



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO – UFOP
ESCOLA DE MINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



VICTÓRIA REGINA RAMOS

**ANÁLISE TÉCNICA DO USO DE ETANOL EM UM MOTOR
DE COMBUSTÃO INTERNA PARA DIFERENTES RAZÕES
DE COMPRESSÃO**

OURO PRETO - MG

VICTÓRIA REGINA RAMOS

victoriar_ramos@icloud.com

**ANÁLISE TÉCNICA DO USO DE ETANOL EM UM MOTOR
DE COMBUSTÃO INTERNA PARA DIFERENTES RAZÕES
DE COMPRESSÃO**

Monografia apresentada ao Curso de
Graduação em Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Ouro Preto como
requisito para a obtenção do título de
Engenheiro Mecânico

Professor orientador: DSc. Elisângela Martins Leal

OURO PRETO – MG

R175a Ramos, Victória Regina.
Análise técnica do uso de etanol em um motor de combustão interna para diferentes razões de compressão [manuscrito] / Victória Regina Ramos. - 2019.
64f.: il.: color; graf.; tabs.
Orientadora: Prof^a. Dr^a. Elisângela Martins Leal.
Monografia (Graduação). Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de Minas. Departamento de Engenharia Mecânica.
1. Motor - combustão interna. 2. Combustão. 3. Câmara de combustão. 4. Etanol. I. Leal, Elisângela Martins. II. Universidade Federal de Ouro Preto. III. Título.

CDU: 621

Catálogo: ficha.sisbin@ufop.edu.br



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO
ESCOLA DE MINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ATA DA DEFESA

Ao 17º dia do mês de agosto do ano de dois mil e dezenove às 9 horas, no Auditório da Fundação Gorceix, localizado na Escola de Minas, Campus Morro do Cruzeiro, UFOP, foi realizada a defesa de monografia da aluna **Victória Regina Ramos**, sendo a comissão examinadora constituída por: Prof. DSc. Luís Antônio Bortolaia, Profª. DSc. Ana Maura Araújo Rocha e Profª. DSc. Elisângela Martins Leal. A candidata apresentou o trabalho intitulado: “**Análise técnica do uso de etanol em um motor de combustão interna para diferentes razões de compressão**”, sob orientação da Profª. DSc. Elisângela Martins Leal. Após as observações dos avaliadores, em comum acordo os presentes consideram a aluna aprovada.

Ouro Preto, 17 de abril de 2019.

Elisângela Martins Leal

Profª. DSc. Elisângela Martins Leal
Professora Orientadora

Luís Antônio Bortolaia

Prof. DSc. Luís Antônio Bortolaia
Professor Avaliador

Ana Maura P. Rocha

Profª. DSc. Ana Maura Araújo Rocha
Professora Avaliadora

Victória Regina Ramos

Victória Regina Ramos
Aluna

À todos que torceram por mim e me apoiaram ao longo dessa caminhada.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à minha mãe, por sempre me incentivar a ir além e por me mostrar que com dedicação e determinação é possível conquistar todos os nossos sonhos. Obrigada por acreditar em mim.

Á toda minha família, por ser tão presente e dividir comigo todos os desafios dessa caminhada. Obrigada por todo apoio e torcida.

Á professora Elisângela Leal pela orientação durante o desenvolvimento desse trabalho e por sempre me mostrar novos caminhos e aprendizados nos momentos difíceis.

Agradeço a UFOP, em especial, aos professores do DEMEC por todo o ensinamento e por permitirem uma formação profissional de qualidade.

Por fim, agradeço aos meus amigos, em especial, do curso de Engenharia Mecânica, por tornarem essa caminhada mais leve e por me ajudarem no meu crescimento pessoal e profissional.

“Cum mente et malleo”

Henry Gorceix

RESUMO

RAMOS, Victória Regina. Análise técnica do uso de etanol em um motor de combustão interna para diferentes razões de compressão. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica). Escola de Minas. Universidade Federal de Ouro Preto. 64 páginas. 2019.

Atualmente, diversos estudos estão sendo desenvolvidos na busca de melhorias nos motores de combustão interna, os quais possuem como desafio o aumento da eficiência do motor e a redução dos níveis de emissão. Como forma de contribuir para esses estudos, o presente trabalho tem como proposta o auxílio à otimização contínua do motor de combustão interna, com o uso de um biocombustível, através de uma análise mais direcionada. Esta análise representa uma pesquisa descritiva que busca investigar a influência da razão de compressão no desempenho operacional de um motor de combustão tendo etanol como combustível. Através da simulação computacional, utilizando o *software Lotus Engine*, foi possível registrar resultados de potência, torque, consumo, pressão média efetiva (BMEP) e eficiência volumétrica para diferentes razões de compressão e obter, também, a mistura ar-combustível ideal para a operação do motor movido a etanol. A análise foi realizada em dois modelos monocilíndricos de motores, o primeiro modelo adotado está disponível no manual do *software*, enquanto o segundo é baseado em um motor veicular comercializado. Com os resultados obtidos foi possível perceber que o motor a etanol possui um melhor desempenho operacional na mistura estequiométrica, onde a razão de equivalência é igual a um, operando com razões de compressão superiores a gasolina. Ao realizar a simulação computacional para uma razão de compressão comum entre os motores veiculares (11:1), pode-se notar que o etanol apresentou, em relação a gasolina, uma redução de 7,53% da potência, de 6,77% do torque, de 6,96% da BMEP, enquanto o consumo específico aumentou 67,55%. No geral, pode-se dizer que os melhores resultados de desempenho registrados para o etanol foram para a razão de compressão de 14:1 para o primeiro modelo e de 14,5:1 para o segundo modelo computacional. Assim, o presente trabalho tem como intenção mostrar que quanto maior a razão de compressão melhor será a resposta do etanol na operação do motor de combustão interna, sendo possível atingir valores compatíveis com os da gasolina, mesmo apresentando um menor poder calorífico.

Palavras-chave: Motor de combustão interna, Combustão, Câmara de Combustão, Etanol, Razão de Compressão, Análise Técnica.

ABSTRACT

RAMOS, Victória Regina. Technical analysis of the use of ethanol in an internal combustion engine for different compression ratios. Bachelor degree in Mechanical Engineering. School of Mining. Federal University of Ouro Preto. 64 pages. 2019.

Currently, several studies are being developed in search of improvements in internal combustion engines, which have as challenge the increase of the engine efficiency and the reduction of emission levels. As a way to contribute to these studies, this work has as its aim the aid to the continuous optimization of the internal combustion engine with the use of a biofuel, through a more targeted analysis. This analysis represents a descriptive research that investigates the influence of the compression ratio on the operational performance of a combustion engine with ethanol as the fuel. Through computer simulation, using Lotus Engine Software, it was possible to analyze power, torque, consumption, brake mean effective pressure (BMEP) and volumetric efficiency results for different compression ratios and to prove the ideal air-fuel mixture for the operation of the ethanol driven engine. The analysis was performed in two single cylinder models of engines, the first model adopted was available in the software manual, while the second model is based on a commercial vehicle engine. With the results obtained it was possible to notice that the ethanol engine has a better operational performance in the stoichiometric mixture, where the equivalence ratio is equal to one and operating with compression ratios higher than gasoline. When performing the computational simulation for a common compression ratio between the motors (11:1), it can be observed that ethanol had, regarding gasoline, a reduction of 7.53% of the power, of 6.77% of torque, of 6.96% of the BMEP, while the specific consumption increased 67.55%. In general, it can be said that the best performance results recorded for ethanol were for the compression ratio of 14:1 for the first model and 14,5:1 for the second computational model. Thus, the present work intends to show that the higher the compression ratio the better the ethanol response in the operation of the internal combustion engine, being possible to reach values compatible with gasoline, even with a lower heating value.

Keywords: *Internal Combustion Engine, Combustion, Combustion Chamber, Ethanol, Compression Ratio, Technical Analysis.*

LISTA DE SÍMBOLOS E SIGLAS

b : distância [m]

BMEP: Pressão média efetiva (do inglês *Brake Mean Effective Pressure*) [kPa]

BSFC: Consumo específico de combustível ao freio do motor (do inglês: *Brake-specific fuel consumption*) [g/kWh]

c_v : Calor específico a volume constante [kJ/kg.K]

F : Força [N]

H : Entalpia [kJ]

H_{prod} : Entalpia dos produtos [kJ]

H_{reag} : Entalpia dos reagentes [kJ]

\dot{m}_{ar} : vazão mássica de ar admitida [kg/s]

\dot{m}_c : Vazão mássica de combustível [kg/s]

N : velocidade de rotação [rpm]

P : Pressão [kPa]

PCI: Poder Calorífico Inferior [kJ/kg]

PCI_{comb} : Poder calorífico inferior da reação de combustão [kJ/kg]

PCS: Poder Calorífico Superior [kJ/kg]

PM_{AR} : Massa molecular de ar [kg/mol]

PM_C : Massa molecular de combustível [kg/mol]

P_{ot} : Potência [W]

Q : Calor [kJ]

$Q_{2 \rightarrow 3}$: Calor do processo de combustão a volume constante [kJ]

$Q_{4 \rightarrow 1}$: Calor do processo de exaustão a volume constante [kJ]

RAC : Razão ar-combustível [kg ar / kg combustível]

RAC_{es} : Razão ar-combustível estequiométrica [kg ar / kg combustível]

RCA : Razão combustível-ar [kg combustível / kg ar]

RC: Razão (ou relação) de Compressão [-]

S : Entropia [J/k]

T : Temperatura [K]

T_m : Torque no motor de combustão interna [Nm]

v : Volume específico [m³/kg]

V_c : Volume na câmara de combustão [m^3]

V_d : Volume deslocado no cilindro [m^3]

V_{min} : Volume mínimo no interior do cilindro [m^3]

V_t : Volume total no interior do cilindro [m^3]

W : Trabalho [kJ]

$W_{0\rightarrow 1}$: Trabalho do processo de admissão [kJ]

$W_{1\rightarrow 2}$: Trabalho do processo de compressão isentrópica [kJ]

$W_{1\rightarrow 0}$: Trabalho do processo de exaustão a pressão constante [kJ]

$W_{3\rightarrow 4}$: Trabalho do processo de expansão isentrópica [kJ]

W_d : Potência de saída do motor [kW]

η_v : Eficiência volumétrica [-]

η_t : Eficiência térmica [-]

ϕ : Razão de equivalência [-]

ρ_a : Densidade do ar na admissão [kg/m^3]

MCI: Motor de combustão interna

PMS: Ponto Morto Superior

PMI: Ponto Morto Inferior

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1- Componentes do motor de combustão interna..... | 8 |
| Figura 2- Classificação dos motores de combustão interna | 9 |
| Figura 3- Cilindros com o pistão no PMS e PMI respectivamente | 10 |
| Figura 12 - Resultado da validação do modelo computacional..... | 36 |
| Figura 16- Resultado gráfico para a validação do modelo computacional..... | 39 |
| Figura 18- Resultado gráfico do desempenho do motor a etanol com $\phi= 0,8$ | 41 |
| Figura 19- Resultado gráfico do desempenho do motor a etanol com $\phi= 1,0$ | 42 |
| Figura 20- Resultado gráfico do desempenho do motor a etanol com $\phi= 1,2$ | 43 |
| Figura 29- Gráfico de BMEP do motor a gasolina para razões de compressão de 8 a 17..... | 50 |
| Figura 31- Comparação das razões de compressão das montadoras no Brasil | 52 |
| Figura 32- Diagrama de válvulas do motor CSEA..... | 53 |
| Figura 34- Gráfico de torque do motor CSEA usando etanol como combustível. | 55 |
| Figura 35- Gráfico de BSFC do motor CSEA usando etanol como combustível. | 56 |
| Figura 37- Gráfico de eficiência volumétrica do motor CSEA usando etanol como combustível. | 58 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|----|
| Tabela 1- Poder Calorífico Inferior dos combustíveis..... | 20 |
| Tabela 2- Tabela das propriedades físico químicas do etanol hidratado | 24 |
| Tabela 3- Variáveis e Indicadores | 32 |
| Tabela 4- Especificações técnicas para a validação do modelo computacional..... | 34 |
| Tabela 5- Resultados da simulação computacional para validação computacional em 5000rpm. | 38 |
| Tabela 6 - Especificações técnicas do motor CSEA..... | 53 |
| Tabela 7- Dados da potência do motor CSEA para 5000rpm. | 54 |
| Tabela 8- Dados do torque do motor CSEA para 5000rpm..... | 55 |
| Tabela 9- Dados do consumo específico mínimo e máximo do motor CSEA | 56 |
| Tabela 10- Dados dos valores máximos de BMEP do motor CSEA..... | 57 |

SUMÁRIO

| | | |
|----------|--|-----------|
| 1 | INTRODUÇÃO | 1 |
| 1.1 | Formulação do Problema..... | 1 |
| 1.2 | Justificativa..... | 3 |
| 1.3 | Objetivos..... | 3 |
| | 1.3.1 Geral | 3 |
| | 1.3.2 Específicos..... | 3 |
| 1.4 | Estrutura do Trabalho | 4 |
| 2 | REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 6 |
| 2.1 | Motor de combustão interna..... | 6 |
| 2.2 | Classificação dos motores de combustão interna | 8 |
| 2.3 | Combustão..... | 15 |
| | 2.3.1 Proporção de ar e combustível | 17 |
| | 2.3.2 Entalpia de combustão..... | 18 |
| 2.4 | O etanol como combustível..... | 20 |
| | 2.4.1 Volatilidade | 22 |
| | 2.4.2 Resistência a detonação no motor: octanagem e razão de compressão..... | 23 |
| 2.5 | Parâmetros de análise de desempenho do motor..... | 25 |
| | 2.5.1 Torque..... | 25 |
| | 2.5.2 Potência | 25 |
| | 2.5.3 Pressão média efetiva (BMEP ou PME) | 25 |
| | 2.5.4 Consumo específico de combustível | 26 |
| | 2.5.5 Eficiência Volumétrica..... | 26 |
| 3 | METODOLOGIA | 29 |
| 3.1 | Tipo de Pesquisa..... | 29 |
| 3.2 | Materiais e Métodos | 30 |
| 3.3 | Variáveis e indicadores..... | 32 |
| 3.4 | Instrumento de coleta de dados | 33 |
| 3.5 | Tabulação de dados | 33 |
| 3.6 | Considerações finais do capítulo..... | 33 |
| 4 | RESULTADOS E DISCUSSÕES | 34 |

| | | |
|----------|---|-----------|
| 4.1 | Validação do modelo computacional..... | 34 |
| 4.2 | Análise unidimensional do etanol como combustível (1D)..... | 40 |
| 4.3 | Parametrização e Otimização do Modelo Computacional com etanol e gasolina.... | 44 |
| 4.4 | Análise da viabilidade técnica | 52 |
| 5 | CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÃO | 59 |
| 5.1 | Conclusões..... | 59 |
| 5.2 | Recomendações | 60 |
| | REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 62 |

1 INTRODUÇÃO

Neste primeiro capítulo é realizado uma introdução ao tema proposto por este trabalho de conclusão de curso, a fim de promover uma familiarização com o problema que impulsionou o mesmo. A seguir tem-se uma descrição da formulação do problema, da justificativa, dos objetivos e da estrutura do trabalho que será desenvolvido.

1.1 Formulação do Problema

O primeiro motor de combustão interna produzido com sucesso foi realizado pelo engenheiro Nikolaus August Otto, em 1876. Pode-se dizer que esse motor foi resultado de diversos estudos anteriores, que contribuíram diretamente na idealização do sistema de combustão do motor e do seu funcionamento. Segundo Souza (2004), os motores de combustão interna têm sido instrumento de pesquisa há mais de um século, onde, por meio de um processo evolutivo, sofreu diversas modificações tecnológicas a fim de melhorar, sob vários aspectos, a produção de energia mecânica a partir do uso de um combustível.

Uma das principais motivações para essas modificações tecnológicas é a preocupação ambiental acerca da redução de emissão dos gases de efeito estufa e do uso de combustíveis renováveis. Para atender essas preocupações, o motor de combustão interna vem passando por um grande desafio, o qual incentiva o desenvolvimento de novas tecnologias e conceitos na indústria tais como: *downsizing*, motores elétricos, motores híbridos, células combustíveis, dentre outros. Porém, grande parte dessas inovações ainda se apresentam de forma complexa e inviável economicamente, quando comparado aos motores convencionais.

No entanto, o uso de biocombustíveis em motores de combustão interna representa uma alternativa importante para contribuir com a redução das emissões de CO₂, um dos gases responsáveis pelo efeito estufa. Neste sentido, diversos países do mundo estão usando o etanol como combustível estratégico (MAHLE, 2018). A possibilidade de usar o etanol como combustível automotivo é conhecida há mais de um século, mas, até os anos 70, a disponibilidade e o baixo custo dos derivados de petróleo inibiram o desenvolvimento do etanol. Porém, a partir da crise do petróleo, em outubro de 1973, o cenário mudou despertando, assim, o interesse mundial por fontes alternativas de energia. No Brasil, o uso do etanol passou a ser estimulado pelo Programa Proálcool- Programa Nacional do Álcool, onde a primeira fase foi marcada pela introdução do álcool etílico à gasolina (ALCARDE, 2008).

Em 2003, foi introduzido no mercado brasileiro, o primeiro veículo com a tecnologia dos motores *flex fuel* e que permitia o uso da gasolina, do etanol ou uma mistura dos dois combustíveis em qualquer proporção. A pioneira foi a empresa alemã *Volkswagen*, representando um marco importantíssimo na indústria automobilística. Desde 2013 foram comercializados em torno de trinta milhões de veículos *flex fuel*, sendo responsável, atualmente, por aproximadamente 86% da produção nacional de veículos leves (SECRETARIA DE PLANEJAMENTO E DESENVOLVIMENTO ENERGÉTICO, 2018).

Contudo, apesar dessa tecnologia já estar presente no mercado a 19 anos, ela ainda não foi otimizada para se aproveitar, ao máximo, a energia disponível para cada combustível, resultando em um melhor desempenho operacional. Atualmente, esses motores trabalham com uma razão de compressão intermediária a gasolina e ao etanol, o que prejudica o uso eficiente do combustível nos veículos.

Sabe-se que uma das principais vantagens do uso do etanol como combustível é o seu poder antidetonante (alta octanagem), que permite o motor funcionar em condições de altas pressões na câmara de combustão. A alta octanagem aliada ao elevado calor latente de vaporização proveniente do etanol são características que tornam possível o desenvolvimento de motores com maiores razões de compressão, o que por sua vez resulta em motores com maior eficiência térmica (SILVA, 2017). Para obter um melhor aproveitamento das propriedades do etanol, torna-se fundamental a concepção de um projeto adequado ao motor de combustão, envolvendo parâmetros geométricos e operacionais, como a razão de compressão do motor.

O uso do etanol de forma eficiente envolve diversos desafios, que só poderão ser atingidos a partir da integração da tecnologia, dos conceitos dos motores e das particularidades do combustível alternativo. O funcionamento do motor deve ocorrer com o objetivo de extrair o máximo de benefícios do sistema, sem comprometer parâmetros, como consumo de combustível, taxa de emissões e desempenho do veículo.

Assim, esse trabalho busca auxiliar no desenvolvimento otimizado de um motor que opere exclusivamente a etanol, conforme as informações evidenciadas e com base no seguinte questionamento:

Qual a razão de compressão que apresenta viabilidade técnica otimizada para o uso de etanol em um motor de combustão interna?

1.2 Justificativa

Sabe-se que a gasolina e o diesel ainda são os principais combustíveis usados mundialmente nos veículos, apesar da crescente necessidade de diminuir o uso de combustíveis fósseis e, conseqüentemente, reduzir a emissão de poluentes. Como proposta para substituir esses combustíveis, tem-se debatido muito acerca do uso de combustíveis alternativos, como o etanol e o biodiesel. Sabe-se que o setor de transporte representa, atualmente 25% das emissões globais, sendo os veículos leves os principais contribuintes (BRITO, 2019).

No entanto, algumas iniciativas políticas vêm sendo adotadas mundialmente para estimular o uso de biocombustíveis e o desenvolvimento de novas tecnologias no setor automotivo. Diversos países já planejam proibir a comercialização de veículos movidos a gasolina e a diesel num futuro próximo, como a Alemanha, Noruega e França. (SENADO, 2019). Dessa forma, a procura por combustíveis alternativos acaba colaborando com a efetiva utilização do etanol e o desenvolvimento de pesquisas na área. O etanol é um biocombustível que apresenta diversas vantagens, como alta octanagem, resistência a detonação e alto calor latente de vaporização, representando um papel importante nesse cenário.

A partir dessa perspectiva, este trabalho tem como proposta contribuir para o melhor aproveitamento da energia disponibilizada pelo etanol, através do estudo de um motor dedicado ao combustível. A pesquisa direcionada a análise técnica do uso do etanol em um motor de combustão interna para diferentes razões de compressão busca a otimização do motor e maior desempenho operacional, considerando aspectos técnicos e econômicos.

1.3 Objetivos

1.3.1 Geral

Analisar tecnicamente, com o auxílio de *software*, o uso de etanol em um motor de combustão interna com variação da razão de compressão.

1.3.2 Específicos

- Realizar revisão bibliográfica sobre motores de combustão interna, relação de compressão e etanol;

- Realizar estudo teórico da combustão de um combustível em um motor de combustão interna;
- Descrever a metodologia adotada, apontar as variáveis e os indicadores do estudo e apresentar a instrumentação de coleta e tabulação de dados obtidos;
- Avaliar, por meio do *software Lotus Engine*, a operação de um motor de combustão monocilindro com etanol como combustível;
- Comparar os resultados da operação do motor usando etanol e gasolina como combustíveis, variando a razão de compressão;
- Realizar sugestões de trabalhos futuros.

1.4 Estrutura do Trabalho

Este trabalho será estruturado em capítulos como forma de organizar a abordagem de todo o conteúdo a ser explorado. O primeiro consiste na apresentação do tema proposto e da perspectiva da análise a ser realizada, através da formulação do problema, da justificativa para a realização do trabalho e dos objetivos gerais e específicos.

O segundo capítulo trata da fundamentação teórica de cada objeto de estudo envolvido na análise técnica, como o motor de combustão interna, combustão, biocombustível etanol, câmara de combustão e razão de compressão. Esta etapa é fundamental para a aplicação de conceitos técnicos no trabalho proposto e para a coleta de informações pertinentes e de interesse no desenvolvimento do presente trabalho, usando como referência a literatura e trabalhos já concluídos.

No terceiro capítulo tem-se a descrição de toda a metodologia empregada para a análise técnica do uso do etanol em um motor de combustão interna para diferentes razões de compressão. É nesta etapa que serão detalhados os dados de entrada, os cálculos e o software adotado para a impressão dos resultados da análise.

No quarto capítulo são apresentados os resultados da análise técnica realizada através da simulação referente a um motor dedicado a etanol, cujos dados de projeto são conhecidos e apresentados ao longo do trabalho. Além disso, apresenta-se uma análise paramétrica do motor de combustão interna, de maneira a avaliar a influência da variação da razão de compressão no desempenho do mesmo e assim verificar as coerências dos resultados encontrados.

Por fim, o quinto capítulo apresenta o fechamento do trabalho, relatando a resposta da pergunta problema da análise técnica proposta, além de ressaltar alguns tópicos observados durante sua realização, como considerações e sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste segundo capítulo é realizada a fundamentação teórica para o desenvolvimento otimizado de um motor que opere exclusivamente a etanol. Pode-se dizer que esse capítulo será responsável pelo levantamento de conceitos científicos que irão orientar a análise técnica proposta da combustão do etanol em um motor de combustão interna em diferentes razões de compressão.

