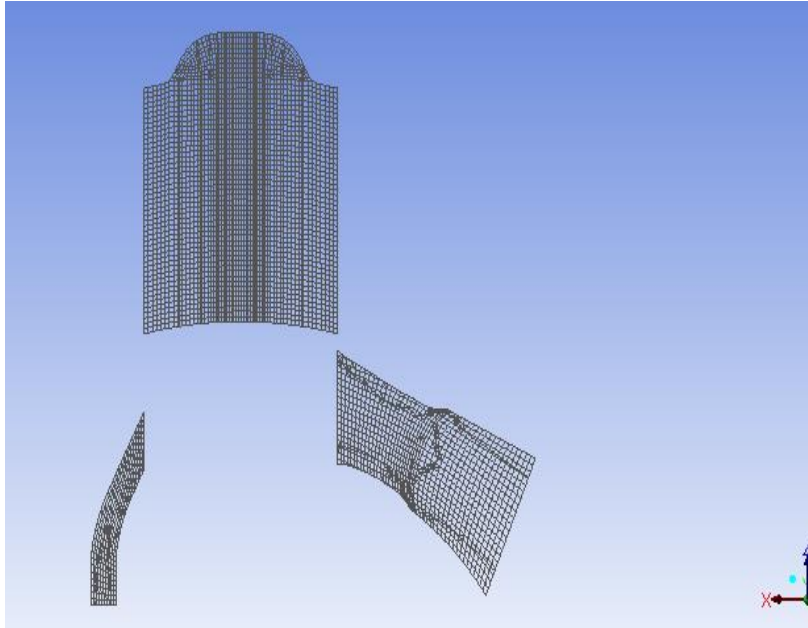


Fig. 23: A malha numérica gerada

Neste trabalho dissertativo foi feito uma simulação por onde no geral obtivemos uma malha com 159459 nós e 106082 células com um volume de células de $1,0814e-005 \text{ m}^3$.

5.2.1. Malha dinâmica

Quando se fala da malha dinâmica, estamos a nos referir a mudança dinâmica da malha numérica durante o processo de simulação CFD, provocando assim uma simulação de escoamento por onde existem alterações da geometria em função do tempo.

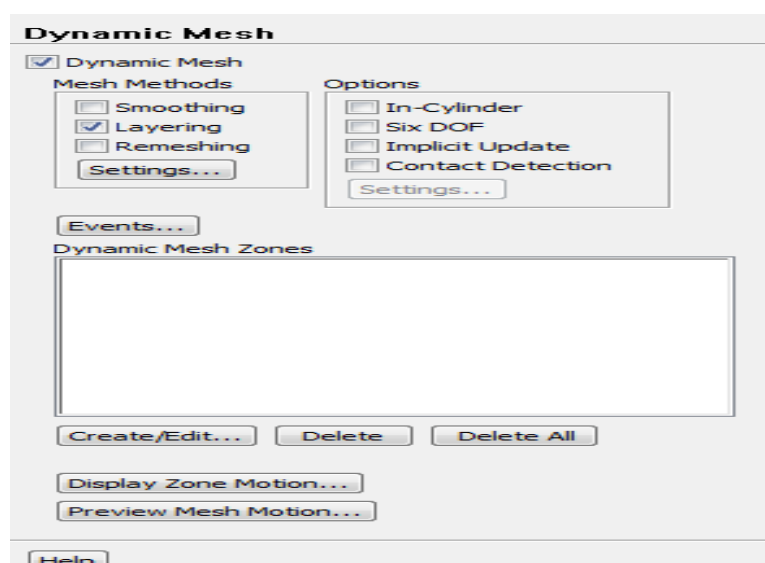


Fig. 24: Definir a malha dinâmica

Neste caso, é importante salientar que existe uma ferramenta que nos ajuda a construir ou destruir camadas de células de uma malha no tamanho situado junto a outra superfície não fixa.

A maneira como o Fluent realiza o layering está fundamentalmente relacionada com a altura da camada de células, desta feita fazendo com que quando é aumentada uma célula da camada até uma elevada altura, o layering cria uma divisão entre a mesma camada gerando assim uma outra nova camada e do contrário quando a camada diminui tanto a uma certa altura, layering a remove mantendo-a fundida com a outra.

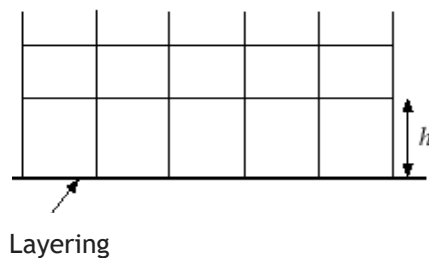


Fig. 25: Layering

Antes de se aplicar as malhas dinâmicas, deve se activar a opção incorporada no programa Fluent chamada de In-Cylinder, que permite definir através do comprimento da biela e do curso do pistão em função da sua posição algumas grandezas, como nos ilustra a tabela a seguir:

