

LUCIANA CABRAL FERREIRA

**ESTUDO DO DESEMPENHO DO MOTOR
FIAT FIRE 1.0**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2019

LUCIANA CABRAL FERREIRA

Trabalho de conclusão de curso a ser apresentado ao Programa de Graduação em Engenharia Mecânica na Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos necessários a obtenção do título de **ENGENHEIRA MECÂNICA**.

Orientadora: Prof^a. Dr^a. Ana Marta de Souza.

UBERLÂNDIA

2019

LUCIANA CABRAL FERREIRA

Trabalho de conclusão de curso a ser apresentado ao Programa de Graduação em Engenharia Mecânica na Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como requisito parcial para obtenção do título de **ENGENHEIRA MECÂNICA**

Data de aprovação: ____/____/____

Banca Examinadora:

Profa. Dra. Ana Marta de Souza - Presidente da Banca Examinadora
Universidade Federal de Uberlândia - Orientadora

Prof. Dr. Francisco José de Souza
Universidade Federal de Uberlândia

Prof. Dr. João Rodrigo Andrade
Universidade Federal de Uberlândia

Dedico este trabalho aos meus pais Alberto Martins Ferreira e Judite Cabral Ferreira que sempre me apoiaram e acreditaram que eu conseguiria.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a vida por ter me permitido chegar até aqui. Em seguida agradeço aos meus pais, por sempre desejarem o melhor pra mim e não medirem esforços e dedicação a mim e a minha irmã. Agradeço a minha irmã, Andrea Cabral Ferreira, por ser minha melhor amiga desde que eu cheguei no mundo, sempre olhando por mim, sendo companheira e presente. Agradeço a Jacob Alan Mintz, meu companheiro de vida e de sonhos. Agradeço ao meu filho Luke Ferreira Mintz, por ser luz em minha vida, me dando força pra eu ser o melhor de mim. Agradeço aos professores excepcionais que tive o prazer de conhecer neste caminho.

RESUMO

Este trabalho apresenta a validação das curvas características de potência e torque para o motor Fiat Fire 1.0, utilizando um simulador zero dimensional. Para a validação dos resultados, as curvas características de potência e torque geradas pelo simulador são comparadas com as curvas características de potência e torque reais deste motor e são calculados erros relativos entre pontos das curvas, de modo a quantificar o quão próximo a simulação esta da realidade. Primeiramente é apresentada uma revisão bibliográfica sobre motores de combustão interna com ignição por centelha (ICE), iniciando em sua evolução histórica e sua importância para a sociedade. Posteriormente, focando no seus tipos, modo de funcionamento e parâmetros importantes para o estudo e desenvolvimento de motores. Em seguida, é discutido sobre o funcionamento do simulador e os dados de entrada necessários para a simulação. Na sequência, é realizada a simulação e comparado os resultados obtidos na simulação das curvas características de potência e torque com as curvas reais. Erros relativos entre as curvas foram calculados e então, é feita uma análise detalhada de parâmetros importantes para a construção dessas curvas, de modo a procurar compreender os erros obtidos. A compreensão dos erros provenientes das simulações computacionais é a chave para prever o funcionamento dos motores.

Palavras chaves: motor de combustão interna, simulação computacional, curva característica de potência, curva característica de torque.

ABSTRACT

This work presents the validation of the characteristic power curve and the characteristic torque curve for the Fiat Fire 1.0 engine, using a zero dimensional simulator. To validate the results, the characteristic power and the characteristic torque curves generated by the simulator are compared with the actual characteristic power and characteristic torque curves of this engine and relative errors between curve points are calculated to quantify how close the simulation was to reality. Firstly, a bibliographic review of spark ignition internal combustion engines (ICE) was done, starting with its historical evolution and its importance for society, and later focusing on its types, mode of operation and important parameters for the study and development of this type of engine. Posteriorly, it describes how the simulator works and the input data requested. Then, the simulation was performed and the results obtained in the simulation of the characteristic power and characteristic torque curves were compared with the real curves. Relative errors between the curves were calculated and then, a detailed analysis of important parameters for the construction of these curves was made, in order to understand the obtained errors. Understanding the errors from computer simulations is the key to predicting engine performance.

Keywords: internal combustion engine, computer simulation, power characteristic curve, torque characteristic curve

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Representação esquemática de um motor 2 tempos.....	16
Figura 2 – Os quatro tempos de um motor de ciclo Otto.....	17
Figura 3 – Sincronismo dos tempos de cada cilindro em um motor do ciclo Otto.....	18
Figura 4 – Sistema pistão-biela-manivela.....	19
Figura 5 – Diagrama p – V da representação de um ciclo de um motor de combustão.....	22
Figura 6 – Exemplo de curvas de torque e potência.....	24
Figura 7 – Poder Calorífico Inferior.....	25
Figura 8 – Relação da curva de consumo e torque (binário) com a variação de concentração de combustível na mistura ar-combustível.....	29
Figura 9 – Representação do diagrama de desempenho de um motor com ignição por centelha (ciclo Otto).....	30
Figura 10 – Cruzamento de válvulas em relação ao movimento do eixo virabrequim...32	
Figura 11 – Efeito da razão entre as pressões de exaustão e admissão e da razão de compressão na eficiência volumétrica para um motor ICE com ciclo ideal.....	34
Figura 12 – Efeitos de diferentes fenômenos que afetam a eficiência volumétrica do motor em função da velocidade do pistão.....	35
Figura 13 – Comparação entre os modelos de simulação de motores.....	37
Figura 14 – Bancada experimental do motor Fiat Fire 1.0 localizada na Universidade Federal de Uberlândia (UFU).....	39
Figura 15 – Curvas características de torque e potência do motor Fiat Fire 1.0.....	40
Figura 16 – Curva característica de potência real e simulada para gasolina, juntamente com tabela comparativa de erro relativo.....	43

Figura 17 – Curva característica de potência real e simulada para álcool, juntamente com tabela comparativa de erro relativo.....	44
Figura 18 – Curva de torque real e simulada para gasolina, juntamente com tabela comparativa de erro relativo.....	45
Figura 19 – Curva de torque real e simulada para álcool, juntamente com tabela comparativa de erro relativo.....	46
Figura 20 – Variação da eficiência volumétrica com a rotação do eixo do motor, construído a partir de dados fornecidos pela simulação.....	50
Figura 21 – Variação das pressões indicada (P_i), de eixo (P_b) e de atrito (P_f) e da variação das potências indicada (i_{mep}), de eixo (b_{mep}) e de atrito (f_{mep}) com a rotação do motor. O motor possui $3,8 \text{ dm}^3$, 6 cilindros, diâmetro = 98,6 mm e curso = 86 mm.....	53
Figura 22 – Variação das pressões indicada, de eixo e de atrito com a rotação do eixo do motor, construído a partir de dados fornecidos pela simulação.....	54
Figura 23 – Variação da pressão de atrito em função do diâmetro do pistão (B), do curso (L), da cilindrada (V_d) e da razão entre diâmetro e curso (L/B)	56
Figura 24 – Variação da pressão de atrito teórica e simulada em função da rotação do eixo do motor.....	57
Figura 25 – Variação das potências indicada, de eixo e de atrito simuladas em função da rotação do eixo do motor.....	58

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Manual de uso e manutenção do Palio Fire Economy 1.0 Flex.....	41
Tabela 2 – Parâmetros estimados para o motor Fiat Fire 1.0.....	42
Tabela 3 – Tabela da eficiência volumétrica e potências calculadas pelo simulador.....	48
Tabela 4 – Tabela das pressões médias efetivas calculadas pelo simulador.....	49

Sumário

1 – INTRODUÇÃO	13
2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.1. FUNCIONAMENTO DO MOTOR ICE	15
2.2. MOTOR ICE DE 2 TEMPOS	16
2.3. MOTOR ICE DE 4 TEMPOS	17
2.4. DESEMPENHO DE MOTORES	19
2.4.1. A CURVA CARACTERÍSTICA DE TORQUE	19
2.4.2. AS POTÊNCIAS DO MOTOR E A CURVA CARACTERÍSTICA DE POTÊNCIA	21
2.4.3. FLUXO DE CALOR	24
2.4.4. EFICIÊNCIA TÉRMICA, MECÂNICA E VOLUMÉTRICA	26
2.4.5. CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL	27
2.4.6. PRESSÃO MÉDIA EFETIVA DO MOTOR	29
2.4.7. ABERTURA E FECHAMENTO DAS VÁLVULAS DE ADMISSÃO E ESCAPE	30
2.4.8. CRUZAMENTO DE VÁLVULAS	32
2.4.9. PARÂMETROS E EFEITOS QUE ALTERAM A EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA	33
2.5. SIMULAÇÃO DE MOTORES	37
3 – METODOLOGIA	39
3.1. VALIDAÇÃO DO SOFTWARE	39
3.2. PROCEDIMENTOS DA VALIDAÇÃO	41
4 – RESULTADOS E DISCUSSÕES	43

4.1. RESULTADOS DA VALIDAÇÃO DO SOFTWARE	43
4.2. ANÁLISE DOS RESULTADOS DA SIMULAÇÃO	47
4.2.1. ANÁLISE DOS ERROS NA EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA.....	50
4.2.2. ANÁLISE DOS ERROS NAS PRESSÕES MÉDIAS EFETIVAS INDICADA, DE EIXO E DE ATRITO.....	52
4.2.3. ANÁLISE DOS ERROS NAS POTÊNCIAS INDICADA, DE EIXO E DE ATRITO.....	57
5 – CONCLUSÕES	59
6 – PROPOSTA PARA TRABALHOS FUTUROS	61
7 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	62

1 – INTRODUÇÃO

O primeiro relato na história sobre utilizar a força expansiva dos gases provenientes de uma combustão num cilindro fechado foi realizado por um francês chamado Jean de Hautefeuille (1647-1724). Entretanto, foi somente no século XIX com o engenheiro e inventor alemão Nikolaus August Otto (1832 – 1891) que a ideia foi concretizada na fabricação do que seria o primeiro motor de combustão interna de quatro tempos, onde ele também determinou o ciclo teórico sob o qual trabalha este motor, conhecido como ciclo Otto. Esta invenção revolucionou a indústria, que na época utilizava largamente o motor a vapor.

Os motores a combustão interna que utilizam o Ciclo Otto, criado a quase 150 anos atrás, ainda são amplamente utilizados. O setor de transportes, desde automóveis até a aeronáutica, é o setor que mais se beneficia desta tecnologia, sendo ela dominante neste mercado. Porém, em diversos setores da indústria esses motores se mostram importantes e difíceis de serem substituídos.

Atualmente, a nossa dependência no setor de transporte é grande. Além da locomoção pessoal, o transporte também é útil para bens de consumo. Só no Brasil, segundo a DENATRAM (Delegacia de Trânsito e Acidente), em agosto de 2019 foi contabilizado 103.363.180 veículos, sendo 55.964.817 (54,14%) apenas automóveis. Segundo o Plano Nacional de Logística de Transporte (Ministério dos Transportes, 2012) o modal rodoviário foi responsável por 52% do transporte regional de cargas realizado em 2011. O transporte ferroviário contribuiu com 30%, seguido de 8% de navegação de cabotagem, 5% hidroviário e os 5% restantes, por meio dutoviário.

Apesar da facilidade e comodidade que o motor Otto traz para a sociedade atualmente, a emissão de poluentes proveniente da queima do combustível e a utilização de combustíveis derivados do petróleo, um recurso natural não renovável, causam um grande problema ambiental para nossa sociedade. Há diversas pesquisas nesta área com o objetivo de encontrar novos combustíveis não provenientes do petróleo e que são renováveis. Uma das maiores realizações genuinamente brasileiras baseadas em ciência e tecnologia é o Programa Nacional do Álcool (Proálcool), criado

por decreto governamental no Brasil em novembro de 1975 e que contribuiu para impulsionar a produção de bioenergia no país nas últimas quatro décadas.

A emissão de gases poluentes está intrínseca no funcionamento dos motores de combustão interna, já que o funcionamento do motor depende da combustão de um material que quando queimado libera grande energia. Como esses motores estão altamente difundidos na nossa sociedade atual e não possuímos outra máquina que realize o mesmo trabalho sem a emissão de poluentes, foi necessário encontrar maneiras de diminuir essas emissões.

O estudo de motores, além de ser fundamental para conseguir atingir menores níveis de poluição ambiental, é também amplamente utilizado para melhorar o desempenho dos motores, em suas diversas áreas, seja para aumentar a potência máxima do motor ou para diminuir o consumo específico de combustível.

A diminuição do consumo específico de combustível é outra área amplamente estudada por que impacta de maneira direta os gastos pessoais da população. A diminuição do consumo específico possibilita com que as pessoas se desloquem gastando menos, tornando tanto o deslocamento pessoal quanto coletivo mais acessível a população. Além disto, todos os tipos de produtos também são deslocados por rodovias, e sendo o preço do seu transporte uma parcela do seu preço de venda, se o transporte de cargas se tornar mais barato, os produtos transportados também de tornaram.

Os motores de combustão interna estão presentes na vida de todas as pessoas, de forma direta ou indireta, e o estudo e desenvolvimento deles é essencial para aumentar a qualidade de vida de todos, tanto ambientalmente quanto economicamente.

Visto a importância do estudo de motores para a sociedade atual, este trabalho tem como objetivo principal realizar a validação das curvas características de torque e potência para o motor Fiat Fire 1.0, utilizando um simulador zero dimensional. O objetivo secundário é analisar parâmetros técnicos disponibilizados pelo simulador, para compreender o nível de confiabilidade do mesmo.

2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Funcionamento do motor ICE

Máquinas térmicas são dispositivos que transformam calor em trabalho. O calor pode ser obtido de diferentes fontes: combustão, energia elétrica, energia atômica, etc. (BRUNETTI, 2012). No caso da maioria dos carros, o motor é uma máquina térmica que utiliza a queima da combinação de combustível e ar para produzir trabalho rotativo nas rodas. Quando o trabalho é obtido pela repetição do movimento linear de vaivém de um pistão, transformando este movimento em rotação contínua por um sistema biela-manivela, este motor recebe o nome de motor alternativo.

O funcionamento de motores de combustão interna possui diferentes classificações. Uma das classificações utilizadas é quanto ao tipo de ignição, que pode ser por faísca (conhecido também como Motores Otto) e por ignição espontânea. A ignição por faísca ocorre quando há injeção direta de combustível no interior dos cilindros, fazendo com que este entre em ignição quando uma faísca ocorre entre os eletrodos de uma vela. Entretanto, nos motores diesel apenas ar é comprimido no cilindro a uma razão de compressão superior aos dos motores Otto até o ponto em que o ar atinja uma temperatura suficientemente elevada. Neste momento, o pistão estará próximo ao ponto morto superior (PMS) e o combustível é injetado, reagindo espontaneamente com o oxigênio presente no ar quente, dando início a combustão.

Dentro da classificação de motores de combustão interna com ignição por faísca, também conhecidos como motores ICE, é possível subdividir esta categoria quanto ao número de tempos do ciclo de operação, podendo ser um motor de 2 tempos ou de 4 tempos. Um ciclo de operação é composto pela admissão de ar e combustível, compressão e combustão desta mistura, expansão dos gases após a combustão e finalmente o escape destes gases.

2.2. Motor ICE de 2 tempos

Em motores de 2 tempos este ciclo ocorre com apenas dois cursos do pistão, correspondendo a uma única volta do eixo do motor (Figura 1).