2.1 Motor de combustão interna

Propulsoras dos mais diversos tipos de veículos, as máquinas térmicas são dispositivos que permitem transformar calor em trabalho quando operadas em um ciclo termodinâmico. Sabe-se que o calor pode ser obtido de diferentes fontes, como: combustão, energia elétrica, energia atômica, dentre outras. As máquinas térmicas em que o calor é obtido através da queima de um combustível são conhecidas como motores de combustão (BRUNETTI, 2012).

No entanto, a conversão da energia química do combustível em energia mecânica pode ser classificada em dois tipos: motores de combustão interna ou motores de combustão externa. Esse presente trabalho tem como objeto de estudo os motores de combustão interna, os quais a mistura ar-combustível participa diretamente do processo da combustão e a energia liberada do combustível ocorre dentro do motor.

De acordo com Brunetti (2012), há diversos fatores que influenciam no funcionamento dos motores de combustão interna, como ciclo de operação, tipo de combustível, de ignição, de injeção, dentre outros. Em conformidade com esses fatores, os motores são classificados e caracterizados de acordo com suas particularidades de funcionamento, que serão responsáveis por direcionar a aplicação da máquina térmica.

A ideia de se construir um motor aproveitando a força expansiva dos gases provenientes da combustão foi proposta pelo Padre Hautefoille em 1652 e, desde então, vários estudos vêm sendo desenvolvidos para o aprimoramento dos motores de combustão interna. Dentre eles, tem-se como destaque, o modelo proposto pelo alemão Nikolaus August Otto, em 1876. Otto propõe um funcionamento do motor baseado no ciclo de quatro tempos, o qual ganha destaque devido ao aumento de eficiência alcançado e a redução de ruídos atingida (VARELLA, 2018).

Os motores Otto a quatro tempos caracterizam-se por possuírem uma baixa relação peso-potência e volume-potência, além da suavidade de funcionamento. Destacam-se, também, pelo baixo custo inicial e pelo sistema de controle de emissões simples e barato. Diante disso,

esses motores tornam-se adequados a aplicação em pequenos veículos de transporte, como automóveis (BRUNETTI, 2012).

Os motores de quatro tempos caracterizam um ciclo de operação, que é uma sequência de processos para a obtenção de trabalho útil, através de quatro fases: admissão, compressão, combustão e escape. Esses motores são formados por um conjunto de componentes interligados responsáveis por gerar movimento rotativo, produzir força e torque para se auto movimentar e também movimentar um eixo de saída no qual pode ser ligado às rodas dos veículos (BRUNETTI, 2012).

Segundo Martinelli (2005) pode-se dizer que esse conjunto mecânico apresenta, basicamente, a seguinte estrutura: cabeçote, bloco e conjunto do virabrequim. Vale ressaltar que o cabeçote é o componente que controla a passagem de ar e combustível para dentro dos cilindros, localizado na parte superior do bloco. Esse representa a maior parte do conjunto, além de ser responsável por determinar a disposição e o número de cilindros, é onde ocorre a combustão. Dentro do bloco, tem-se como componentes mais importantes os pistões, as bielas e o virabrequim.

Entretanto é no interior dos cilindros que ocorre o deslizamento dos pistões. Esse deslizamento resulta na movimentação de compressão e expansão dos gases, etapas essenciais para o funcionamento do motor de combustão interna. Os pistões têm como função principal a transmissão da força gerada pela combustão da mistura ar-combustível à biela. Em seguida, essa força produzida na combustão é transmitida ao virabrequim, conhecido, também, como árvore de manivelas. Esse eixo central do motor é responsável por enviar ao sistema de transmissão do veículo, força, torque e rotação, alimentando, dessa forma, a movimentação de diversos componentes (MARTINS, 2006).

Na Figura 1 tem-se a ilustração dos componentes mecânicos que compõem os motores de combustão interna. O bloco, o cabeçote, o cárter e os coletores de admissão e escape representam os componentes estacionários, enquanto os demais, como: a biela, o pistão, a árvore de manivelas, a camisa, as válvulas de admissão e escape representam os componentes móveis.

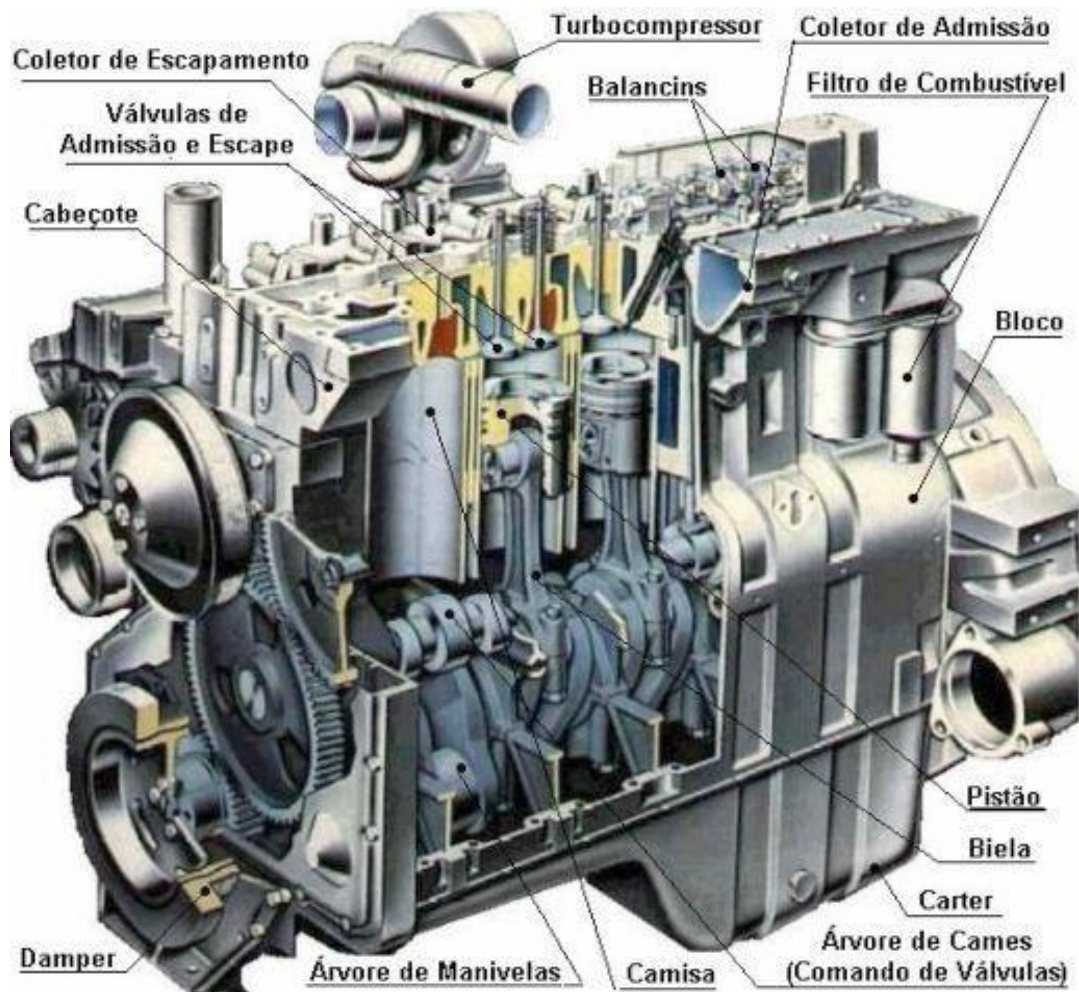


Figura 1- Componentes do motor de combustão interna.
Fonte: Lopes, 2018.

Em seguida, a fim de compreender melhor o funcionamento do motor de combustão interna, tem-se alguns aspectos de destaque no desenvolvimento destes, bem como um aprofundamento teórico direcionado a tais aspectos.

2.2 Classificação dos motores de combustão interna

Os motores de combustão interna podem ser classificados de acordo com o movimento, forma de combustão e ciclo de operação. A Figura 2 representa a seguir a classificação dos motores conforme a descrição anterior:

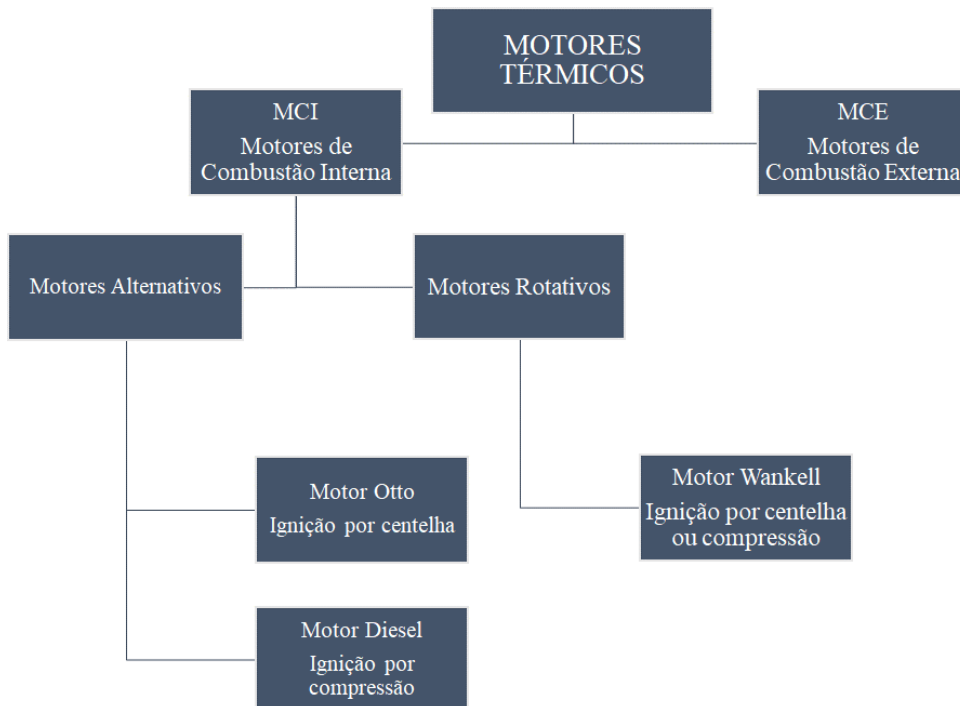


Figura 2- Classificação dos motores de combustão interna
Fonte: Adaptado de Mozo (2009).

A classificação dos motores quanto ao movimento faz referência a forma de se obter trabalho mecânico e ao movimento do pistão, ou seja:

- *Motores alternativos*: quando o trabalho é obtido pelo movimento de vaivém de um pistão, convertendo a pressão em um movimento de rotação contínua por um sistema biela-manivela.
- *Motores rotativos*: quando o trabalho é obtido diretamente por um movimento de rotação, utilizando o rotor ao invés do pistão.

A classificação dos motores quanto à forma de combustão leva em consideração que a combustão é um processo químico exotérmico de oxidação de um combustível. No entanto, para que ocorra a reação do combustível com o ar é necessário um estímulo para dar o início a mesma, conhecido como ignição. Assim, esta classificação é dividida em:

- *Motores de ignição por centelha*: Conhecidos também como motores de ignição comandada, este tipo representa os motores que após a admissão e compressão da mistura ar-combustível no motor, necessita de uma faísca para dar início ao processo de combustão. Essa faísca ou centelha ocorre entre os eletrodos de uma vela.

- *Motores de ignição por compressão*: Estes motores de combustão espontânea, comumente chamados de motor diesel, são caracterizados por utilizar a compressão para promover a ignição da mistura ar-combustível. Nesses motores, há somente a admissão de ar puro, ou seja, o pistão comprime somente ar até que o mesmo atinja uma temperatura suficientemente elevada para inflamar o óleo diesel pulverizado no interior da câmara de combustão. (MAHLE, 2016)

A classificação dos motores quanto ao ciclo de operação faz referência a sequência de processos da mistura ar-combustível para a obtenção do trabalho útil nos motores alternativos. Sabe-se que o motor de combustão interna é composto por cilindros, onde no interior desses tem-se o deslizamento de pistões ligados a uma manivela. O ponto mais alto que o pistão pode atingir dentro do cilindro denomina-se ponto morto superior ou PMS, já o ponto mais baixo é chamado de ponto morto inferior ou PMI, conforme a figura 3 a seguir. No entanto, a distância percorrida entre esses pontos é designada por curso (MARTINS, 2006) . É através do curso do pistão, conhecido como tempo, que ocorrem os ciclos de operação. Vale ressaltar que a relação entre os volumes do motor quando o pistão está no PMS e no PMI é conhecida como razão de compressão, que será discutido posteriormente.

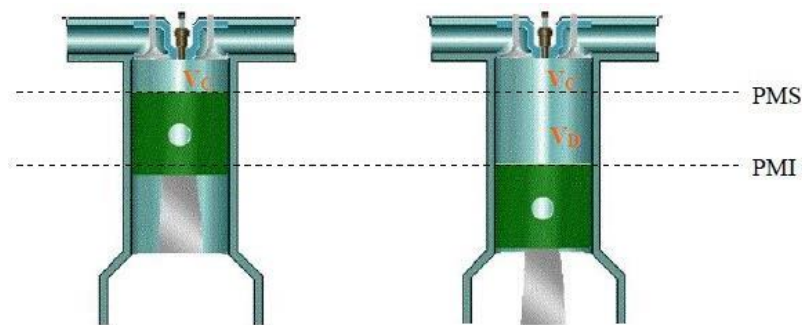


Figura 3- Cilindros com o pistão no PMS e PMI respectivamente.
Fonte: Amorim (2005).

Assim, tem-se as divisões:

- *Motor de quatro tempos*: Neste caso, esse movimento para aumento de pressão da combustão da mistura ar-combustível ocorre em quatro tempos, o que corresponde a duas voltas da manivela do motor para que seja completado um ciclo. Esses tempos são conhecidos como tempo de admissão, compressão, expansão/combustão e escape e, no entanto, a sequência desses representa o ciclo de operação do motor. No tempo de admissão, o pistão é deslocado do PMS ao PMI, o que provoca uma sucção - conhecida

também como depressão, responsável por induzir a mistura vinda do sistema de alimentação a entrar no cilindro pela válvula de admissão que está aberta. Nos motores a diesel, o cilindro é preenchido com ar apenas. Em seguida, no tempo de compressão a válvula de admissão é fechada e o pistão se movimenta do PMI ao PMS, comprimindo, desta forma, a mistura que foi admitida durante a admissão até ocupar o volume da câmara de combustão. Já no tempo de expansão, o pistão realiza o mesmo movimento do tempo de admissão, do PMS ao PMI, mas desta vez com a válvula de admissão fechada. Para os motores de ciclo Otto, quando o pistão se aproxima do PMS, a vela de ignição promove a centelha que impulsiona a ignição da mistura. Em contrapartida, nos motores de ciclo diesel o combustível é injetado no ar quente sob alta pressão, provocando a combustão espontânea conhecida como autoignição. É importante frisar que o processo de combustão ocasiona um grande aumento da pressão, permitindo com que o pistão seja “empurrado” para o PMI, ocorrendo assim uma expansão dos gases. Essa etapa é responsável por realizar o trabalho útil do motor, onde a energia produzida é armazenada nas massas do virabrequim e do volante. Por fim, tem-se o tempo de escape representado pelo deslocamento do PMI ao PMS, expulsando os gases queimados para fora do cilindro, através da abertura da válvula de escape. Dessa forma, o ciclo pode ser reiniciado pelo tempo de admissão.

- *Motor de dois tempos*: Pode-se dizer que neste tipo de motor de combustão interna, o ciclo é completado com apenas dois cursos do pistão, o que é equivalente a uma única volta do eixo do motor. A diferença deste motor é que os processos descritos no item anterior (motor de quatro tempos) ocorrem simultaneamente, sobrepostos num mesmo curso. Dessa forma, em um mesmo deslocamento do pistão ocorre mais de um processo. No primeiro tempo, com o pistão no PMS e a mistura comprimida, a faísca é liberada para dar início ao processo de combustão e, então, o pistão é deslocado para o PMI. Durante o curso do pistão entre o PMS e o PMI, este comprime o conteúdo do cárter do reservatório inferior. No entanto, em um certo ponto do deslocamento, a passagem de escapamento denominada janela de escape é descoberta e os gases queimados, ainda com pressão elevada, são liberados para o ambiente. Na sequência, o pistão abre a janela de admissão que coloca o cárter em comunicação com o cilindro, forçando o seu preenchimento com a mistura nova (BRUNETTI, 2012). Em um determinado momento desse processo, as passagens da janela de escape e admissão estarão simultaneamente abertas, possibilitando o fluxo da mistura nova, junto aos gases de escapamento, para

fora do sistema. Já no segundo tempo, quando o pistão se desloca do PMI ao PMS, as janelas de admissão e de escape são fechadas, enquanto uma passagem alternativa é aberta. Ao longo do deslocamento ascendente do pistão, é criada uma depressão (sucção) no cárter, responsável por promover o seu preenchimento (reservatório inferior) com mistura nova através da passagem que se encontra aberta. Vale frisar que em paralelo a ascensão do pistão, a parte superior deste realiza a compressão da mistura já admitida na câmara de combustão. Quando o pistão se aproxima do PMS ocorre o centelhamento responsável pela ignição do combustível. Esta, por sua vez, promove a combustão/explosão gerando a pressão que projeta o pistão do PMS para o PMI, reiniciando o processo de expansão já descrito no primeiro tempo. (SOUZA e DA SILVA, 2014). Neste caso, tem-se um trabalho positivo a cada dois cursos do pistão ou em cada volta da manivela, diferentemente do que ocorre no motor de quatro tempos, a cada duas voltas. Essa diferenciação de número de voltas dá origem ao fator de tempos. O motor a dois tempos possui algumas particularidades que podem dificultar o ciclo de operação do motor. Uma delas é a precariedade dos processos devido a superposição de acontecimentos e a lubrificação. Porém como vantagem pode-se citar a possibilidade de supressão do sistema de distribuição por válvulas, já que a passagem da mistura pode ocorrer de forma mais simples através de aberturas feitas nas paredes dos cilindros, as quais chamamos de janelas.

Por fim, tem-se a classificação dos motores quanto a propriedade do gás na admissão (admissão de ar ou admissão da mistura ar-combustível) que faz referência ao ciclo de operação. O funcionamento dos motores pode ser analisado dividindo o seu ciclo de operação em diferentes processos, em especial: admissão, compressão, expansão e escape, conforme ilustrado na Figura 4.

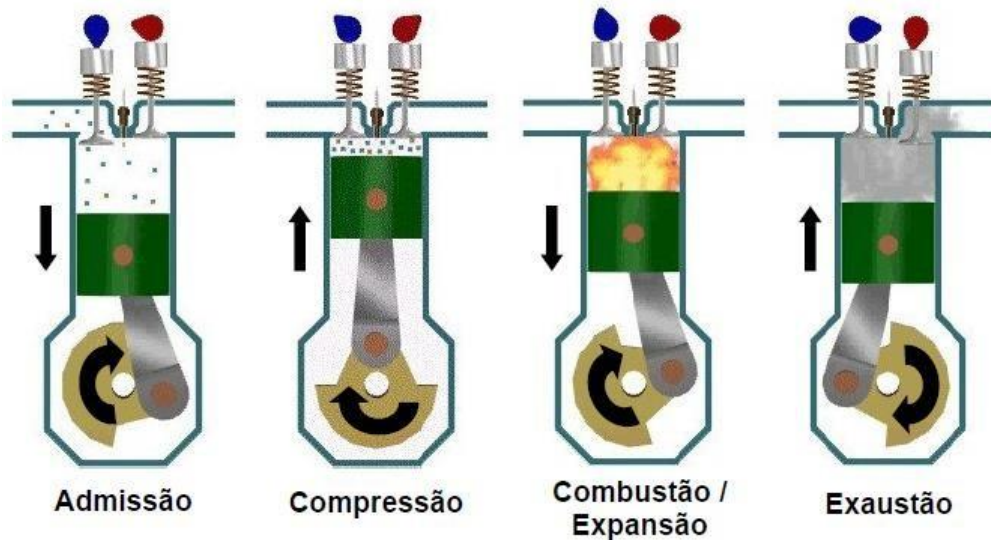


Figura 4- O ciclo Otto real
 Fonte: Amorim (2005).

Cada processo pode ocorrer de acordo com especificações dos fenômenos físicos e químicos envolvidos, que dão origem a ciclos distintos de funcionamento, como o Ciclo Otto e Ciclo Diesel, já introduzidos anteriormente. A seguir será explorado as particularidades do Ciclo Otto, que é o ciclo de funcionamento do objeto de estudo deste trabalho.

- *Ciclo Otto:* Nos motores de ciclo Otto, a mistura ar-combustível é admitida e sua combustão inicia-se por uma descarga elétrica de elevada tensão (faísca) dentro da câmara de combustão. Isto é, para que o combustível reaja com o oxigênio é necessário um agente, uma ignição. Este ciclo referente aos motores de ignição por centelha ou faísca, possui seis fases distintas e se caracteriza por representar um ciclo termodinâmico de combustão a volume constante. A análise do ciclo ideal é realizada considerando que somente o ar, comportando-se como gás ideal, é admitido para dentro do cilindro. A seguir, na Figura 5, é apresentado o diagrama ilustrando as transformações termodinâmicas desse ciclo e a descrição de cada uma.

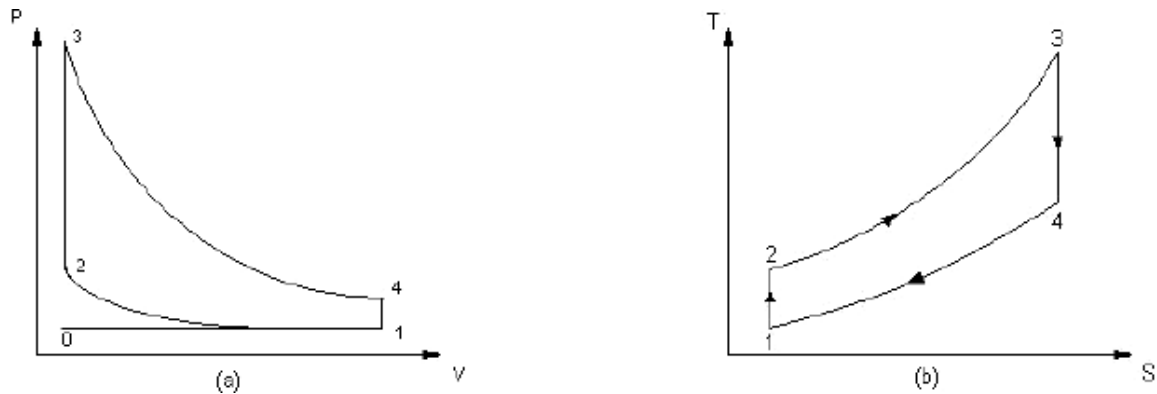


Figura 5- Diagrama Pressão versus Volume (a) e Diagrama Temperatura versus Entropia (b)
Fonte: Amorim (2005).

