

UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

LEONARDO LUIZ VEIGA RODRIGUES

**AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA COM
IGNIÇÃO POR FAÍSCA UTILIZANDO MISTURAS DE GASOLINA E ETANOL**

JUIZ DE FORA

2017

LEONARDO LUIZ VEIGA RODRIGUES

**AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA COM
IGNIÇÃO POR FAÍSCA UTILIZANDO MISTURAS DE GASOLINA E ETANOL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado a Faculdade de Engenharia da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Marco Aurélio da Cunha Alves

JUIZ DE FORA

2017

Ficha catalográfica elaborada através do programa de geração automática da Biblioteca Universitária da UFJF, com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

Rodrigues, Leonardo Luiz Veiga.

Avaliação do desempenho de motores a combustão interna com ignição por faísca utilizando misturas de gasolina e etanol /

Leonardo Luiz Veiga Rodrigues. – 2017.

77 f. : il.

Orientador: Marco Aurélio da Cunha Alves

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) - Universidade Federal de Juiz de Fora, Faculdade de Engenharia, 2017.

1. Motores a Combustão por Faísca. 2. Veículo Flex Fuel. 3. Eficiência Energética. I. Alves, Marco Aurélio da Cunha, orient. II. Título.

LEONARDO LUIZ VEIGA RODRIGUES

**AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA COM
IGNIÇÃO POR FAÍSCA UTILIZANDO MISTURAS DE GASOLINA E ETANOL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado a Faculdade de Engenharia da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Aprovado em 28 de junho de 2017.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Marco Aurélio da Cunha Alves
Universidade Federal de Juiz de Fora

Prof. Dr. Raphael Fortes Marcomini
Universidade Federal de Juiz de Fora

Prof. Dr. Washington Orlando Irrazabal Bohorquez
Universidade Federal de Juiz de Fora

A minha família.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus por me iluminar, sempre mantendo portas abertas em minha trajetória, que possibilitam inúmeras oportunidades. Agradeço também a toda minha família, em especial aos meus pais, Ailton e Silvana, por nunca medirem esforços para me ajudar. Sem seus conselhos com certeza eu não conseguiria seguir em frente.

Agradeço aos meus irmãos, Sávio e Larissa, por todo o amor ofertado e por sempre estarem ao meu lado me incentivando. À minha namorada, Amanda, por todo apoio e ajuda nesses anos de faculdade.

Aos amigos e demais familiares, que tanto me ajudaram a hoje estar cursando a graduação. Sem me esquecer de todos os docentes que tive a honra de conhecer e de muito ter aprendido, de modo especial ao professor e orientador Marco Alves, que me auxiliou nesse e em outros trabalhos.

Gostaria também de agradecer aos colegas de graduação por todo o estudo e conhecimento compartilhado. E, aos demais companheiros de que minha memória falha, mas que de uma forma ou de outra contribuíram para minha formação pessoal e profissional ao longo desses anos.

“Consagre ao Senhor tudo o que você faz,
e os seus planos serão bem-sucedidos”

Provérbios 16:3

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo estudar comparativamente o desempenho de um motor *flex fuel* operando com gasolina, etanol e misturas desses dois combustíveis em diferentes proporções. No estudo, foi utilizado um software capaz de simular o desempenho de motores a combustão interna para diferentes modos de operação e com diferentes combustíveis. Primeiramente, foi feita uma programação no software com o intuito de simular os resultados disponibilizados pelo fabricante do motor *flex fuel* estudado e, assim, manter o software parametrizado para tal motor. Com o auxílio dessa análise computacional, foi possível então variar os parâmetros do combustível, com desígnio de determinar o desempenho para a operação com cada um dos combustíveis e misturas em questão. Ao término do estudo, constatou-se que a menor emissão de poluentes se deu com o uso do etanol comercial, e foi observado também aumento de potência e torque à medida que a concentração de etanol na mistura era aumentada, ao passo que o menor consumo específico foi observado ao utilizar gasolina. Levando em conta o custo histórico dos combustíveis e realizando a comparação do consumo específico de combustível com a razão volumétrica ideal entre os custos – etanol pela gasolina – de 70%, a mistura entre 75% de gasolina C com 25% de Etanol E100 se mostrou economicamente mais viável. Quando realizada uma análise de densidade energética dos combustíveis em relação ao preço, conclui-se que uma possível elevação da razão volumétrica ideal entre custos do etanol pela gasolina é pertinente.

Palavras-chave: Motores a Combustão por Faísca, Veículo Flex, Eficiência Energética.

ABSTRACT

This work aims to comparatively study the performance of a flex fuel engine operating with gasoline, ethanol and mixtures of the two kinds of fuel in different proportions. In this study, it was used a software capable of simulating the performance of internal combustion engines for different modes of operation and with different fuel types. Firstly, it was made a computer program in order to simulate the results offered by the flex fuel engine manufacturer, thus keeping the software parameterized for such a motor. With the aid of computational analysis, it was possible to change the fuel parameters, with the purpose of determining the performance for an operation with each of the fuels and mixtures in question. At the end of the study, it was verified that the lowest emission of pollutants occurred with the use of commercial ethanol, and an increase in power and torque was also observed as the concentration of ethanol in the mixture was increased, while the lower consumption Specific was observed when using gasoline. Considering the historical cost of fuels and comparing specific fuel consumption with an ideal volumetric ratio between costs - ethanol per gasoline - of 70%, a mixture between 75% of gasoline C with 25% Ethanol E100 showed economically more feasible. When an energy density analysis of the fuels was carried out in relation to the price, it was concluded that a possible increase in the ideal volumetric ratio between ethanol costs per gasoline is relevant.

Keywords: Spark-ignition Combustion Engines, Flex Vehicle, Energy Efficiency

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Os quatro tempos do motor alternativo	19
Figura 2 - Comparação da evolução do consumo da gasolina e etanol	21
Figura 3 - Relação entre preço e venda da gasolina automotiva.....	22
Figura 4 - Relação entre preço e venda do etanol hidratado.....	22
Figura 5 - Produção de automóveis por tipo de combustível.....	24
Figura 6 - Comparação das taxas de Compressão das montadoras no Brasil	29
Figura 7 - Motor 1.6 8V Hi-Power	34
Figura 8 - Curva característica do motor 1.6 8V Hi-Power.....	34
Figura 9 - Auxiliar de criação de um novo projeto.....	37
Figura 10 - Segunda tela de criação de um novo projeto.....	37
Figura 11 - Input de parâmetros geométricos dos cilindros.....	38
Figura 12 - Parâmetros do ambiente e aplicação do motor.....	38
Figura 13 - Quantidade de válvulas por cilindro	39
Figura 14 - Tela de Parâmetro dos combustíveis.....	40
Figura 15 - Modos de Operação com gasolina E27	41
Figura 16 - Comparativo de potência real e simulada para a gasolina E27	44
Figura 17 - Comparativo de torque real e simulado para a gasolina E27	45
Figura 18 - Comparativo de potência real e simulada para o etanol E100	45
Figura 19 - Comparativo de torque real e simulado para o etanol E100	46
Figura 20 - Comparativo do consumo específico de combustível entre o E25 e o E100	47
Figura 21 - Comparação do avanço de ignição para os combustíveis da aplicação	47
Figura 22 - Curva de potência e torque obtida para gasolina E27	49
Figura 23 - Curva de consumo específico de combustível e emissão de NOx para gasolina E27	49
Figura 24 - Curva de consumo específico de combustível e emissão de NOx para etanol E100	50
Figura 25 - Curva de potência e torque obtida para mistura entre 75% E27 e 25% E100	51
Figura 26 - Curva de consumo específico de combustível e emissão de NOx para mistura entre 75% E27 e 25% E100	52
Figura 27 - Curva de potência e torque obtida para mistura entre 50% E27 e 50% E100	53