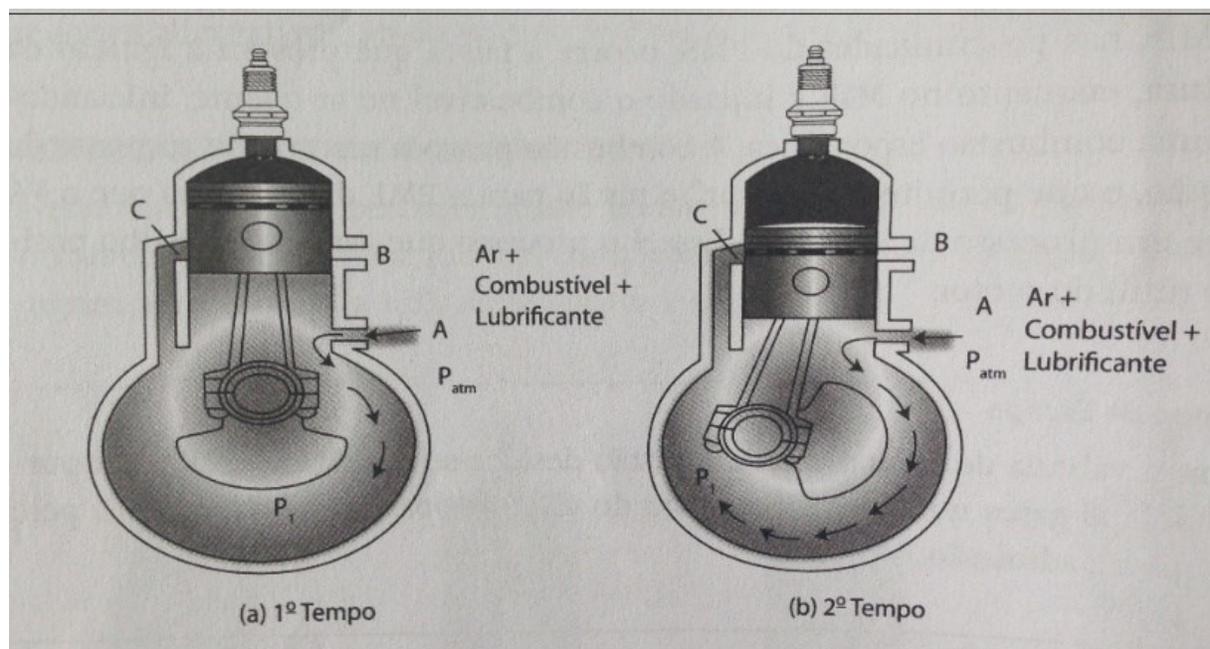


Figura 1 - Representação esquemática de um motor 2 tempos.
Fonte: BRUNETTI (2012).

No primeiro tempo, supondo que o pistão esteja no ponto morto superior (PMS) com a mistura de combustível e ar completamente comprimida, na câmara de combustão, é emitida uma faísca e é dado início ao processo de combustão. A pressão dos gases se eleva fazendo com que o pistão seja empurrado em direção ao eixo do motor. Com a movimentação do pistão, uma janela de escape (B) é aberta, pela qual os gases queimados ainda em alta pressão escapam naturalmente. A seguir, uma janela de admissão (C) é aberta conectando o cárter e o cilindro, forçando o preenchimento do cilindro com nova mistura de ar e combustível.

No segundo tempo, o pistão se desloca do ponto morto inferior (PMI) ao ponto morto superior (PMS) e neste percurso, as janelas de escape e admissão são fechadas e a mistura ar e combustível é comprimida. A janela de passagem (A) é aberta neste

processo e o vácuo criado no cárter pelo deslocamento do pistão suga uma nova mistura de ar e combustível. Quando o pistão atinge o PMS, uma faísca é emitida e o processo se repete como descrito no primeiro tempo.

2.3. Motor ICE de 4 tempos

No caso dos motores de 4 tempos, quatro cursos do pistão ou duas voltas do eixo do motor são necessários para que se complete um ciclo de operação. Os quatro tempos são representador pela Figura 2.

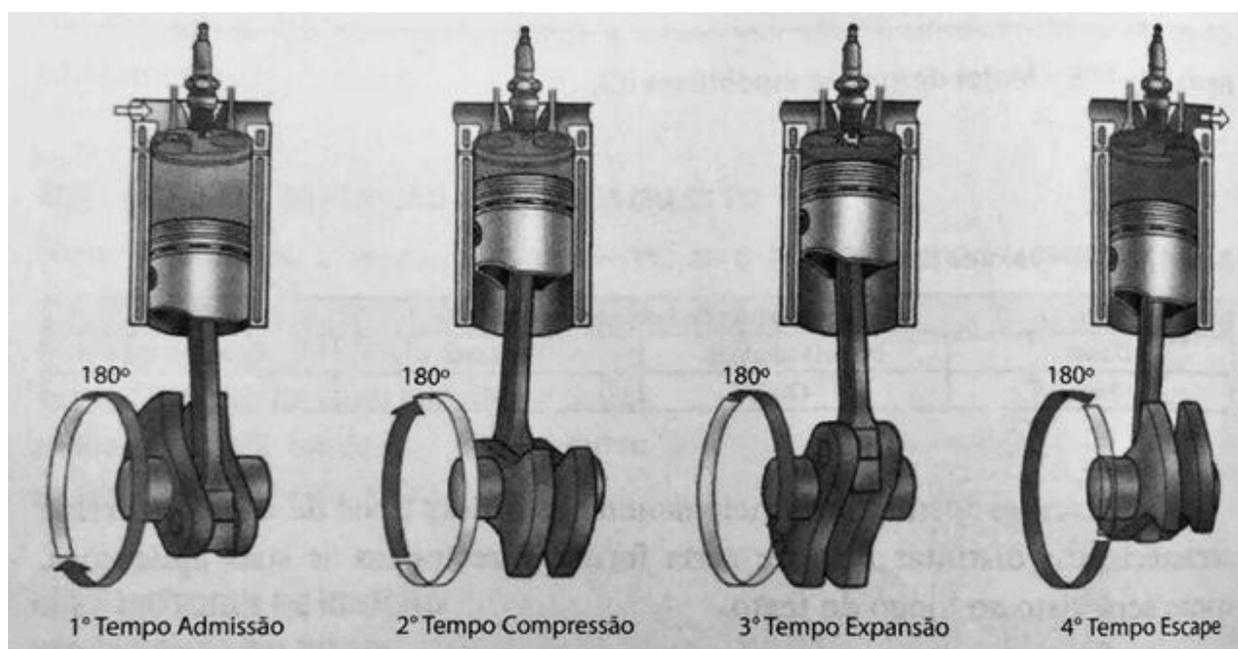


Figura 2 - Os quatro tempos de um motor de ciclo Otto.
Fonte: BRUNETTI (2012).

O primeiro tempo é denominado tempo de admissão. O pistão se movimenta do PMS ao PMI, criando sucção dentro do cilindro. Esta sucção faz com que quando a válvula de admissão se abra, uma carga fresca de ar e combustível entre no cilindro até o pistão atingir o ponto morto inferior.

O segundo tempo é a compressão, onde após a válvula de admissão se fechar, o pistão caminha do ponto morto inferior ao ponto morto superior, comprimindo a mistura segundo uma razão de compressão estabelecida pelo projeto do motor,

fazendo com que no fim deste processo a mistura se encontre localizada na câmara de combustão em alta pressão e temperatura.

O terceiro tempo é chamado de expansão e é nele que ocorre o trabalho positivo do motor. Após a faísca ser produzida pelas velas na câmara de combustível, a queima do combustível promove grande aumento da pressão no cilindro, fazendo com que o pistão seja empurrado do ponto morto superior ao ponto morto inferior. Neste processo os gases produzidos da queima passam por uma expansão.

O quarto e último tempo é o escape dos gases produzidos pela queima do combustível, que ocorre quando a válvula de escape abre e o pistão se movimenta do ponto morto inferior ao ponto morto superior, forçando os gases a saírem do cilindro.

Em um carro comum de 4 cilindros, esse ciclo de operação se repete de modo que os cilindros não realizem o mesmo tempo simultaneamente. O objetivo disto é que haja uma distribuição mais uniforme de carga no eixo virabrequim, evitando assim oscilações bruscas na transmissão de potência. A Figura 3 mostra como é feita a distribuição dos tempos nos cilindros de maneira idealizada, para melhor alterna-los.

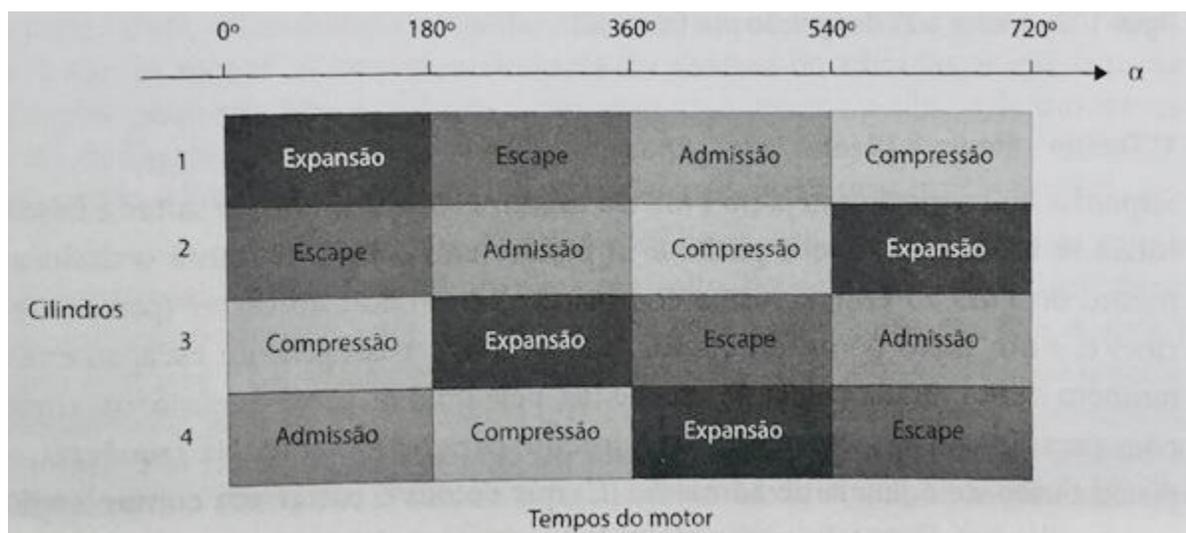


Figura 3 - Sincronismo dos tempos de cada cilindro em um motor do ciclo Otto.
Fonte: BRUNETTI (2012).

2.4. Desempenho de motores

Para o estudo experimental dos motores de combustão interna, buscando conhecer suas características de desempenho para posterior aplicação ou a fim de desenvolvê-lo de forma a torná-lo mais eficiente, é utilizado um conjunto de propriedades que, além de fornecer informações relevantes sobre suas condições de funcionamento, pode gerar curvas que irão caracterizá-los individualmente (BRUNETTI, 2012).

2.4.1. A curva característica de torque

Uma curva importante para a caracterização de um motor é a curva de torque. O sistema pistão-biela-manivela é o responsável pela transmissão da energia térmica em energia cinética, e a energia cinética pode ser caracterizada por uma força F resultante no pistão, que é composta por F_r (força radial) e F_{tan} (força tangencial), esquematizado pela Figura 4.

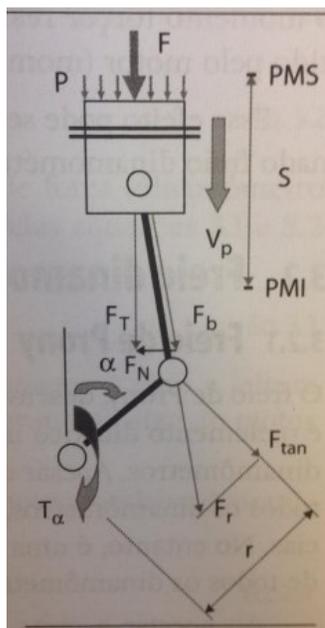


Figura 4 – Sistema pistão-biela-manivela
Fonte: BRUNETTI (2012).

A força F no pistão, originada pelo aumento de pressão na câmara de combustível quando o combustível que lá se encontra entra em combustão, é transmitida do pistão para a biela e desta forma a manivela, sendo esta força a responsável por gerar rotação no eixo do motor. Mais especificamente sua componente tangencial, que criará um momento instantâneo no eixo.

A componente F_{tan} da força F varia com a posição angular da manivela, fazendo com que o momento gerado por ela também varie com esta posição. Este ângulo é medido a partir da posição em que a biela e a manivela estão alinhadas, gerando o menor volume entre a cabeça do pistão e o cabeçote. Já a pressão dentro da câmara de combustão é função da massa de mistura combustível-ar e da rotação do eixo do motor, fazendo com que a força F no pistão e sua componente tangencial também sejam função destas variáveis.

Em uma certa rotação é imposta ao eixo do motor um momento externo resistivo de mesmo valor, garantindo assim que não haja variação da rotação do eixo. Este efeito pode ser produzido por um freio dinamométrico ou dinamômetro. Com a análise em diferentes rotações, é possível construir um gráfico rotação x torque que gerará uma curva característica de torque do motor.

A curva de torque do motor é um dado extremamente importante a ser obtido por que representa a interação de todos os mecanismos do sistema durante o funcionamento do motor. Esta curva é única para cada motor e representa sua identidade. Para escolher a melhor aplicação do motor e também possibilidades de otimização é necessário a obtenção desta curva.

Durante o funcionamento do motor, dos 4 tempos do ciclo do motor que ocorrem em duas voltas do eixo do motor, apenas no tempo da expansão dos gases é que acontece a transformação da energia da queima do combustível em energia cinética rotacional. Desta forma, é gerado uma sequência de torques cíclicos causando oscilação no sistema. Esta oscilação muitas vezes é compensada pela existência de um volante de inercia que funciona como um reservatório de energia cinética para as fases que consomem trabalho durante o curso, gerando assim uma boa estabilidade no sistema. Este fenômeno resulta em um torque constante a certa rotação.

2.4.2. As potências do motor e a curva característica de potência

O cálculo da potência do motor também é algo importante a ser estudado para caracterizá-lo. No estudo de motores 3 tipos de potências são analisadas: a potência efetiva, a potência indicada e a potência de atrito.

Uma das maneiras de calcular a potência disponível no eixo do motor, também denominada potência efetiva ou útil, sendo responsável pelo o movimento mecânico do carro, é sabendo o torque e a velocidade angular do eixo.

$$N_e = T * \omega = T * 2\pi * N$$

Onde:

N_e = potência efetiva;

ω = velocidade angular do eixo;

N = rotação do eixo;

T = torque do eixo.

Segundo Brunetti (2012), a potência indicada é definida pela potência desenvolvida pelo ciclo termodinâmico do fluido ativo. Essa potência pode ser mensurada através de um dispositivo indicador de pressões, que permite traçar o ciclo do fluido ativo, sendo este representado com um diagrama da pressão versus o volume como mostra a Figura 5. De acordo com a termodinâmica, sabe-se que as áreas do diagrama p - V são proporcionais ao trabalho desempenhado.