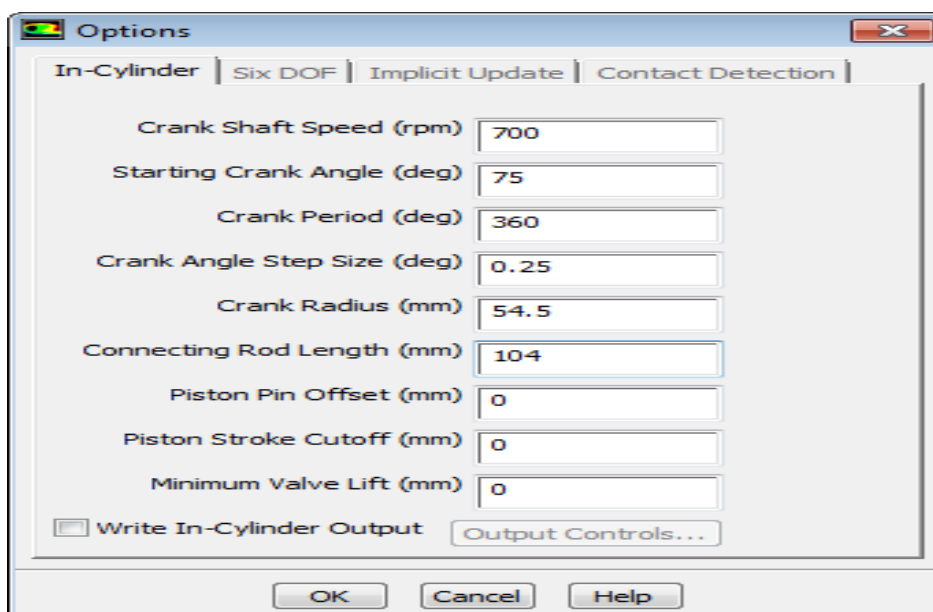


Fig.26: Configuração das opções

Tabela 10: Os parâmetros e os seus valores

| <i>Parâmetros</i> | <i>Valores</i> |
|---|----------------|
| <i>Velocidade do eixo de manivela (rpm)</i> | 700 |
| <i>Início do ângulo da manivela (graus)</i> | 75 |
| <i>Período da manivela (graus)</i> | 360 |
| <i>Tamanho do passo do ângulo da manivela (graus)</i> | 0.25 |
| <i>Raio da manivela (mm)</i> | 54.5 |
| <i>Comprimento da barra de conexão (mm)</i> | 104 |

5.3. Propriedades do Material

Os parâmetros descritos na figura abaixo são definidos em função das propriedades do material, sendo que no nosso caso utilizamos as características do dióxido de carbono e os seus valores constantes.

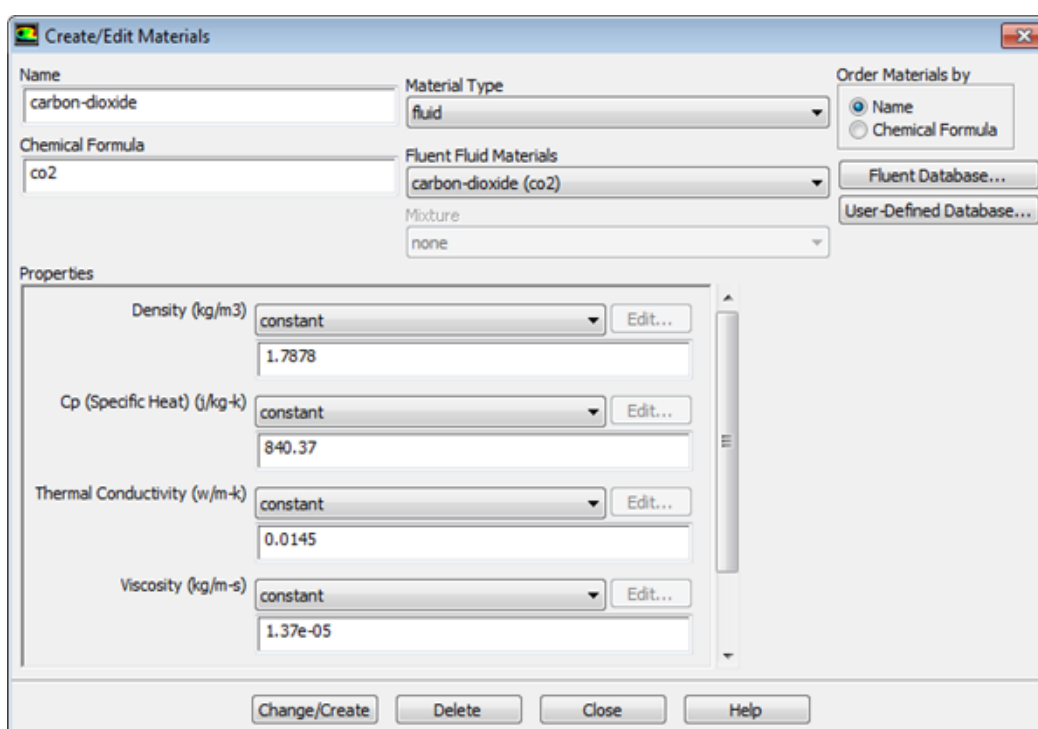


Fig. 27: Configuração da Criação do material

Este fluido é constituído por dois átomos de oxigénio e um de carbono, e é estruturalmente constituído por moléculas de geometria linear e de carácter apolar.