Admissão adiabática (0 \Rightarrow 1): o ar é introduzido para dentro do cilindro a pressão constante. As equações que descrevem este processo são (AMORIM, 2005):

$$Q_{0 \rightarrow 1} = 0 \quad (1)$$

$$W_{0 \rightarrow 1} = P_0(v_1 - v_0) \quad (2)$$

Compressão isentrópica (1 \Rightarrow 2): O ar no interior do cilindro é comprimido quando o pistão desloca do PMI para PMS. Considerando a hipótese que todos os processos são reversíveis, no diagrama (a), a área contida entre o processo e o eixo dos volumes, ou seja, a área 1-2 ($v_2 - v_1$) corresponde ao trabalho realizado. Enquanto isso, no diagrama (b), a área representada pelo processo 1-2 é nula, já que o processo considerado isentrópico é adiabático, não havendo troca de calor (AMORIM, 2005).

$$Q_{1 \rightarrow 2} = 0 \quad (3)$$

$$W_{1 \rightarrow 2} = c_v(T_1 - T_2) \quad (4)$$

Combustão a volume constante (2 \Rightarrow 3): Há fornecimento de calor num processo considerado isocórico, representado pelo calor liberado na combustão, admitindo que seja totalmente fornecido quando o pistão se encontra no PMS. No diagrama (b), a área 2-3 ($s_2 - s_3$) é proporcional ao calor fornecido ao sistema (AMORIM, 2005).

$$Q_{2 \rightarrow 3} = c_v(T_3 - T_2) \quad (5)$$

$$W_{2 \rightarrow 3} = 0 \quad (6)$$

Expansão isentrópica (3 \Rightarrow 4): O fluido é expandido através do deslocamento do pistão do PMS para o PMI, realizando trabalho positivo, conforme pode ser visto na área 3-4 ($v_3 - v_4$) (AMORIM, 2005).

$$Q_{3 \rightarrow 4} = 0 \quad (7)$$

$$W_{3 \rightarrow 4} = c_v (T_3 - T_4) \quad (8)$$

Exaustão ou escape a volume constante (4 \Rightarrow 1): Ocorre a retirada do calor não aproveitado do sistema, através da abertura da válvula de escape, com uma queda brusca da pressão. O calor rejeitado é proporcional a área 4-1 ($s_1 - s_4$) ilustrada no diagrama (b) (AMORIM, 2005).

$$Q_{4 \rightarrow 1} = c_v (T_1 - T_4) \quad (9)$$

$$W_{4 \rightarrow 1} = 0 \quad (10)$$

Exaustão a pressão constante (1 \Rightarrow 0): O pistão é deslocado do PMI para o PMS para a expulsão dos gases resultantes da queima (AMORIM, 2005).

$$Q_{1 \rightarrow 0} = 0 \quad (11)$$

$$W_{1 \rightarrow 0} = P_0(v_0 - v_1) \quad (12)$$

Vale observar que em um ciclo ideal tem-se, basicamente, as seguintes considerações: o ar é considerado gás perfeito, todos os processos são reversíveis, os processos de compressão e expansão são isentrópicos adiabáticos e reversíveis e não há admissão e escape, isto é, o trabalho realizado para a introdução e retirada do fluido de trabalho é nulo, ou seja:

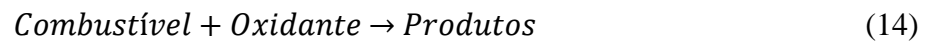
$$W_{0 \rightarrow 1} + W_{1 \rightarrow 0} = P_0(v_1 - v_0) + P_0(v_0 - v_1) = 0 \quad (13)$$

2.3 Combustão

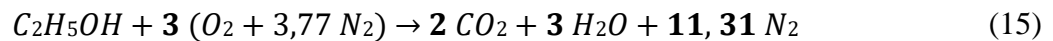
Basicamente, pode-se dizer que a combustão é um processo em que algum material ou combustível é queimado. Independente da finalidade, os princípios envolvidos são os mesmos e os produtos de combustão são similares visto que esse processo representa uma reação química onde as substâncias dos reagentes combustível e oxidante se transformam em outra

substância no produto. Entretanto, tal transformação é responsável por converter a energia armazenada em ligações químicas em energia térmica, que pode ser utilizada em diversas aplicações da engenharia.

O processo de combustão é caracterizado por uma reação exotérmica muito rápida entre o combustível e o oxidante (comburente), acompanhada por liberação de calor. Em geral, os elementos químicos nos combustíveis responsáveis pela liberação de calor são carbono, hidrogênio e enxofre. Pode-se dizer que quando todo carbono no combustível é oxidado para dióxido de carbono (CO_2), todo hidrogênio para água (H_2O) e todo enxofre para dióxido de enxofre (SO_2) tem-se uma reação ideal de combustão que é conhecida como combustão completa. Dessa forma, a reação química simples pode ser representada assim (LEAL, 2017):



Considerando o combustível deste presente estudo como sendo o etanol, sua reação química de combustão completa pode ser descrita como:



Pode-se observar que a reação química escrita acima representa uma reação química estequiométrica, a qual fornece os principais dados necessários para análise da combustão, como resultado do balanço atômico dos componentes químicos presentes nos reagentes e nos produtos (STONE, 1992). É possível evidenciar que os coeficientes estequiométricos, indicados em negrito na reação, se tornam necessários para garantir que os mesmos números de átomos de carbono, hidrogênio e oxigênio encontrados nos reagentes sejam, também, encontrados nos produtos.

No entanto, a queima completa do combustível é um processo químico complexo, já que está relacionado diretamente com a homogeneidade entre a mistura ar-combustível, a variação de temperatura e ao tempo de oxidação química. Pode-se dizer que a combustão completa raramente ocorre na prática devido às ineficiências do processo de combustão, principalmente devido as perdas de calor com o ambiente externo e insuficiência de elementos oxidantes, as quais resultam em porções de combustível não queimado. Devido a esses fatores, o processo de combustão real é conhecido como combustão incompleta, o qual é caracterizado pela formação de oxigênio, hidrogênio, monóxido de carbono e, também, óxidos de nitrogênio.

É imprescindível notar que a mistura admitida em motores de ignição por centelha (Ciclo Otto) é uma mistura ar-combustível que pode ser classificada em mistura estequiométrica, pobre ou mistura rica, de acordo com a razão de equivalência que será explorada na seção 2.3.1. No geral, pode-se dizer que a mistura estequiométrica é aquela em que quantidades teóricas de ar atmosférico e combustível, por hipótese, produzem uma reação de combustão completa do combustível, ou seja, a quantidade estequiométrica de oxidante é a quantidade necessária para queimar completamente certa quantidade de combustível. Sendo assim, quando essas quantidades não estiverem em conformidade com as estequiométricas, isto é, a reação fornecer combustível ou ar em excesso, a mistura poderá ser classificada em rica ou pobre, respectivamente (STONE, 1992).

No processo de combustão tem alguns fatores que influenciam diretamente na eficiência da queima do combustível, tais como: proporção de ar e combustível, entalpia de combustão e demais particularidades referentes a operação do motor e ao combustível utilizado que serão explorados no decorrer deste capítulo. A seguir os fatores referentes ao processo químico de combustão serão detalhados.

2.3.1 Proporção de ar e combustível

O conhecimento da proporção ar/combustível no processo de combustão é extremamente útil para a determinação de alguns parâmetros de operação dos motores, em especial, para o alcance de uma eficiência operacional que se aproxime o máximo possível do ideal. Dessa forma, pode-se dizer que existem três parâmetros importantes na caracterização da mistura ar-combustível para o processo de combustão: a razão ar-combustível, a razão combustível-ar e a razão de equivalência.

- *Razão ar-combustível (RAC)*: Esta razão é definida como a razão em massa entre o ar fornecido e o combustível, podendo ser representada assim: (LEAL, 2017)

$$\bar{RAC} = RAC \frac{PM_C}{PM_{AR}} \quad (16)$$

Ao multiplicar a razão ar-combustível em base mássica pela razão entre as massas moleculares de combustível e ar (PM_C/PM_{AR}) será fornecido o valor em base molar, distinguido por uma barra acima dos símbolos.

- *Razão combustível-ar (RCA)*: Em contrapartida, esta razão representa a relação em massa entre o combustível e o ar fornecido, podendo ser representada assim (LEAL, 2017):

$$\bar{RCA} = RCA \frac{PM_{AR}}{PM_C} \quad (17)$$

- *Razão de equivalência* (ϕ): Já a razão de equivalência é utilizada para indicar quantitativamente quando uma mistura de oxidante e combustível é rica, pobre ou estequiométrica. A razão de equivalência é definida como (LEAL, 2017):

$$\phi = \frac{RAC_{es}}{RAC} \quad (18)$$

A partir dessa definição, para uma mistura rica em combustível tem-se $\phi > 1$, enquanto para mistura pobre $\phi < 1$ e para mistura estequiométrica, $\phi = 1$. Em muitas aplicações em combustão, a razão de equivalência é o fator mais importante na determinação do desempenho do sistema. O percentual de excesso de ar pode ser calculado pela seguinte fórmula (TURNNS, 2013):

$$\% \text{ excesso de ar} = \frac{(1 - \phi)}{\phi} \times 100\% \quad (19)$$

2.3.2 Entalpia de combustão

O conceito entalpia vem do alemão, *enthalten*, que significa “conter”. A entalpia, de acordo com a termodinâmica clássica, é a grandeza que mede a energia total de um sistema capaz de ser removida na forma de calor, isto é, é a energia contida em um sistema. A entalpia é simbolizada pela letra *H* (do inglês “*Heat*” que significa calor).

Contudo, a entalpia de combustão representa o calor envolvido na reação exotérmica, ou seja, a variação da energia de um sistema devido a mudança de estado e a uma alteração na composição química. Essa variação pode ser encontrada pelo balanço de energia do processo ilustrado na Figura 6 e representado pela fórmula a seguir (UFSC, 2016):

$$Q = H_{prod} - H_{reag} \quad (20)$$

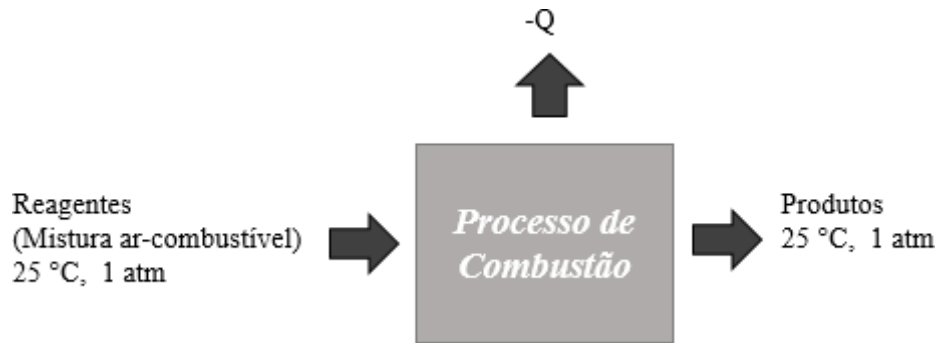


Figura 6- Balanço de energia do processo de combustão.
 Fonte: Adaptado de UFSC (2016).

Vale ressaltar que o valor da entalpia de combustão depende diretamente da temperatura e pressão, uma vez que a entalpia dos reagentes e produtos também alteram. Na figura 6 foi considerado o estado padrão de referência para a representação esquemática (25°C e 1atm). Quando a entalpia de combustão é dada em kJ/kg tem-se o valor do poder calorífico.

Segundo Heywood (1988), o poder calorífico de um combustível é a grandeza do calor da reação à pressão constante ou volume constante, a uma temperatura padrão, para uma combustão completa por unidade de massa de combustível. Dessa forma, é possível dizer que o poder calorífico é a energia que está contida no combustível e varia dependendo das quantidades de hidrogênio e carbono, já que o carbono possui energia interna específica menor que o hidrogênio, podendo ser denominado como poder calorífico inferior e poder calorífico superior.

Quando os produtos da combustão saem completamente na fase gasosa, ou seja, toda a água permanece no estado de vapor, a entalpia de combustão é chamada de Poder Calorífico Inferior. Já quando os produtos do processo combustão encontram-se no estado líquido, onde toda a água foi condensada para líquido, a entalpia de combustão é denominada de Poder Calorífico Superior. Vale ressaltar que em cálculos de eficiências de máquinas térmicas deve-se considerar somente o poder calorífico inferior (PCI) devido à alta temperatura dos gases de combustão, onde a água se encontra no estado de vapor.

O poder calorífico inferior é uma propriedade relacionada ao combustível, o qual é imprescindível para determinar a energia que será fornecida ao sistema, já que é definido como a quantidade de calor desprendido pela combustão completa do combustível. Em motores de combustão interna, a eficiência térmica é definida pela relação entre a potência de saída do

motor pela energia de entrada do combustível, entretanto esta relaciona a quantidade de energia produzida com a massa de combustível consumida e o seu poder calorífico (HEYWOOD,1988):

$$\eta_t = \frac{W_d}{\dot{m}_c \text{ PCI}_{comb}} \quad (21)$$

sendo η_t a eficiência térmica, W_d a potência de saída do motor [kW] e \dot{m}_c a vazão mássica de combustível [kg/s]. Na tabela 1, é possível observar a diferença do poder calorífico inferior conforme alguns exemplos de combustíveis e, em destaque, tem-se o etanol que é o objeto de estudo deste trabalho.

Tabela 1- Poder Calorífico Inferior dos combustíveis.

| Combustível | Poder Calorífico Inferior (kJ/kg) |
|---------------|-----------------------------------|
| Diesel | 42944 |
| Querosene | 43406 |
| Gasolina | 43932 |
| Etanol | 26777,6 |
| Metanol | 19246,4 |

Fonte: Adaptado de Bizzo (2003).

2.4 O etanol como combustível

O etanol é um biocombustível que vem tentando consolidar o seu consumo e ganhar mais espaço no mercado. O Brasil é pioneiro na utilização em larga escala de etanol combustível desde o fim da década de 1970. Atualmente, é um dos países que mais utiliza o produto e ainda o segundo maior produtor mundial. São duas as formas de utilização do produto: na forma de etanol anidro, como componente de mistura na formação da gasolina C; ou como etanol hidratado puro, comercializado em todo o país como um combustível acabado (AGÊNCIA NACIONAL DO PETROLEO, 2016).

Porém, o consumo do etanol puro vem enfrentando, conseqüentemente, diversos desafios, especialmente, devido à falta de incentivo no desenvolvimento de tecnologias dedicadas ao uso do combustível. Como exemplo, tem-se o gráfico ilustrado na Figura 7, onde é possível notar claramente que a partir de 2011 os automóveis a gasolina passaram a perder sua posição no mercado para os automóveis *flex*, enquanto os automóveis a álcool (etanol)

declinaram completamente. Este cenário representa de forma evidente a deficiência de pesquisa relacionado ao uso do etanol em motores de combustão interna, o qual foi caindo em esquecimento devido a ascensão dos motores *flex fuel*.

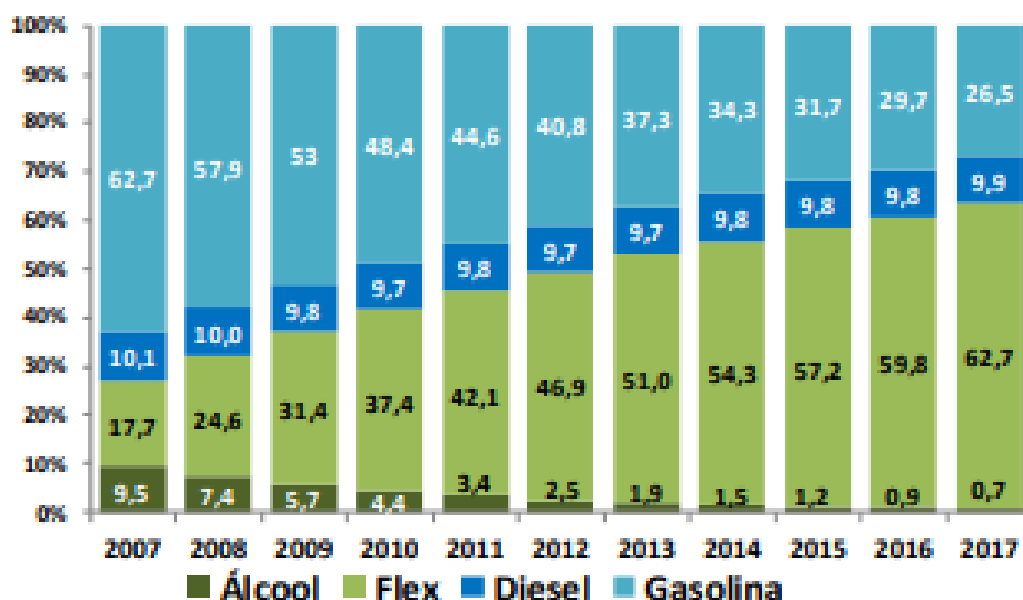


Figura 7- Distribuição do consumo de combustível em veículos automotores.

Fonte: SPE, Resenha Energética Brasileira (2017).

Contudo, o aumento do preço do petróleo e a necessidade contínua de diminuir as emissões de poluentes e de gases de efeito estufa vem se apresentando como motivações importantes para a retomada das pesquisas referentes ao uso do etanol. O etanol é um combustível de origem orgânica, que pode ser obtido através da fermentação de açúcares de plantas ricas em açúcar ou amido, como: cana-de-açúcar, milho, beterraba e sorgo, sendo a cana-de-açúcar a mais simples e produtiva. Por se tratar de um combustível sustentável, grande parte do gás carbônico lançado na atmosfera em sua produção é absorvido pela própria cana-de-açúcar durante a fotossíntese. É calculado que o etanol reduz em 89% a emissão de gases de efeito estufa se comparado à gasolina.

É imprescindível dizer que o etanol comercializado no país é o álcool etílico hidratado, uma mistura com cerca de 96% de etanol e o restante de água. Como já ressaltado no tópico 2.3.2, as propriedades dos combustíveis têm significativa influência em vários parâmetros operacionais do motor, influenciando desde os índices de desempenho até os parâmetros de

projeto do motor, a confiabilidade e durabilidade do motor e, sobretudo, os níveis de emissões de poluentes causados pelos produtos de combustão.

Cada combustível possui suas características físicas e químicas diferenciadas, as quais direcionam os combustíveis para uma determinada aplicação, que represente mais vantagem econômica, ambiental e operacional. Entretanto, o uso de combustíveis para veículos automotivos requer algumas particularidades desejáveis, como ampla disponibilidade, reduzido custo energético e baixo impacto ambiental. Dessa forma, algumas características do etanol acabam se destacando, como a volatilidade, a resistência a detonação e preço mais competitivo, além da estabilidade e compatibilidade com outros materiais.

2.4.1 Volatilidade

A volatilidade é uma propriedade que indica a tendência, de uma substância líquida, em vaporizar-se sob uma dada condição, ou seja, é o tempo em que um líquido demora a evaporar-se (REIS, 2002). Essa propriedade é uma das principais responsáveis pelo manuseio seguro do combustível e pela dirigibilidade de um automóvel, sendo definida pela pressão de vapor do combustível. Quanto maior a pressão de vapor, mais volátil é o combustível, favorecendo, dessa forma, sua vaporização e o processo de combustão.

Se o combustível não vaporizar suficientemente rápido, o desempenho do motor poderá ser caracterizado por uma partida difícil (aquecimento lento e aceleração pobre) e, também, por uma distribuição desigual de combustível nos cilindros. Devido a isso, a volatilidade vem se apresentando como um importante parâmetro na escolha do combustível, especialmente, no caso de motores de combustão interna de ciclo Otto, onde a alta volatilidade, a resistência a autoignição e a eficiência térmica do combustível tornam-se parâmetros fundamentais.

No entanto, o etanol é um biocombustível que se destaca devido a sua considerável volatilidade e resistência a detonação. Sendo assim, esse combustível torna-se ideal para uso em motores de ignição por centelha (ciclo Otto), da mesma maneira que os óleos vegetais e seus derivados, como o biodiesel, são mais adequados para motores de ignição por compressão.

Contudo, vale ressaltar que existem alguns pontos de atenção para o desenvolvimento de motores de combustão interna otimizados ao uso do etanol, em especial:

1. Corrosividade;
2. Dificuldade de partida em temperaturas baixas;
3. Baixo conteúdo energético.

2.4.2 Resistência a detonação no motor: octanagem e razão de compressão

A detonação no motor é um fenômeno que está relacionado com a combustão espontânea não desejada, conhecida também por autoignição. Esse fenômeno - conhecido como "batida de pino", ocorre quando o combustível é comprimido no motor antes do momento programado, resultando em perda de potência e, também, em danos mecânicos ao motor. A detonação ou combustão detonante aparece quando a velocidade de propagação da frente de chama, acelerada pela expansão dos gases queimados, iguala a velocidade do som. As principais causas que podem provocar a detonação são (MAHLE, 2016):

- Combustível com baixo índice de octanagem;
- Razão de compressão muito alta;
- Regulagem inadequada da mistura ar-combustível;
- Ponto de ignição muito avançado;
- Carga excessiva do motor;
- Depósitos de carvão nos pistões ou no cabeçote.

No entanto, como a combustão é um processo de reações químicas, pode-se dizer que a estrutura dos hidrocarbonetos do combustível tem grande influência na tendência em causar a detonação, já que a resistência a autoignição dos hidrocarbonetos varia conforme o tamanho, a estrutura e, principalmente, as condições operacionais do motor (BRUNETTI, 2012). A resistência a autoignição ou capacidade do combustível de resistir a detonação quando posto em alta pressão e temperatura na câmara de combustão do motor é representada pelo índice de octano ou octanagem. O etanol apresenta elevada resistência a detonação, o que possibilita maiores razões de compressão, com a octanagem de 110 (gasolina é 87), que pode ser observada na tabela 2, em conjunto com demais propriedades do combustível (CHIAPINOTTO, 2017).

Tabela 2- Tabela das propriedades físico químicas do etanol hidratado

| Propriedades | Valores/Informação |
|----------------------------|------------------------------|
| Fórmula química | C_2H_6O |
| Ponto de fulgor | 13°C |
| Temperatura de autoignição | 363°C |
| Ponto de ebulição | 78,4°C |
| Ponto de solidificação | -114,3°C |
| Massa específica | 789 kg/m ³ a 25°C |
| pH | Entre 6 e 8 |
| Octanagem | 110 |

Fonte: Adaptado de Chiapinotto (2017).

Conforme já introduzido na seção anterior, a razão de compressão é uma característica construtiva do motor, sendo definida como o quociente entre os volumes do motor quando o pistão está no PMS e no PMI (Figura 3). Este parâmetro é definido como a razão entre o volume total no interior do cilindro V_t dividido pelo volume mínimo, onde o V_t pode ser obtido pela soma do volume deslocado V_d com o volume da câmara de combustão V_c :

$$RC = \frac{V_t}{V_{min}} = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (22)$$

Porém, como apresentado anteriormente, a definição desse parâmetro está associada com o tipo de combustível a ser utilizado no motor de combustão interna. Sabe-se que os valores típicos de razão de compressão para motores a gasolina é de 8 a 12 e para motores diesel, de 12 a 24 (HEYWOOD, 1988). Já os motores a etanol podem apresentar valores médios de razão de compressão entre 10 a 15, aproximadamente (SCHWADERLAPP, KOLBECK e ADOMEIT, 2012).

Entretanto, a elevação da razão de compressão de um motor altera várias características em seu funcionamento, como o torque, a potência, a pressão média efetiva- BMEP, o consumo específico de combustível- BSFC e a eficiência volumétrica. Sendo assim, a proposta deste trabalho é avaliar a influência da razão de compressão em cada um desses fatores, que são determinantes para a análise do desempenho do motor.