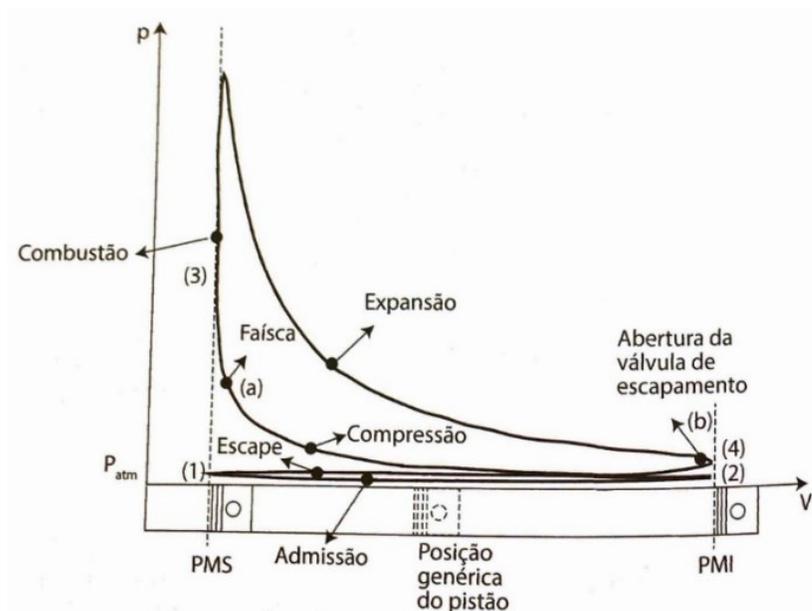


Figura 5 - Diagrama $p - V$ da representação de um ciclo de um motor de combustão
Fonte: BRUNETTI (2012).

O cálculo do trabalho desenvolvido em um ciclo do motor, calculado pela área do gráfico pressão versus volume, pode ser feito pela integração da multiplicação da pressão pelo diferencial do volume.

$$W = \oint p * dV$$

Onde:

W = trabalho;

p = pressão média efetiva;

dV = diferencial de volume.

Já para calcular a potência indicada, o trabalho encontrado é multiplicado pela frequência em que é realizado, pois a potência nada mais é que o trabalho por unidade de tempo. Assim,

$$N_i = W_i * \frac{N}{x} * z$$

Onde:

N_i = potência indicada;

W_i = trabalho indicado;

N = rotação do motor;

$x = 1$ para motores de 2T e 2 para motores de 4T;

z = número de cilindros do motor.

A potência indicada é a potência total produzida pelo motor, porém como o motor não é uma máquina ideal, a potência entregue ao eixo do motor é menor devido a perdas por atrito do cilindro com o pistão. As perdas por atrito são denominadas potência de atrito e podem ser estimadas segundo a equação:

$$N_i = N_e + N_a$$

Onde:

N_i = Potência indicada;

N_e = potência do eixo;

N_a = potência de atrito.

A obtenção da curva de potência do motor é feita analiticamente, sendo a potência determinada pela multiplicação do torque do motor pela velocidade angular do eixo. Desta força é possível obter o valor da potência para o intervalo de rotações em que o motor opera e construir sua curva. A Figura 6 mostra de forma genérica como tende a se comportar o torque e a potência no motor com a variação da rotação do eixo do motor.

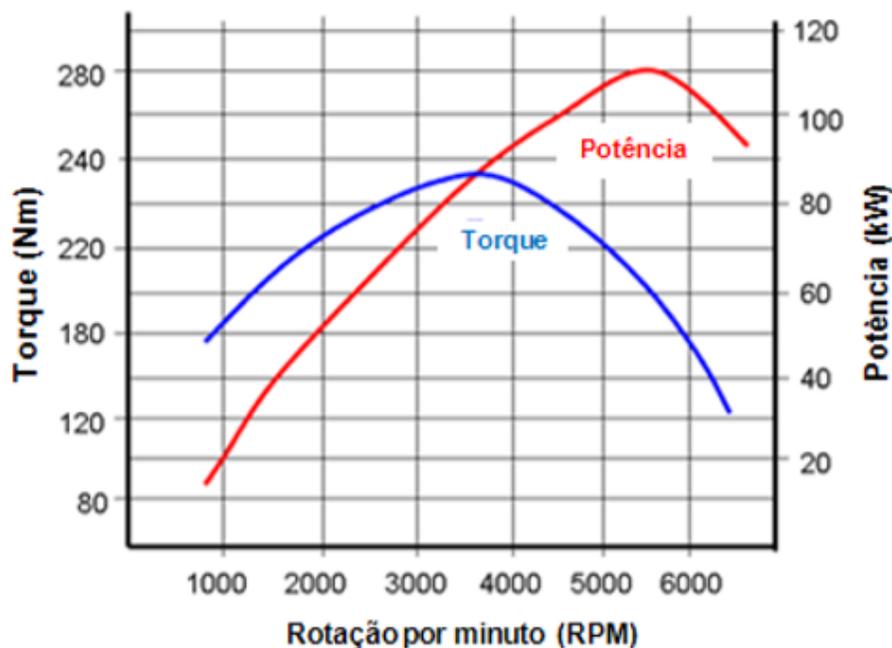


Figura 6 - Exemplo de curvas de torque e potência
 Fonte: CLUBEDOCARROELETRICO (2019)

No cálculo do torque, conforme a rotação aumenta, aumenta-se as eficiências volumétrica, mecânica e térmica, fazendo com que o torque chegue a um máximo em rotações intermediárias. A partir daí, a queda da eficiência volumétrica e o aumento significativo das forças de atrito fazem com que o torque comece a decrescer. Já a potência aumenta com o aumento do torque, já que é calculada pela multiplicação do torque pela rotação do eixo do motor. Porém, quando o torque chega ao seu máximo, a potência continua a crescer já que é calculada a partir da rotação do motor, fazendo com que as rotações intermediárias e altas compensem a perda de torque do motor. A potência chega ao seu máximo em altas rotações e torna a cair.

2.4.3. Fluxo de calor

Como a potência desenvolvida em um motor é proveniente da combustão da mistura ar-combustível, isto se torna um parâmetro essencial para o estudo de desempenho de motores. O calor oriundo da combustão é nomeado fluxo de calor e pode ser calculado pela relação entre a quantidade de combustível presente na câmara

e o poder calorífico inferior deste combustível, que representa o quanto de energia por unidade de massa o componente pode fornecer e é uma propriedade específica para cada tipo de combustível. Assim,

$$\dot{Q} = \dot{m}_c * PCi$$

Onde:

\dot{Q} = calor fornecido por unidade de tempo (fluxo de calor);

\dot{m}_c = vazão em massa do combustível;

PCi = poder calorífico inferior do combustível.

Os valores típicos encontrados para os combustíveis mais utilizados no Brasil se encontram na Figura 7.

Propriedades	Combustível				
	Diesel	Etanol hidratado	Metanol	Gasolina E22	
Massa específica (kg/L)	0,84	0,81	0,80	0,74	
pci	(kcal/kg)	10200	5970	4760	9400
	(kcal/L)	8568	4836	3808	6956
TAI (°C)	250	420	478	400	

Figura 7 – Poder Calorífico Inferior
Fonte: BRUNETTI (2012).

Durante a combustão, nem todo calor é transformado em trabalho uma vez que parte do calor produzido aquece o motor do carro e a outra parte não irá realizar a combustão, considerando que a combustão é incompleta. Portanto, de acordo com a Segunda Lei da Termodinâmica,

$$N_i < \dot{Q}$$

Onde:

N_i = potência indicada;

\dot{Q} = calor fornecido por unidade de tempo (fluxo de calor).

2.4.4. Eficiência térmica, mecânica e volumétrica

E a eficiência térmica é a divisão de N_i por \dot{Q} , uma vez que N_i é todo o calor convertido em trabalho dentro da câmara de combustão e \dot{Q} é o máximo calor que o combustível poderia fornecer, sendo assim:

$$\eta_t = \frac{N_i}{\dot{Q}}$$

Onde

η_t = eficiência térmica;

N_i = potência indicada;

\dot{Q} = calor fornecido por unidade de tempo (fluxo de calor).

A eficiência mecânica é a relação entre a potência total gerada no cilindro e a potência que é de fato utilizada pelo eixo do motor para movimentar o carro:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

Onde

η_m = eficiência mecânica;

N_i = potência indicada;

N_e = potência de eixo.

Um parâmetro que quantifica o quão eficiente está sendo a entrada de ar no cilindro chama-se eficiência volumétrica. No sistema de alimentação, o filtro de ar, carburador, válvula borboleta, coletor de admissão, válvula de admissão, entre outros, restringem a passagem do ar até o cilindro. A eficiência volumétrica mede o quão efetivo está sendo o fluxo de ar até o motor. Esta eficiência é utilizada apenas para motores com 4 ciclos de operação por possuir uma indução de ar distinta e é definida

como a taxa de fluxo de volume de ar que está entrando no cilindro dividida pela taxa de volume deslocado pelo pistão, para mesmas condições de pressão e temperatura.

$$\eta_v = \frac{2 \dot{m}_a}{\rho_{a,0} V_d N}$$

Onde:

η_v = eficiência volumétrica;

$\rho_{a,0}$ = densidade do ar;

\dot{m}_a = fluxo de massa do ar;

V_d = volume do cilindro;

N = rotação do motor.

2.4.5. Consumo específico de combustível

O consumo de combustível também é um parâmetro amplamente estudado em motores, pois além de gerar mais ou menos gastos para o consumidor, gera também mais ou menos poluição para o meio ambiente. Para classificar um carro quanto ao seu consumo de combustível é calculado o consumo específico, que é a relação entre o quanto está sendo consumido de combustível e a potência efetiva gerada. Este parâmetro possibilita a estimativa da vazão de combustível consumida necessária para gerar uma unidade de potência efetiva no eixo.

$$C_e = \frac{\dot{m}_c}{N_e}$$

Onde

C_e = consumo específico;

\dot{m}_c = vazão mássica de combustível;

N_e = potência de eixo.

O consumo específico também está ligado diretamente a eficiência global e esta relação pode ser verificada pela equação abaixo.

$$C_e = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_c * PCI * \eta_t * \eta_m}$$

Onde

C_e = consumo específico;

\dot{m}_{ic} = vazão mássica de combustível;

PCI = poder calorífico inferior do combustível;

η_t = eficiência térmica;

η_m = eficiência mecânica.

De acordo com Martins (2006), a curva do consumo específico não possui uma relação direta com os outros diagramas. Em rotações baixas, devido a elevadas perdas térmicas, o consumo é elevado. Em rotações altas, o consumo novamente se apresenta elevado, porém agora devido as intensas perdas mecânicas e ao fato de que o motor está realizando muito mais ciclos de operação por minuto. O menor consumo, portanto, se encontra em rotações intermediárias. A Figura 8 mostra que o consumo específico também se relaciona com a concentração de combustível na mistura ar-combustível, sendo o menor consumo específico encontrado em concentrações levemente pobres, ou seja, com mais ar do que o necessário segundo a equação estequiométrica.

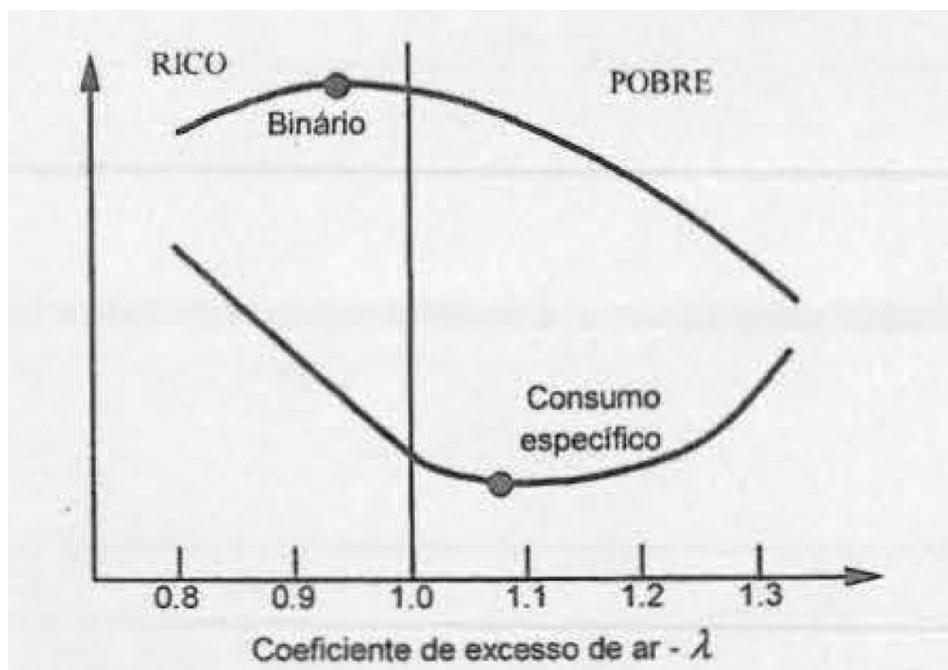


Figura 8 - Relação da curva de consumo e torque (binário) com a variação da concentração de combustível na mistura ar-combustível.

Fonte: MARTINS (2006).

2.4.6. Pressão média efetiva do motor

O consumo específico também se associa a pressão média efetiva do motor. Segundo Brunetti (2012), define-se a pressão média do ciclo ou pressão média indicada, como sendo uma pressão que aplicada constantemente na cabeça do pistão ao longo do curso de expansão, produziria o mesmo trabalho do ciclo. Analogamente, a pressão média efetiva do motor seria então uma pressão constante que aplicada na cabeça do pistão durante o curso de expansão produziria o trabalho entregue ao eixo do motor. A Figura 9 mostra como a pressão média efetiva e a rotação do eixo do motor interage com o consumo específico de combustível.

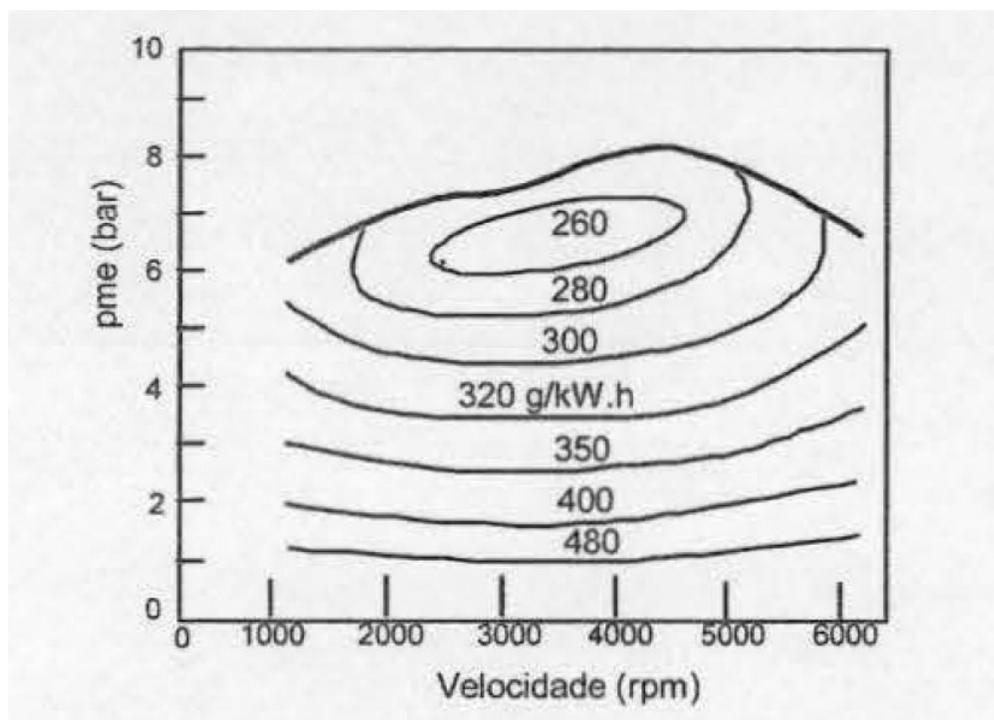


Figura 9 - Representação do diagrama de desempenho de um motor com ignição por centelha (ciclo Otto).