Tabela 11: Parâmetros constantes definidos para o material

| Parâmetros | Constantes |
|--------------------------------|------------|
| Densidade (kg/m ³) | 1.7878 |
| Calor específico Cp (j/kg-k) | 840.37 |
| Condutividade térmica (w/m-k) | 0.0145 |
| Viscosidade (kg/m-s) | 1.37e-05 |

5.4. Condições de contorno

Neste processo de simulação numérica foram aplicadas as condições de fronteiras que estão muito próximas de vários trabalhos já realizados e não muito distantes da realidade no que tange a matéria de simulação dos motores de combustão interna em CFD. As mesmas condições de fronteira são implementadas no programa. Para este trabalho dissertativo foram considerados dois tipos de condições de fronteira, tais como:

- Paredes sólidas;
- Pressões impostas de entrada e de saída.

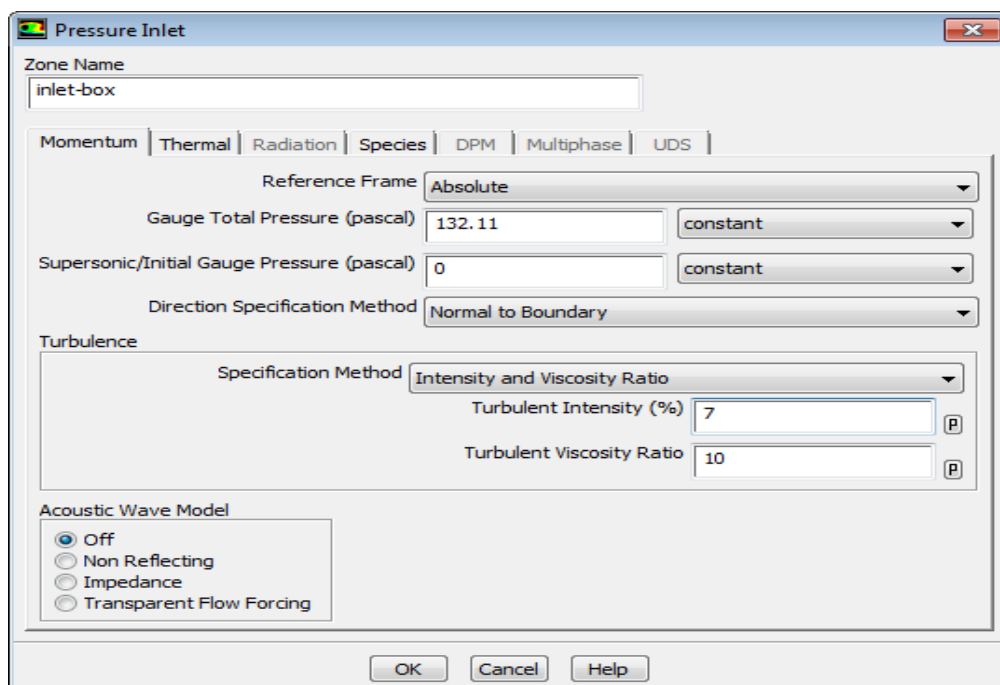


Fig. 28: Configuração da pressão de entrada

Para as paredes sólidas no interior da área de combustão do motor, definimos um valor da temperatura total de 293 (K) com uma pressão relativa de 132.11 (Pa). Para as

paredes dos coletores de admissão e de escape. Os coletores de admissão e de escape estão inicialmente à pressão atmosférica relativa que é de 0 (Pa).

Tendo assim se considerado os 5% para a intensidade turbulenta do refluxo e os 10% para a taxa de viscosidade turbulenta de refluxo.