2.5 Parâmetros de análise de desempenho do motor

2.5.1 Torque

O torque consiste na quantidade de movimento criado a partir da aplicação de uma força. Normalmente, é medido no dinamômetro e transmitido através de algum dispositivo de acoplamento. No caso de motores de combustão interna o torque pode ser definido como a quantidade de movimento criado pela biela, devido à força de expansão dos gases, atuando sobre o virabrequim. A unidade de medida é newton metro (Nm).

$$T_m = F b \quad (23)$$

Sendo:

F : Força de aplicação (N);

b : distância da força aplicada até o ponto de referência (m).

2.5.2 Potência

A potência é a medida do trabalho realizado em um espaço de tempo. No MCI, pode-se dizer que é a taxa de transformação da energia química em energia mecânica ao longo do tempo. A unidade de medida é watt (W) e a potência é dada por:

$$P_{ot} = 2\pi N T_m \quad (24)$$

Sendo:

N : velocidade de rotação (rpm);

T_m : torque (Nm).

2.5.3 Pressão média efetiva (BMEP ou PME)

Um dos principais parâmetros para análise do desempenho do motor de combustão interna é a pressão média efetiva, conhecida também como BMEP. Através desse parâmetro torna-se possível comparar os motores de diferentes tamanhos e relacionar o trabalho exercido por cada ciclo do pistão com o volume deslocado. Para motores naturalmente aspirados a gasolina, a pressão média efetiva ao freio normalmente assume valores entre 8,5 e 10,5 bar,

podendo chegar a valores mais altos – até 17 bar, como no caso de motores Otto de quatro tempos com sobrealimentação (HEYWOOD, 1988). No entanto, valores mais elevados de BMEP são propícios apenas a combustíveis de alta octanagem, como o etanol, já que altas pressões favorecem a ocorrência de pré-ignição.

$$bmep \text{ (kPa)} = \frac{2 * Pot(kW) * 10^3}{V_d \text{ (dm}^3\text{)N(rev/s)} \quad (25)$$

Sendo:

Pot: Potência;

V_d: Volume deslocado no cilindro;

N: velocidade de rotação.

2.5.4 Consumo específico de combustível

O consumo específico de combustível é definido como a razão da vazão mássica de combustível por unidade de potência produzida, representando o quão eficiente o motor está utilizando o combustível fornecido para produzir trabalho. Para motores movidos a gasolina, normalmente o melhor consumo específico está na faixa de 270 g/kW h.

$$BSFC = \frac{\dot{m}_c}{P_{ot}} \quad (26)$$

2.5.5 Eficiência Volumétrica

A eficiência volumétrica é o parâmetro utilizado para medir a efetividade do processo de admissão do motor. Sabe-se que o sistema de admissão é responsável por controlar o processo de combustão através do controle da quantidade de ar admitida a cada ciclo, influenciando, conseqüentemente na quantidade de combustível a ser queimado para converter a energia em trabalho.

No entanto, durante a operação do motor, esse processo de admissão não ocorre de forma ideal. Há perda de pressão e aquecimento no escoamento através do filtro de ar, no escoamento ao redor da válvula borboleta, dentro do coletor de admissão, e através das válvulas

de admissão, fazendo com que a quantidade de ar admitida seja menor que a permitida. Então, a relação entre a massa de ar admitida e a máxima quantidade possível de se admitir é chamada de eficiência volumétrica. Vale ressaltar que quanto maior o valor da eficiência volumétrica, melhor será o desempenho operacional do motor.

$$\eta_v = \frac{2m_{ar}}{\rho_a V_c N} \quad (27)$$

Sendo: m_{ar} é a vazão mássica da mistura ambiente (g/s);

ρ_a é a densidade do ar na admissão (g/cm³);

V_c é o volume total da câmara de combustão (cm³);

N é a velocidade de rotação (rpm)

Contudo, torna-se importante frisar que são vários os fatores que influenciam na eficiência volumétrica, dentre elas: velocidade do pistão, as pressões de admissão e exaustão, a taxa de compressão do motor, a transferência de calor, a geometria do sistema de admissão e a exaustão, e outras variáveis de operação do motor (HEYWOOD, 1988).

Na figura 8, tem-se uma demonstração de como a razão de compressão influencia na operação do motor. Conforme a figura, pode-se observar quando a razão de compressão aumenta, os valores de pressão média efetiva e rendimento do motor, também, tendem a aumentar.

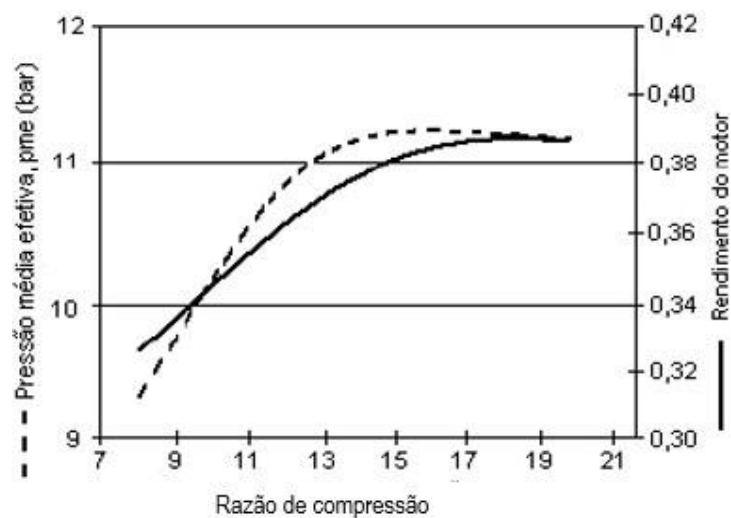


Figura 8- Influência da razão de compressão na PME e no rendimento do motor de ignição por centelha. Fonte: Amorim (2005).

No entanto, a análise proposta visa investigar, com base nos conceitos apresentados neste capítulo, como a razão de compressão interfere nos parâmetros de desempenho do motor. A Figura 8 apresenta, de uma forma geral, que maiores razões de compressão contribuem para um maior rendimento do motor, representando, assim, o foco desta pesquisa. Porém, para um melhor entendimento, será explorada a influência da razão de compressão para os principais parâmetros de desempenho do motor, conforme levantado ao longo da seção 2.5.

No próximo capítulo será mostrado como será desenvolvida a análise técnica em questão, com a descrição do método adotado para solucionar a formulação do problema e, sobretudo, alcançar os objetivos definidos no primeiro capítulo.

3 METODOLOGIA

Este capítulo tem como finalidade demonstrar a organização estrutural utilizada para o desenvolvimento deste trabalho referente a análise técnica do desempenho de um motor de combustão interna dedicado a etanol. Serão apresentados a natureza e o tipo da pesquisa, os materiais e métodos adotados.

3.1 Tipo de Pesquisa

Pesquisa consiste no processo de investigação de temas diversos, que busca o encontro de informações necessárias para responder um problema. No sentido mais amplo, pesquisa é um conjunto de atividades orientadas para a busca de um determinado conhecimento (RUDIO, 1978). Esse processo de investigação pode ser classificado de acordo com seus objetivos e com os procedimentos técnicos adotados.

Quanto aos objetivos, a pesquisa pode ser classificada como exploratória, descritiva e explicativa. A pesquisa exploratória tem como objetivo proporcionar maior familiaridade com o problema, de forma a esclarecer, desenvolver e modificar ideias e conceitos. Já a pesquisa descritiva é aquela que analisa, observa, registra e correlaciona aspectos (variáveis). Por fim, a explicativa é aquela que tem como motivação fundamental a identificação de fatores que contribuem ou agem como causas para a ocorrência de determinados fenômenos (GIL, 2002).

Já com base nos procedimentos técnicos utilizados para a coleta de dados, a pesquisa pode ser dividida em dois grupos distintos, conhecidos também como quantitativo e qualitativo. No primeiro, as que se valem das chamadas fontes de papel: pesquisa bibliográfica e documental e, no segundo grupo, aqueles cujos dados são fornecidos por pessoas: experimental, estudo de caso controle, levantamento e o estudo de caso e estudo de campo (GIL, 2002). Em resumo, pode-se dizer que as pesquisas quantitativas envolvem conteúdos numéricos baseados em métodos estatísticos, dados e análises e, as pesquisas qualitativas, envolvem os conteúdos mais simples e difíceis de serem descritos numericamente, sendo categorizados e interpretados.

Tendo em vista todas as informações apresentadas, pode-se dizer que a análise proposta neste trabalho é, quanto ao objetivo, uma pesquisa descritiva, já que busca investigar a operação de um motor de combustão com etanol como combustível, a fim de descrever e registrar resultados de consumo, torque e potência com o uso do biocombustível. Já quanto a abordagem, trata-se de uma pesquisa quantitativa com caráter bibliográfico, uma vez que se tem como base

de estudo a simulação computacional de um motor veicular que visa a análise dos resultados e dados numéricos obtidos, fundamentada em livros e obras acadêmicas.

3.2 Materiais e Métodos

Pode-se dizer que o desenvolvimento da análise técnica é dividido em seis etapas, segundo a ordem lógica de execução de um projeto. As duas primeiras etapas representam a parte da pesquisa bibliográfica, sendo a preparação para o estudo a ser realizado, onde é feito o levantamento de todo o conhecimento teórico necessário, envolvendo a caracterização do etanol e a análise teórica da combustão do etanol no motor de combustão interna.



Figura 9- Fluxograma para a análise técnica da combustão do etanol em um motor de combustão interna a diferentes razões de compressão.

Fonte: Pesquisa direta (2019).

Já as demais etapas representam, em termos, a pesquisa descritiva que é a análise técnica proposta. Vale ressaltar que para realizar a análise será utilizado um simulador computacional da *Lotus* - conhecido fabricante de veículos desportivos e participante ativo na Fórmula 1, que se chama *Lotus Engine Simulation*. Trata-se de um programa destinado ao desenvolvimento de projetos integrados de engenharia e otimização de motores de combustão interna, que

disponibiliza uma versão gratuita para a construção de um modelo computacional limitado a um cilindro.

Antes de começar a desenvolver a simulação no software *Lotus Engine* foi necessário definir o motor de combustão interna para a construção do modelo computacional. Optou-se por utilizar o modelo disponível no manual dos usuários do software, já que consiste num exemplo já validado e que pode ser reproduzido em sua integridade. Porém, a análise da razão de compressão que apresenta viabilidade técnica para o etanol, será feita utilizando as especificações técnicas de um motor veicular comercializado e que equipa uma proposta de carro mais popular e econômico no mercado automobilístico: o motor CSEA. A escolha desse motor é justificada pelo fato de compor uma geração de modernos motores com um bom aproveitamento do etanol, que conseguem entregar uma potência de 82 cv quando abastecido com 100% de etanol e de 75 cv com 100% de gasolina (PESQUISA DIRETA, 2019).

O *Lotus Engine* permite prever o desempenho de um determinado motor alternativo de combustão interna, a partir da definição do modelo computacional do motor e de suas especificações técnicas, como: curso do pistão, diâmetro do cilindro, comprimento da biela, razão de compressão, dimensões dos coletores, dimensões das válvulas, razão de equivalência, faixa de rotações do motor e outras. No entanto, após a validação do modelo computacional base, foi feita a simulação da operação do motor a etanol com diferentes razões de equivalência, a fim de definir a mistura ar-combustível que apresenta o melhor resultado operacional. Neste contexto, foi feita a análise unidimensional ou 1D do etanol como combustível com razão de equivalência variando de 0.3, 0.8, 1.0 até 1.2, representando uma mistura ar-combustível pobre, estequiométrica e rica.

Em seguida, foi feita a análise de desempenho do motor validado usando gasolina e etanol para diferentes razões de compressão, variando de 8 a 17. Essa variação tem como objetivo explorar o comportamento dos dois combustíveis para uma ampla faixa operacional, envolvendo razões de compressão com valores compatíveis para a gasolina e até mesmo o diesel. A partir disso é possível comparar os parâmetros de desempenho, como potência, torque e eficiência volumétrica para a gasolina e o etanol, a fim de demonstrar a influência da razão de compressão e comprovar o uso satisfatório do biocombustível.

Para realizar a validação da eficiência térmica, volumétrica e mecânica do motor veicular CSEA, o primeiro passo foi a alteração das especificações técnicas do modelo computacional. Em seguida, realizou-se a parametrização e otimização do motor para relações de razões de compressão adequadas ao etanol.

Por fim, com os resultados obtidos, foi feita uma análise da viabilidade técnica da operação do motor com razões de compressão superiores a original, possibilitando uma conclusão e fechamento de toda a análise proposta.

3.3 Variáveis e indicadores

Segundo Gil pode-se dizer que variável é uma medida ou classificação, uma quantidade que varia, um conceito operacional que apresenta ou contém valores, propriedade, aspecto ou fator, identificado em um objeto de estudo e passível de verificação. O conceito variável provém da Matemática que naturalmente é de essência quantitativa, fazendo com que as variáveis usualmente sejam classificadas como contínuas e discretas (2002). Neste trabalho, como já mencionado anteriormente, a maior parte das variáveis é, logicamente, de natureza quantitativa.

Para o estudo e medição de cada variável, existem alguns indicadores que são selecionados de acordo com os objetivos da pesquisa, sendo classificados de forma qualitativa ou quantitativa. Referente às definições apresentadas e os objetivos do trabalho, são separadas as variáveis e indicadores, segundo mostrado na Tabela 3.

Tabela 3- Variáveis e Indicadores

| Variáveis | Indicadores |
|------------------------------|--|
| Características Operacionais | <ul style="list-style-type: none"> • Tipo de Combustível; • Tipo de Injeção; • Condições ambientais. |
| Motor de Combustão Interna | <ul style="list-style-type: none"> • Diâmetro; • Curso; • Razão de Compressão; • Razão de Equivalência; • Diâmetro válvula de admissão e de escape; • Ângulo de abertura e fechamento da válvula de admissão; • Ângulo de abertura e fechamento da válvula de escape; • Comprimento da tubulação de água na admissão e do coletor de ar; • Diâmetro da tubulação de água; • Espessura da tubulação de água; • Diâmetro do coletor de ar; • Espessura do coletor de ar. |

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

3.4 Instrumento de coleta de dados

Nesta etapa acontece a coleta de dados em torno do tema abordado a fim de obter o embasamento necessário para a pesquisa através de revisões bibliográficas, observações e experimentos.

Como já mencionado, a análise proposta neste trabalho é uma pesquisa descritiva e quantitativa com caráter bibliográfico, pois todos os dados necessários para os estudos serão adquiridos através de uma profunda pesquisa bibliográfica, utilizando livros, teses, dissertações, manuais e catálogos. No entanto, os instrumentos de coleta de dados direto desta pesquisa foram um catálogo de fabricantes de veículos nacionais e o manual do usuário do software *Lotus Engine Simulation: "Getting Started Using Lotus Engine Simulation"*.

3.5 Tabulação de dados

A partir dos dados obtidos pela teoria e prática, estes serão implementados no *software Lotus Engine Simulation*, que permite maior facilidade na modelagem do motor de combustão interna, melhor visualização dos dados e simulação das análises propostas neste trabalho. Ao mesmo tempo utiliza-se o *software Microsoft Excel* a fim de facilitar a interpretação dos dados obtidos. Emprega-se o *software Microsoft Word* para relatar e discutir os resultados obtidos.

3.6 Considerações finais do capítulo

Neste capítulo foram mostradas as classificações referentes ao tipo de pesquisa, apresentando as ferramentas e técnicas utilizadas de forma a executar este trabalho. Abordaram-se também todos os materiais e métodos utilizados para o desenvolvimento efetivo da pesquisa. Além de ter delimitado a área em que ocorre esta pesquisa e também a forma como foi realizada a coleta e tabulação dos dados obtidos.

No próximo capítulo serão apresentados os resultados obtidos no estudo de caso, de acordo com a modelagem computacional realizada e a simulação no *software Lotus Engine*, além de mostrar de forma gráfica as análises. Por fim será feita uma discussão dos resultados obtidos.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os resultados das simulações dos modelos computacionais de motores de combustão interna realizadas no software *Lotus Engine*. São discutidas grandezas de desempenho, tais como: potência, torque, consumo específico de combustível, pressão média efetiva e eficiência volumétrica, a fim de analisar a viabilidade técnica da combustão do etanol num MCI a diferentes razões de compressão. Comentários são feitos com base na teoria discutida anteriormente visando orientar a análise e futuros estudos.

4.1 Validação do modelo computacional

Para dar início a análise proposta conforme descrito no capítulo anterior, foi feita a validação do modelo computacional do motor de combustão interna no *Lotus Engine*. Dessa forma, construiu-se um modelo computacional com base no exemplo disponível no manual “*Getting Started Using Lotus Engine Simulation*” e, em seguida, foi realizada a validação do modelo, comparando os resultados disponíveis com o encontrado. Sendo assim, a partir dos valores encontrados, os modelos podem ser refinados, novamente simulados e verificados.

A Tabela 4 a seguir mostra as especificações técnicas do modelo computacional.

Tabela 4- Especificações técnicas para a validação do modelo computacional.

| Modelo | monocilíndrico |
|---|----------------|
| Número de Cilindros | 01 |
| Diâmetro x Curso | 87 x 84 mm |
| Válvulas por cilindro | 4 |
| Razão de Compressão | 11,0:1 |
| Diâmetro válvula de admissão | 28mm |
| Diâmetro válvula de escape | 28mm |
| Ângulo de abertura da válvula de admissão | 15 |
| Ângulo de fechamento da válvula de admissão | 60 |
| Ângulo de abertura da válvula de escape | 40 |
| Ângulo de fechamento da válvula de escape | 20 |
| Comprimento da tubulação de água na admissão | 100mm |
| Diâmetro da tubulação de água | 39mm |
| Espessura da tubulação de água | 4mm |
| Comprimento do coletor de ar | 350mm |
| Diâmetro do coletor de ar | 39mm |
| Espessura do coletor de ar | 1mm |

Fonte: Cars (2001)

Na primeira etapa foi construído um modelo computacional mais simplificado, contendo, basicamente os seguintes componentes: cilindro, válvula de admissão e escape,

cabecote de admissão e escape, entrada do ar de admissão e saída dos gases de escape. A Figura 10 mostra a imagem com o modelo computacional.

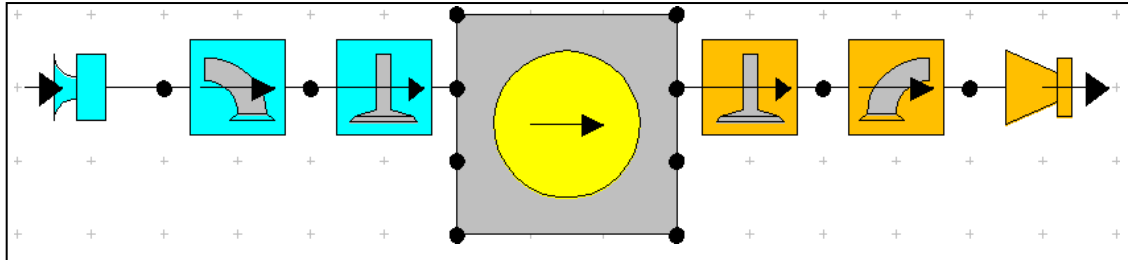


Figura 10 - Primeiro modelo computacional para validação.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

O software *Lotus Engine* disponibiliza como padrão algumas condições de operações que são comuns nas simulações de motores, como por exemplo: temperatura atmosférica, pressão atmosférica, modelos de transferência de calor e outras. Para a simulação do modelo computacional é necessário que essas condições sejam bem definidas, já que representam dados de entradas essenciais para o funcionamento do motor. No entanto, optou-se por seguir todas as orientações descritas no guia, dentre elas as condições de teste mostrados na Figura 11.

A imagem mostra a janela de configuração 'Steady State Test Data Wizard'. O título da janela é 'Steady State Test Data Wizard'. Abaixo do título, há uma aba 'Test_Standards'. O formulário contém os seguintes campos e opções:

- Select Definition Type:**
 - By No. of Tests
 - By Speed Increment
- No. of Tests:** 7
- Min. Speed (rpm):** 1000,0000
- Max. Speed (rpm):** 7000,0000
- Speed Increment (rpm):** 1000,0000
- Ambient Air Pressure (bar abs.):** 1,0000
- Ambient Air Temperature (C):** 20,0000
- Inlet Pressure (bar abs.):** 1,0000
- Inlet Temperature (C):** 20,0000
- Exit Pressure (bar abs.):** 1,0000
- Equivalence Ratio:** 1,0000
- Specific Humidity (kg/kg):** 0,0130
- Options:**
 - Interpolate Existing

Na base da janela, há botões 'Apply' e 'Cancel', além de um ícone de ajuda.

Figura 11- Condições de teste adotada.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

Após a definição de todos os parâmetros necessários, foi realizada a simulação, onde foi possível obter o resultado mostrado na Figura 12 para rotação de 1000rpm. A Figura 13 é a figura que está disponível no manual do software para comparação com os resultados obtidos e mostrados na Figura 12.

```

RESULTS                               1000.0 rpm
~~~~~

Simulation Cycle Number    6
~~~~~

GAS FLOWS
~~~~~
                               Per Cycle
Cylinder 1
Inlet Valve(s)... 0.5082E-03 kg  Exhaust Valve(s).. 0.5160E-03 kg
Inlet Valve(s)... 0.4235E-02 kg/s Exhaust Valve(s).. 0.4300E-02 kg/s
Air Flow..... 0.3939E-02 kg/s
Scavenge Ratio... 0.951   Scavenge Effy ... 95.1 %
Trapping Effy ... 100.0 %  Charging Effy ... 77.8 %
Vol. Eff. (Ambient) 79.6 % @ Press, Temp: 1.000 bar, 20.0 C
FUELLING
~~~~~
1) Fuel Mass/Cycle 0.3569E-04 kg Overall Equiv ratio 1.10
TRAPPED CONDITIONS
~~~~~
Cylinder 1
Trapped Pressure . 1.139 bar Trapped Temperature 79.6 C
Trapped Mass... 0.5346E-03 kg Residuals .... 4.84 %
Max.Cylinder Press 59.74 bar @ Angle (deg) ... 16.5 ATDC
PERFORMANCE
~~~~~
Cylinder 1
IMEP (Power bdc-bdc) 10.864 bar IMEP (Complete Cycle) 10.839 bar
IMEP (Pumping bdc-bdc) -0.025 bar
Mechanical Efficiency 92.6 % FMEP..... 0.801 bar
Indicated Power .. 4.51 kW
CONSUMPTION
~~~~~
Cylinder 1
ISFC..... 236.14 g/kWh ISAC..... 3.14 kg/kWh
Ind. Thermal Effy.. 35.45 %
TOTALS
~~~~~
Indicated Power .. 4.51 kW Brake Power .... 4.18 kW
Indicated Torque .. 43.07 Nm Brake Torque .... 39.89 Nm
ISFC..... 236.14 g/kWh BSFC..... 254.97 g/kWh
IMEP (Complete Cycle) 10.84 bar BMEP..... 10.04 bar

```

Figura 12 - Resultado da validação do modelo computacional.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

| | | RESULTS | | 1000.0 rpa |
|------------------------|-----------------|---------------------------|-----------------|------------|
| GAS FLOWS | | ~~~~~ | | |
| | | per Cycle | | |
| Cylinder 1 | | | | |
| Inlet Valve(s) | 0.5025E-03 kg | Exhaust Valve(s) | 0.5027E-03 kg | |
| Inlet Valve(s) | 0.4187E-02 kg/s | Exhaust Valve(s) | 0.4189E-02 kg/s | |
| Air Flow | 0.3895E-02 kg/s | | | |
| Scavenge Ratio | 0.949 | Scavenge Effy | 94.9 % | |
| Trapping Effy | 100.0 % | Charging Effy | 77.0 % | |
| Vol. Eff. (Ambient) | 78.7 % | @ Press. Temp: 1.000 bar. | 20.0 C | |
| FUELLING | | | | |
| ~~~~~ | | | | |
| 1) Fuel Mass/Cycle | 0.3510E-04 kg | Overall Equiv ratio | 1.10 | |
| TRAPPED CONDITIONS | | | | |
| ~~~~~ | | | | |
| Cylinder 1 | | | | |
| Trapped Pressure | 1.139 bar | Trapped Temperature | 82.3 C | |
| Trapped Mass | 0.5296E-03 kg | Residuals | 5.11 % | |
| Max. Cylinder Press | 55.91 bar | @ Angle (deg) | 17.0 ATDC | |
| PERFORMANCE | | | | |
| ~~~~~ | | | | |
| Cylinder 1 | | | | |
| IMEP (Power bdc-bdc) | 9.94 bar | IMEP (Complete Cycle) | 9.91 bar | |
| IMEP (Pumping bdc-bdc) | -0.03 bar | BMEP | 9.11 bar | |
| Mechanical Efficiency | 91.9 % | FMEP | 0.80 bar | |
| Indicated Power | 4.12 kW | Brake Power | 3.79 kW | |
| CONSUMPTION | | | | |
| ~~~~~ | | | | |
| Cylinder 1 | | | | |
| ISFC | 255.3 g/kWh | BSFC | 277.8 g/kWh | |
| ISAC (Total) | 3.66 kg/kWh | BSAC (Total) | 3.98 kg/kWh | |
| Ind. Thermal Effy | 32.79 % | Brake Thermal Effy | 30.14 % | |
| TOTALS | | | | |
| ~~~~~ | | | | |
| Indicated Power | 4.12 kW | Brake Power | 3.79 kW | |
| Indicated Torque | 39.38 na | Brake Torque | 36.20 na | |
| ISFC | 255.3 g/kWh | BSFC | 277.8 g/kWh | |
| HEAT TRANSFER | | | | |
| ~~~~~ | | | | |
| per Cylinder | | | | |
| Cylinder 1 | | | | |
| Cyl. Heat Loss Rate | 2.86 kW | Fraction of Fuel Energy | 22.8 % | |
| ===== | | | | |

Figura 13 - Resultado da simulação disponível no guia “Getting Started Using Lotus Engine Simulation”.
Fonte: (CARS, 2001).