Fonte: MARTINS (2006).

O aumento da pressão média efetiva possui grande influência no consumo específico do motor, sendo que quanto maior esta pressão, menor é o consumo específico de combustível. É possível identificar também que o menor consumo ocorre em rotações intermediárias, independente da pressão média efetiva.

2.4.7. Abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape

Para que a combustão no cilindro do motor ocorra da melhor maneira possível, atingindo as pressões e temperaturas na câmara de combustão que causam a mais eficiente queima do combustível e, portanto, gera o melhor desempenho do motor, é preciso preencher o cilindro com a maior quantidade da mistura ar-combustível que for possível. Além de saber o quanto da mistura deve ser injetada, é essencial que as válvulas de admissão e escape fiquem tempo suficientemente abertas

para que permitam que a maior quantidade da mistura entre no cilindro, e que após a combustão, os gases residuais consigam sair do cilindro de forma efetiva.

A válvula de admissão encontra-se aberta durante todo o curso do pistão do PMS para o PMI e fecha após o PMI. O atraso (fechamento da válvula de admissão depois do PMI) garante que uma maior massa de mistura entre na câmara de combustão mesmo que o pistão esteja se movendo em direção as válvulas, pois a inércia dos gases de entrada supera a compressão da mistura pelo pistão. Heywood nomeou este evento de efeito RAM.

O ângulo de atraso no fechamento da válvula de admissão, no entanto, deve ser definido com cautela. Esse fenômeno é interessante apenas para motores de alto desempenho e rotação, pois nessa situação a inércia da coluna gasosa na entrada de admissão é maior do que a força compressiva do pistão, garantindo que a mistura entre no cilindro. Por outro lado, em motores de baixas rotações, a inércia dos gases é baixa e o atraso no fechamento da válvula de admissão pode fazer com que o pistão force os gases admitidos de volta para o conduto de admissão (BRUNETTI, 2012).

Já a válvula de escape, é aberta ainda durante a expansão dos gases. O começo da frente de chama se dá perto das válvulas, sendo lá o primeiro lugar a acumular gases residuais. Devido a alta energia cinética dos gases causada pelas altas temperaturas da combustão, quando a válvula de escape é aberta iniciasse a exaustão dos gases. Quando finalmente o pistão passa pelo PMI e começa a subir, a menor quantidade de gases residuais dentro do cilindro gera uma menor resistência de subida do pistão, garantindo menores perdas de bombeamento. Este processo, atualmente, é a maneira mais eficiente de retirar a maior quantidade de gases residuais do cilindro, fazendo com que a nova mistura de ar-combustível encontre a menor quantidade de impurezas no cilindro, aumentando a eficiência da combustão.

2.4.8. Cruzamento de válvulas

Para determinar quando as válvulas de admissão e escape serão abertas e fechadas, é usada como referência o ângulo de giro do eixo do motor, sendo do PMS ao PMI 180°, e vice e versa. De acordo com John B. Heywood, normalmente o processo de exaustão dos gases começa com a válvula de escape abrindo entre 40° e 60° antes do pistão chegar ao PMI e fechando entre 15° e 30° depois do PMS. A válvula de admissão normalmente abre entre 10° a 20° antes do PMS e fecha entre 50° e 70°. Há um momento em que tanto a válvula de admissão quanto a válvula de exaustão estarão abertas, momento este chamado de cruzamento de válvulas. A Figura 10 ilustra a abertura e fechamento das válvulas de acordo com o ângulo do eixo do motor, mostrando também a ocorrência do cruzamento de válvulas.

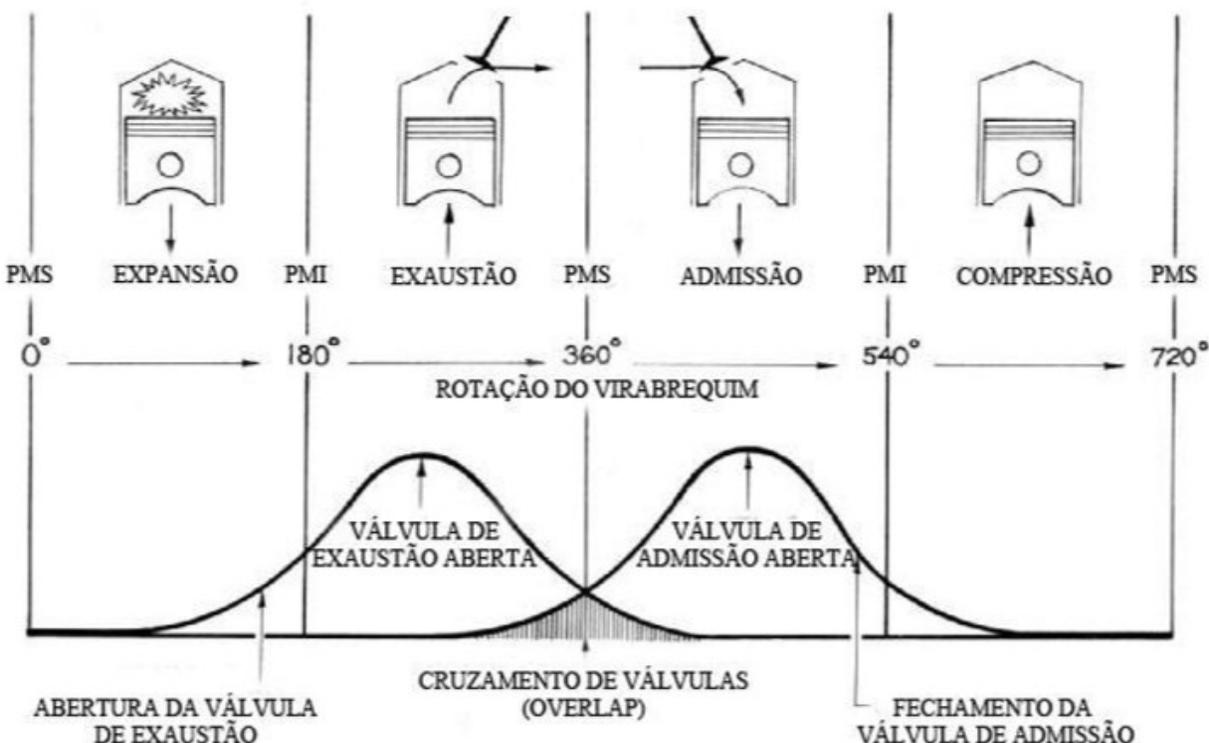


Figura 10 – Cruzamento de válvulas em relação ao movimento do eixo virabrequim.
Fonte: DAVIS, Marlan. "Secrets Of Camshaft Power". 1988.

Para grande cruzamento de válvulas, as altas rotações são favorecidas por que desta maneira é permitida a entrada de maior quantidade de mistura no cilindro e aumenta-se a eficiência volumétrica. Porém, em baixas rotações, a pressão de admissão pode ser menor que a pressão de escape, fazendo com que gases residuais retornem para o cilindro e também entrem pela válvula de admissão, evento este chamado de fluxo reverso na admissão, que se prorroga até que os gases de admissão possuam pressão superior a pressão do cilindro e a mistura ar-combustível consiga entrar, prejudicando o desempenho do motor.

Segundo Heywood, os parâmetros relacionados ao sistema de admissão e exaustão variam de forma complexa. As variações com o tempo, volume do cilindro, área de abertura das válvulas, tempo de abertura das válvulas, efeitos de inércia dos gases, propagação de ondas, pressões no coletor de admissão e escape fazem com que o cálculo analítico utilizando estes parâmetros se torne extremamente difícil. Para que o desempenho do sistema de admissão e exaustão dos gases seja avaliado, o mais comum é a determinação da eficiência volumétrica do sistema, por que ela está relacionada com a capacidade de bombeamento do sistema de admissão e exaustão, tornando-se um bom parâmetro avaliativo para o desempenho destes sistemas.

2.4.9. Parâmetros e efeitos que alteram a eficiência volumétrica

Dentre as variáveis que afetam a eficiência volumétrica, destaca-se a razão de compressão e a razão da pressão de exaustão pela pressão de admissão. Quanto menos gás residual no cilindro, maior será a pressão de admissão e maior será a eficiência volumétrica. Heywood relaciona a razão de pressões, a razão de compressão e a eficiência volumétrica na figura 11.

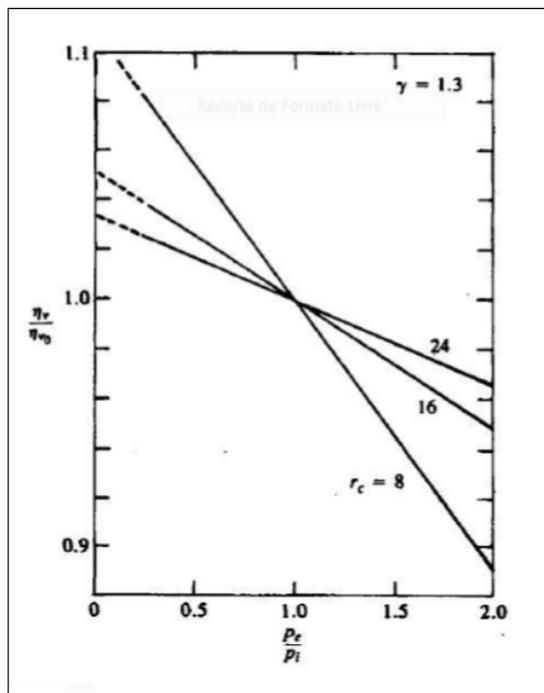


Figura 11 – Efeito da razão entre as pressões de exaustão e admissão e da razão de compressão na eficiência volumétrica para um motor ICE com ciclo ideal.

Fonte: HEYWOOD (1988).

Observando a figura 11, percebe-se que conforme a razão de compressão aumenta, a razão entre as pressões afeta menos o valor da eficiência volumétrica. É notável também que para razões de compressões menores é possível atingir maiores eficiências volumétricas. No entanto, para qualquer razão de compressão, as maiores eficiências volumétricas se encontram com a menor razão entre a pressão de exaustão e a pressão de admissão.

Outro efeito que altera a eficiência volumétrica é chamado tuning. O escoamento resultante do processo de exaustão de cada cilindro é realizado em pulsos, causando ondas de pressão em todo o sistema de exaustão. Essas ondas de pressão, em motores com mais de um cilindro, são transmitidas e refletidas no sistema de exaustão e interagem com os cilindros do motor (HEYWOOD, 1988). “Tuning” é denominado o processo em que é utilizado as ondas de pressão propagadas no processo de exaustão para que a troca gasosa dentro do cilindro seja mais efetiva. O “tuning” pode acontecer de duas maneiras. A primeira delas é quando as ondas propagadas causam

redução da pressão após a válvula de escape, fazendo com que os gases de escape saiam do cilindro de maneira mais eficiente. De maneira análoga, o fluxo de ar no coletor de admissão também gera ondas de pressão que se propagam e o “tuning” pode ser obtido quando estas ondas causam um aumento de pressão na admissão, possibilitando maior quantidade de mistura ser admitida no cilindro, causando aumento da eficiência volumétrica.

Heywood analisa de maneira gráfica os efeitos de fluxo reverso na admissão, efeito RAM, efeito tuning, as perdas por bombeamento e o efeito de estrangulamento na Figura 12.

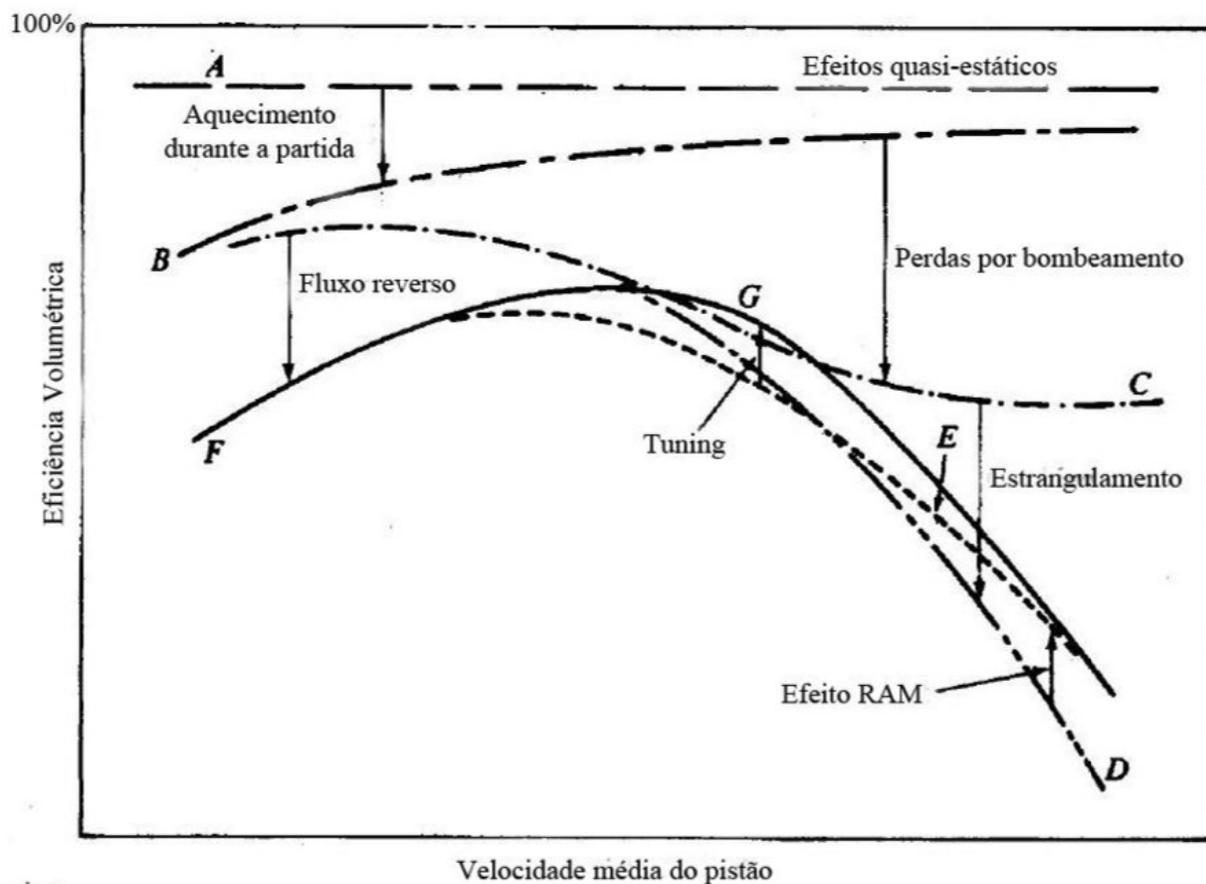


Figura 12 – Efeitos de diferentes fenômenos que afetam a eficiência volumétrica do motor em função da velocidade do pistão.

Fonte: HEYWOOD (1988).