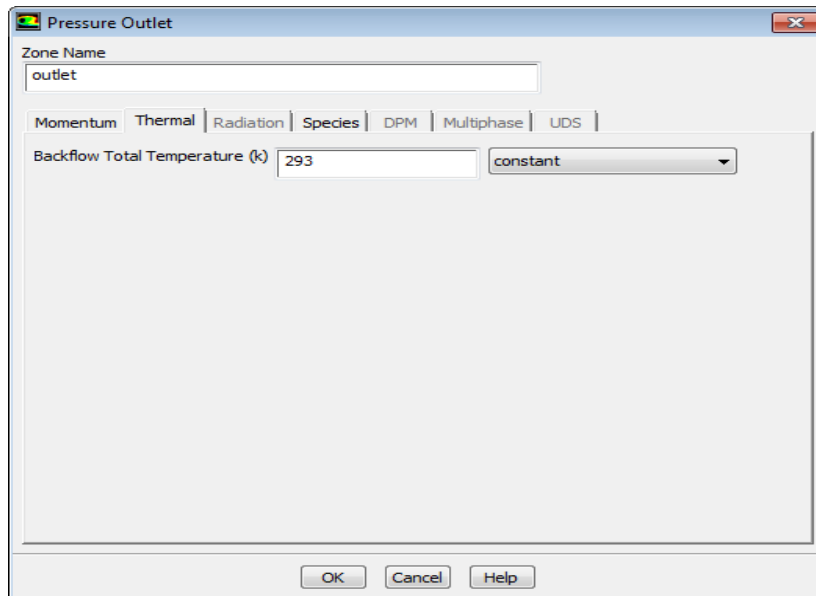


Fig. 29: Configuração da pressão de saída

5.5. Resultados do rendimento de lavagem

A tabela 12, ilustra-nos das várias simulações efetuadas para várias velocidades de rotação, como os valores do rendimento foram variando positivamente. Os valores aqui apresentados nesta tabela são normais para manter o funcionamento normal do motor Honda GX35.

| <i>Rotação (rpm)</i> | <i>Rendimento (%)</i> |
|----------------------|-----------------------|
| 1000 | 0,38 |
| 2000 | 0,48 |
| 3000 | 0,54 |
| 4000 | 0,60 |
| 5000 | 0,55 |

Tabela 12: Resultados do rendimento em função da Rotação

5.6. Resultados após processamento

Os parâmetros e valores descritos na tabela 13, mostram os parâmetros que foram definidos e que posteriormente foram calculados pelo programa, onde o mesmo imprimiu os resultados dos cálculos na interface do usuário do Fluent.

Tabela 13: Os resultados após procesamento

| Parâmetros | Valores |
|---|------------|
| Massa de carga fresca entregue ao cilindro (kg) | 1.2581e-04 |
| Massa de carga fresca presa no cilindro (kg) | 5.8771e-05 |
| Volume do cilindro no centro inoperante inferior. (m ³) | 1.0286e-04 |
| Densidade de carga no (kg/m ³) | 1.5220e+00 |
| Eficiência de captura em massa | 4.6715e-01 |
| Relação de eliminação de volume | 8.0361e-01 |
| Eficiência de eliminação de volume | 3.7541e-01 |

Na figura abaixo podemos ver a evolução dinâmica da pressão em função da abertura do ângulo da manivela, que aos 135 graus de abertura do ângulo conseguimos notar o nível da pressão mínima e máxima do fluido. Na abertura do ângulo de manivela aos 170 graus, vemos um fluxo da pressão mínima e máxima, enquanto o pistão ainda vai descendo permitindo assim a entrada do fluido na câmara de combustão.

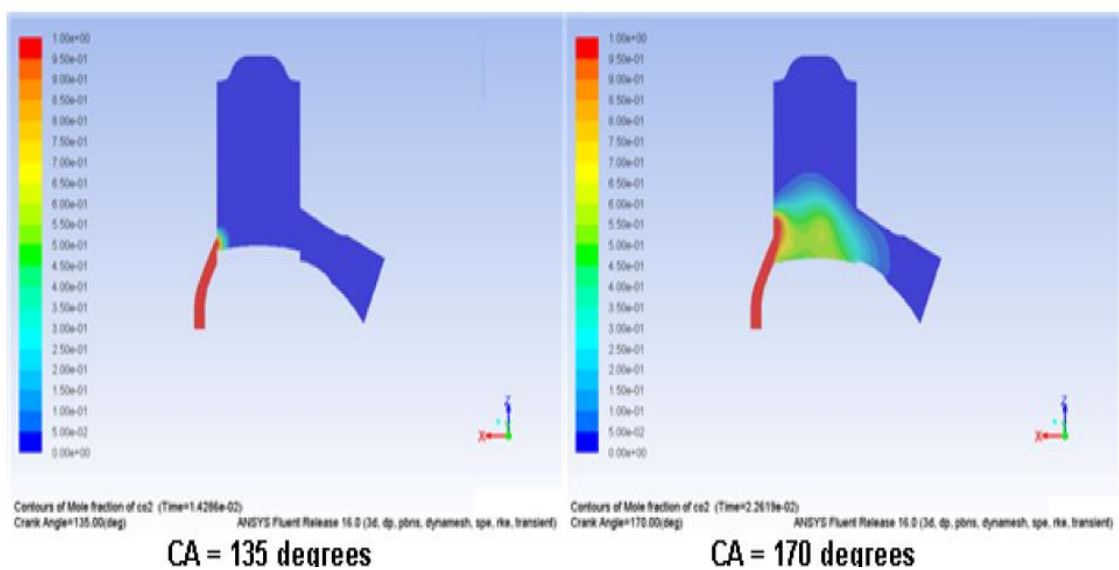


Fig. 30 : A evolução dinâmica da pressão do fluxo do fluido desde os 135° à 170° do ângulo da manivela

Na figura 34 observamos o aumento da pressão em função da abertura do ângulo da manivela, que aos 195 graus de abertura do ângulo conseguimos notar o nível da pressão máxima do fluido. Na abertura do ângulo de manivela aos 245 graus, vemos um fluxo da pressão máxima do fluido.