Figura 28 - Curva de consumo específico de combustível e emissão de NOx para mistura entre 50% E27 e 50% E100	53
Figura 29 - Curva de potência e torque obtida para mistura entre 25% E27 e 75% E100	54
Figura 30 - Curva de consumo específico de combustível e emissão de NOx para mistura entre 25% E27 e 75% E100	55
Figura 31 - Comparativo da potência simulada em relação a mistura de combustível.....	56
Figura 32 - Comparativo do torque simulado em relação a mistura de combustível	57
Figura 33 - Comparativo do consumo específico simulado em relação a mistura de combustível	58
Figura 34 - Comparativo da emissão de NOx simulada em relação a mistura de combustível..	59
Figura 35 - Comparativo da eficiência térmica simulada em relação a mistura de combustível	59
Figura 36 - Comparativo do consumo específico de combustível ajustado com o preço.....	60
Figura 37 - Relação volumétrica ideal entre o custo do etanol sobre o custo da gasolina.....	61

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros das substâncias contidas nos combustíveis comerciais	35
Tabela 2 - Parâmetros dos Combustíveis da Aplicação.....	36
Tabela 3 - Relação entre rotação e avanço de ignição para E100.....	41
Tabela 4 - Relação entre rotação e avanço de ignição para E27.....	48
Tabela 5 - Parâmetros do Combustível E27	48
Tabela 6 - Relação entre rotação e avanço de ignição para 75% E27 e 25% E100.....	50
Tabela 7 - Parâmetros da mistura de 75% E27 e 25% E100	51
Tabela 8 - Relação entre rotação e avanço de ignição para 50% E27 e 50% E100.....	52
Tabela 9 - Parâmetros da mistura de 50% E27 e 50% E100	52
Tabela 10 - Relação entre rotação e avanço de ignição para 25% E27 e 75% E100.....	54
Tabela 11 - Parâmetros da mistura de 25% E27 e 75% E100	54

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

2T	Dois tempos
4T	Quatro tempos
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
PCI	Poder calorífico inferior
PCS	Poder calorífico superior
E27	Gasolina C
PNA	Programa nacional do álcool
AEHC	Álcool etílico hidratado combustível
AEAC	Álcool etílico anídrico combustível
MIF	Motor de ignição por faísca
AC	Ar combustível
E100+	Etanol anidro
E100	Etanol comercial (95,1% de etanol e 4,9% de água)
E27	Gasolina com 27% de etanol anidro
E25	Gasolina com 25% de etanol anidro
E0	Gasolina A
CE	Consumo específico
PME	Pressão média efetiva
GEE	Gases de efeito estufa

SÍMBOLOS

η	Eficiência
η_c	Eficiência da combustão
Q	Quantidade de calor produzido
PC	Poder calorífico do combustível da combustão
η_t	Eficiência térmica
W	Potência de saída do motor
\dot{m}	Vazão mássica de combustível
η_R	Número de revolução do motor por ciclo
V_d	Volume do cilindro do motor
N	Número de revoluções do motor
ϕ	Razão ar combustível
M_c	Massa de combustível
M_a	Massa de ar
\$	Custo
ρ	Densidade
R ²	Coefficiente de determinação

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	15
1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS	15
1.2 JUSTIFICATIVA	15
1.3 OBJETIVOS	16
1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO	16
2. REVISÃO DA LITERATURA E ESTADO DA ARTE.....	18
2.1 MOTOR CICLO OTTO	18
2.2 COMBUSTÍVEIS.....	19
2.3 HISTÓRICO DO MOTOR FLEX	23
2.4 FUNCIONAMENTO DO MOTOR FLEX	25
2.5 EFICIÊNCIA DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	26
2.6 EFICIÊNCIA TERMICA E CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL	27
2.7 PRESSÃO MÉDIA EFETIVA.....	28
2.8 TAXA DE COMPRESSÃO	29
2.9 MISTURA AR COMBUSTÍVEL	29
2.10 ESTADO DA ARTE	30
3. METODOLOGIA.....	32
3.1 SOFTWARE DIESEL RK	32
3.2 AJUSTE DO SOFTWARE PARA ESTUDO DE CASO	33
3.3 COLETA DE DADOS.....	33
3.3.1 PARÂMETROS DO MOTOR.....	33
3.3.2 PARÂMETROS DOS COMBUSTÍVEIS.....	35
3.4 PARÂMETROS UTILIZADOS.....	36
3.5 PROGRAMAÇÃO NO SOFTWARE	36
3.6 AVANÇO DE IGNIÇÃO	40
3.7 DESCRIÇÃO DO PROTOCOLO DE PESQUISA.....	41
3.8 CONSUMO DE COMBUSTÍVEL EM RELAÇÃO AO PREÇO	42
4. RESULTADOS	44

4.1	AVALIAÇÃO DA APLICAÇÃO DO SOFTWARE	44
4.2	FUNCIONAMENTO COM GASOLINA E27	48
4.3	FUNCIONAMENTO COM ETANOL E100.....	49
4.4	FUNCIONAMENTO COM 75% E27 E 25% E100.....	50
4.5	FUNCIONAMENTO COM 50% E27 E 50% E100.....	52
4.6	FUNCIONAMENTO COM 25% E27 E 75% E100.....	54
5.	DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	56
5.1	POTÊNCIA.....	56
5.2	TORQUE.....	57
5.3	CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL	57
5.4	EMIÇÃO DE POLUENTES	58
5.5	EFICIÊNCIA TÉRMICA	59
5.6	CONSUMO DE COMBUSTÍVEL	60
6.	CONCLUSÕES.....	62
6.1	CONSIDERAÇÕES FINAIS	62
6.2	CONTRIBUIÇÃO DO TRABALHO	63
6.3	RECOMENDAÇÕES.....	64
	REFERÊNCIAS.....	65
	APÊNDICE A – Resultado completo da simulação com maior potência	67
	APÊNDICE B – Resultado completo da simulação com maior torque	69
	APÊNDICE C – Resultado completo da simulação com menor consumo específico	71
	APÊNDICE D – Resultado completo da simulação com menor emissão de NOx	73
	APÊNDICE E – Resultado completo da simulação com maior eficiência térmica.....	75
	ANEXO A – Termo de autenticidade	77

1. INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Os motores *flex fuel* são oriundos de uma tecnologia relativamente nova no âmbito da ciência. No Brasil, o primeiro veículo portando esse tipo de motor foi fabricado no ano de 2003, sendo que anteriormente a essa data, a frota brasileira de veículos automotores era de veículos operantes exclusivamente a um combustível.