A curva “A” apresenta os efeitos quase-estáticos, ou seja, que variam muito pouco em função do tempo, na eficiência volumétrica. A mudança da curva “A” para a curva “B” é explicada pela troca térmica entre o cilindro e o coletor, sendo a queda da curva mais crítica para baixas rotações já que a inercia dos gases é menor e o tempo de troca térmica, portanto, é maior. A queda de eficiência volumétrica da curva “B” para a curva “C” é resultado de perdas por atrito entre os gases e os elementos do sistema. A transição da curva “C” para a “D” ocorre quando a rotação do eixo aumenta, o tempo de abertura e fechamento de válvulas diminui e a inercia dos gases aumenta, ocasionando grande dificuldade no preenchimento do cilindro com a mistura ar-combustível, levando a uma queda significativa na eficiência volumétrica. A curva “E” mostra o aumento da eficiência volumétrica em médias e altas rotações ocasionado pelo efeito RAM. A curva “F” mostra a queda na eficiência volumétrica em baixas rotações devido ao fluxo reverso durante o cruzamento de válvulas. Finalmente, a curva “G” mostra o efeito “tuning” em que as ondas de pressão são favoráveis para a eficiência volumétrica.

A eficiência volumétrica possui alta influência no torque do motor, e conseqüentemente, no seu desempenho e a relação entre os dois pode ser observada pela equação abaixo.

$$T = \frac{n_v n_f V_d Q_{HV} \rho_{a,i} \left(\frac{F}{A}\right)}{4\pi}$$

Onde:

n_v = eficiência volumétrica;

n_f = eficiência térmica;

V_d = cilindrada total;

Q_{HV} = poder calorífico do combustível;

$\rho_{a,i}$ = densidade do ar aspirado;

$\left(\frac{F}{A}\right)$ = razão mássica de combustível-ar.

2.5. Simulação de motores

Na utilização de software para simulação de motores, há diversos tipos de simulação que podem ser utilizados para a realização dos cálculos dos fenômenos de combustão. A principal diferença entre os modelos está na complexidade do cálculo e conseqüentemente, na exatidão dos valores obtidos. Os modelos mais utilizados atualmente são apresentados na figura 13.

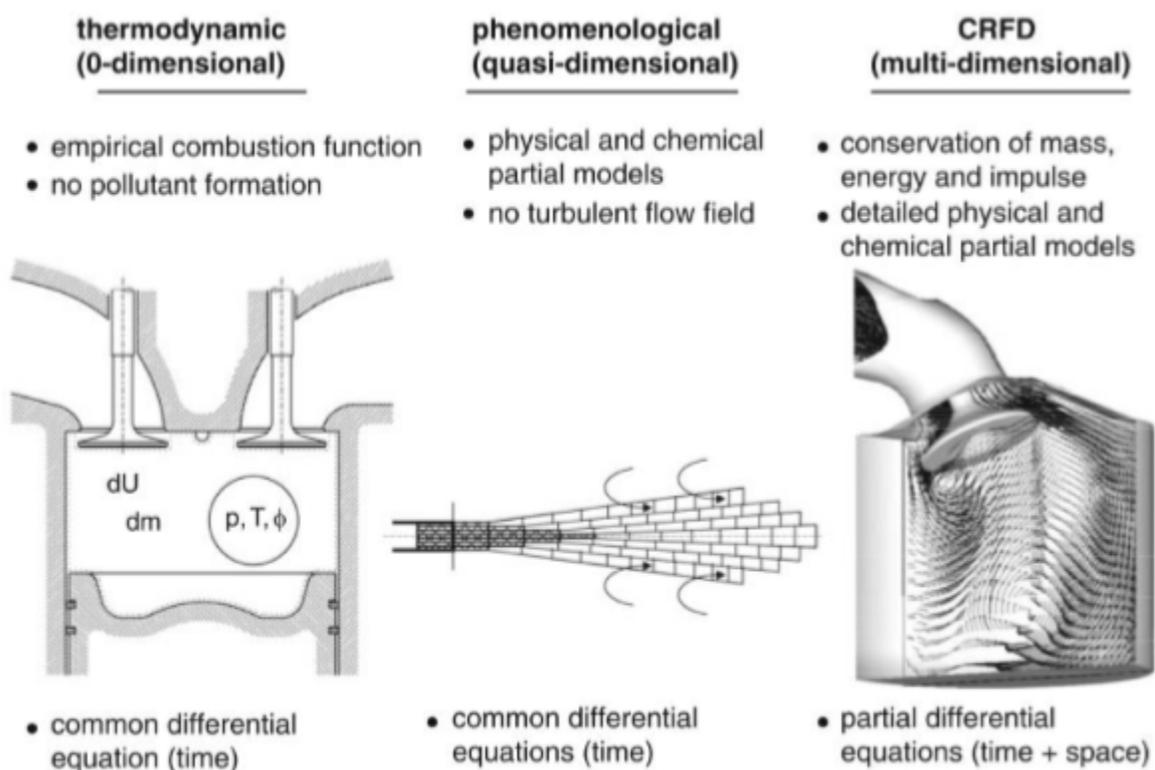


Figura 13 – Comparação entre os modelos de simulação de motores.

Fonte: Merker et al. (2012).

A diferença entre os modelos se dá pelo nível de detalhamento, fazendo com que o modelo mais detalhado chegue mais próximo da realidade. Quanto mais detalhado o modelo for, mais equações terão de ser resolvidas e maior será o custo computacional para gerar a solução do problema.

Os modelos zero dimensionais e os quase dimensionais são também conhecidos como fenomenológicos ou termodinâmicos, pois são estruturados em torno da análise termodinâmica dos fluidos de trabalho do motor. Os modelos zero dimensionais são construídos com base na primeira lei da termodinâmica e o tempo é a única variável independente. A taxa de queima do combustível é obtida através de um submodelo obtido empiricamente. Na modelagem quase dimensional, é utilizada a taxa de queima de um submodelo físico, baseado em um processo de combustão turbulenta, com o objetivo de se prever o atraso e a evolução da combustão. Estes parâmetros são representados em função de dados de operação e de projeto do motor. Os gases do cilindro são subdivididos em duas zonas: gases queimados (produtos da combustão) e gases não queimados. A frente de chama é considerada como sendo geralmente de formato esférico, permitindo um cálculo de sua velocidade. Esses modelos são muito usados para estudo de emissões de poluentes, principalmente formação de óxidos de nitrogênio (NO_x), hidrocarbonetos não queimados (THC) e material particulado (no caso de motores diesel).

Os modelos tridimensionais ou modelos CFD (Computational Fluid Dynamics) são modelos bem mais complexos que resolvem equações de conservação de massa, quantidade de movimento linear, energia e espécies químicas, acopladas a um modelo de turbulência em um domínio computacional discretizado dinâmico, que cobre todo o volume do cilindro. Os modelos CFD são capazes de prever o campo de escoamento e a combustão em todo o cilindros com extrema exatidão. Com alta confiabilidade, este modelo é utilizado durante projeto e desenvolvimento de motores e tem reduzido drasticamente o tempo necessário para realizar estas tarefas. Dentro de um modelo multidimensional, algumas vezes podem ser incluídos submodelos zero dimensionais ou quase dimensionais para fornecer condições de contorno e iniciais para modelos tridimensionais.

3 – METODOLOGIA

3.1. Validação do software

Para análise de desempenho de motores é necessário conhecer as curvas de torque e potência, que representam a identidade do motor. O motor escolhido para o estudo foi o motor Fiat Fire 1.0 e motivação da escolha é a Universidade Federal de Uberlândia possuir um motor deste em uma bancada experimental. Este motor fabricado pela Fiat possui cilindrada de 1l e tecnologia Flex, podendo ser utilizado tanto gasolina, álcool ou a mistura entre os dois para o seu funcionamento. A figura 14 apresenta fotos reais do motor.



Figura 14 - Bancada experimental do motor Fiat Fire 1.0 localizada na Universidade Federal de Uberlândia (UFU).
Fonte: Fernando Costa.

As curvas características reais de torque e potência para o motor Fiat Fire 1.0 foram encontradas na internet (CARROSNAWEB, 2017) e são mostradas na figura 15.

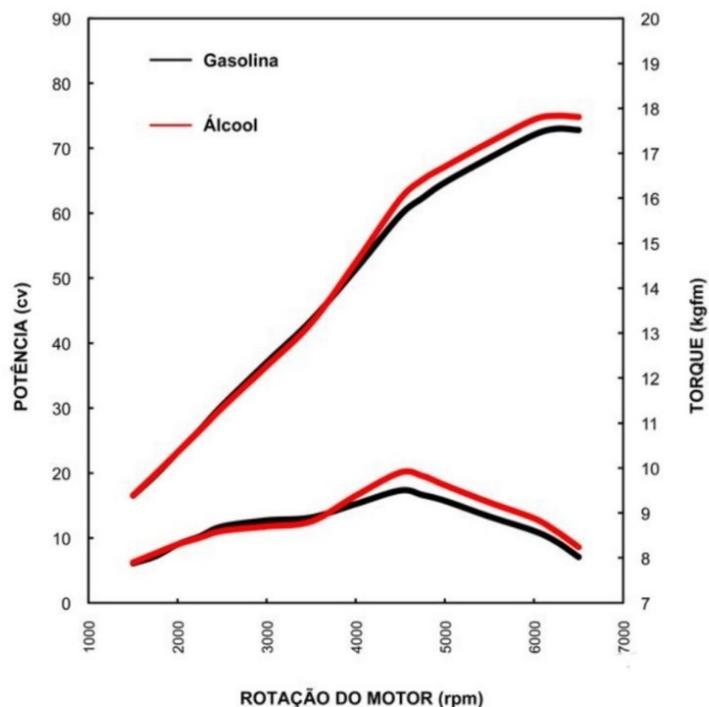


Figura 15 - Curvas características de torque e potência do motor Fiat Fire 1.0.
Fonte: CARROSNWEB (2017).

A partir delas iniciou-se o estudo e para tal, utilizou-se de um software de simulação de motores em que é gerar as curvas características de torque e potência serão geradas. No entanto, existem muitos dados sigilosos que não são encontrados facilmente, uma vez que não são divulgados pelos fabricantes.

Portanto, o desafio deste trabalho foi encontrar os parâmetros do motor que são desconhecidos e junto com os parâmetros divulgados pelo fabricante realizar a calibração das curvas de potência e de torque para este motor. Para encontrar parâmetros desconhecidos foram feitas inúmeras simulações baseadas em conceitos, teorias e equações de desempenho de motores.

3.2. Procedimentos da validação

Primordialmente foi realizada uma familiarização com o software utilizado a partir da leitura de tutoriais e vídeos explicativos. Foi então constatado os parâmetros necessários para simulação do motor e compreendido o funcionamento do software.

Utilizou-se então o manual do motor Fire1.0, mostrado na tabela 1, disponibilizado pelo fabricante Fiat para procurar características técnicas do motor que seriam relevantes para o uso do software.

Tabela 1 – Manual de uso e manutenção do Palio Fire Economy 1.0 Flex.

Fonte: MANUALDOAUTOMOVEL.

MOTOR

DADOS GERAIS		Palio Fire Economy 1.0 8V Flex	
Código do tipo		310A1011	
Ciclo		OTTO	
Combustível		Gasolina/etanol	
Número de cilindros		4 em linha	
Número de válvulas por cilindro		2	
Diâmetro x curso	mm	70,0 x 64,9	
Cilindrada total	cm ³	999,0	
Taxa de compressão		12,15 ± 0,15: 1	
Potência máxima	ABNT cv/kW regime correspondente rpm	Gasolina 73,0/53,7 6250	Etanol 75,0/55,2 6250
Torque máximo ABNT	kgm/daNm regime correspondente rpm	9,5/93,1 4500	9,9/97,0 4500
Regime de marcha lenta	rpm	850 ± 50	
DISTRIBUIÇÃO			
Admissão:	início antes do PMS fim depois do PMI	02° 41°	
Escapamento:	início antes do PMI fim depois do PMS	42° 01°	
Teor de CO em marcha lenta		< 0,30%	

E-3

Dentre os parâmetros apresentados na tabela 1, foram utilizados os valores para diâmetro, curso, cilindrada total, razão de compressão e ângulos de abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape.

Os outros parâmetros requeridos pelo simulador são: tipo do bloco do motor, tipo de cabeçote, tipo de coletor de admissão, fluxo de ar, queda de pressão do fluxo de ar, tipo de combustível, sistema de exaustão, tipo de eixo de comando de válvulas, tamanho da elevação na válvula de admissão, tamanho da elevação na válvula de escape, tipo de levantador das válvulas, taxa de aceleração do levantador das válvulas e modo de abertura das válvulas.

Os parâmetros utilizados para a obtenção das curvas de torque e potência que não foram fornecidos pelo fabricante são apresentados na tabela 2.

Tabela 2 – Parâmetros estimados para o motor Fiat Fire 1.0.
Fonte: AUTORA PRÓPRIA.

Dados técnicos utilizados pelo Software	
Combustível	Flex
Diâmetro da válvula de admissão	31.70 mm
Diâmetro da válvula de escape	31.70 mm
Taxa de compressão	12
Fluxo de ar	300 cfm
Perda de pressão	1,5 inHg
Coletor de admissão	Injeção sequencial de combustível
Catalisador	Tubos pequenos com exaustão aberta
Eixo de comando de válvulas	Stock street/Econômico
Abertura da válvula de admissão	6,37 mm
Abertura da válvula de escape	6,05 mm
Comando de abertura de válvulas	Hidráulico
Taxa de aceleração de abertura de válvulas	1 (pouca aceleração, rua suave)
Abertura e fechamento de válvulas	Seat-to-seat

Após todos os parâmetros determinados e as curvas de potência e torque serem construídas, utilizando tanto a gasolina quanto o álcool como combustível, foi utilizado um software para a captação de pontos nas curvas geradas pelo simulador e de pontos nas curvas reais do motor, de forma que a escolha dos pontos foi feita para que melhor representasse as curvas simulada e real.

Com isto, foi possível utilizar o Excel para plotar em um mesmo gráfico, a curva real e a curva simulada, tanto para potência quanto para torque, com o objetivo de colocar os dados na mesma escala e visualizar a proximidade das curvas.

4 – RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1. Resultados da validação do software

Para a validação do software utilizado, foi realizada uma comparação entre as curvas características de torque e potência simulada e real. A Figura 16 apresenta as curvas características de potência real e simulada e uma tabela de erro relativo entre as curvas, para o combustível gasolina, sendo possível observar que as curvas são próximas, apresentando a mesma tendência.

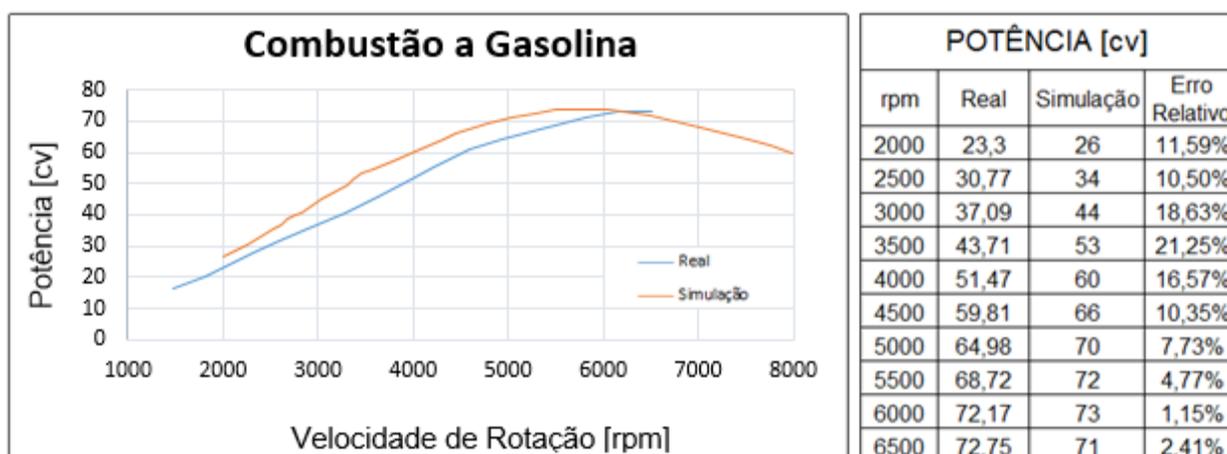


Figura 16 –Curvas características de potência real e simulada para gasolina, juntamente com tabela comparativa de erro relativo.