Nota-se na figura 35, que acontece a entrada do fluido por meio da janela de admissão para a câmara de combustão, quando o pistão se encontra no sentido descendente; a medida que o pistão vai descendo, a janela de transferência do cilindro fica aberta e a mistura comprimida no cárter é forçada a partir dessa janela para a câmara de combustão.

O pistão começa a subir fechando a janela de transferência, e o movimento contínuo de subida do pistão comprime a mistura na câmara de combustão enquanto se cria um vaco que admite a entrada do fluido para o próximo ciclo.

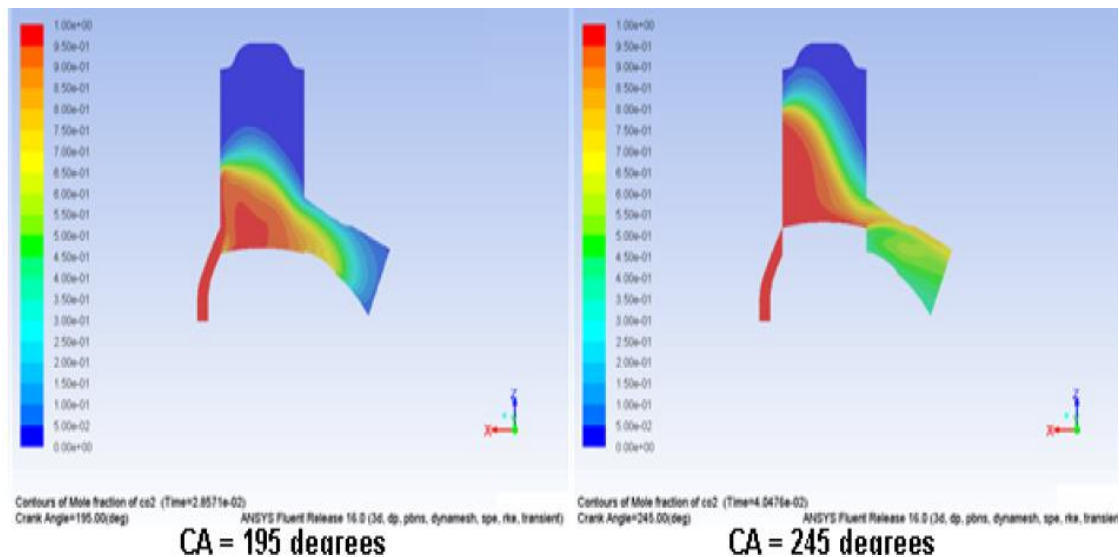


Fig. 31 : A evolução dinâmica da pressão do fluxo do fluido desde os 195° à 245° do ângulo da manivela

Na mesma figura 35 constatamos que é na abertura do ângulo da manivela aos 245 graus que atingimos a pressão máxima da simulação do motor de modelo Honda GX35.

A figura 35 nos apresenta um quadro diferente e percebemos que quanto mais o pistão descia até atingir o ponto morto inferior (PMI), abertura do ângulo da janela de admissão foi maior provocando assim a diminuição da pressão do fluxo do fluido na câmara de combustão.

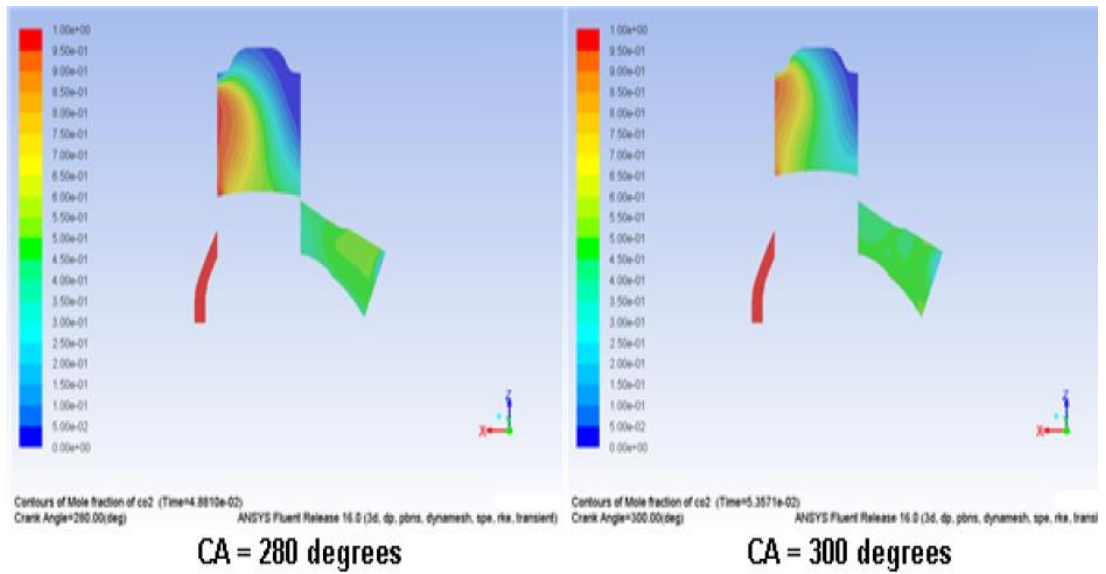


Fig. 32: A evolução dinâmica da pressão do fluxo do fluido desde os 280° à 300° do ângulo da manivela