Comparando os dois resultados (Figura 12 e 13), pode-se notar uma pequena diferença nos valores. Essa diferença pode ser justificada através das versões utilizadas em cada simulação. No guia, foi usada uma versão mais antiga (v5.05), enquanto para a realização da análise em questão foi a v5.07.

Já no segundo modelo computacional simulado foi adicionado tubulações no sistema de admissão, para coleta de ar e água, conforme pode ser visualizado na Figura 14.

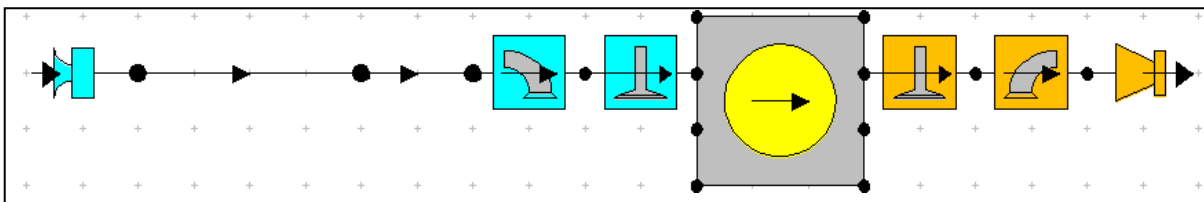


Figura 14- Segundo modelo computacional para simulação.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

A Tabela 5 a seguir disponibiliza os resultados da simulação computacional do modelo disponível no manual do usuário e o realizado nesta pesquisa na velocidade de rotação de 5000rpm, onde é possível observar os maiores valores de torque, potência e BMEP.

Tabela 5- Resultados da simulação computacional para validação computacional em 5000rpm.

| Resultado | Manual | Modelo computacional | Diferença Percentual (%) |
|----------------------|---------------|-----------------------------|---------------------------------|
| Torque (Nm) | 50,05 | 54,46 | 8,81 |
| Potência (kW) | 26,21 | 28,52 | 8,81 |
| BSFC (g/ kWh) | 296,67 | 272,65 | 8,10 |
| BMEP | 12,6 | 13,71 | 8,81 |

Fonte: Pesquisa direta (2019).

Ao comparar os resultados, é possível notar uma diferença inferior a 10% devido as versões do software adotadas. Além disso, os gráficos mostrados nas Figuras 15 e 16 são similares, já que apresentam os mesmos perfis das curvas de torque, potência, BSFC e BMEP, validando, assim, o modelo computacional a ser utilizado na presente pesquisa.

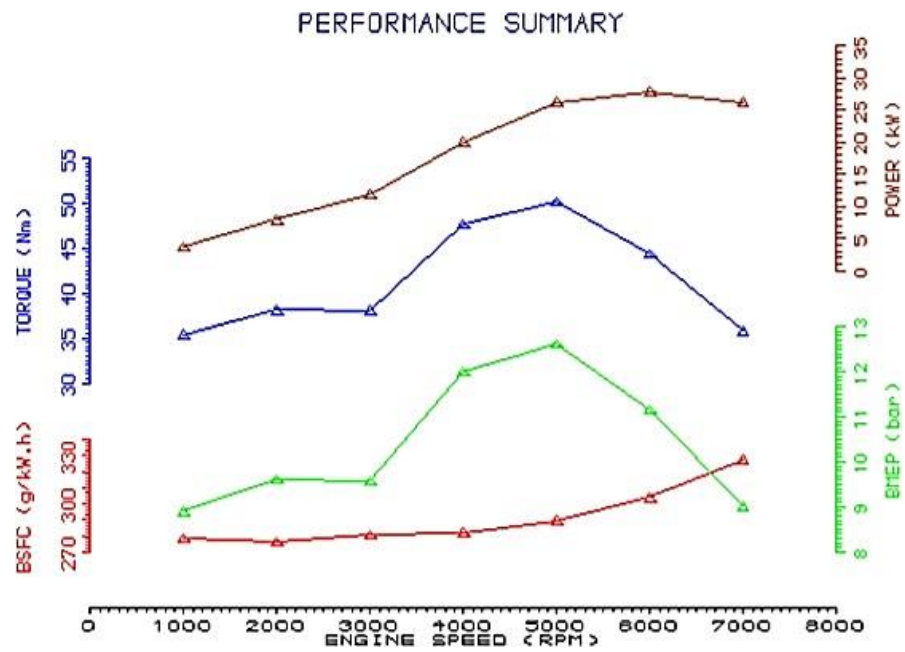


Figura 15- Resultado gráfico da simulação disponível no guia “Getting Started Using Lotus Engine Simulation” no tutorial 2.

Fonte: Cars (2001).

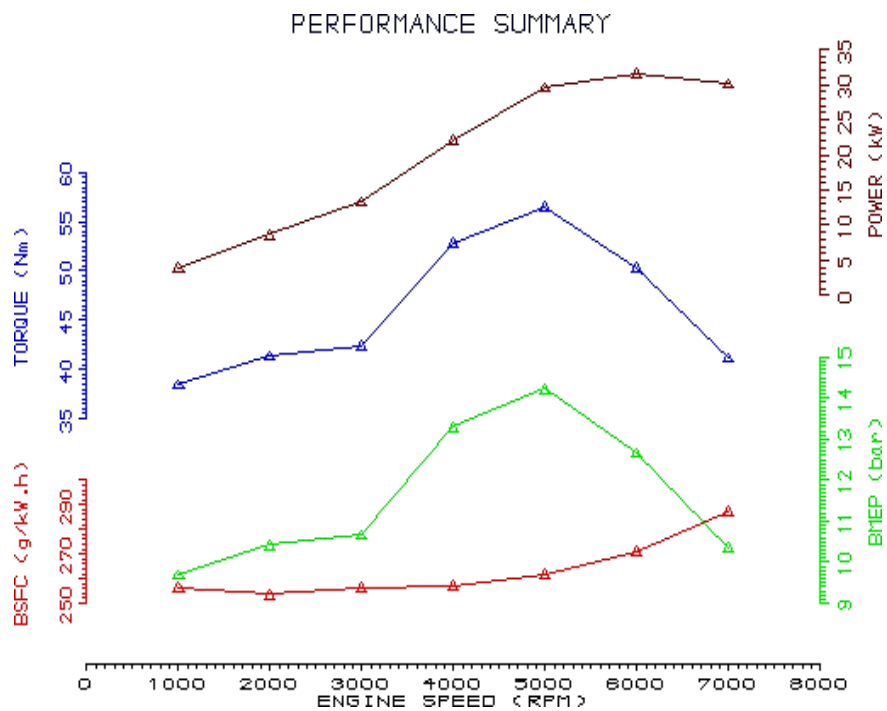


Figura 16- Resultado gráfico para a validação do modelo computacional.

Fonte: Pesquisa direta (2019).

A partir deste ponto, serão realizadas as análises de variação da razão de compressão utilizando etanol como combustível.

4.2 Análise unidimensional do etanol como combustível (1D)

No intuito de avaliar o funcionamento do motor utilizando etanol como combustível, foram simuladas quatro condições operacionais distintas em função da razão de equivalência. Essas condições têm como objetivo representar situações em que a mistura ar-combustível se apresenta como pobre, estequiométrica e rica, avaliando, dessa forma, a influência desse fator no desempenho do MCI. Sendo assim, é possível analisar os quatro parâmetros de desempenho adotados na pesquisa: torque; potência; consumo médio específico, conhecido também pela sigla BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*) e a pressão média efetiva ou BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*), conforme a Figura 17 a seguir.

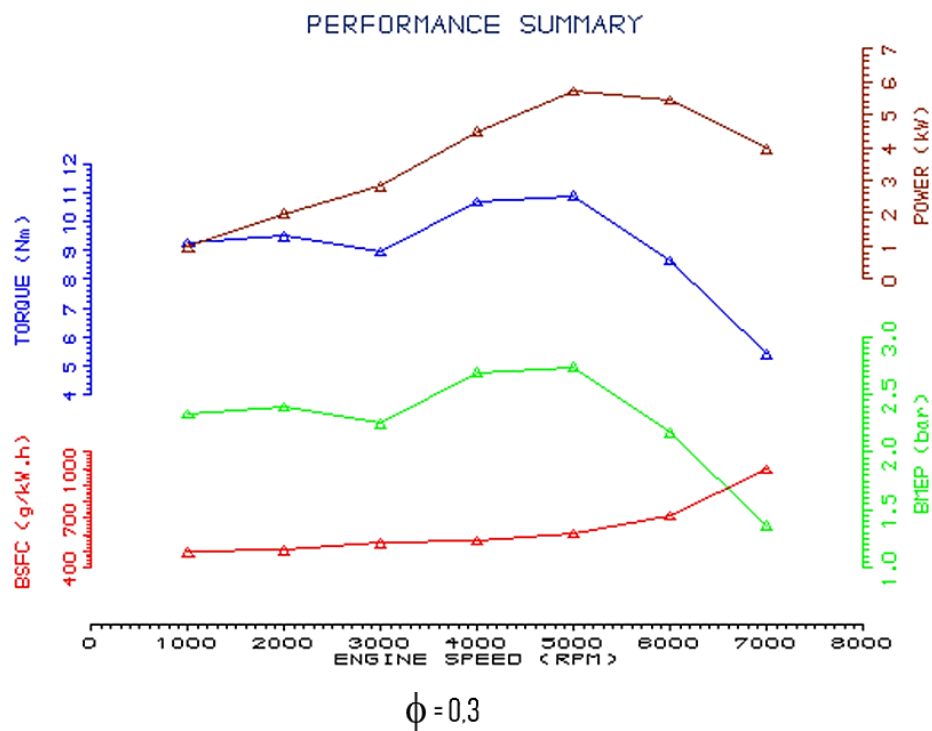


Figura 17- Resultado gráfico do desempenho do motor a etanol com $\phi = 0,3$.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

Ao analisar a Figura 17 com o resultado da operação do motor a etanol com uma mistura ar-combustível pobre, pode-se perceber que o perfil das curvas de torque e BMEP se assemelham, representando uma queda mais acentuada em 3000 e em 7000rpm. Comparando

as demais curvas, fica evidente que a curva da potência e BSFC apresentam um crescimento gradual ao longo das rotações, sendo o da potência um crescimento desejável e limitado até 5000rpm. Na rotação de 1000rpm, o torque é de 9,26Nm, a potência 0,97kW, BSFC 492,41g/kWh e BMEP 2,33bar, enquanto na rotação de 7000rpm tem-se o torque de 5,40Nm, potência de 3,96kW, BSFC de 997,30g/kWh e BMEP de 1,36bar. Nota-se que em 5000rpm, tem-se os valores máximos de torque, de potência e de BMEP do motor a etanol: 5,71Nm, 10,9kW e 2,74bar enquanto o melhor consumo específico está em 1000rpm, onde apresenta o menor valor de consumo.

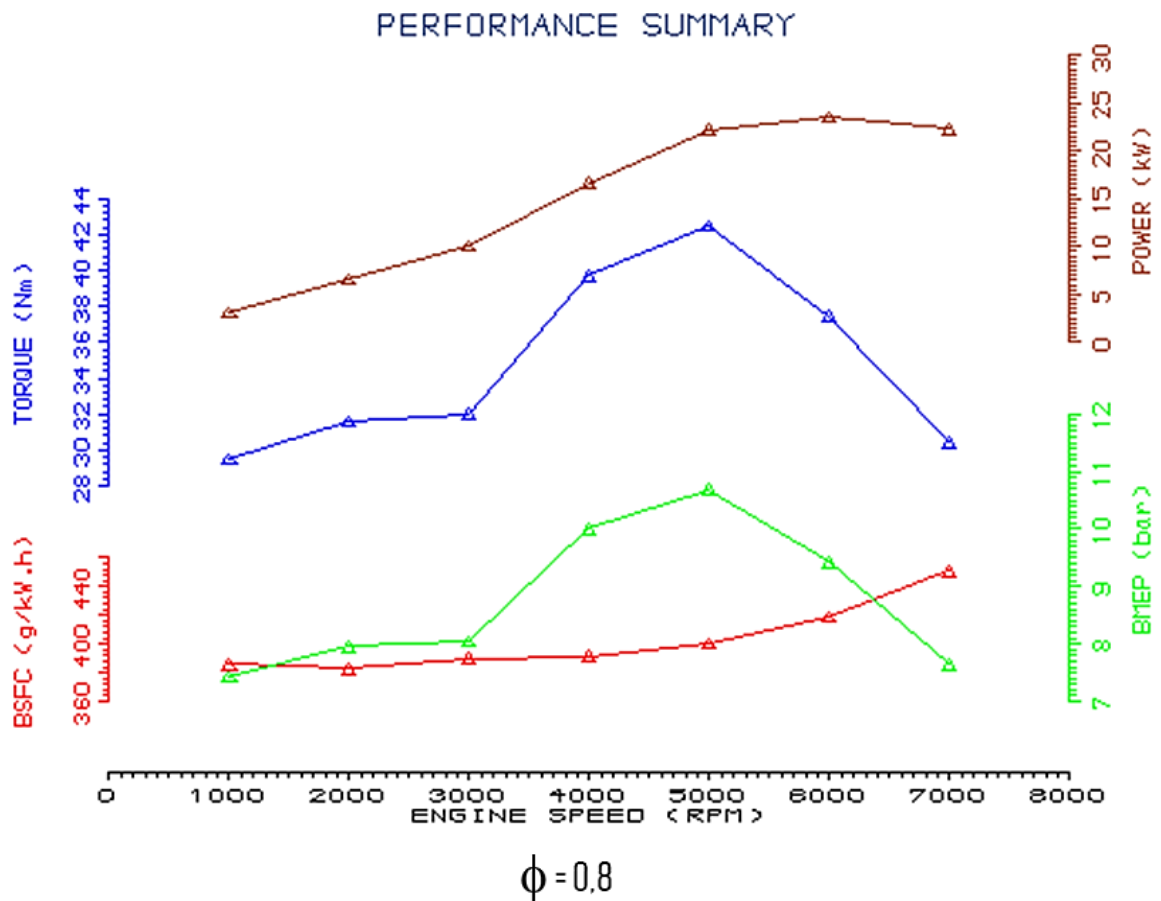


Figura 18- Resultado gráfico do desempenho do motor a etanol com $\phi = 0,8$.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

Ao comparar a Figura 17 e a 18, pode-se observar que os valores de torque, potência e BMEP aumentam consideravelmente, enquanto o BSFC tende a diminuir. Na rotação de 1000 rpm, o torque é de 29,51Nm, potência de 3,09kW, BSFC 386,01g/kWh e BMEP de 7,43bar. E,

na rotação de 7000rpm, o torque é de 30,42Nm, a potência de 22,30kW, o BSFC de 450,61g/kWh e a BMEP de 7,65bar. Neste caso, os melhores resultados dos parâmetros de desempenho em análise são a potência de 23,53kW em 6000 rpm; o torque de 42,48Nm e a pressão média efetiva de 10,7bar, ambos registrados em 5000rpm. Vale ressaltar que a curva de BSFC é semelhante à da Figura 17, tendendo a crescer gradualmente ao longo da faixa de rotação do motor, o que implica no aumento do consumo específico para maiores rotações.

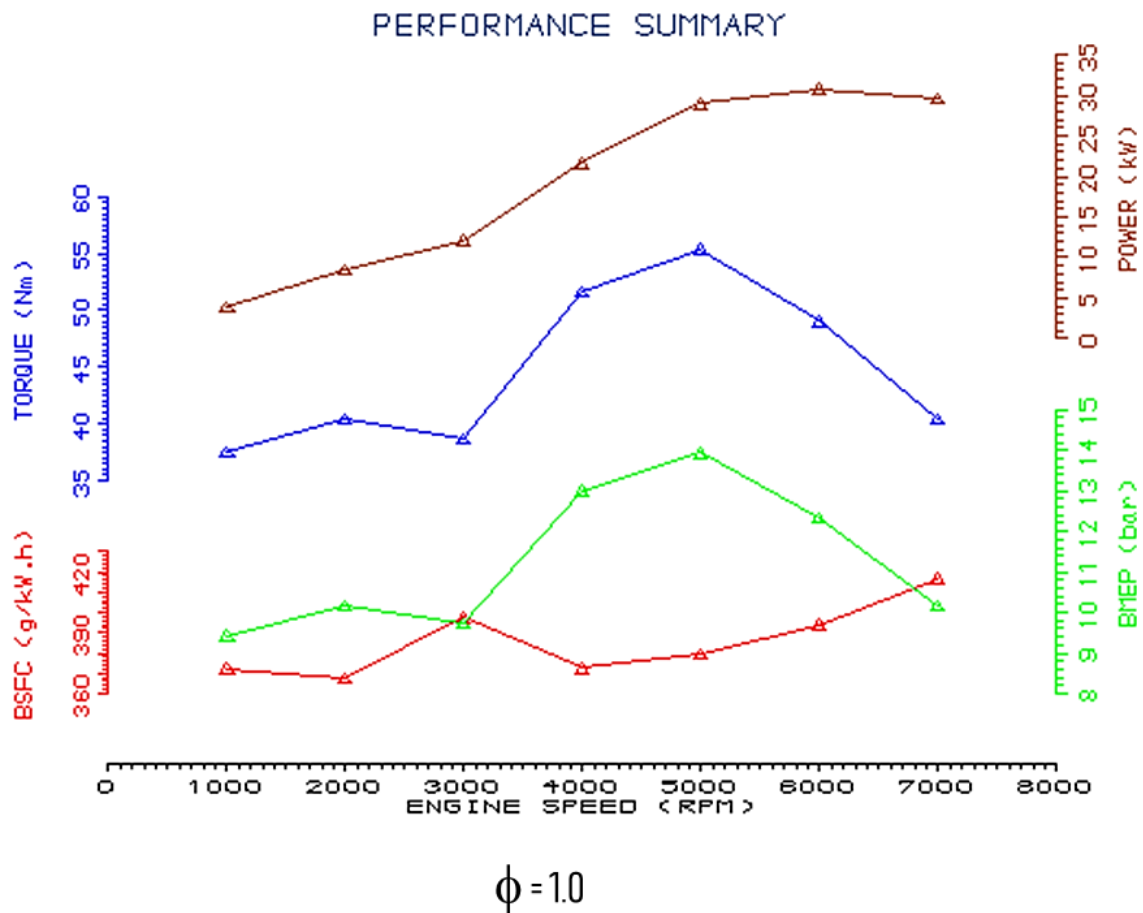


Figura 19- Resultado gráfico do desempenho do motor a etanol com $\phi = 1,0$.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

A Figura 19 representa o desempenho do motor em função de uma mistura estequiométrica ($\phi = 1,0$). Na velocidade de rotação de 1000 rpm tem-se o torque de 37,49Nm; a potência de 3,93kW; BMEP de 9,43bar e BSFC de 372,30g/kWh, enquanto em 7000rpm, tem-se os seguintes valores 40,41Nm, 29,62kW, 10,17bar e 416,67g/kWh, respectivamente. De acordo com a análise gráfica, percebe-se que em 3000rpm, BMEP diminui significativamente, ocasionando uma queda no torque e um rápido crescimento no consumo específico. Dessa

forma, fica evidente que é um comportamento indesejável ao longo da operação do motor de combustão interna, sendo normalizado pelo aumento das rotações. A mistura estequiométrica atinge a potência mais elevada, de 30,82kW, em 6000rpm e, ao analisarmos a curva do torque e da BMEP, observa-se que os pontos mais altos são vistos em 5000 rpm: 55,35Nm e 13,93bar.