Fonte: AUTORA PRÓPRIA

Além dos gráficos comparativos, foi calculado o erro relativo para as rotações de 2000 a 6500 rpm, em intervalos de 500 rpm, para os combustíveis gasolina e álcool e para as curvas de potência e torque. A tabela com erro relativo irá comparar nos pontos

pré-determinados, em porcentagem, o quão distante o valor encontrado pela curva simulada está do valor da curva real.

Na figura 16, observa-se que o erro máximo foi de 21,25% encontrado para a rotação de 3500 rpm, o erro mínimo foi de 1,15% para a rotação de 6000 rpm e o erro médio foi de 10,49%. Os maiores erros foram encontrados em rotações intermediárias, erros medianos foram encontrados para as rotações baixas, e erros pequenos foram encontrados para rotações altas. A potência máxima real é de 72,75 cv para a rotação de 6500 rpm, e a potência simulada máxima é de 73 cv para a rotação de 6000 rpm.

A Figura 17 apresenta as curvas características de potência real e simulada para o álcool e a tabela com o erro relativo entre elas.

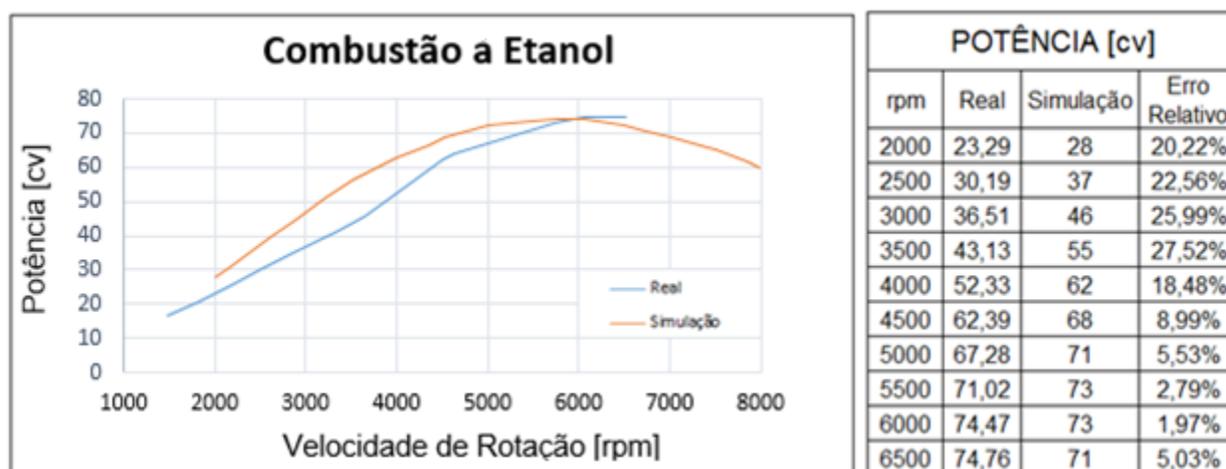


Figura 17 – Curvas características de potência real e simulada para álcool, juntamente com tabela comparativa de erro relativo.

Fonte: AUTORA PRÓPRIA

Segundo a tabela, a potência máxima real é de 74,76 cv para a rotação de 6500 rpm e a potência máxima simulada é de 73 cv para as rotações de 5500 e 6000 rpm. Conforme as curvas características reais de potência para gasolina e álcool, era esperado que a potência máxima com o combustível álcool fosse maior que a potência máxima com o combustível gasolina. O motivo disto é a razão de compressão do motor Fiat Fire 1.0 ser de 12,15, fazendo com que este número esteja mais próximo da razão de compressão de motores a álcool do que de motores a gasolina, privilegiando, portanto, o uso de álcool como combustível neste motor. Apesar da potência máxima

ter sido igual para estes dois combustíveis na simulação, os outros pontos analisados mostraram que para uma mesma rotação, a potência simulada utilizando álcool como combustível é superior a potência simulada utilizando gasolina como combustível.

O maior erro encontrado é de 27,52% para a rotação de 3500 rpm, o menor erro é de 1,97% para a rotação de 6000 rpm e o erro médio é de 13,91%. Percebe-se que para rotações baixas e intermediárias, foram encontrados os maiores erros. A partir da rotação 3500 rpm, o erro relativo cai significativamente. Entre 4000 rpm e 4500 rpm o erro relativo tem sua maior queda, indo de 18,48% para 8,99%. A partir de 4000 rpm, o erro relativo se apresenta baixo.

A Figura 18 apresenta as curvas características de torque real e simulada para gasolina e uma tabela de erro relativo entre elas,

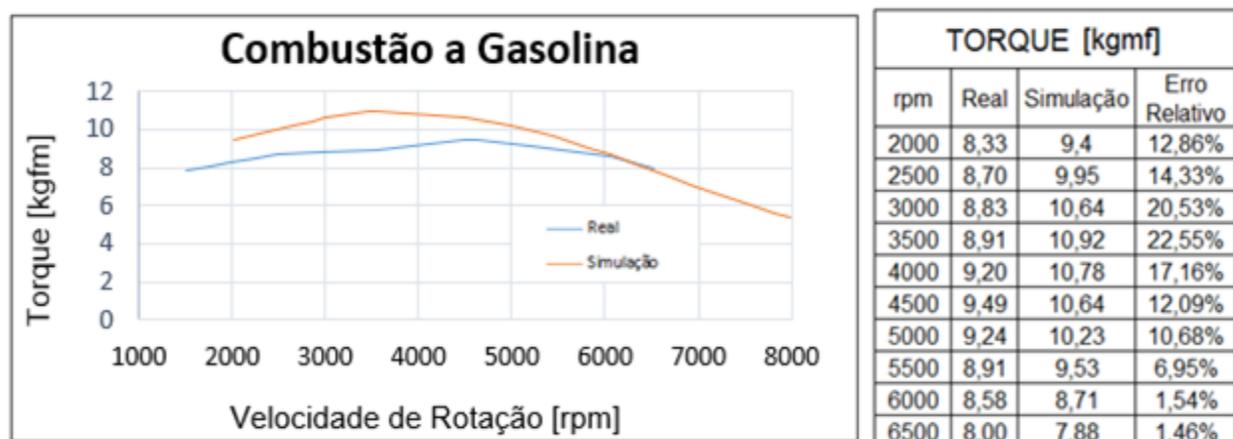


Figura 18 – Curvas características de torque real e simulada para gasolina, juntamente com tabela comparativa de erro relativo.

Fonte: AUTORA PRÓPRIA

É possível observar que o erro máximo foi de 22,55% encontrado para a rotação de 3500 rpm, o erro mínimo foi de 1,46% encontrado para a rotação de 6500 rpm e o erro médio foi de 12,01%. Analisando o combustível álcool, a tendência do erro relativo no gráfico do torque é similar a tendência do erro relativo para potência, sendo isto o esperado, visto que o gráfico de potência é construído partir do gráfico de torque utilizando a relação entre potência e torque em que a potência é igual ao torque vezes a rotação do eixo do motor. Os maiores erros foram encontrados em rotações

intermediárias, erros medianos foram encontrados para as rotações baixas, e erros pequenos foram encontrados para rotações altas. O torque máximo real é de 9,49 kgfm para a rotação de 4500 rpm, e o torque simulado máximo é de 10,92 kgfm para a rotação de 3500 rpm.

A Figura 19 apresenta as curvas características de torque real e simulada para o álcool e uma tabela com o erro relativo entre elas.

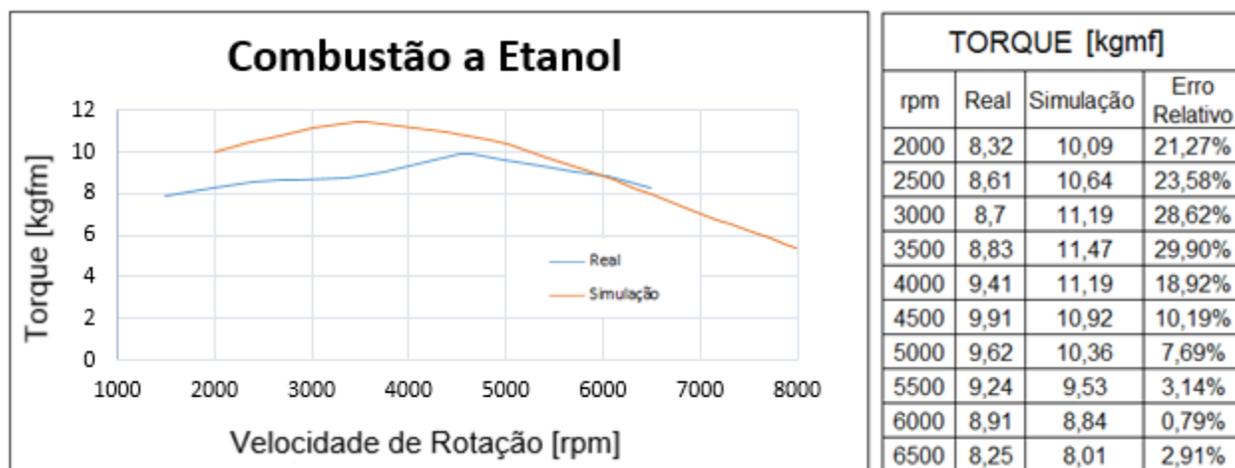


Figura 19 –Curvas características de torque real e simulada para álcool, juntamente com tabela comparativa de erro relativo.

Fonte: AUTORA PRÓPRIA

A Figura 19 apresenta o gráfico das as curvas características de torque real e simulada para o álcool e uma tabela com o erro relativo entre elas. O torque máximo na curva real acontece em 4500 e é de 9,91 cv e o torque máximo na curva simulada é de 11,47 cv na rotação de 3500 rpm. O maior erro é de 29,90% para a rotação de 3500 rpm, o menor erro é de 0,79% para a rotação de 6000 rpm e o erro médio e de 14,70%. É possível observar que praticamente para todas as rotações, o torque utilizando álcool como combustível é maior do que quando utilizado gasolina como combustível, conforme o esperado. Em rotações baixas e intermediárias, foram encontrados os maiores erros. A partir da rotação 3500 rpm, o erro relativo cai significativamente. Entre 3500 rpm e 4000 rpm o erro relativo tem sua maior queda, indo de 29,90% para 18,92%. A partir de 5000 rpm, o erro relativo se apresenta baixo.

Os erros relativos calculados nas figuras 16, 17, 18 e 19 possuem o mesmo comportamento. Os erros aumentam e atingem o seu máximo na rotação 3500 rpm e tornam a cair, apresentando os menores erros em rotações elevadas. O motivo deste comportamento está relacionado com o modo como está sendo calculado o torque do motor pelo simulador, portando, os parâmetros que podem explicar este comportamento são: eficiência volumétrica; eficiência térmica, cilindrada total, poder calorífico do combustível, densidade do ar aspirado, razão mássica de combustível-ar.

4.2. Análise dos resultados da simulação

Para explicar as diferenças entre os resultados simulados e reais foram analisados os dados fornecidos na simulação, tais como: potência de eixo, potência indicada, potência de atrito, potência de bombeamento, torque, eficiência mecânica, eficiência volumétrica, indução do fluxo de ar, força do pistão, velocidade do pistão, pressão média efetiva do freio, pressão média efetiva indicada, pressão média efetiva da fricção e pressão média efetiva de bombeamento. O simulador faz o cálculo destes parâmetros da rotação 2000 rpm até a rotação 11000 rpm e será analisado toda esta faixa de rotação para compreensão do comportamento dos parâmetros simulados.

Dos parâmetros calculados pelo simulador, os mais interessantes a serem analisados por terem grande relação com o cálculo do torque e, conseqüentemente com a construção das curvas características do motor são: a eficiência volumétrica, a pressão média efetiva indicada, a pressão média efetiva de eixo, a pressão media efetiva de atrito, a potência indicada, a potência de atrito, a potência de eixo. Na tabela 3 estão os valores simulados para a eficiência volumétrica, potência indicada, potência de eixo e potência de atrito, tanto para o combustível gasolina quanto para o combustível álcool. Na tabela 4 estão os valores simulados para pressão media efetiva indicada, pressão media efetiva de eixo e pressão media efetiva de atrito, tanto para o combustível gasolina quanto para o combustível álcool.

Tabela 3 – Tabela da eficiência volumétrica e potências calculadas pelo simulador.
Fonte: AUTORA PRÓPRIA

rpm	Gasolina				Álcool			
	Eficiência Volumétrica (%)	Potência de eixo (cv)	Potência indicada (cv)	Potência de atrito (cv)	Eficiência Volumétrica (%)	Potência de eixo (cv)	Potência indicada (cv)	Potência de atrito (cv)
2000	71,8	26,36	29,40	2,03	74,8	28,39	31,43	2,03
2500	76,1	34,47	38,53	2,03	79,3	37,51	40,55	2,03
3000	80,3	44,61	49,68	2,03	83,3	46,64	51,71	2,03
3500	84	53,74	59,82	3,04	86,7	55,76	61,85	3,04
4000	84,1	60,83	67,93	3,04	86,1	62,86	69,96	3,04
4500	83,8	66,92	75,03	4,06	85,2	68,94	77,05	3,04
5000	82,5	70,97	81,11	4,06	83,2	71,98	82,12	4,06
5500	79,8	73,00	84,15	5,07	79,8	74,01	85,17	5,07
6000	76,4	74,01	86,18	6,08	76,4	74,01	87,19	6,08
6500	72,3	71,98	86,18	7,10	72,3	71,98	86,18	7,10
7000	67,7	67,93	84,15	8,11	67,7	68,94	85,17	8,11
7500	63,7	64,89	83,14	10,14	63,7	64,89	83,14	10,14
8000	59,4	59,82	80,10	12,17	59,4	59,82	80,10	12,17
8500	55,6	54,75	77,05	14,19	55,6	54,75	77,05	14,19
9000	52,2	48,67	74,01	16,22	52,2	49,68	74,01	16,22
9500	48,6	42,58	68,94	19,26	48,6	42,58	69,96	19,26
10000	45,4	35,49	64,89	22,31	45,4	35,49	65,90	22,31
10500	42,4	28,39	60,83	25,35	42,4	28,39	61,85	25,35
11000	39,4	20,28	55,76	28,39	39,4	20,28	56,78	28,39

Tabela 4 – Tabela das pressões médias efetivas calculadas pelo simulador.
 Fonte: AUTORA PRÓPRIA

rpm	Gasolina			Álcool		
	Pressão média efetiva indicada (kPa)	Pressão média efetiva de eixo (kPa)	Pressão média efetiva de atrito (kPa)	Pressão média efetiva indicada (kPa)	Pressão média efetiva de eixo (kPa)	Pressão média efetiva de atrito (kPa)
2000	1292,08	1181,76	81,36	1367,92	1257,60	81,36
2500	1365,85	1249,33	77,91	1443,76	1327,24	77,91
3000	1451,35	1327,93	73,77	1524,43	1401,02	73,77
3500	1505,13	1374,82	70,33	1568,56	1438,25	70,33
4000	1489,96	1352,06	70,33	1539,60	1401,70	70,33
4500	1474,10	1327,93	70,33	1509,26	1363,09	70,33
5000	1431,35	1276,91	73,08	1452,04	1296,90	73,08
5500	1358,96	1195,55	77,91	1365,16	1201,76	77,91
6000	1270,70	1098,34	85,50	1277,60	1105,23	85,50
6500	1170,73	988,71	95,15	1177,63	995,60	95,15
7000	1065,93	874,26	106,87	1072,14	879,77	106,87
7500	973,54	771,52	119,28	979,75	777,04	119,28
8000	879,77	666,03	133,07	885,29	671,55	133,07
8500	796,34	572,27	147,55	801,17	577,09	147,55
9000	722,57	486,08	162,03	726,71	490,91	162,03
9500	645,35	397,14	177,88	650,18	401,28	177,88
10000	575,71	315,09	195,12	579,85	319,23	195,12
10500	512,97	239,94	212,36	517,11	243,39	212,36
11000	450,92	164,10	230,28	454,36	167,54	230,28

Para analisar esses parâmetros é necessário saber se os valores encontrados estão dentro ou fora de uma faixa de possíveis valores e também analisar o comportamento dos parâmetros simulados com o comportamento esperado.