5.7. Variação do rendimento em função da Rotação

Neste estudo efetuado verificou-se que este motor não foi construído para suportar altas rotações, por isso que o seu rendimento altera a partir das 2000 rpm, isto nos leva a concluir que o motor é eficiente e tem tempo suficiente para fazer uma lavagem da câmara de combustão. Aos 4000 rpm tivemos um rendimento considerado máximo com 60%, tendo posteriormente descido a partir das 5000 rpm para 55% devido a mudança da rotação.

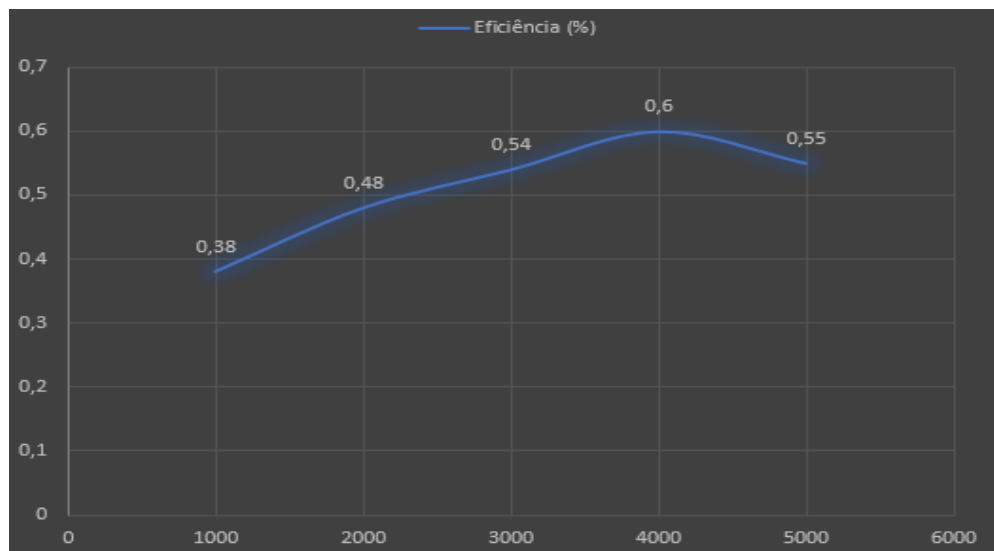


Fig. 33: Variação do rendimento de lavagem

Os resultados da simulação apresentados na figura 37, nos ilustram de uma maneira muito profunda o comportamento do rendimento em função da rotação deste motor de modelo Honda GX35, onde nas 1000 rpm o rendimento atingiu 38%, enquanto que nas 4000 rpm alcançou o seu rendimento máximo de 60% e descendo assim para 55% na maior rotação de 5000 rpm.

Conclusão

O presente trabalho realizou o estudo sobre a simulação numérica do funcionamento do motor a pistão, com o objetivo de atingir um propósito a partir de um modelo numérico, recorrendo ao programa informático CAD CATIA V5 com a correspondente decomposição no ANSYS DESIGN MODELER e posteriormente, efetuou-se a simulação numérica do motor em cold flow, ANSYS R15- FLUENT, que permitiu fazer uma análise numérica do escoamento de fluidos no interior do motor e estudar a evolução dos parâmetros mais importantes de funcionamento do mesmo em função da velocidade de rotação.

Em função dos testes de simulações realizados para várias velocidades de rotação, foi possível verificar que os valores do rendimento são baixos em relação ao que se esperava, mas normais para manter o funcionamento do motor Honda GX35. Mas neste estudo efetuado verificou-se que este motor não foi construído para suportar altas rotações, por isso que o seu rendimento altera a partir das 2000 rpm, o que é normal neste caso, e isto nos leva a concluir que o motor é eficiente e tem tempo suficiente para fazer uma lavagem da câmara de combustão.

No quinto teste de simulação realizado para as 5000 rpm, mas com um valor a quadruplicar da velocidade de rotação, o rendimento diminuiu para 55%, em comparação com o teste da simulação para com as 4000 rpm que deu um valor de 60%. Sendo assim, pode-se concluir que existem maneiras viáveis de solucionar para aumentaro rendimento como: a sobrealimentação do motor, a diminuição da câmara de combustão, a diminuição da janela do coletor de escape, aumentar a taxa de compressão entre outras.

Este método da sobrealimentação é muito eficaz e utilizado nas aeronaves, onde à medida que uma aeronave aumenta a sua altitude, a densidade do ar desce progressivamente com a altitude fazendo com que seja necessário utilizar turbo-compressores que aumentam o rendimento.