Um dos desafios da alternativa flex é a redução de emissões veiculares de compostos que contribuem para a poluição da troposfera. Além disso, um grande desafio desta alternativa é a sua eficiência, já que não opera na faixa de ótimo desempenho para nenhum dos combustíveis, mas sim, em uma faixa comum à ambos.

Essa tecnologia é bastante difundida dentre a população, porém, algumas dúvidas em relação ao seu funcionamento quando comparado a um motor movido exclusivamente a um combustível, ainda são pertinentes.

1.2 JUSTIFICATIVA

Relevância científica:

Esta pesquisa acrescentará no âmbito científico no que diz respeito ao uso de forma ideal dos motores, tendo noção qual a formulação ideal da fonte de energia específica para cada motor. Assim possibilitará redução de emissões degradadoras ao meio ambiente. Como também na disponibilização de dados técnicos acerca das misturas de combustíveis utilizadas.

Relevância social:

Sabendo qual o melhor custo-benefício entre os combustíveis, os consumidores têm mais liberdade para escolher com consciência o que cabe melhor em seus orçamentos. Para os países de uma maneira geral, é interessante o uso do motor flex, pois estes não ficam reféns às variações de preços do mercado. Além disso, com a possibilidade de redução dos gases poluentes oriundos da combustão, garantimos uma atmosfera mais pura.

Viabilidade:

Com base nas relevâncias citadas anteriormente, e num estudo aprofundado da questão, espera-se ter informações o suficiente para poder concluir se a alternativa do motor de combustão interna do tipo flex é o mais viável, quais suas reais vantagens e desvantagens no

senário brasileiro e mundial. E se verificado que é viável esta solução, visa-se a elaboração de uma proporção ideal de gasolina e etanol para maximizar seus parâmetros.

1.3 OBJETIVOS

Objetivo Geral:

Avaliar a combustão, a emissão de poluentes, a potência e torque do motor, consumo de combustível e a eficiência dos motores de ignição por faísca, utilizando gasolina, etanol e misturas destas, em proporções comercialmente distribuídas no Brasil e também outras proporções.

Objetivos Específicos:

Propor soluções alternativas para os veículos, para otimizar o funcionamento, de acordo com os resultados decorrentes do objetivo principal.

Disponibilizar dados confiáveis acerca do avanço de ignição da faísca que ocorre no motor para cada combustível estudado bem como os parâmetros técnicos das misturas em questão.

Levantar dados de emissão de poluentes, torque e potência do motor avaliado com as diferentes misturas de combustíveis. Além de estudar a eficiência energética, consumo específico de combustível e desempenho para as mesmas condições.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

O atual capítulo aborda as considerações iniciais a respeito do tema deste trabalho, ou seja, apresenta a proposta de trabalho, delimitando o tema. Traz informações de como ele pode contribuir no âmbito acadêmico e também social.

O capítulo dois aborda a revisão da literatura para aprofundar nos conhecimentos necessários para fazer o que fora proposto no capítulo anterior. Além disso, também faz uma abordagem de quão avançado estamos no momento em relação ao tema, analisando as contribuições já expressas sobre o assunto.

A partir da revisão dos trabalhos clássicos e atuais, torna-se possível identificar – no capítulo três – em quais pontos uma pesquisa mais profunda seria benéfica. E, além de contextualizar o software a ser utilizado nas análises, este capítulo também tem como objetivo apresentar a metodologia aplicada no estudo, bem como parametrizar o software para o motor

em questão a partir da comparação dos resultados obtidos no mesmo em relação aos valores referência disponibilizado pelo fabricante do motor.

No capítulo seguinte se encontra o centro desde trabalho, onde se avalia o desempenho do motor, no que diz respeito a algumas grandezas como: torque, potência, consumo e emissão de poluentes, quando funcionando com diferentes concentrações de combustível.

O capítulo cinco tem como objetivo apresentar, de uma forma mais didática, os resultados adquiridos no tópico anterior, mostrando-os de forma compilada, simples e direta, evidenciando assim as comparações e respostas a serem retiradas de tais análises, discutindo-as.

No capítulo seis, abordo de maneira sucinta as considerações finais a respeito dos resultados desse trabalho e também em que âmbito esse trabalho contribui para o meio científico-acadêmico e social. Contudo, ponho-me na posição de sugerir trabalhos futuros relacionados com esse tema.

2. REVISÃO DA LITERATURA E ESTADO DA ARTE

Neste capítulo, será tratada a teoria por trás dos motores a combustão interna. Além de abordar como é possível um motor que funciona com dois tipos de combustíveis distintos, bem como do seu histórico no Brasil e no mundo.

Também será abordado o contexto histórico em que estava inserido quando essa tecnologia foi criada, implementada e então consolidada em larga produção industrial, além de uma abordagem teórica dos principais termos relacionados a motores e suas eficiências.

2.1 MOTOR CICLO OTTO

Os motores de combustão interna surgiram no século XIX e hoje possuem grande aceitação mundial, sendo a principal fonte de energia dos automóveis. Essas máquinas têm como objetivo transformar a energia proveniente da reação química dos combustíveis em trabalho mecânico. (GADELHA, Nayana. 2016)

Existem diversos modelos e ciclos termodinâmicos que operam em motores a combustão interna, dentre eles destaca-se o ciclo de funcionamento Otto, que foi implementado com sucesso pelo engenheiro alemão Nikolaus August Otto em 1876. Hoje, funcionando com mais de um tipo de combustível, os motores com ciclo termodinâmico Otto, também denominados por motores de combustão por faísca (MIF), são utilizados na imensa maioria dos carros de passeios e motocicletas do mundo. (BRUNETTI, Franco. 2012)

O ciclo mecânico passa por quatro estágios: admissão, compressão, expansão e exaustão. E pode funcionar com 2T (dois tempos), que correspondem a uma rotação por ciclo; ou 4T (quatro tempos), que correspondem a duas rotações para completar o mesmo ciclo. A explicação a seguir refere-se a um motor 4T, visto que este é o mais usual nos veículos automotores atualmente.