4.2.1. Análise dos erros na eficiência volumétrica

Constatando que a eficiência volumétrica possui grande impacto no torque do motor e, portanto, nas curvas características de torque e potência, foi realizada uma análise deste parâmetro. A figura 20 apresenta o gráfico da variação da eficiência volumétrica simulada com a rotação do motor para os combustíveis álcool e gasolina.

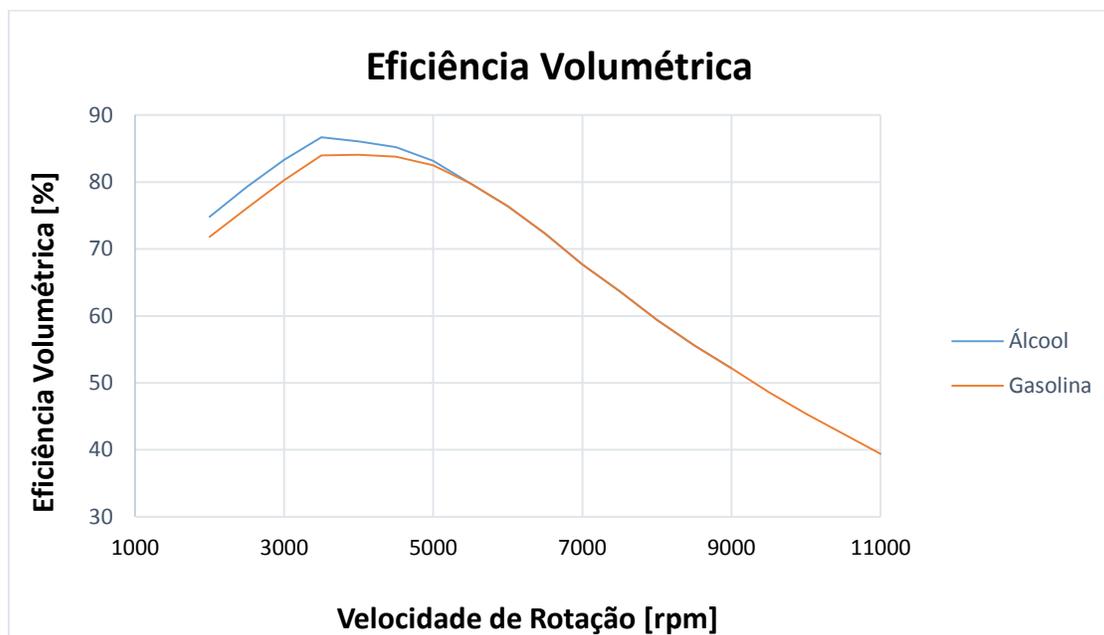


Figura 20 – Variação da eficiência volumétrica com a rotação do eixo do motor, construído a partir de dados fornecidos pela simulação.

Fonte: AUTORA PRÓPRIA

No caso de motores comerciais, quatro tempos e aspirados, o valor do rendimento volumétrico pode variar entre 60% e 85%, dependendo da quantidade e tamanho das válvulas ou da velocidade atingida pelos pistões. Valores acima desses, podem ser atingidos com alterações em todo sistema de admissão, incluindo a câmara de combustão (FERGUSON, 1986).

Analisando a faixa de rotação de motores comerciais (até 6500 rpm), quando utilizado gasolina, a eficiência volumétrica variou entre 71,8% a 84,1% e quando utilizado álcool, a variação foi de 72,3% a 86,7%. Para a gasolina a eficiência está dentro da faixa esperada e para o álcool o valor máximo está levemente superior ao valor máximo esperado, sendo então considerado dentro da faixa esperada também. É

possível observar que os valores de eficiência volumétrica para as rotações de 5500 rpm até 6500 rpm são as mesmas para ambos os combustíveis, sendo estas as faixas de rotações aonde também ocorrem os menores erros relativos em relação a curva real.

Para análise do comportamento da eficiência volumétrica simulada, foi feita uma comparação dos dados obtidos com a simulação e o gráfico apresentado pela figura 12, do livro do Heywood, em que mostra os efeitos que afetam a eficiência volumétrica. É possível observar que a eficiência volumétrica simulada, de baixas para médias rotações sofre um aumento, chegando ao seu valor máximo de 84,1% na rotação de 4000 rpm com o combustível álcool e de 86,7% na rotação de 3500 rpm com o combustível gasolina. A partir daí, a eficiência volumétrica cai até a rotação de 6500 rpm. Comparando esses dados com o gráfico do Heywood, constata-se que os efeitos que causam diminuição da eficiência em baixa e altas rotações são os efeitos de fluxo reverso e perdas por bombeamento. Em vista disto, é provável que estes efeitos estejam sendo previstos na simulação.

O efeito de estrangulamento, mostrado pela figura 12, é ocasionado pela diminuição do tempo de abertura e fechamento de válvulas, resultando em grande diminuição da eficiência volumétrica em altas rotações e estando sempre presente no funcionamento de motores, de maneira mais ou menos intensa. O esperado, como mostra o gráfico, é que a eficiência volumétrica em baixas rotações seja maior que em altas rotações, mesmo quando há o efeito RAM.

Quando utilizada gasolina na simulação, foi obtida uma eficiência volumétrica de 71,8% para a rotação de 2000 rpm e de 72,3% para a rotação de 6500 rpm. Este comportamento não é o esperado, já que a eficiência volumétrica em 6500 rpm deveria ser inferior a eficiência volumétrica em 2000 rpm, e portanto, constata-se um erro nesses números.

Quando utilizado álcool na simulação foi obtida uma eficiência volumétrica de 74,8% para a rotação de 2000 rpm e de 72,3% para a rotação de 6500 rpm. Apesar da eficiência volumétrica ser menor para a rotação de 6500 rpm do que para a rotação de 2000 rpm, sendo este o comportamento esperado, a diferença é sutil e provavelmente deveria maior.

Quando comparado a figura 20 em que mostra o comportamento da eficiência volumétrica simulada para a faixa de rotação de 2000 rpm a 11000 rpm e a figura 12 dos efeitos na eficiência volumétrica, do livro do Heywood, é possível perceber que o comportamento deste parâmetro simulado se adequa ao comportamento esperado segundo Heywood. Portanto, percebe-se que o simulador prevê os efeitos de fluxo reverso na admissão, efeito RAM, efeito tuning, as perdas por bombeamento e o efeito de estrangulamento. Porém, é possível perceber estes efeitos presentes no comportamento da eficiência volumétrica apenas quando analisada a faixa de rotação inteira calculada pelo simulador, sendo esta de 2000 rpm até 11000 rpm. Para a faixa de operação do motor Fiat Fire 1.0, o valor máximo de rotação é 6500 rpm, e o comportamento apresentado pela eficiência volumétrica simulada não está próximo da realidade. Para que a eficiência volumétrica simulada se aproximasse do gráfico da eficiência volumétrica apresentada na figura 12 do livro do Heywood, o comportamento apresentado pela simulação na faixa de 2000 rpm a aproximadamente 9000 rpm deveria ser o comportamento da simulação na faixa de 2000 rpm a 6500 rpm, apresentando assim uma eficiência volumétrica significativamente menor em 6500 rpm do que 2000 rpm. Sendo a eficiência volumétrica um parâmetro muito importante para a obtenção das curvas características de potência e torque do motor, obter uma eficiência volumétrica simulada diferente do comportamento esperado impacta bastante a proximidade da curva simulada com a curva real.

4.2.2. Análise dos erros nas pressões médias efetivas indicada, de eixo e de atrito

Para estudar o comportamento das potências e pressões médias efetivas foi feita uma análise das pressões médias efetivas indicadas, de eixo e de atrito e das potências indicadas, de eixo e de atrito, somente para o combustível gasolina, pois ambos os combustíveis apresentam comportamento similar. Para o estudo do comportamento destes parâmetros foi utilizado a figura 21, do livro Heywood, em que mostra o comportamento das pressões médias efetivas indicada, de eixo e de atrito e das potências indicada, de eixo e de atrito com a variação da rotação do eixo do motor.

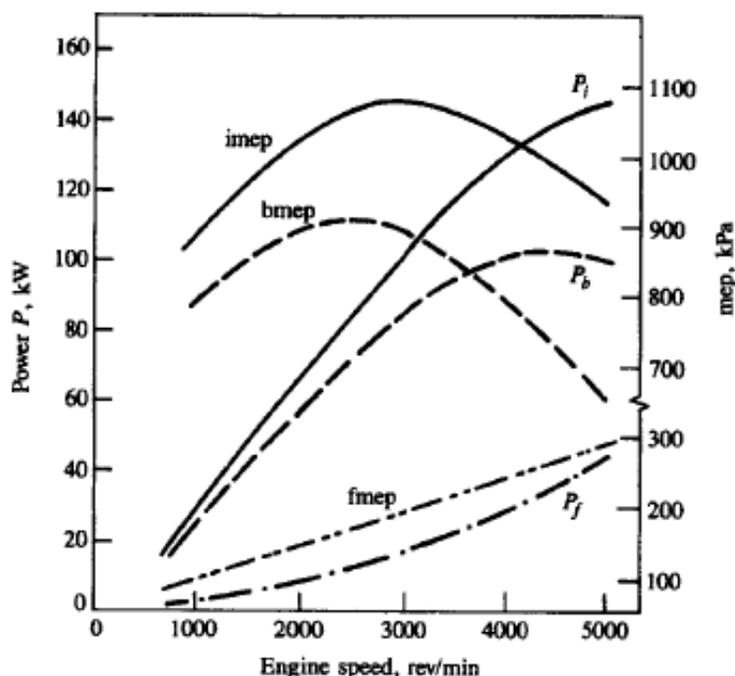


Figura 21 – Variação das pressões indicada (P_i), de eixo (P_b) e de atrito (P_f) e da variação das potências indicada ($imep$), de eixo ($bmep$) e de atrito ($fmeep$) com a rotação do motor. O motor possui $3,8 \text{ dm}^3$, 6 cilindros, diâmetro = 98,6 mm e curso = 86 mm.

Fonte: HEYWOOD (1988).

Apesar deste motor possuir parâmetros físicos (cilindrada, diâmetro e curso) distintos do motor Fiat Fire 1.0, o comportamento das pressões médias efetivas e potências é similar entre motores ICE, podendo então o comportamento das pressões médias efetivas e das potências apresentadas por este gráfico ser considerado os comportamentos esperados.

No gráfico da figura 21, é possível observar que a pressão média efetiva de eixo aumenta, até chegar a um valor máximo próximo de 2500 rpm e tende a cair novamente. O comportamento desta pressão de eixo é similar ao comportamento do torque do motor, tendo como ponto máximo a mesma rotação em que ocorre o torque máximo. O motivo disto é o torque poder ser calculado pela multiplicação da pressão média efetiva de eixo pela cilindrada, e este valor dividido por 4π (para motores de 4 tempos).

$$T = bmep * \frac{V_d}{4 \pi}$$

Onde:

T = Torque;

bmep = Pressão média efetiva de eixo;

V_d = cilindrada total;

A pressão de atrito tende a aumentar conforme aumenta-se a rotação por que a pressão de atrito é uma função da rotação do eixo do motor. A pressão indicada é a soma da pressão de eixo e da pressão de atrito. Portanto, a pressão indicada possui comportamento parecido com a pressão de eixo, porém a distância entre as curvas tende a aumentar conforme aumenta-se a rotação.

Para observar o comportamento das pressões médias efetivas indicada, de eixo e de atrito simuladas, foi construído um gráfico que apresenta o comportamento das pressões médias efetivas indicada, de eixo e de atrito simuladas com a variação da rotação do eixo do motor, apresentado na figura 22.

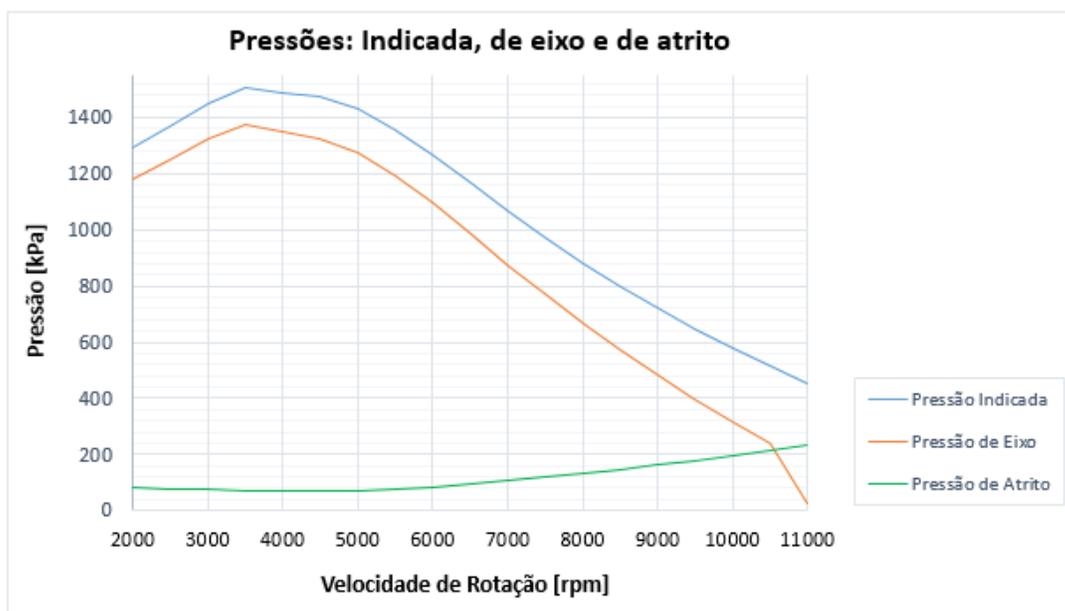


Figura 22 – Variação das pressões indicada, de eixo e de atrito com a rotação do eixo do motor, construído a partir de dados fornecidos pela simulação.

Fonte: AUTORA PRÓPRIA

Avaliando a figura 22, é possível constatar que quando estudada a faixa de valores para rotações de 2000 rpm a 11000 rpm, o comportamento se assemelha pouco a figura 21, do livro do Heywood. Quando comparada a mesma faixa de rotação entre os gráficos, de 2000 rpm a 5000 rpm, o comportamento das pressões médias efetivas indicada e de eixo se aproximam. Analisando então esta faixa de valores, é possível identificar que as potências médias efetivas indicada e de eixo aumentam até um valor máximo próximo a 3500 rpm e depois tendem a cair, sendo este um comportamento esperado. Porém, a pressão média efetiva de atrito se mantém praticamente constante, sendo isto um grave erro. É possível observar também que a distância entre as curvas de pressão médias efetiva indicada e de eixo não se distanciam por causa da pressão médias efetiva de atrito não aumentar significativamente com a rotação.