Vemos que na simulação deste motor de modelo Honda GX35, quando a rotação alcançou as 4000 rpm, com abertura do ângulo da manivela que chegou até aos 245 rpm, este motor teve o seu limite máximo de pressão e do rendimento.

Importante também é referenciar que nas 5000 rpm, com uma abertura máxima do ângulo da manivela aos 300 graus o rendimento e a pressão diminuíram consideravelmente devido o aumento da descida do pistão.

Bibliografia

- [1] F. S. Alves, “Rendimento volumétrico de um motor de pistões opostos a quatro tempos.” (Tese de Mestrado, Universidade da Beira Interior). Disponível em https://ubibliorum.ubi.pt/bitstream/10400.6/3668/1/Tese_FAlves.pdf, 2011
- [2], J. E. M. Barros, “Componentes de motores de combustão interna”. Disponível em: http://www.mautone.eng.br/apostilas/motores_combustao_interna/MCI_02D_Componentes.pdf
- [3] F. C., Ph.D. Bedford, “Modelagem de produção e redução de poluentes de óxido de nitrogênio em motores diesel de injeção direta”. Disponível em: https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/enus/help/wb_icom/icom_bibliography.html, 2001
- [4] D. Bertoldi, “Simulação numérica de um modelo simplificado de um motor à combustão interna a gás natural”. (Tese de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina). Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/handle/123456789/90468>, 2007.
- [5] L. R. Cansino, “Simulação numérica de MCI usando AVL-BOOST”. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/bitstream/handle/123456789/179724/Simula%C3%A7%C3%A3o%20de%20MCI%20-%20AVL-BOOST%20-%20CONEMB-2017%20-%20LRCansino%20-%2003.pdf?sequence=1&isAllowed=y>, 2017
- [6] G. C. Comandolli, “Análise numérica das condições de operação de um motor de baixa cilindrada para competição de rendimento energética”. (Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal de Santa Catarina). Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/handle/123456789/157242>, 2015.
- [7] H. V. Duarte, P. C. C. Pinheiro, & R. N. N. Koury, “Simulação do efeito dos parâmetros operacionais no desempenho de motores de combustão interna.” *Anais*, 2, 1071-1075. Disponível em: www.geocities.ws/paulocpinheiro/papers/simulmci.pdf, 1996.
- [8] A. Gelman, & K. Shirley, “Inference from Simulations and Monitoring Convergence.” In S. Brooks, A. Gelman, G. L. Jones, & X. Meng (Eds.). *Handbook of Markov Chain Monte Carlo* (pp. 163-174). Disponível em: <https://faculty.washington.edu/jmiyamot/p548/gelmana%20inference%20fr%20simulations%20&%20monitoring%20convergence.pdf>, 2011.
- [9] R. S. Gonçalves, “3D numerical CFD simulation of a cold flow four-stroke opposed piston engine.” (Dissertação de Mestrado, Universidade da Beira Interior). Disponível em: https://ubibliorum.ubi.pt/bitstream/10400.6/4931/1/3661_7347.pdf, 2014.

- [10] J. M. P. Grégorio, “Desenvolvimento de um Motor Alternativo de Combustão Interna de Pistões Opostos”. (Tese de doutoramento, Universidade da Beira Interior). Disponível em:
https://ubibliorum.ubi.pt/bitstream/10400.6/4454/1/Tese_OPE_JG_2017_vf.pdf, 2017.
- [11] J. B. Heywood, “Internal engine combustion fundamentals, McGraw-Hill”, 1998.
- [12] Honda. “Manual do proprietário - GX25”. Disponível em:
<https://www.honda.com.br/produtos-de-forca/sites/hpf/files/2017-12/GX35.pdf>, 2017.
- [13] “Introdução aos motores de combustão interna”. Disponível em:
<http://www.damec.ct.utfpr.edu.br/motores/downloads/1%20INTRODU%C3%87%C3%83O%20AOS%20MOTORES.pdf>
- [14] F. V. Z. Júnior, “Análise numérica e experimental da combustão de metano em motores de combustão interna alternativos.” (Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul). Disponível em: <http://www.lume.ufrgs.br/handle/10183/109158>, 2014
- [15] G. Jennings, “Two-stroke - Tuner’s handbook”.
<http://www.amrca.com/tech/tuners.pdf>, 2007.
- [16] F. L. M. Lima, I. F. M. Soares, M. M. S. G. Costa, N. F. P. M. Silva, & P. J. S. C. P. Sousa, “Motores de combustão interna.” Disponível no site da Universidade do Porto:
https://paginas.fe.up.pt/~projfeup/cd_2009_10/relatorios/R507.pdf, 2009.
- [17] J. L. Lumley, “Motores: uma introdução.” Disponível:
https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/enus/help/wb_icom/icom_bibliography.html, 1999.
- [18] M. L. G. Luz, “Motores a combustão interna”. Disponível em:
<https://wp.ufpel.edu.br/mlaura/files/2013/01/Apostila-de-Motores-a-Combust%C3%A3o-Interna.pdf>, 2013.
- [19] J. F. C. Monteiro, & J.R. Barbosa, “Simulação de desempenho de motores de combustão interna.” Disponível em:
<http://abcm.org.br/anais/encit/2000/arquivos/s24/s24p05.pdf>, 2015.
- [20] R. M. Oliveira, “Implementação de um sistema de gerenciamento eletrônico em um motor Ciclo Otto de baixa cilindrada.” (Trabalho de Conclusão de Curso, Faculdade de