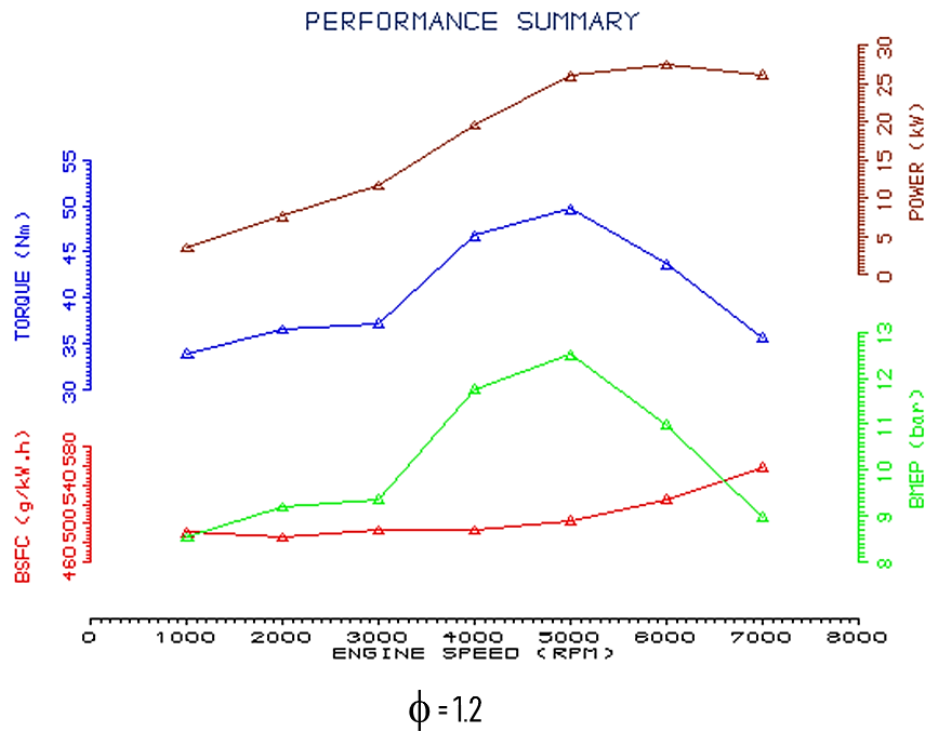


Figura 20- Resultado gráfico do desempenho do motor a etanol com $\phi = 1,2$.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

Por fim, para uma mistura ar-combustível rica, conforme ilustra a Figura 20, pode-se notar que o BSFC aumenta consideravelmente, se aproximando até da mistura pobre no início da operação do motor (1000 rpm). Na rotação mais baixa, tem-se o torque de 33,94Nm, a potência de 3,55kW, a BMEP de 8,54bar e o BSFC de 491,16g/kWh. Já na rotação mais elevada, em 7000rpm, o torque é de 35,68Nm, a potência de 26,16kW, BMEP de 9,98bar e BSFC de 558,93g/kWh. Nota-se também, que, em 5000rpm, são registrados o maior torque e o maior valor de BMEP- torque de 49,69Nm e a pressão média efetiva de 12,51bar – enquanto, em 6000rpm, tem-se a maior potência do motor a etanol: 27,44kW. Ao analisar a curva do consumo específico é possível observar que esta apresenta uma tendência semelhante as curvas das misturas anteriores, porém o menor valor de BSFC é em 2000rpm com 485,72g/kWh.

4.3 Parametrização e Otimização do Modelo Computacional com etanol e gasolina

No primeiro momento, para analisar a influência da razão de compressão no desempenho do motor de combustão interna, foi feito a parametrização e a otimização do modelo do motor utilizando gasolina e etanol. Usou-se o modelo computacional validado, com os mesmos parâmetros apresentados nas seções anteriores, e então, foi realizado as simulações para as razões de compressão variando de 8 a 17 para cada combustível. Cada razão de compressão origina uma curva, onde é possível avaliar o melhor desempenho do motor para sete velocidades de rotação (rpm) distintas. A curva vermelha representa o melhor resultado, enquanto a verde representa a configuração original definida no modelo computacional.

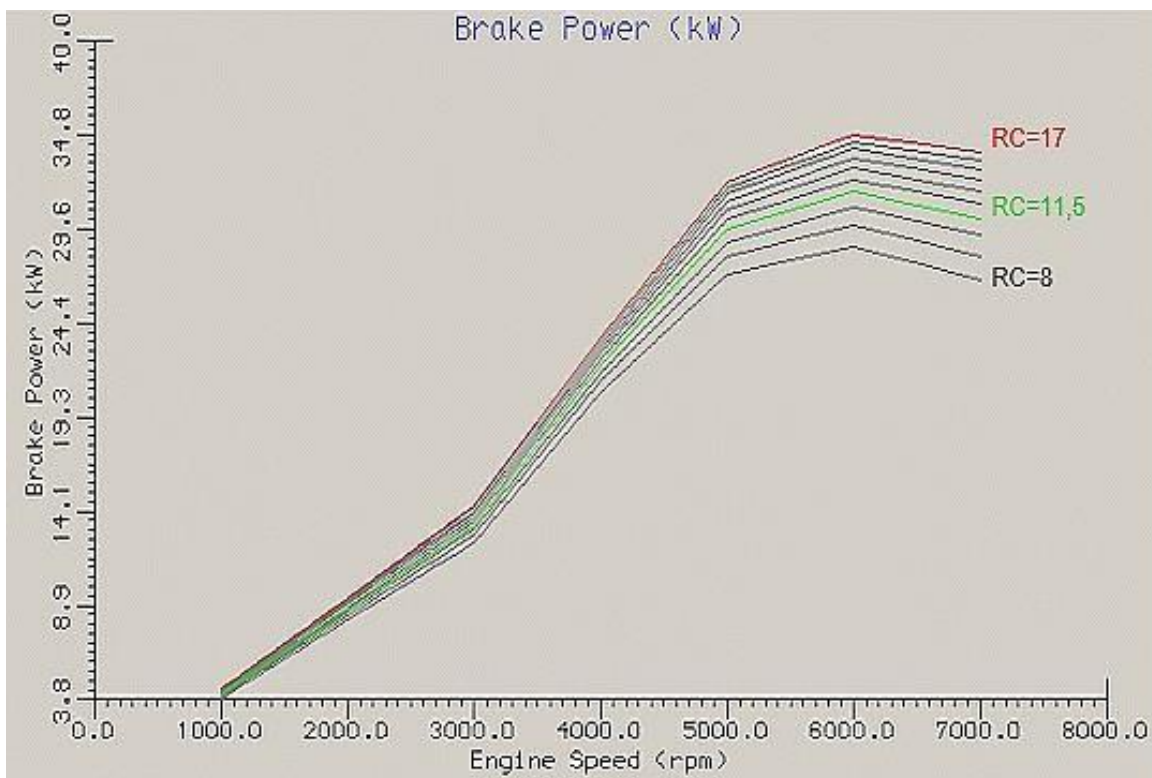


Figura 21- Gráfico de potência do motor a gasolina para razões de compressão de 8 a 17.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

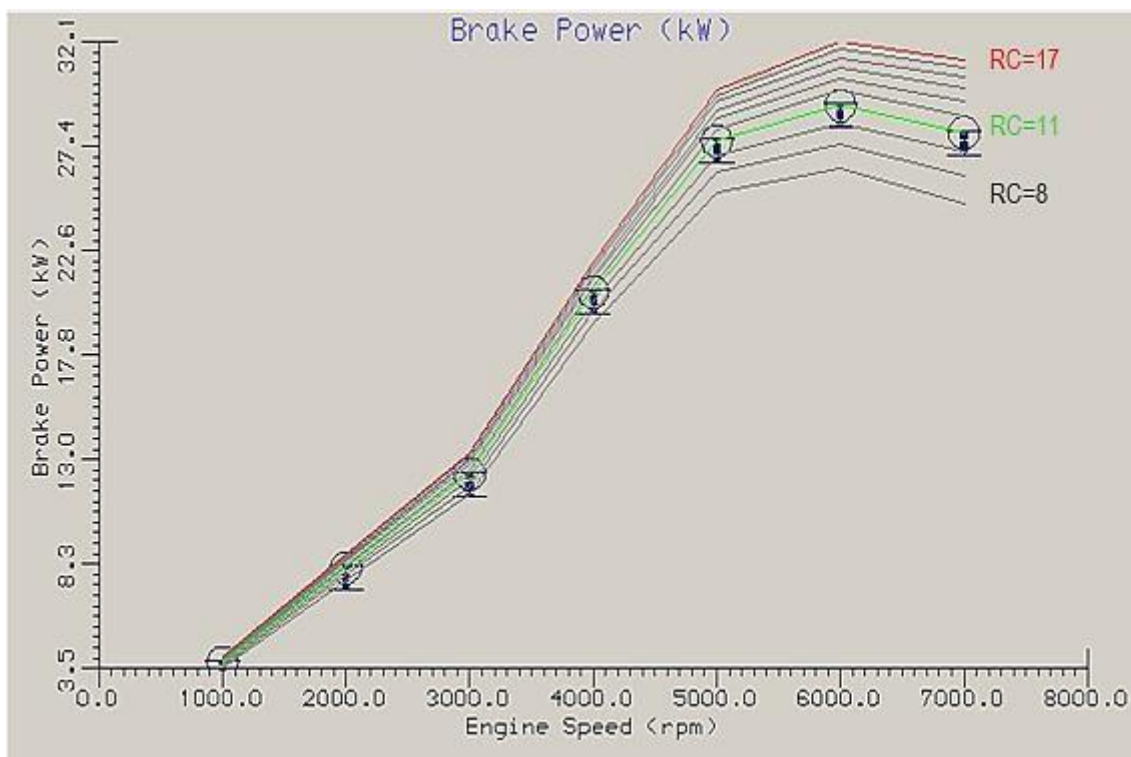


Figura 22- Gráfico de potência do motor a etanol para razões de compressão de 8 a 17.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

Analisando as Figuras 21 e 22, pode-se perceber que o motor a gasolina e a etanol possuem a melhor curva de potência na maior razão de compressão ($RC = 17$), atingindo o valor máximo de 34,8kW e 32,1 kW a 6000 rpm, respectivamente. Já para a configuração original, o valor máximo de potência da gasolina e do etanol é 31,61 kW e 29,23kW, respectivamente, a 6000rpm. Ao analisar a operação dos motores na configuração original, percebe-se que a potência do motor a etanol representa 92,47% da gasolina. No entanto, para aproximar da potência máxima do motor a gasolina, o motor a etanol necessita operar com a razão de compressão superior a 14, onde consegue atingir valores próximos a 31kW (98%).

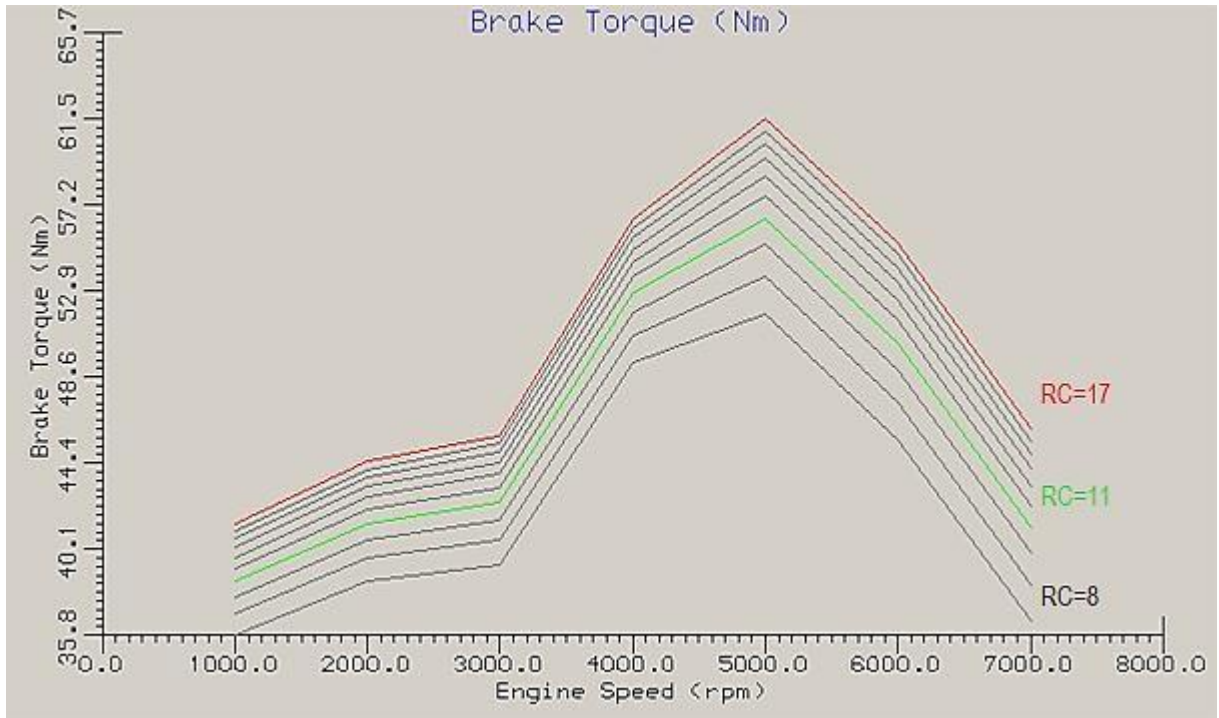


Figura 23- Gráfico de torque do motor a gasolina para razões de compressão de 8 a 17.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

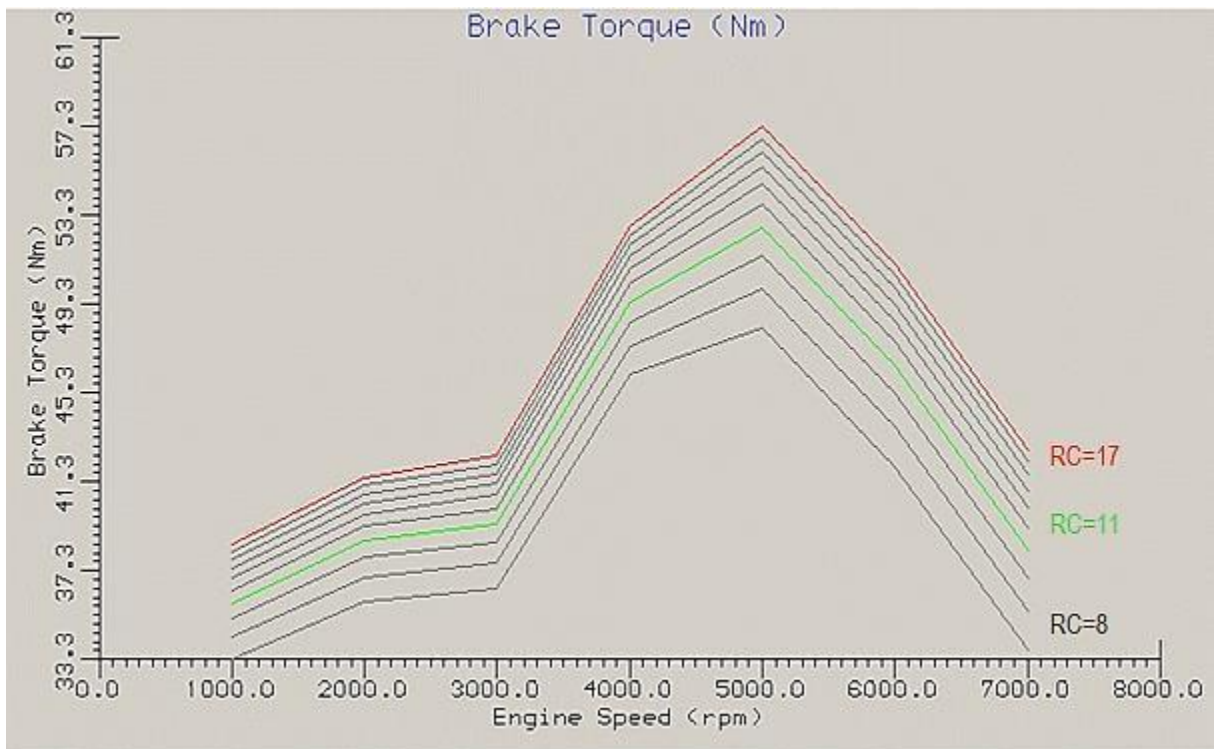


Figura 24- Gráfico de torque do motor a etanol para razões de compressão de 8 a 17.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

As Figuras 23 e 24 representam os resultados de torque para o motor a gasolina e a etanol, onde a variação dos valores máximos conforme o aumento da razão de compressão é

bastante significativa, sendo de aproximadamente 10Nm entre razões de 8 e 17. Percebe-se que os melhores resultados, também, são atingidos na curva de compressão 17:1, onde o torque máximo do motor a gasolina é aproximadamente 61,46Nm e a etanol é de 57,27Nm. Enquanto isso, para a razão de compressão original, tem-se o torque máximo de 56,54Nm para a gasolina e de 52,71Nm para o etanol, em 5000rpm. Observando-se a Figura 24, nota-se que com a razão de compressão superior a 13:1, o motor a etanol consegue diminuir a perda de 3,83Nm no torque, podendo chegar a valores compatíveis, como na razão de compressão 14:1 com o valor de aproximadamente 55Nm.

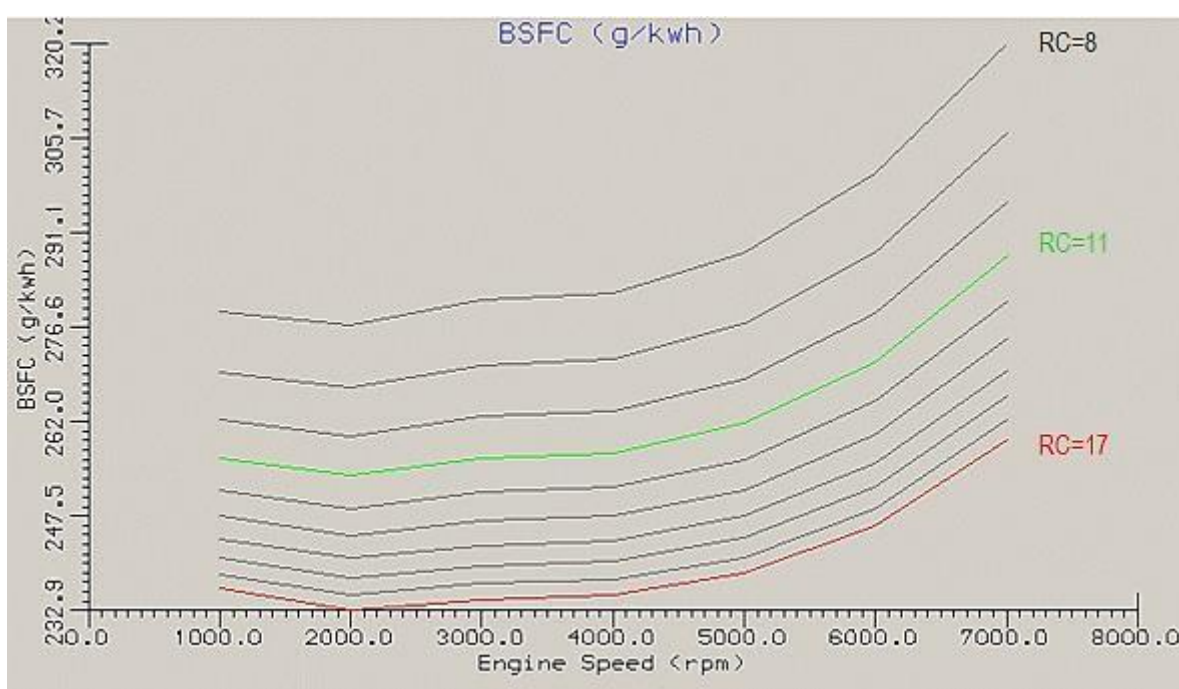


Figura 25- Gráfico de BSFC do motor a gasolina para razões de compressão de 8 a 17.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

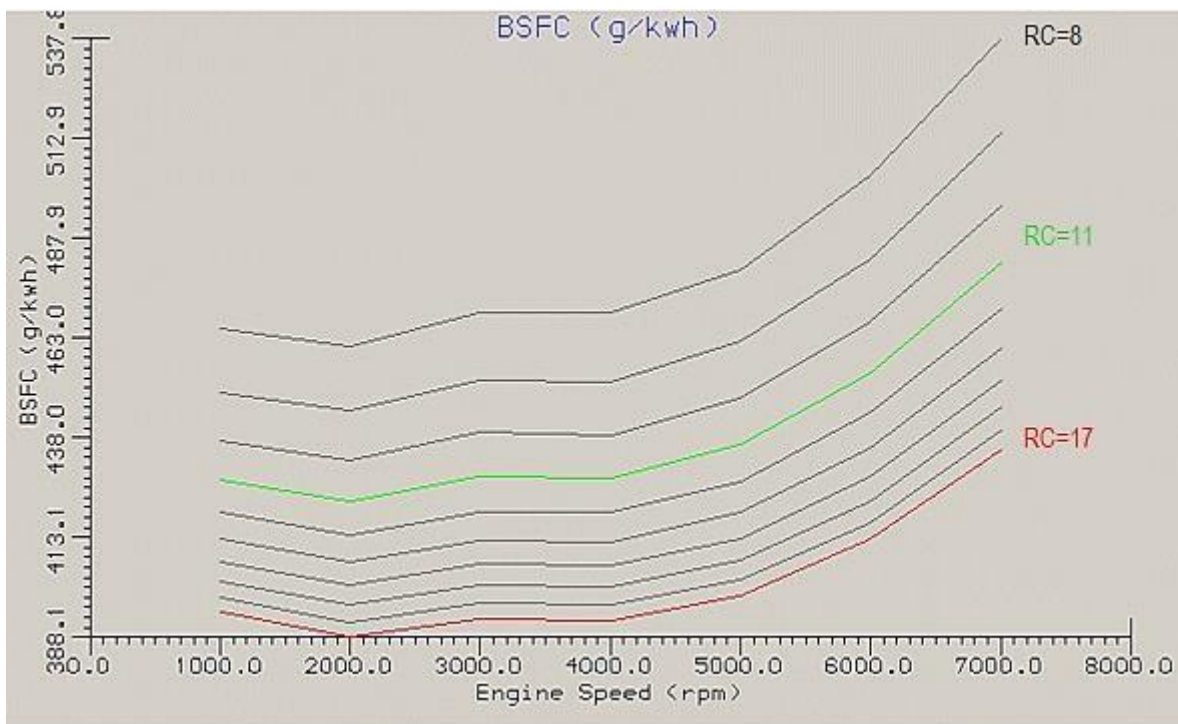


Figura 26- Gráfico de BSFC do motor a etanol para razões de compressão de 8 a 17.
 Fonte: Pesquisa direta (2019).

Ao analisar o comportamento do consumo médio específico da gasolina e do etanol na Figura 25 e 26, pode-se observar três pontos importantes: o etanol possui um consumo superior ao da gasolina; quanto maior a razão de compressão, menor é o consumo e, à medida que aumenta as rotações, o consumo também aumenta (máximo em 7000rpm). No motor a gasolina, o melhor consumo específico, atinge o ponto máximo em 259,15g/kWh, enquanto na pior situação, o BSFC atinge o máximo de 320,20g/kWh. Já para o etanol, na melhor curva de BSFC, o consumo tem-se o máximo valor de 434,32g/kWh, enquanto no pior resultado, o valor mais alto do consumo é de 537,8g/kWh. Na razão de compressão original 11:1, o consumo máximo do motor a gasolina é 287,61g/kWh enquanto para o etanol tem-se o valor de 481,9g/kWh – 67,55% a mais.