A pressão de atrito segundo Heywood, para motores ICE de 4 tempos e 4 cilindros, varia com o quadrado da rotação do eixo do motor, conforme a equação abaixo.

$$f_{mep} \text{ (bar)} = 0,97 + 0,15 * \frac{N}{1000} + \left(\frac{N}{1000}\right)^2 \quad (1)$$

Onde:

f_{mep} = pressão de atrito;

N = rotação do eixo do motor;

Os valores para pressão de atrito dependem também do diâmetro do pistão, do curso, da cilindrada e da razão do curso pela cilindrada. Apesar disto, independente dos valores desses parâmetros físicos, a pressão média efetiva de atrito apresenta o mesmo comportamento, como mostrado na figura 23.

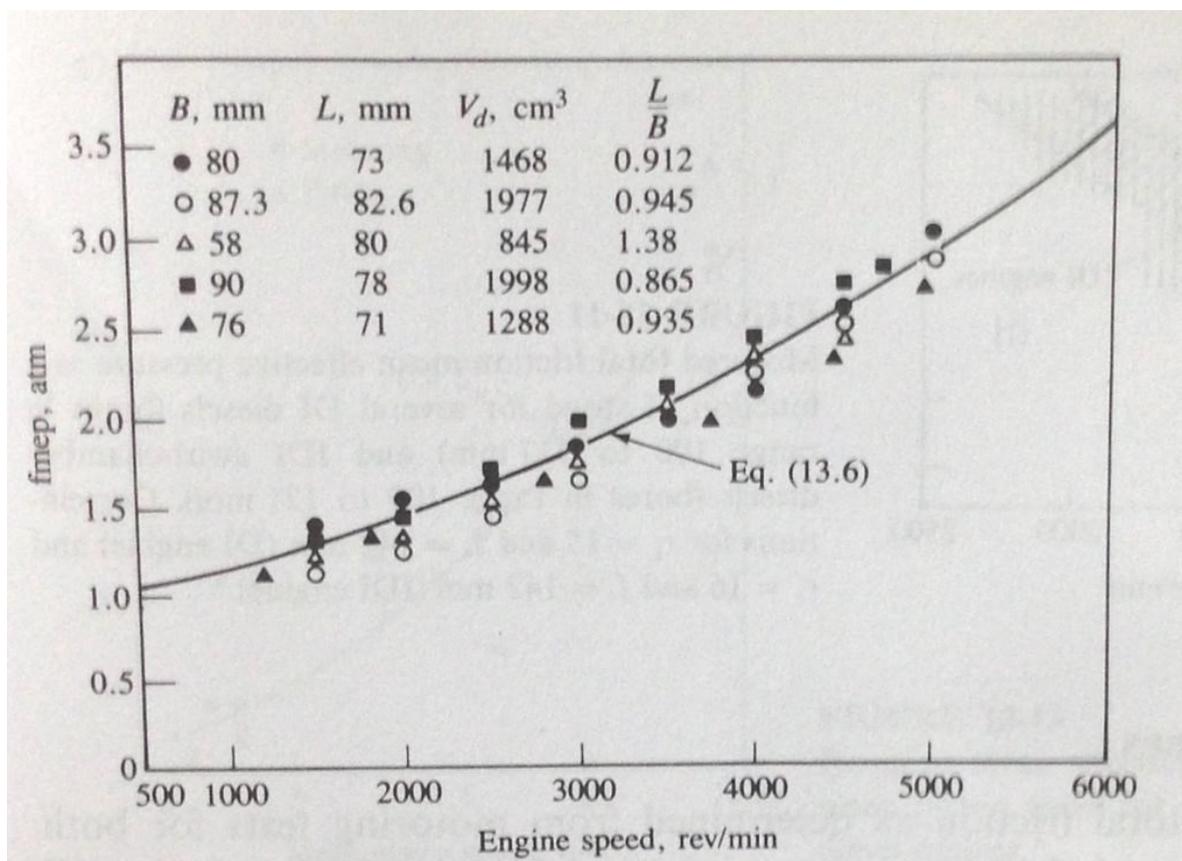


Figura 23 – Variação da pressão de atrito em função do diâmetro do pistão (B), do curso (L), da cilindrada (V_d) e da razão entre diâmetro e curso ($\frac{L}{B}$).

Fonte: HEYWOOD (1988).

Para comparação entre os valores teóricos e os valores simulados da pressão média efetiva de atrito, foi construído um gráfico com os valores teóricos calculados a partir da equação (1) e os valores gerados pelo simulador, para as rotações de 2000 rpm a 11000 rpm, mostrado na figura 24.

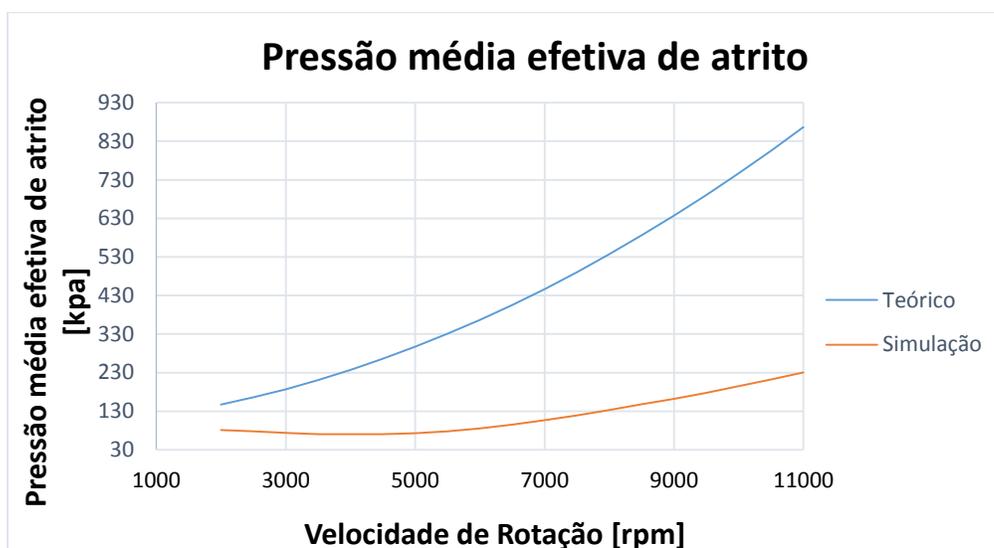


Figura 24 – Variação da pressão de atrito teórica e simulada em função da rotação do eixo do motor.

Fonte: AUTORA PRÓPRIA

Apesar de ser confidencial a maneira como é calculada a pressão média efetiva de atrito pelo simulador, o gráfico da figura 24 evidencia que a taxa de crescimento da pressão média efetiva de atrito simulada não é proporcional ao quadrado da velocidade de rotação, fazendo com que a pressão média efetiva de atrito simulada seja distante dos valores e do comportamento esperado, e esta distância só aumente com o aumento da rotação.

4.2.3. Análise dos erros nas potências indicada, de eixo e de atrito

O impacto da pressão média efetiva de atrito nas potências indicada, de eixo e de atrito simuladas pode ser observado na figura 25, que apresenta a variação desses parâmetros em função da rotação do eixo do motor.

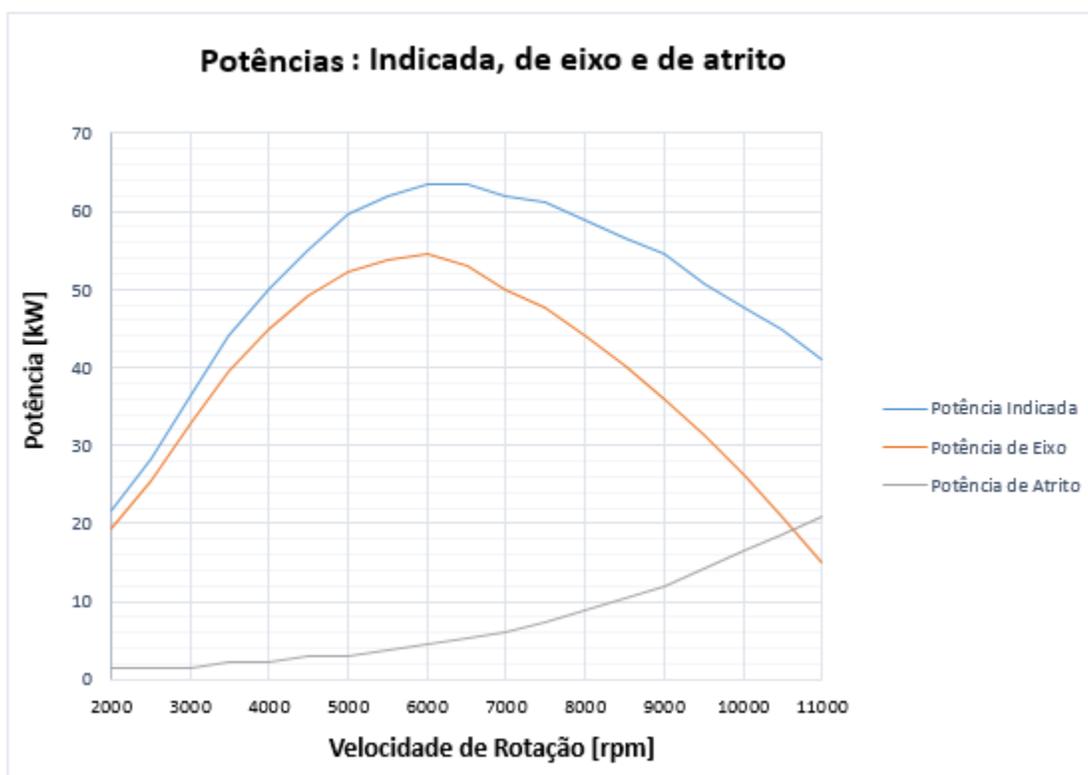


Figura 25 – Variação das potências indicadas, de eixo e de atrito simuladas em função da rotação do eixo do motor.

Fonte: AUTORA PRÓPRIA

Comparando o comportamento das potências simuladas apresentadas na figura 25 com o comportamento das potências exibida na figura 21, do livro do Heywood, para a faixa de rotação da figura 21, de 2000 rpm a 5000 rpm, fica claro o grande impacto da pressão média efetiva de atrito simulada no cálculo da potência de atrito simulada. Para esta faixa de rotação, a potência de atrito, assim como a pressão média efetiva de atrito, apresenta um aumento não significativo. O fato da potência de atrito aumentar irrisoriamente causa forte impacto na potência de eixo simulada, já que a potência de eixo é a diferença entre a potência indicada e a potência de atrito. Este erro sendo carregado para a potência de eixo, causa erro na curva característica de potência do motor, principalmente a média e altas rotações.

5 – CONCLUSÕES

A simulação computacional de motores endotérmicos é uma área difícil de alcançar exatidão nos resultados. Isto se deve ao fato de que o motor é uma máquina muito complexa, que depende de muitos parâmetros para seu funcionamento. O funcionamento do motor é transiente e opera de maneira cíclica, de forma que cada ciclo é único e difere do ciclo anterior. Além disto, há confidencialidade nos parâmetros técnicos do motor, dificultando que a simulação de motores tenha como dados de entrada informações reais do motor, sendo necessária algumas estimativas baseadas na literatura.

Apesar das dificuldades na simulação de motores, os softwares que utilizam modelos zero dimensionais são mais simples e fáceis de utilizar. No entanto, os comportamentos encontrados podem não ser tão confiáveis, como foi mostrado neste estudo. No simulador estudado, foi possível identificar comportamentos diferentes dos reais para eficiência volumétrica, pressão média efetiva de atrito e potência de atrito. O que provavelmente deve-se aos modelos empregados no software utilizado.

A eficiência volumétrica, na faixa de 2000 rpm a 6500 rpm, apresentou uma faixa de valores esperados pela literatura, porém o comportamento é distinto, sendo que em médias e altas rotações a eficiência volumétrica estava maior do que o esperado. A pressão média efetiva e a potência de atrito apresentaram valores bem inferiores aos esperados de acordo com modelos da literatura, o que implica em potência de eixo superestimada a médias e altas rotações.

Ligando os fatos de que a eficiência volumétrica é maior do que deveria em média e altas rotações e a pressão efetiva de atrito e a potência de atrito são muito menores do que o esperado em médias e altas rotações, é possível entender que ambos os erros afetam significativamente médias e altas rotações, sendo que quanto maior a rotação do eixo do motor, maior será o erro.

Em vista disto, é possível concluir que apesar das curvas características de potência e torque simulada e real apresentaram erros relativos aceitáveis, as curvas não foram validadas para a utilização acadêmica pois há erros graves no cálculo de parâmetros essenciais para a construção das curvas, fazendo com que a curva

simulada não seja confiável para esta finalidade. Já para o uso por preparadores de carros, que possuem como objetivo aumentar a potência máxima do motor utilizando turbo, a curva característica de potência pode ser utilizada para se ter uma ideia do quanto a potência máxima aumentaria com os diferentes turbos que o simulador possui disponível.

6 – PROPOSTA PARA TRABALHOS FUTUROS

O modelo zero dimensional, apesar de ser o modelo mais simples para simulações de motores, apresentando os maiores erros na simulação quando comparado aos outros modelos, ainda assim é um modelo que pode ser utilizado para análise de motores com boa confiabilidade e possui uma grande vantagem: o baixo tempo computacional para a simulação.

O baixo tempo computacional torna os modelos zero dimensionais muito práticos, podendo ser realizadas simulações de maneira fácil e rápida, obtendo resultados relevantes para certas aplicações.

Proponho então, a realização de um estudo de desempenho de motor com um modelo zero dimensional diferente deste utilizado, para comparação da confiabilidade entre os simuladores zero dimensionais.

7 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] BRUNETTI, Franco, 2012. Motores de Combustão Interna – Volume 1. Blucher, Ltda

[2] JÚNIOR, Fernando L. C., 2018. Análise computacional de emissão de poluentes em motores de combustão interna usando diferentes misturas entre etanol e gasolina. Dissertação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Uberlândia.

[3] MARTINS, J., 2006. Motores de Combustão Interna. 2ª edição. PUBLINDÚSTRIAS, EDIÇÕES TÉCNICAS.

[4] HEYWOOD, John B., 1988. Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill International Editions.

[5] NETO, Francisco S. L., 2017. Avaliação numérica do desempenho de um motor a combustão interna operando com o combustível de alta octanagem. Dissertação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Juiz de Fora.

[6] DAVIS, Marlan, 1988. Secrets Of Camshaft Power.

[7] Manual de uso e manutenção Palio Fire Economy. Disponível em <http://manualdoautomovel.com.br/areatecnica/manuais_de_carros/FIAT/Palio_2011_Economy-Siena-Strada_Fire.pdf>. Acesso em 10/10/2019.

[8] CARROSNWEB. Ficha Técnica: Fiat Pálio ELX 1.0 8V. Disponível em: <<http://www.carrosnaweb.com.br/fichadetalhe.asp?codigo=3859>>. Acesso em: 21/07/2017

[9] Denatran. Frota de veículos em 2019. Disponível em: <<https://www.denatran.gov.br/component/content/article/115-portal-denatran/8559-frota-de-veiculos-2019.html>>. Acesso em: 01/11/2019.