Começando com o pistão localizado no PMS (ponto morto superior), é aberta a válvula de admissão e mantém-se a válvula de escape fechada, o pistão se desloca do PMS para o ponto morto inferior (PMI), causando depressão no cilindro e realizando assim a sucção do combustível para câmara de combustão pela válvula de admissão. A esse passeio do êmbolo é chamado admissão.

Com a mistura ar combustível na câmara de combustão e as válvulas fechadas, o pistão desloca-se do PMS realizando a compressão da mistura até o PMS. Esse passeio do êmbolo é chamado tempo de compressão do ciclo.

Neste momento é inflada pela vela de ignição a faísca, que tem por objetivo iniciar a combustão da mistura comprimida ocasionando uma explosão no PMS. Essa explosão tem por objetivo gerar energia suficiente para aumentar a pressão da mistura, que devido à expansão dos gases provenientes da reação deslocam o pistão para o PMI. Este tempo do ciclo é chamado de expansão. Ele é conhecido como o tempo útil, por ser nesse tempo que efetivamente se produz trabalho que impulsiona o pistão por todos os outros três tempos.

Com o pistão no PMI, é aberta a válvula de escape, que servirá como local para exaustão dos gases provenientes da combustão. Quando o êmbolo deslocar o pistão para o PMS, esse expulsa esses gases, tal fase é conhecida como exaustão. Então essa válvula se fecha e a válvula de admissão se abre, dando assim início ao ciclo novamente.

Segue na Figura 1 uma representação dos estágios do motor.

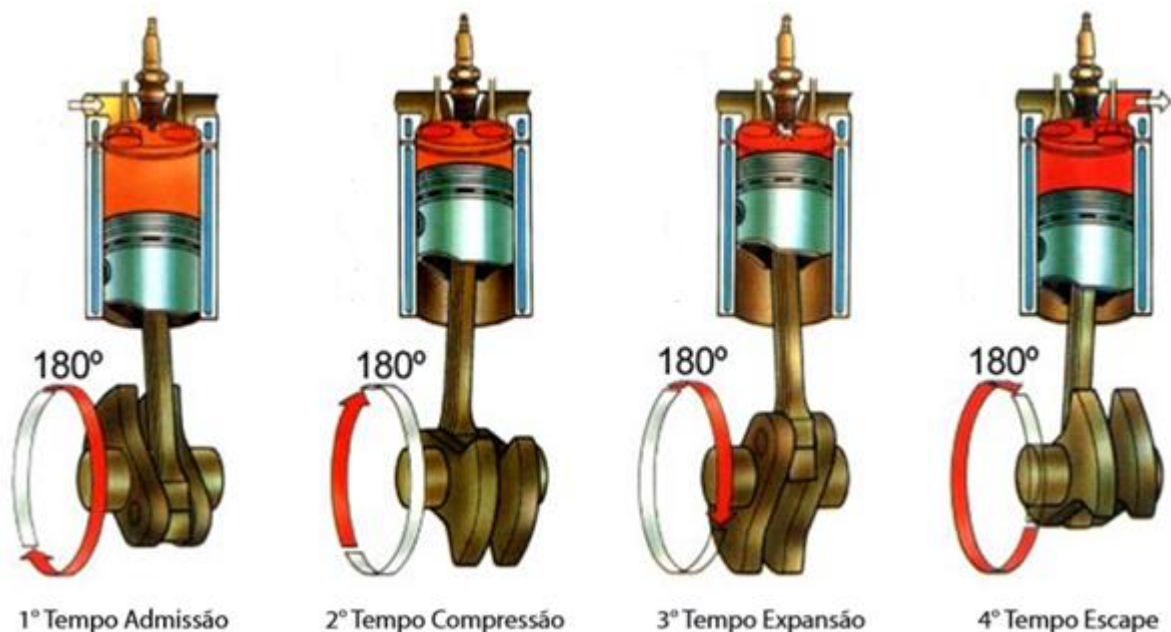


Figura 1 - Os quatro tempos do motor alternativo
Fonte: Adaptado de BRUNETTI, Franco, 2012

2.2 COMBUSTÍVEIS

Segundo Owen e Coley (1995), o efeito do combustível no funcionamento do motor afeta diretamente os outros parâmetros de projetos de motores, como a reação de combustão,

desempenho, rendimento, funcionamento e emissões serão diferentes para cada um dos combustíveis utilizados.

Se tratando de motores ciclo Otto, os principais combustíveis adotados em seu funcionamento são a gasolina, o etanol combustível e o gás natural. Neste estudo iremos abordar mais a fundo a gasolina e o etanol, pois estes representam as misturas ocorridas nos motores *flex fuel*.

As propriedades do combustível influenciam nas características de funcionamento do motor, e é por isso que iremos aprofundar no assunto. Entre as principais propriedades, estão: Poder calorífico, octanagem, temperatura de ignição e densidade.

Como a maioria dos combustíveis são misturas de hidrocarbonetos, o hidrogênio presente no combustível, forma água quando queimado. Dependendo da água presente nos produtos da combustão estar no estado líquido ou no estado vapor, o poder calorífico apresentará valores diferentes. É denominado poder calorífico inferior, PCI, quando a água é liberada sob a forma de vapor e poder calorífico superior, ou PCS, quando a água dos gases de combustão é completamente condensada; nesse caso, o calor da vaporização também é recuperado. (CARVALHO, Márcio. 2011)

O número de octanagem do combustível representa a resistência deste em relação a autoignição, ou seja, iniciar a combustão antes mesmo da centelha dada pela vela do motor. Esse fenômeno gera as famosas “batidas de pino” do motor.

A gasolina é o principal combustível da matriz energética brasileira, derivada do petróleo, a gasolina possui uma união de hidrocarbonetos com mais de uma centena de compostos químicos diferentes. A fórmula química aproximada utilizada para generalizar a gasolina é o iso-octano, representado pela fórmula química C_8H_{18} .

Desde os anos setenta que o governo do Brasil deu início a adição de etanol na gasolina, tendo como fator motivador a crise do petróleo de 1973. Isso será melhor abordado na próxima sessão.

Atualmente a gasolina comercializada no Brasil (gasolina tipo C), e também denominada como E27, contém 73% de gasolina tipo A e 27% etanol anidro (sem água).

Já o etanol não depende do petróleo, este combustível depende apenas de fontes renováveis para sua produção. A octanagem do etanol supera a da gasolina, ou seja, um motor que funciona exclusivamente a etanol, poderia ter uma taxa de compressão maior em relação a um motor movido exclusivamente a gasolina, levando em conta a autoignição dos combustíveis. No entanto o etanol possui densidade energética inferior a da gasolina, isso

significa que a mesma quantidade em volume dos dois combustíveis, a gasolina realizaria mais ciclos.