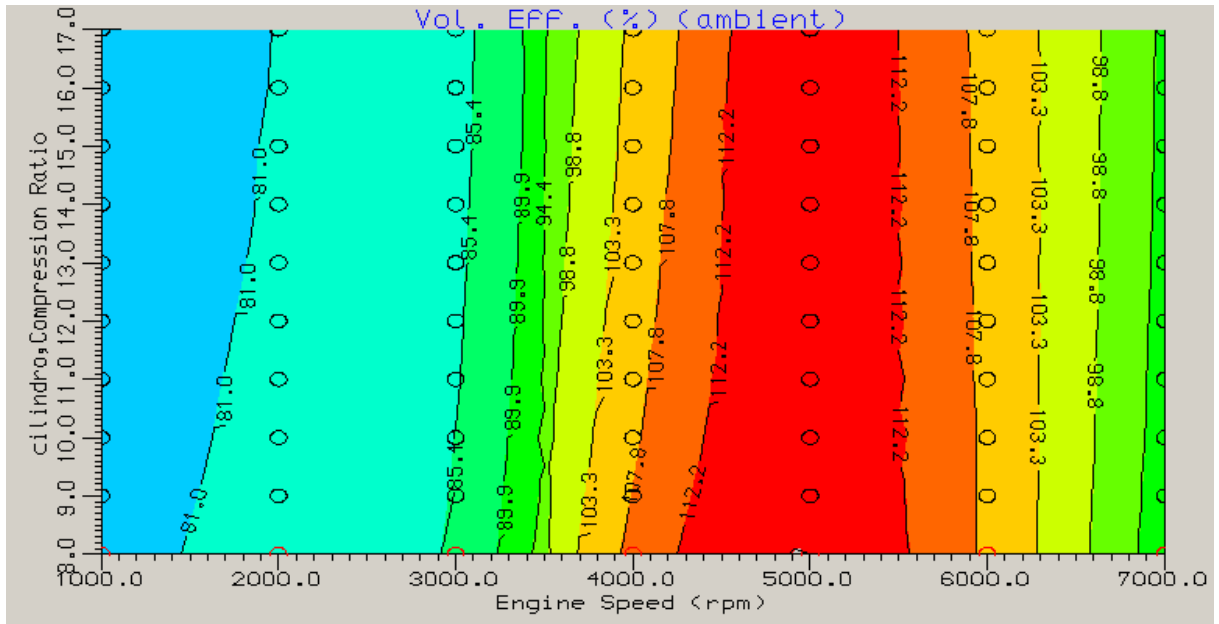


Figura 27- Gráfico de eficiência volumétrica do motor a gasolina para razões de compressão de 8 a 17.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

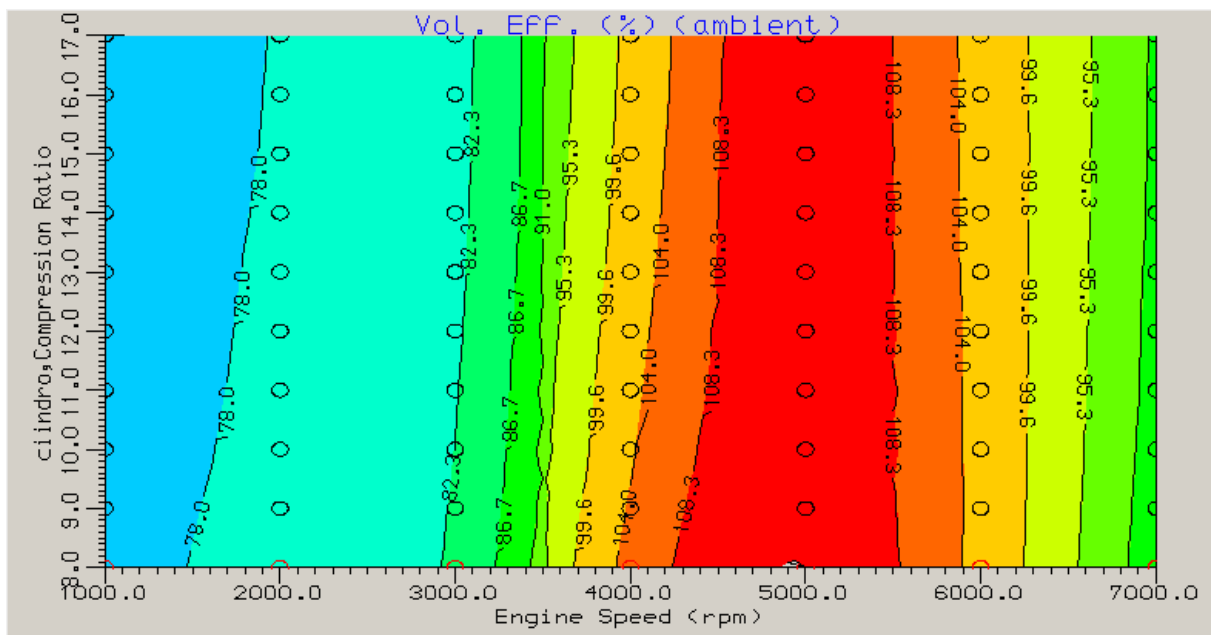


Figura 28- Gráfico de eficiência volumétrica do motor a etanol para razões de compressão de 8 a 17.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

Sabe-se que a eficiência volumétrica é um dos parâmetros que afeta diretamente o desempenho de um motor, já que ela, em resumo, é uma referência de quão bem um motor utiliza o ar disponível para a queima do combustível (BETTES, 2010). No entanto, observando as Figuras 27 e 28, pode-se notar que a eficiência volumétrica não sofre grandes variações do

motor movido a gasolina para o etanol neste caso, apesar do combustível influenciar a eficiência volumétrica. A variação da eficiência volumétrica torna-se notável para as diferentes velocidades de rotação, em especial, as baixas velocidades que acarretam resultados inferiores. Para a razão 11:1, observa-se que a eficiência volumétrica atinge o máximo em torno de 112,2% para a gasolina e 108,3% para o etanol.

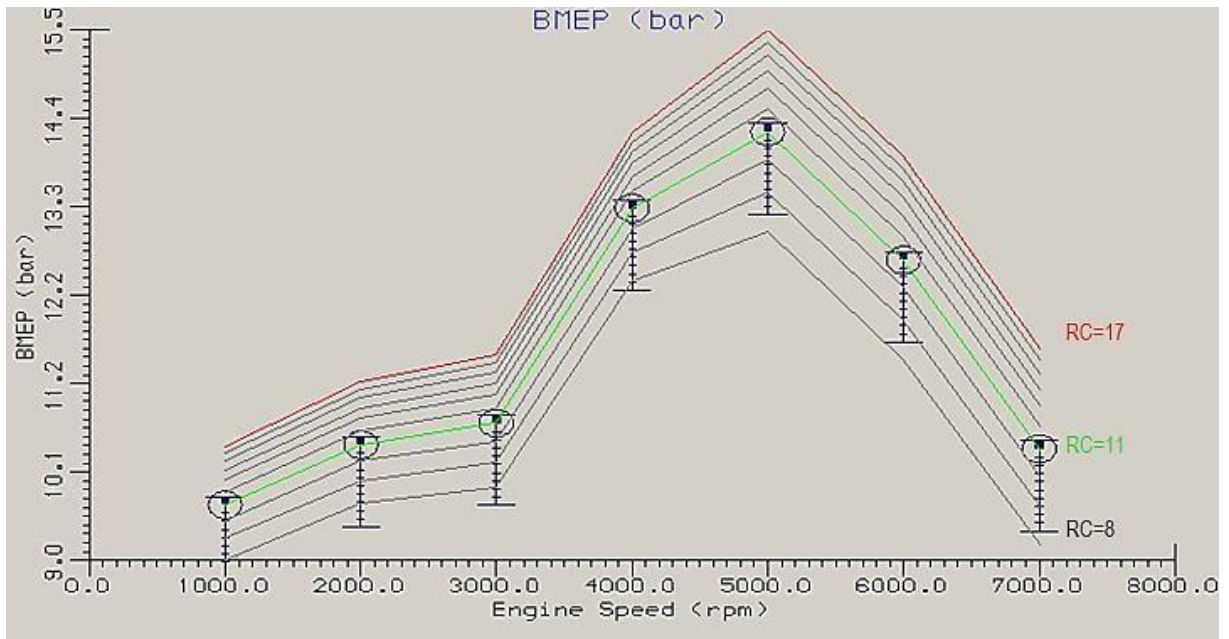


Figura 29- Gráfico de BMEP do motor a gasolina para razões de compressão de 8 a 17.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

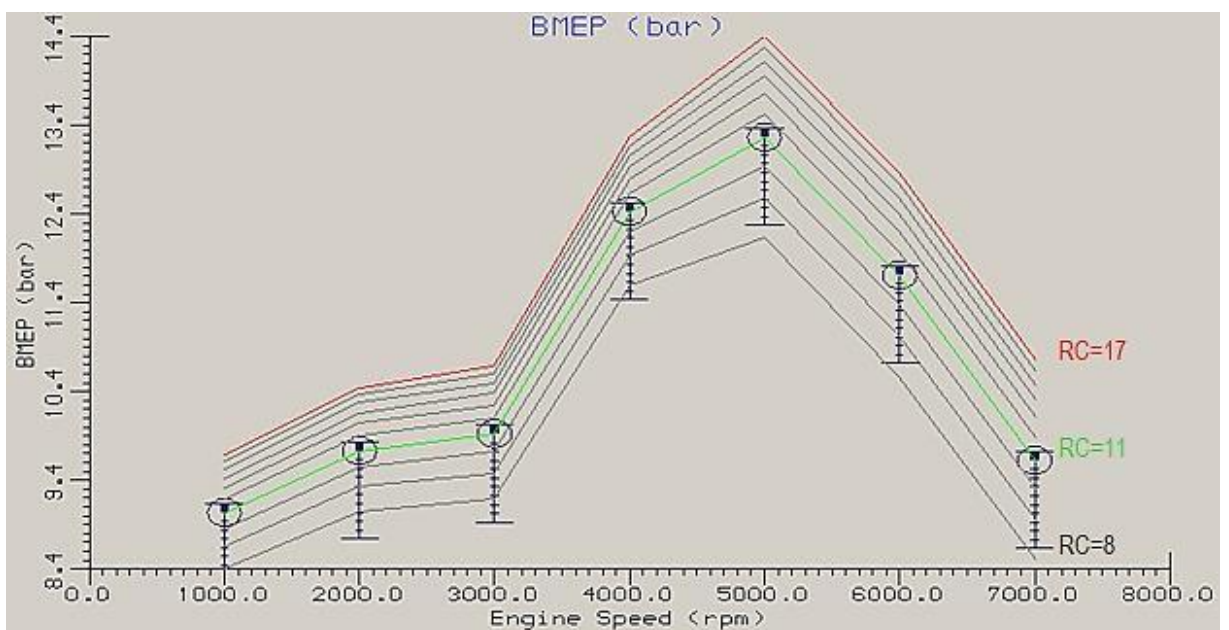


Figura 30- Gráfico de BMEP do motor a etanol para razões de compressão de 8 a 17.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

Por fim, a Figura 29 e 30 representam um dos parâmetros mais utilizados para analisar o desempenho de um motor: a pressão média efetiva. Conforme ilustrado nas figuras, quanto maior a razão de compressão maior é a pressão média efetiva e melhor a operação do motor, apresentando efetiva elevação de BMEP a partir de 3000rpm, com o valor máximo em torno de 5000rpm. No motor a gasolina, a pressão média efetiva atinge o máximo de 15,47bar e, no motor a etanol, de 14,42bar para a razão de compressão 17:1. Já para a razão 11:1, tem-se pressão média efetiva máxima de 14,23bar e 13,24bar para a gasolina e o etanol, respectivamente. Vale evidenciar, também, que esse valor da pressão média efetiva da gasolina, pode ser notado nas razões de compressão 16 e 17, apesar dos valores atingidos pelo etanol atenderem a operação do motor.

Ao longo desta seção é possível perceber como a razão de compressão interfere nos valores de desempenho do motor de combustão interna, tanto para a gasolina quanto para o etanol. Fica evidente que, quanto maior a razão de compressão, melhor será o desempenho do motor, já que os valores de potência, torque e BMEP aumentam e o BSFC diminui. No entanto, como já foi abordado, a razão de compressão é determinada conforme o combustível utilizado, já que as propriedades físico-químicas são fatores decisivos, sendo necessário o ajuste adequado desse parâmetro no projeto do motor.

A Figura 31 apresenta a comparação das razões de compressão adotadas nos motores veiculares comercializados no Brasil pelas principais montadoras de acordo com as razões de compressão otimizados para a gasolina, para o etanol e intermediário aos dois combustíveis. Torna-se evidente que para a otimização do uso do etanol é necessário a adoção de razões de compressão superiores as da gasolina, podendo atingir, conforme sugerido na figura, valores de até aproximadamente 14:1.

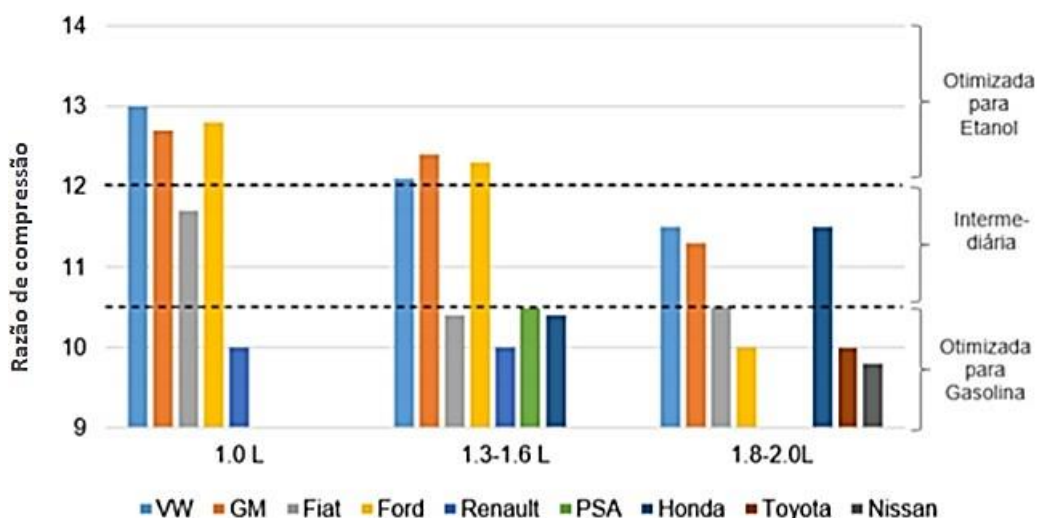


Figura 31- Comparação das razões de compressão das montadoras no Brasil.
Fonte: (NASCIMENTO, OIH YU e SILVA, 2010).

4.4 Análise da viabilidade técnica

Na seção anterior foi possível constatar, através da simulação computacional, a influência da razão de compressão nos parâmetros de desempenho dos modelos computacionais dos motores de combustão interna a gasolina e a etanol. Através dos gráficos apresentados ficou evidente que para uma combustão mais eficiente do etanol nos motores de combustão interna é necessário que estes operem com razões de compressão superiores a gasolina, permitindo, assim, um melhor rendimento operacional.

Então, a fim de quantificar o ganho de desempenho operacional possível, nesta seção será feito a análise do torque, potência, BSFC, BMEP e eficiência volumétrica para o motor CSEA. Para simplificar a análise, será feito a modelagem computacional conforme o modelo já validado neste estudo, porém com as especificações técnicas do motor comercializado. A análise será feita de acordo com a faixa da razão de compressão (RC) otimizada para o etanol apresentada na Figura 31, RC variando de 10,5:1 a 14,5:1, e a razão de equivalência de 1.

Para isso, foram utilizados dados fornecidos pela empresa conforme a Tabela 6:

Tabela 6 - Especificações técnicas do motor CSEA.

| Código de Identificação | CSEA |
|------------------------------|--------------------------------|
| Deslocamento Volumétrico | 999 cm ³ |
| Número de Cilindros | 03 em linha |
| Diâmetro x Curso | 74,5 x 76,4 mm |
| Válvulas por cilindro | 4 |
| Comprimento da Biela | 140 mm |
| Relação r/l | 0,27 |
| Razão de Compressão | 11,5:1 |
| Potência máxima | 55 kW / 60kW (6200 rpm) |
| Torque máximo | 95Nm / 102 Nm 3000-4300 rpm |
| Diâmetro válvula de admissão | 29,5mm |
| Diâmetro válvula de escape | 27mm |
| Diâmetro coletor de admissão | 550mm |
| Alimentação- Combustível | Flexível- Gasolina e etanol |
| Comando de válvulas | DOHC – VVT na admissão |

Fonte: Pesquisa direta (2019).

Na figura 32 é apresentado o diagrama de válvulas do motor em análise, sendo indicados os momentos de abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape. Nota-se que o motor é equipado com um sistema de variação de enquadramento das válvulas de admissão, porém será analisado a operação na posição básica a fim de simplificar a análise e a simulação computacional.

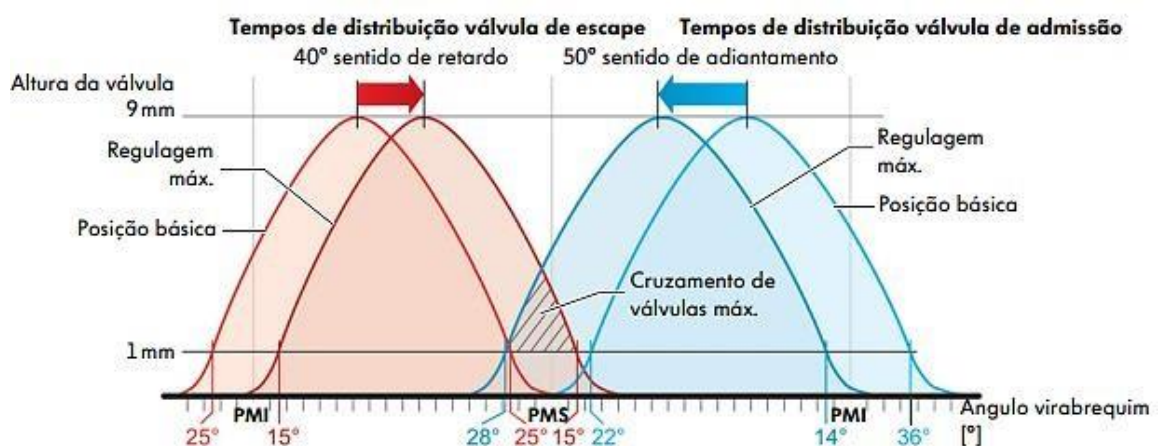


Figura 32- Diagrama de válvulas do motor CSEA.

Fonte: Pesquisa direta (2019).

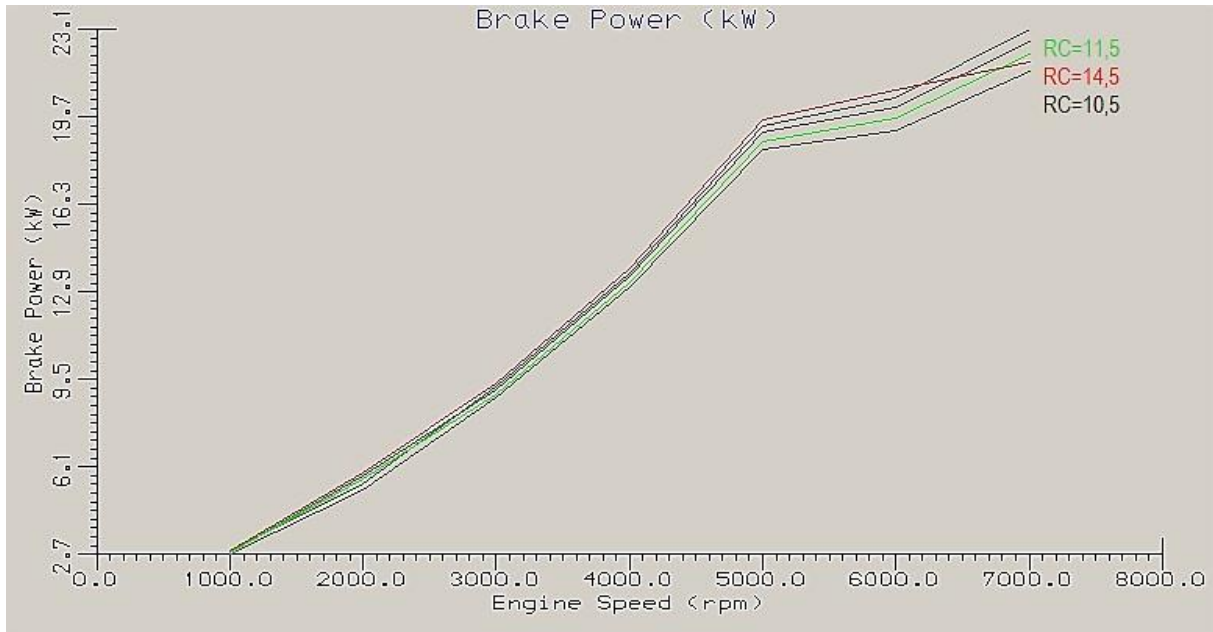


Figura 33- Gráfico de potência do motor CSEA usando etanol como combustível.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

Ao observar a Figura 33, pode-se perceber que as curvas de potência do motor CSEA são bem diferentes das curvas apresentadas na Figura 22. Durante a parametrização do modelo computacional ficou evidente a influência do acionamento das válvulas na apresentação gráfica dos resultados. A curva de abertura e fechamento das válvulas determina o funcionamento do sistema de admissão e escape sendo então determinante no desempenho operacional do motor. Analisando a Figura 32 é possível notar um crescimento mais linear da potência até 5000rpm e, que apesar de ser indicado a curva da razão de compressão 14,5:1 de melhor resultado, esta não representa a maior potência registrada em 7000rpm, que ocorre em 13,5:1 com a potência de 23,09kW. Sendo assim, ao analisar a potência em 5000rpm, tem-se os valores descritos na Tabela 7.

Tabela 7- Dados da potência do motor CSEA para 5000rpm.

| Razão de compressão | 10,5 | 11,5 | 12,5 | 13,5 | 14,5 |
|---------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Potência[kW] | 18,39 | 18,76 | 19,06 | 19,37 | 19,65 |

Fonte: Pesquisa direta (2019).

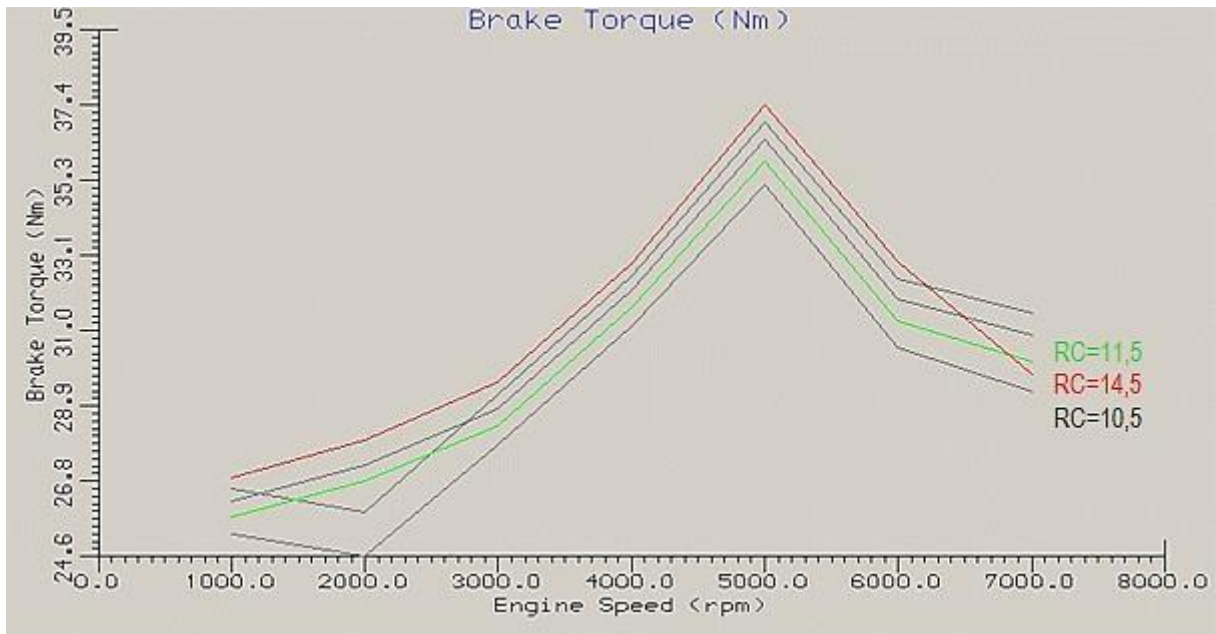


Figura 34- Gráfico de torque do motor CSEA usando etanol como combustível.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

Comparando os resultados de torque apresentados na Figura 34 com a Figura 24 percebe-se como os ângulos de abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape influenciam nos resultados dos parâmetros em análise, gerando curvas características para cada modelo. Pode-se notar que o motor apresenta a curva de torque para as razões de compressão 10,5:1 e de 13,5:1 similares, com uma expressiva queda em 2000rpm. Já na razão de compressão 14,5:1, quando o motor atinge uma maior rotação, aproximadamente 6000rpm, pode-se observar também uma queda acentuada do torque. Os valores máximos de torque ocorrem em 5000rpm conforme apresentado na Tabela 8.