- Tecnologia de Santo André). Disponível em: <http://fatecsantoandre.edu.br/arquivos/TCC331.pdf>, 2015.
- [21] W. W. Pulkrabek, “Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine” (traduzido por Eduardo C. M. Loureiro). Disponível em: <http://eduloureiro.dominiotemporario.com/doc/SistAdmissao.pdf>, 2004.
- [22] A. M. P. Santos, “Análise computacional da lavagem de um motor diesel, 2 tempos, de pistões opostos.” (Dissertação de mestrado, Universidade da Beira Interior). Disponível em: <https://ubibliorum.ubi.pt/bitstream/10400.6/3620/1/m2689%20-%20Antonio%20Santos.pdf>, 2009.
- [23] G. V. F. Santos, “Projeto de um pistão para motor a combustão interna utilizando o método da otimização topológica.” (Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade de São Paulo). Disponível em: http://sites.poli.usp.br/d/pme2600/2009/Artigos/Art_TCC_011_2009.pdf, 2009.
- [24] D. S. Silva, V. B. Labigalini, & E. R. Woiski, Simulação numérica de um motor de combustão interna de dois cursos com gás padrão, curva de Wiebe e lavagem perfeita.” Disponível em: <https://uspdigital.usp.br/siicusp/cdOnlineTrabalhoVisualizarResumo?numeroInscricaoTrabalho=2446&numeroEdicao=18>
- [25] B. S. Soriano, & C. Rech, “Medição de temperatura transiente em motor de combustão interna.” *Revista de Iniciação Científica da ULBRA*, (10), 103-107. Disponível em: <http://www.periodicos.ulbra.br/index.php/ic/article/view/282>, 2012.
- [26] B. S. Soriano, “Análise numérica transiente com validação experimental do escoamento em motores de combustão interna considerando diferentes aberturas de válvula.” (Tese de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul). Disponível em: <http://www.lume.ufrgs.br/handle/10183/118887>, 2015.
- [27] G. R. Souza, “Estudo experimental e numérico do sistema de admissão de um motor de combustão interna.” (Tese de Doutorado, Universidade de São Paulo). Disponível em: www.teses.usp.br/teses/disponiveis/18/18147/tde.../GustavoRodriguesdeSouza.pdf, 2010.
- [28] R. Stone, “Introdução aos motores de combustão interna.” Disponível: https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/enus/help/wb_icom/icom_bibliography.html, 1999.
- [29] C. A. A. Varella, “Princípios de funcionamento dos motores de combustão interna.” Disponível em:

http://www.ufrrj.br/institutos/it/deng/varella/Downloads/IT154_motores_e_tratadores/apresenta/principios%20de%20funcionamento%20dos%20motores.pdf

[30] https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/enus/help/wb_icom/icom_intro_eng_perform.html

[31] <https://www.ebah.com.br/content/ABAAAgWIAB/motos-completo>.

[32] <https://pt.aliexpress.com/item/39MM-Piston-Pin-Rings-Kit-For-HONDA-GX35-GX-35-GX35NT-HHT35S->

[33] <UMK35-Gasoline-4-Stroke/32807803391.html>

[34] <https://www.canaldapeca.com.br/blog/tudo-sobre-pistao-e-biela>

[35] <http://jasil.com>

[36] <https://pt.aliexpress.com/item/Flywheel-Fly-Wheel-Fit-For-Honda-GX35-GX-35-NTS3-UMK435-Strimmer-Motor-Engine-Brush-Cutter/32828291557.html>

[37] <https://waypart.es/componentes-interiores-y-escapes/1476-valvula-escape-y-admision-gx-35.html>

[38] https://pt.slideshare.net/romvin/03-funcionamento-do-motor?next_slideshow=1

[39] <https://www.mahle-aftermarket.com/media/local-media-latin-america/download-center/technical-materials/2016-04-19-manual-curso-de-motores-2016-2.pdf>

[40] <https://haughton.com.au/honda-gx35-mini-4-stroke-engine>

[41] <https://www.honda.com.br/produtos-de-forca/sites/hpf/files/2017-12/GX35.pdf>

[42] <https://pt.demotor.net/motores-termicos/motor-otto/diferenca-ciclos-otto-reais-teoricos>

[43] Fonte: http://www.macdizzy.com/cylinder_map3.htm

[43] “<https://pt.scribd.com/document/284391595/Port-Timing-Diagram-of-Two-Stroke-Cycle-Petrol-Engine>