No Brasil, o álcool combustível é utilizado de duas formas: álcool etílico anídrico combustível (AEAC) que é utilizado para adicionar a gasolina tipo A; e álcool etílico hidratado combustível (AEHC), este possui entre 95,1 a 96,0% de AEAC e o restante é água.

Esses parâmetros do combustível a respeito da percentagem, e com isso a variação dos demais parâmetros dos combustíveis de forma proporcional, serão setados no software de simulação para realização das análises pertinentes a cada combustível exclusivamente e suas misturas.

Para conhecimento da produção, venda, e utilização dos tipos de combustíveis no Brasil. Segue na Figura 2, um gráfico representando as vendas dos combustíveis ao longo dos anos no país, abrangendo o período de comercialização dos veículos flex.

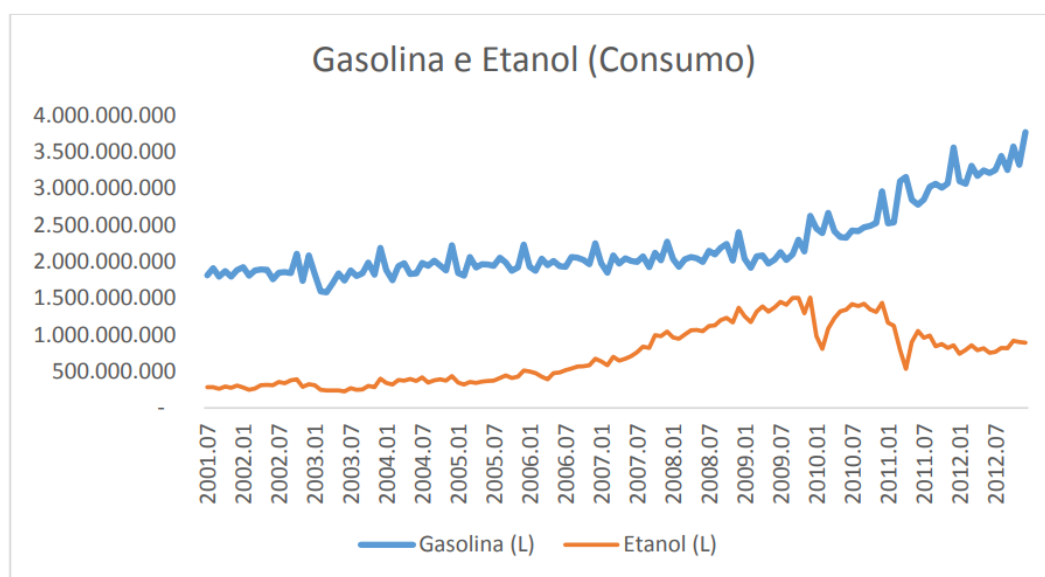


Figura 2 - Comparação da evolução do consumo da gasolina e etanol
Fonte: ANP, 2015

Nessa perspectiva, vale ressaltar um breve histórico da relação de preços entre os combustíveis estudados, bem como suas vendas nesse mesmo período. Por isso, segue na Figura 3 e 4 gráficos comparando o preço por litro de gasolina e de etanol, aplicado de logaritmo natural, para assim, evitar erros analíticos e minimizar o efeito de volatilidade que ocorre nesse cenário.

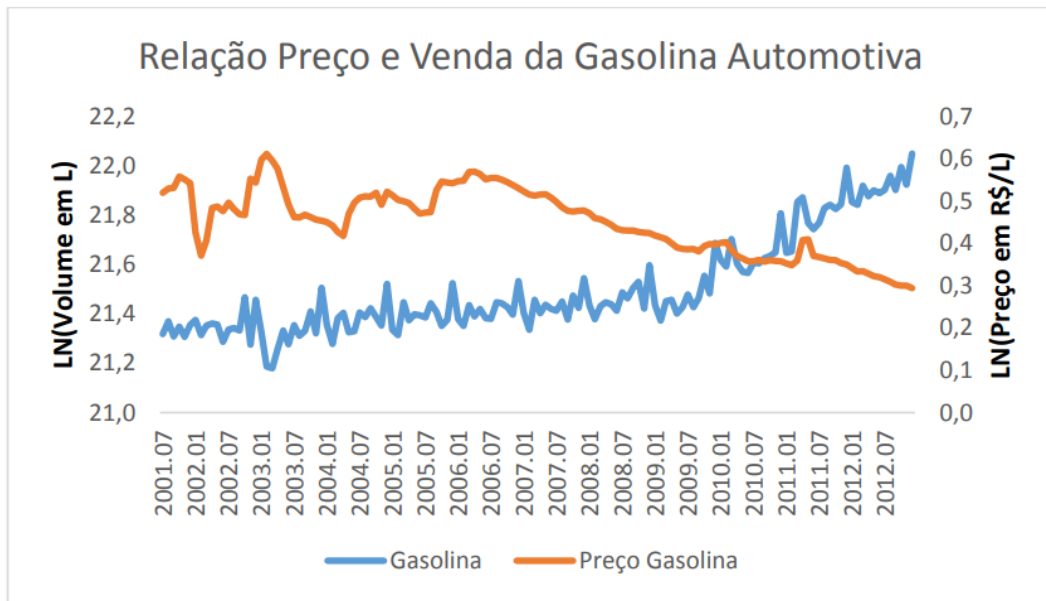


Figura 3 - Relação entre preço e venda da gasolina automotiva
Fonte: ANP, 2015

Uma análise similar a essa é demonstrada pela Figura 4, no que diz respeito ao etanol hidratado como combustível.

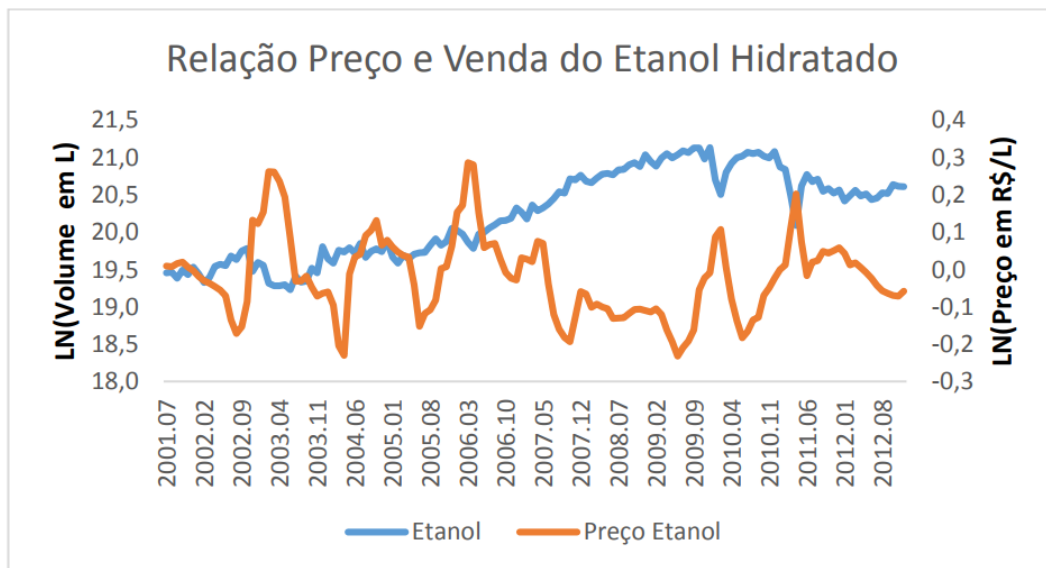


Figura 4 - Relação entre preço e venda do etanol hidratado
Fonte: ANP, 2015

A partir da análise desses gráficos, é possível identificar o comportamento tradicional referente a queda das vendas, nos períodos em que cada um dos combustíveis se encontrava mais caro que o outro.