Tabela 8- Dados do torque do motor CSEA para 5000rpm

| Razão de compressão | 10,5 | 11,5 | 12,5 | 13,5 | 14,5 |
|---------------------|-------|-------|-------|-------|------|
| Torque [N.m] | 35,12 | 35,77 | 36,43 | 36,86 | 37,4 |

Fonte: Pesquisa direta (2019).

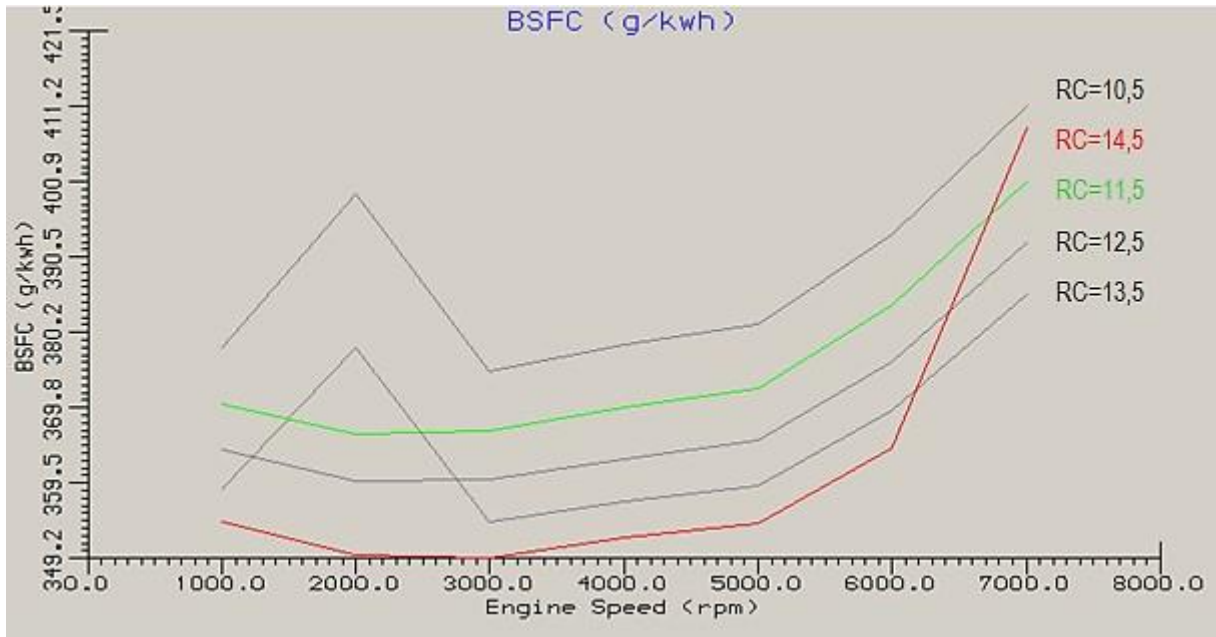


Figura 45- Gráfico de BSFC do motor CSEA usando etanol como combustível.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

No geral, pode-se afirmar que o consumo específico tende a ser menor à medida que aumenta a razão de compressão e para baixas rotações, exceto quando ocorre situações indesejáveis na operação do motor, resultando em um pico de consumo, conforme ilustrado nas razões de compressão 10,5:1 e 13,5:1. Para cada razão de compressão, verifica-se que em 1000 rpm tem-se os menores consumos específicos (BSFC min), enquanto em 7000rpm os maiores (BSFC máx), conforme pode ser visto na Tabela 9.

Tabela 9- Dados do consumo específico mínimo e máximo do motor CSEA.

| Razão de compressão | 10,5 | 11,5 | 12,5 | 13,5 | 14,5 |
|---------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| BSFC min [g/kWh] | 378 | 370,47 | 363,94 | 358,64 | 354,07 |
| BSFC máx [g/kWh] | 411,14 | 401,05 | 392,46 | 385,44 | 408,4 |

Fonte: Pesquisa direta (2019).

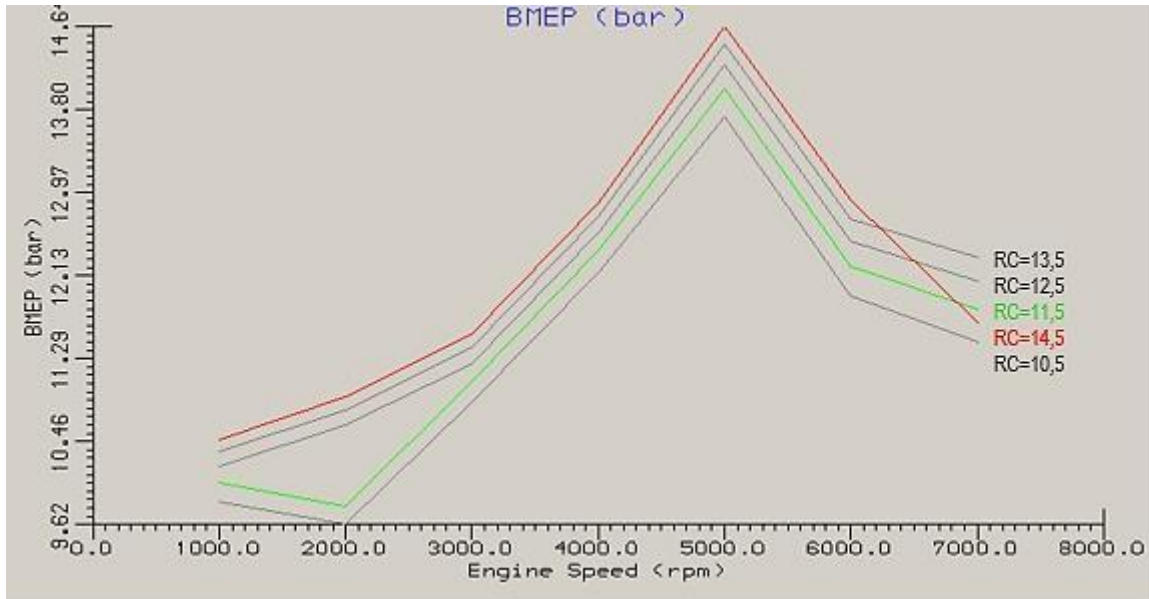


Figura 36- Gráfico de BMEP do motor CSEA usando etanol como combustível.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

Conforme já foi abordado na seção anterior, a pressão média efetiva interfere diretamente nos valores de torque e de BSFC. No entanto, pode-se perceber que onde houve queda do torque e pico de consumo tem-se a queda de BMEP. Sua melhor curva de desempenho é a da razão de compressão 14,5:1, a qual atinge valores superiores de pressão média efetiva ao longo das rotações. Cada curva de BMEP registra o seu valor máximo em 5000rpm, a ser observado na Tabela 10.

Tabela 10- Dados dos valores máximos de BMEP do motor CSEA.

| Razão de compressão | 10,5 | 11,5 | 12,5 | 13,5 | 14,5 |
|---------------------|-------|-------|-------|-------|------|
| BMEP [bar] | 13,27 | 13,51 | 13,79 | 13,96 | 14,1 |

Fonte: Pesquisa direta (2019).

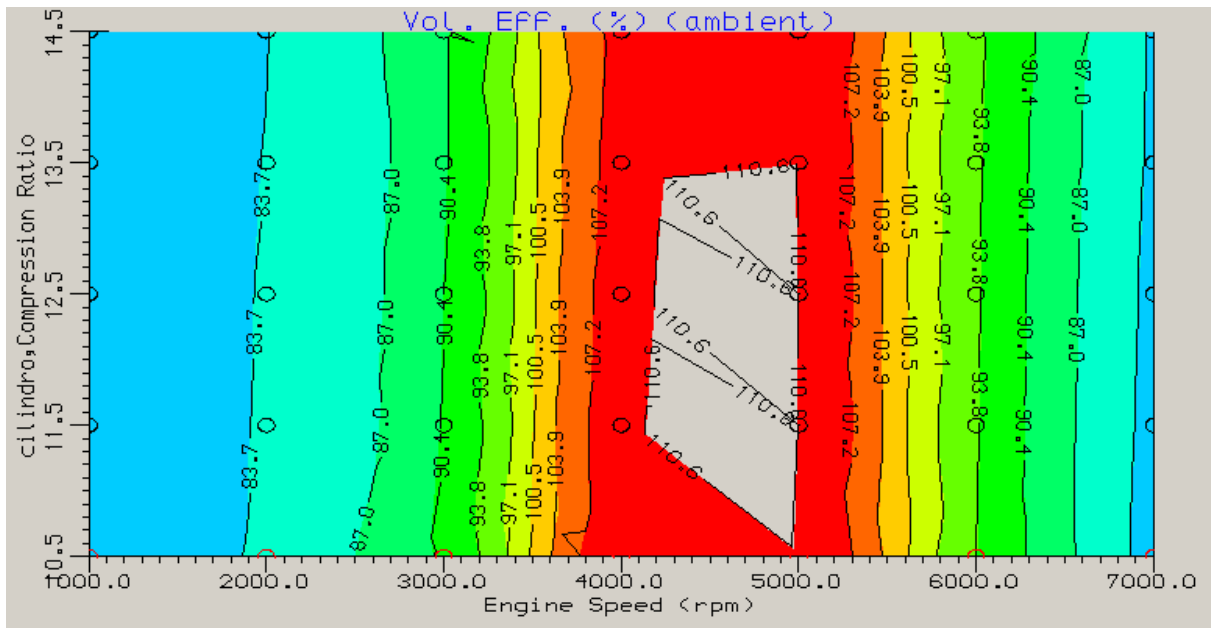


Figura 37- Gráfico de eficiência volumétrica do motor CSEA usando etanol como combustível.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

Por fim, ao examinar a Figura 37, pode-se afirmar que o motor veicular CSEA opera com valores superiores de eficiência volumétrica em relação ao modelo da Figura 28. Além disso, a faixa de operação envolvendo a eficiência volumétrica acima de 100% é bem representativa, se estendendo de 3482rpm até 5668rpm.

Para a definição da melhor razão de compressão a ser utilizada no motor, deve-se considerar além de valores mais elevados de desempenho, mas, também, uma operação mais estável ao longo do ciclo de operação do motor. No entanto, de acordo com a análise apresentada de cada parâmetro, fica evidente que as razões de compressão 10,5:1 e 13,5:1 não representam as melhores opções de operação para o motor, sendo então desconsideradas nesse estudo. Por se tratar de um motor *flex* fica claro o motivo da configuração original do motor ser 11,5:1, já que a gasolina não permite valores tão elevados de razão de compressão. Porém, comparando os dados da Tabela 3, 4, 5 e 6 é possível perceber que para o etanol as razões de compressão 12,5:1 e 14,5:1 apresentam ganhos significativos de desempenho, além de representar valores técnicos aceitáveis de razão de compressão para o combustível em questão.

5 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÃO

Este capítulo tem a finalidade de sintetizar todos os resultados alcançados no desenvolvimento desta análise. Serão feitas considerações acerca dos resultados da análise técnica realizada no software *Lotus Engine*, com base na pergunta problema e nos objetivos alcançados. Além disso, serão realizadas recomendações para trabalhos futuros e da continuidade à análise de desempenho do etanol no motor de combustão interna.

5.1 Conclusões

A análise da eficiência da combustão do etanol no motor de combustão interna trata-se de uma análise complexa, que engloba diversas variáveis conforme abordado durante a revisão bibliográfica e apresentado ao longo deste estudo. No entanto, este estudo foi fundamental para se perceber a influência da razão de compressão na operação do motor, utilizando a melhor mistura ar-combustível para o etanol.

O estudo foi iniciado com a validação do modelo computacional do motor de combustão interna e a determinação de suas especificações técnicas. Em seguida, através da análise unidimensional do etanol como combustível, foi possível analisar como a mistura ar-combustível é determinante no desempenho do motor. A mistura estequiométrica ($\phi=1,0$) é aquela que apresenta a condição de máximo rendimento com o mínimo de consumo, representando, assim, a mistura ideal para a operação do motor. Ao comparar com a mistura ar-combustível rica ($\phi=1,2$), com excesso de combustível, pode-se perceber uma redução de aproximadamente 11% na potência, de 10% no torque e na pressão média efetiva, enquanto o consumo teve um aumento considerável de 32%. Já a mistura pobre pode apresentar até valores indesejáveis de desempenho, podendo ser agravados quanto mais distante da mistura ideal. No caso da mistura pobre com $\phi=0,8$, pode-se registrar uma redução de aproximadamente 23% na potência, no torque e na pressão média efetiva e um aumento menor do consumo específico de 3,7%.

Para demonstrar computacionalmente como a resposta operacional do motor está associada com adoção de uma razão de compressão adequada para o combustível, foi feita uma comparação das curvas de torque, potência, BSFC, BMEP e eficiência volumétrica para a gasolina e o etanol. Essa comparação permitiu visualizar como o desempenho do etanol é prejudicado a baixas razões de compressão em relação a gasolina, que é um combustível que opera com baixas razões devido as suas propriedades. Ao realizar a simulação computacional

para uma razão de compressão comum entre os motores veiculares (11:1), pode-se notar que o etanol apresentou uma redução de 7,53% da potência, de 6,77% do torque, de 6,96% da BMEP enquanto o consumo específico aumentou 67,55%.

Contudo ficou evidente a necessidade do motor de combustão interna a etanol operar com razões de compressão superiores a fim de buscar uma maior eficiência. Dessa forma, foi realizada uma nova simulação computacional, com as especificações técnicas do motor veicular CSEA, que possibilitou visualizar um ganho de desempenho significativo e viável tecnicamente para duas razões de compressão superiores a original do motor (11,5:1). A primeira opção é a razão de compressão 12,5:1 que apresentou um ganho de 1,6% de potência; de 1,85% de torque; de 2,1% de BMEP e uma redução de 2,14% do consumo específico máximo do etanol. A outra opção é a razão 14,5:1, com um ganho no desempenho superior, apesar do consumo específico máximo apresentar um aumento de 1,83%. Os resultados da otimização no software *Lotus Engine* comprovaram um ganho de 4,74% de potência, de 4,56% de torque e de 4,37% de BMEP.

De acordo com o apresentado neste trabalho, para um motor monocilíndrico, todas as razões de compressão apresentaram viabilidade técnica, sendo a razão de 14:1 a que apresenta melhores resultados para o uso de etanol como combustível. Já para o motor comercializado estudado, a melhor relação foi de 14,5:1, respondendo à pergunta problema da análise proposta. Além disso, todos os objetivos deste trabalho foram cumpridos.

Dessa forma fica comprovado que quanto maior a razão de compressão melhor será a resposta do etanol na operação do motor de combustão interna. Foi possível demonstrar, também, que o etanol consegue atingir parâmetros de desempenho compatíveis com a gasolina se suas propriedades forem aproveitadas adequadamente na operação do motor.

5.2 Recomendações

Devido às dificuldades de acesso a informações técnicas referentes a construção e montagem do motor CSEA, não foi possível realizar a modelagem computacional que correspondesse com precisão ao motor comercializado. Então, a análise foi simplificada, adotando-se um modelo monocilíndrico com as especificações técnicas do motor. Devido a isso, tem-se como sugestão para trabalhos futuros, a modelagem real e completa do conjunto do motor, com os três cilindros dispostos em linha.

Por fim, sugere-se, também, como trabalho futuro a análise experimental laboratorial da operação do motor para as razões de compressão adotadas na simulação computacional neste trabalho. Assim torna-se possível encontrar valores mais reais dos parâmetros de desempenho, comparar os resultados encontrados e, então, realizar uma análise mais efetiva do desempenho do motor.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGÊNCIA NACIONAL DO PETROLEO, G. N. E. B. anp, 30 setembro 2016.
Disponível em: <<http://www.anp.gov.br/biocombustiveis/etanol>>. Acesso em: 08 julho 2018.
- ALCARDE, A. R. Do Proálcool ao flex fuel, etanol migrou do Estado para o mercado. **Política Energética**, junho 2008. Disponível em: <<https://www.esalq.usp.br/visaoagricola/sites/default/files/VA08-pesquisa02.pdf>>.
- AMORIM, R. J. **Análise da Razão volumétrica de compressão de um motor flexível multicomcombustível visando melhoria de desempenho**. Belo Horizonte, p. 8. 2005.
- BETTES, H. **Engine Airflow**. New York: HPBooks, 2010.
- BIZZO, W. A. **Combustíveis**. UNICAMP. [S.l.]. 2003.
- BRITO, D. **Agencia Brasil**, 24 janeiro 2019. Disponível em: <<http://agenciabrasil.ebc.com.br/geral/noticia/2018-12/efeito-estufa-transporte-responde-por-25-das-emissoes-globais>>.
- BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna**. [S.l.]: Edgard Blucher Ltda, v. 1, 2012.
- CARS, L. **Getting Started Using Lotus Engine Simulation**. [S.l.]. 2001.
- CHIAPINOTTO, L. **Análise da combustão e da emissão de um motor flex usando misturas heterogêneas de combustíveis**. Guaratinguetá. 2017.
- COSTA, A. A. D. S. **Caracterização de motor aeronáutico utilizando misturas de gasolina de aviação e etanol: aspectos fluidodinâmicos, termodinâmicos e ecológicos**. Guaratinguetá. 2011.
- CRÓ, N. P. R. **Modelo para Simulação Computacional do Ciclo Termodinâmico de Motores de Combustão Interna com**. Campinas, p. 42. 2014.
- GALLO, W. L. R. **Análise Exértica de Motores a Gasolina e a Álcool**. [S.l.]. 1990.
- GIL, A. C. **Como elaborar projetos de pesquisa**. São Paulo: Atlas, 2002.
- GOLDENSTEIN, M.; , R. L. S. D. A. **Combustíveis alternativos e inovações no setor automotivo: será o fim da "era do petróleo"?** [S.l.].

- HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. New York: McGrawHill Book Company, 1988.
- LEAL, E. M. **Combustão**. UFOP. [S.l.]. 2017.
- LOPES, B. B., 09 julho 2018. Disponível em: <<http://brunobonfimlopes.blogspot.com/2012/02/mecanica-componentes-internos-e-externo.html>>.
- LOTUS. **Getting Started Using Lotus Engine Simulation**. Lotus Cars Ltd. 2001.
- MAHLE. **Manual Técnico Motores de Combustão Interna**. [S.l.]. 2016.
- MAHLE, 15 fevereiro 2018. Disponível em: <<http://www.mahle-aftermarket.com/la/pt/>>.
- MARTINELLI, L. C. **Máquinas Térmicas I- Motores de Combustão Interna**. UNIJUI. Campus Panambi, p. 83. 2005.
- MARTINS, J. **Motores de Combustão Interna**. [S.l.]: Publindústria, 2006.
- MOZO, M. A. L. **Otimização da Operação Diesel-Gás em Motores de Combustão Interna utilizando inteligência artificial**. Rio de Janeiro. 2009.
- NASCIMENTO, P. T. D. S.; OIH YU, A. ; SILVA, L. L. The technological strategy of Brazilian automakers for flex fuel vehicles: An exploratory study. **Picmet 2010 Technology management for global economic growth**, Phuket - Thailand, 2010.
- NOVA Cana - Etanol. **Nova Cana**. Disponível em: <<https://www.novacana.com>>. Acesso em: 8 julho 2018.
- PAULO, O. E. D. S., abril 2018. Disponível em: <<https://www.novacana.com/n/etanol/carros/carro-motor-flexivel-15-anos-brasil-050418>>. Acesso em: 23 janeiro 2019.
- REIS, V. D. **Combustíveis e Sistemas de Combustíveis**. Aero Td Escola de Aviação Civil. Florianópolis. 2002.
- RUDIO, F. V. **Introdução Ao Projeto de Pesquisa Científica**. Petrópolis: Vozes, 1978.
- SCHWADERLAPP, M.; KOLBECK, A.; ADOMEIT, P. **Ethanol and its potential for downsized engine concepts**. Aachen University. [S.l.], p. 48-53. 2012.

SECRETARIA DE PLANEJAMENTO E DESENVOLVIMENTO ENERGÉTICO.
Resenha Energética Brasileira. Ministério de Minas e Energia. Brasília. 2018.

SENADO, A., 23 janeiro 2019. Disponível em:
<<https://www12.senado.leg.br/noticias/materias/2018/10/16/avanca-projeto-que-proibe-carro-novo-movido-a-combustivel-fossil-a-partir-de-2060>>.

SHARP, B. Auto entusiastas classic. **Ae classic**, 27 junho 2013. Disponível em:
<<http://www.autoentusiastasclassic.com.br/2013/06/motor-de-3-cilindros-vw-chega-ao-brasil.html>>. Acesso em: 2019.

SILVA, T. R. V. D. **Estudo de estratégias de controle dos processos internos de um motor de combustão interna de injeção direta do etanol turbo-alimentado para maximização da eficiência global.** Escola de Engenharia da UFMG. 2017.

SOUZA, R. G. D.; DA SILVA, G. B. Motores de Combustão Interna. **Controle e Processos Industriais**, Brasília, 2014.

SOUZA, S. G. **Um estudo sobre a evolução das câmaras de combustão de um motor de ciclo Otto à gasolina e sua aplicação ao etanol hidratado como combustível alternativo.** São Carlos. 2004.

STONE, R. **Introduction to Internal Combustion Engines.** [S.l.]: Palgrave Macmillan, 1992.

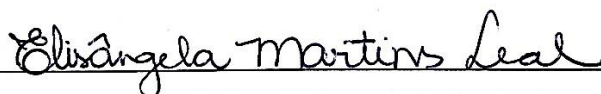
URNS, S. R. **Introdução a Combustão.** Tradução de Amir Antônio Martins de Oliveira Júnior. 3. ed. São Paulo: AMGH Editora Ltda, 2013.

UFSC. **Capítulo 8- Termoquímica**, 2016. Disponível em:
<http://www.polo.ufsc.br/fmanager/polo2016/materiais/arquivo10_1.pdf>.

VARELLA, C. A. A. **Histórico e desenvolvimento dos motores de combustão interna.** UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DO RIO DE JANEIRO. [S.l.]. 2018.

Certifico que a aluna VICTORIA REGINA RAMOS, autora do trabalho de conclusão de curso intitulado "ANÁLISE TÉCNICA DA COMBUSTÃO DO ETANOL EM UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA PARA DIFERENTES RAZÕES DE COMPRESSÃO", efetuou as correções sugeridas pela banca examinadora e que estou de acordo com a versão final do trabalho.

Ouro Preto, 16 de maio de 2019.

A handwritten signature in black ink, reading "Elisângela Martins Leal", is written over a horizontal line.

Profa. Dra. Elisângela Martins Leal

Orientadora