Podemos observar ainda que a variação do preço da gasolina se comporta de forma mais regular do que o preço do etanol. Isso se dá devido ao fato da produtividade de açúcar, de tempos em tempos, compensar mais financeiramente do que a produção de combustível.

2.3 HISTÓRICO DO MOTOR FLEX

Em 1908, foi produzido e comercializado o primeiro veículo com motor flex do mundo. O automóvel possuía um carburador ajustável que permitia o uso tanto de gasolina como de etanol, bem como misturas de ambos. Porém ainda assim, manteve-se uma forte predominância dos motores funcionando exclusivamente a gasolina, visto que o preço do petróleo nesse período era baixo. Esse cenário se manteve até o ano de 1973 quando ocorreu a chamada crise do petróleo, que elevou o preço do barril e causou um desabastecimento de gasolina nos postos de combustíveis. (VAZZOLÉR, Luiz. 2014)

Essa crise alertou sobre os perigos da dependência do petróleo e assim surgiu uma nova oportunidade para o etanol como combustível. No Brasil, a primeira medida foi adicionar uma determinada porcentagem de álcool (etanol) na gasolina, essa porcentagem era e ainda é definida por lei, e hoje esse valor corresponde a 27% de etanol na gasolina, sendo conhecida como gasolina E27.

Em 1975, foi instituído pelo governo brasileiro o programa nacional do álcool – Proálcool ou PNA – onde o decreto 76.593 dizia:

“A produção do álcool oriundo da cana-de-açúcar, da mandioca ou de qualquer outro insumo será incentivada através da expansão da oferta de matérias-primas, com especial ênfase no aumento da produtividade agrícola, da modernização e ampliação das destilarias existentes e da instalação de novas” (BRASIL, 1975)

Por isso, tem-se um grande aumento da produção de sucroalcooleiros no país, em especial na produção de álcool combustível. A partir desta data, outra prática que se tornou comum dentre as oficinas brasileiras foi a alteração da taxa de compressão dos motores movidos exclusivamente a gasolina para que funcionem também com o etanol combustível. Essa questão foi de suma importância para a fixação do motor etanol e do seu combustível no mercado nacional.

Até que em julho de 1979, em resposta ao alto valor da gasolina, foi lançado o primeiro carro com motor movido exclusivamente a etanol: o Fiat 147. Essa iniciativa teve grande apoio estatal e em pouco tempo a frota desses veículos movidos a etanol puro, E100, era

da ordem de grandeza de nove milhões no fim dos anos 80. Foi quando seu uso começou a sofrer uma grande queda, devido à decolagem do preço do açúcar e escassez do E100. (VAZZOLÉR, Luiz. 2014)

O grande problema da produção de etanol no Brasil é a sua dependência do valor de compra do açúcar. Sendo assim, o produto mais rentável em cada período era o produzido pelas indústrias sucroalcooleiras. E, em meado dos anos de 1980, com a queda do preço da gasolina e aumento da rentabilidade da produção de açúcar, chegou a faltar álcool combustível nos postos de abastecimentos, o que aumentou a descrença da população com o Proálcool, que fora encerrado. Na virada para os anos de 1990, a gasolina já havia retomado seu posto de principal combustível automotivo do país. (VAZZOLÉR, Luiz. 2014)

Até o ano de 2003, os consumidores eram obrigados a abastecer seus automóveis com o combustível compatível com seu veículo. Foi quando a subsidiária brasileira Volkswagen produziu o primeiro veículo totalmente flex no Brasil: o Gol 1.6 Total Flex. Depois também foram surgindo veículos desse modo em outras montadoras. Essa solução teve imensa aceitação nacional.

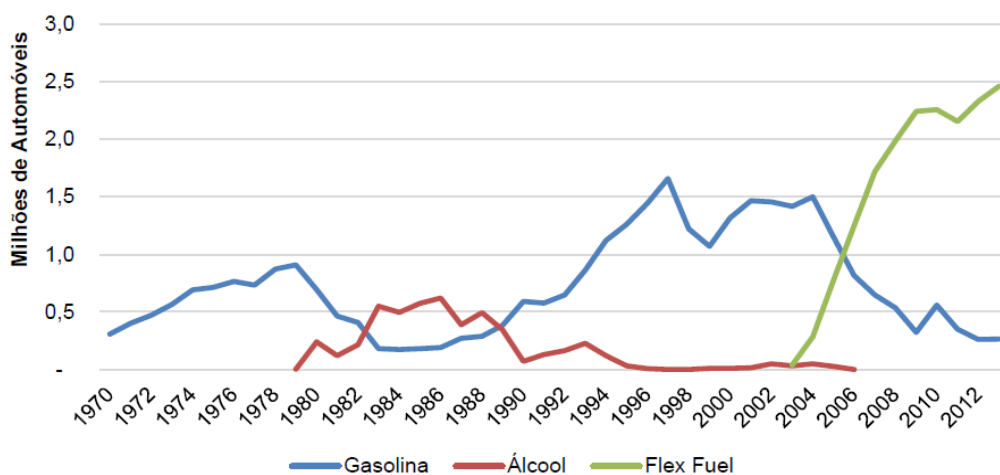


Figura 5 - Produção de automóveis por tipo de combustível
Fonte: Anuário Estatístico Anfavea 2014

A Figura 5 resume graficamente o histórico da frota brasileira de veículos automotores, destacando o surgimento do motor exclusivo a etanol com a linha vermelha, e o motor *flex fuel* com a linha verde.

2.4 FUNCIONAMENTO DO MOTOR FLEX

O desafio central dos motores *flex fuel* é lidar com diferentes combustíveis, que apresentam características físico-químicas distintas, mantendo o pleno funcionamento e sem aumentar a depreciação do motor.

Teoricamente, motores do ciclo Otto associam a eficiência energética do ciclo termodinâmico à maiores pressões no momento da combustão. Porém, para se ter uma pressão mais elevada neste momento, é preciso que o combustível tenha alta octanagem – resistência do combustível a detonação – caso contrário, haveria auto detonação dos combustíveis, gerando as famosas batidas de pino do motor e esse fenômeno diminuiria sua vida útil.

Para resolver esta questão, alternativas sofisticadas foram elaboradas, como deslocamento de virabrequim ou cabeçotes com ajustes variáveis e assim sendo possível um ajuste mais fino da taxa de compressão, variando de acordo com o combustível. Porém, a implementação de tais alternativas se esbarra na inviabilidade técnica e no alto custo.

A tecnologia *flex fuel* brasileira está baseada em taxa de compressão constante e na sonda que mede os gases provenientes da queima dos combustíveis, conhecida por sonda lambda, cuja função é medir a quantidade de oxigênio nos gases que passam pelos dutos de escape. Isso permite que os ajustes eletrônicos ocorram de modo rápido e eficaz, proporcionando ao motor funcionar mais próximo da curva ideal de consumo e rendimento, de acordo com a mistura de combustível presente no tanque (GATTI. 2011; NASCIMENTO et al. 2009b).

O sensor de oxigênio, denominado também “Sonda Lambda”, é o sensor responsável por identificar o combustível ou o percentual de mistura de cada combustível que está sendo queimado no motor, assim como, a proporção da mistura entre o ar e o combustível a cada instante. Através da pressão parcial contida nos gases de escapamento, esse sensor informa se a mistura está “rica”, excesso de combustível, ou “pobre”, escassa em combustível. (HEYWOOD, John. 1988).

Algumas modificações no funcionamento do motor são necessárias quando falamos da tecnologia *flex fuel*, visto que os combustíveis possuem características diferentes. A começar com a dosagem de combustível a ser injetada na câmara de combustão: a válvula de admissão tem de ficar aberta por tempos distintos, de acordo com o combustível no tanque, para assim regular a razão ar combustível.

Outro parâmetro a ser considerado é o avanço de ignição, ou seja, o momento exato de lançar a faísca sobre a mistura comprimida no cilindro. Este momento exato é peculiar a cada combustível e essa variação é controlada pela sonda lambda.

2.5 EFICIÊNCIA DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Segundo o dicionário, eficiência é a capacidade de realizar tarefas ou trabalhos de modo que haja o mínimo de desperdício. Sendo assim, eficiência energética, por definição, é a capacidade de produzir trabalho com o menor consumo de energia possível, neste caso, com a menor quantidade de combustível. De um modo geral, a expressão de eficiência pode ser escrita conforme a Equação 1.

$$\eta = \frac{\text{Resultado Desejado}}{\text{Fornecimento Necessário}} \quad (1)$$

Onde,

- η representa a eficiência;
- Resultado Desejado é a potência de saída do motor;
- Fornecimento Necessário é a própria quantidade de combustível queimado.

Essa forma de contabilizar a eficiência é muito abrangente em equipamentos e máquinas que utilizam o processo de combustão, ou seja, reação química que ocorre a queima de algum material e assim produz calor, utiliza-se o termo de eficiência da combustão, que de acordo com ÇENGEL e BOLES (2006) se dá da forma representada pela Equação 2.

$$\eta_c = \frac{Q}{PC} \quad (2)$$

Onde,

- η_c representa a eficiência da combustão;
- Q é a quantidade de calor produzido;
- PC é o poder calorífico inferior do combustível.

Outra forma também existente de se contabilizar eficiência em motores a combustão interna é a eficiência térmica, e, como as outras definições de eficiência, essa também segue o mesmo padrão de energia útil pela energia necessária para produzi-la. Porém, neste caso, é uma razão entre a potência gerada na saída do motor e a quantidade de combustível que entrou no mesmo, considerando as peculiaridades de cada combustível através do poder calorífico. Segue a Equação 3, de acordo com Heywood (1988).

$$\eta_t = \frac{W}{PC \cdot \dot{m}} \quad (3)$$

Onde,

- η_t representa a eficiência térmica;
- W é a potência de saída do motor;
- PC é o poder calorífico inferior do combustível;
- \dot{m} é a vazão mássica de combustível.

Para analisar a eficiência térmica dos motores a combustão interna não se pode desconsiderar a influência do tipo de combustível utilizado para a queima. A eficiência é alterada de acordo com as propriedades e constituição química de cada combustível, assim como outros aspectos de funcionamento do motor.

2.6 EFICIÊNCIA TÉRMICA E CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL

Para poder fazer comparações no funcionamento dos motores de combustão interna em relação ao combustível utilizado, é necessário entender o conceito de consumo específico de combustível.

Consumo específico de combustível é a vazão mássica de combustível necessária para gerar uma unidade de trabalho produzido. De acordo com Heywood (1988), esta medida representa a eficiência do motor em relação ao seu insumo, como apresentado na Equação 4.

$$CE = \frac{\dot{m}}{W} \quad (4)$$

Onde,

- CE representa o consumo específico;
- W é a potência de saída do motor;
- \dot{m} é a vazão mássica de combustível.

Utilizando as Equações 3 e 4 mostradas anteriormente, chegamos a Equação 5, que associa o consumo específico de combustível e o poder calorífico com a eficiência térmica do motor.

$$\eta_t = \frac{1}{CE.PC} \quad (5)$$

Onde,

- η_t representa a eficiência térmica do motor;
- CE representa o consumo específico;
- PC é o poder calorífico inferior do combustível.

2.7 PRESSÃO MÉDIA EFETIVA

A pressão média efetiva (PME) é uma pressão “fictícia” que, de maneira geral, em motores está ligada diretamente ao torque que o mesmo desenvolve sobre o virabrequim. A PME também pode ser definida como o trabalho efetuado por quantidade de volume percorrido pelo pistão. Sendo assim podemos escrever a Equação 6.

$$PME = \frac{W.n_R}{V_d.N} \quad (6)$$

Onde,

- W representa o trabalho gerado pelo motor;
- n_R representa o número de revolução do motor por ciclo;

- V_d é o volume do cilindro do motor;
- N é o número de revoluções do motor.

2.8 TAXA DE COMPRESSÃO

Relação volumétrica – ou taxa de compressão – é a relação entre o volume total (V_1), quando o pistão se encontra no PMI, e o volume morto (V_2), quando o pistão se encontra no PMS, e representa em quantas vezes V_1 é reduzido. Nos MIFs, a taxa de compressão não pode ser muito elevada, visto que a ignição deve ser dada pela faísca lançada pela vela e assim evitar a ocorrência de autoignição antes deste momento. (BRUNETTI, Franco. 2012)

A Figura 6 a seguir traz uma comparação da taxa de compressão de motores das principais montadoras situadas no Brasil.

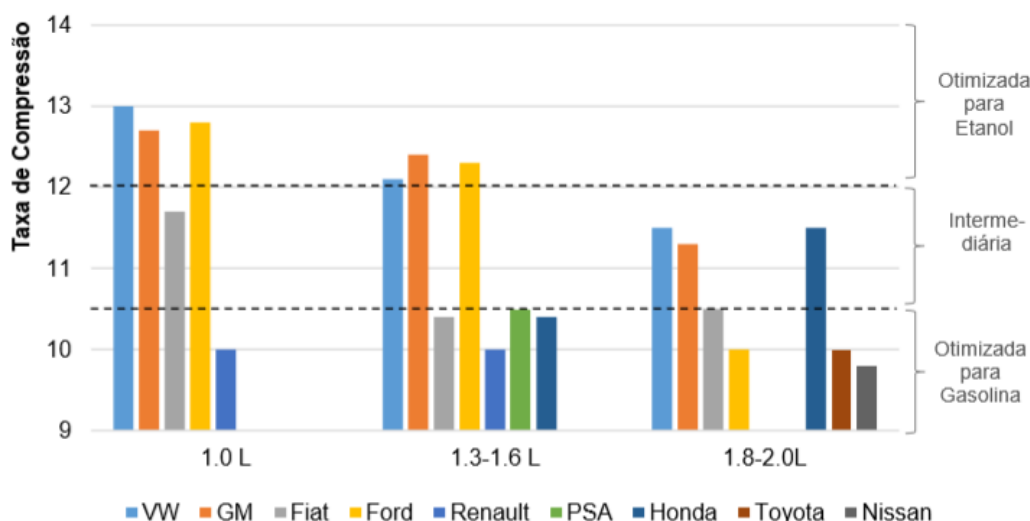
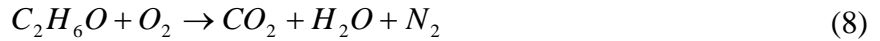
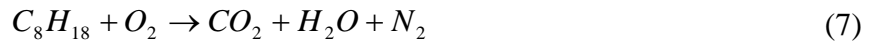


Figura 6 - Comparação das taxas de Compressão das montadoras no Brasil
Fonte: Nascimento et al. (2010).

2.9 MISTURA AR COMBUSTÍVEL

A mistura de ar e combustível em motores tem que ser de tal forma que disponibilize a maior potência com a menor quantidade de combustível, diminuindo assim o consumo específico de combustível.

A perfeita mistura entre ar e combustível (AC) é chamada de mistura estequiométrica e pode ser representada pelas equações químicas genéricas para gasolina e etanol, conforme as Equações 7 e 8, respectivamente.



De acordo com BRUNETT (2012), a relação AC admitida dentro do motor pode ser expressa pela razão entre a massa de combustível e a massa de ar real, pelo mesmo valor estequiométrico, da seguinte forma:

$$\phi = \frac{\left[\frac{M_c}{M_a} \right]_{real}}{\left[\frac{M_c}{M_a} \right]_{esteq}} \quad (9)$$

Onde,

- ϕ representa a relação ar combustível;
- M_c representa a massa de combustível;
- M_a representa a massa de ar.

Na realidade, a maioria dos motores não trabalham com essa relação estequiométrica, $\phi = 1$. Geralmente eles trabalham em regime de mistura rica, ou seja, mais combustível do que estipula a reação estequiométrica, $\phi > 1$. Já a mistura tida como pobre, representa uma mistura com carência de combustível, ou seja, $\phi < 1$.

2.10 ESTADO DA ARTE

Segundo um estudo realizado por Marcela Tartaglia Reis (2016) a respeito do consumo de combustíveis líquidos e suas respectivas emissões no setor de transporte no Brasil, concluiu-se que a utilização de etanol combustível por parte dos motores *flex fuel* é capaz de reduzir as emissões de gases de efeito estufa (GEE). Os biocombustíveis são uma solução de curto prazo para diminuir as emissões de dióxido de carbono e reduzir a dependência do Brasil dos derivados de petróleo.

Também na Escola Politécnica do Rio de Janeiro, Rafael Teixeira Chaves (2013), liderou um estudo a respeito do uso das misturas de etanol hidratado e gasolinas automotivas em um motor flex. Foi obtido como resultado que a adição de AEHC nas gasolinas utilizadas proporciona um aumento do consumo absoluto de combustível.

Tadeu Cavalcante Melo (2012), obteve como conclusão que a adição de etanol proporciona calibração nos motores para maiores torques sem a ocorrência da autoignição e também permite o uso de maiores ângulos de avanço, conforme verificado também por BAÊTA (2006) e por MELO et al. (2007). Como consequência disso, também constatou aumento das pressões máximas dos cilindros. Assim como CHAVES (2013), Melo também constatou o aumento do consumo específico de combustível quando houve adição de etanol nos combustíveis. Já o parâmetro ϕ foi o parâmetro de entrada que mais teve influência nos dados de saída do software de simulação utilizado em seu trabalho.

Em um trabalho desenvolvido por Marcio Carvalho em 2011 que avaliou um MCI ciclo Otto utilizando diferentes combustíveis, constatou-se que o combustível que proporcionou os maiores valores de torque e potência ao motor foi o AEAC. Nas misturas com a gasolina, houve também aumento dos resultados de desempenho e eficiência conforme se aumentava o percentual de AEAC. De uma maneira geral, esse trabalho destacou o álcool combustível, tanto pelos bons resultados de desempenho e eficiência, como do ponto de vista ambiental, por ser provindo da biomassa, sendo sua fonte de origem considerada renovável e parte das emissões de CO₂ capturadas nos vegetais que dão origem ao combustível. (CARVALHO, Márcio. 2011)

Nayara de Freitas Gadelha (2016), em seu artigo a respeito da eficiência técnico-econômica dos combustíveis em motores ciclo Otto, conclui que o etanol ganha maior destaque nos quesitos potência e desempenho quando comparado à gasolina, embora este seja o combustível que melhor satisfaz o quesito técnico-econômico, tendo em vista que, apesar de obter o maior preço em relação ao etanol, ela detém o menor consumo. (GADELHA, Nayara. 2016)

3. METODOLOGIA

Este trabalho se propõe a estudar o desempenho dos motores a combustão interna que funcionam com dois combustíveis distintos, popularmente chamados de motores flex. Tal estudo visa comparar o funcionamento de um motor flex ao utilizar apenas um dos seus combustíveis – gasolina ou etanol – em relação aos motores que suportam apenas um tipo de combustível.

Para isso, foi utilizado um software para modelar computacionalmente um motor dessa categoria. Com isso, serão realizadas simulações variando unicamente o combustível de modo a obter as respostas esperadas.

3.1 SOFTWARE DIESEL RK

Diesel-RK é um software de desenvolvimento russo, que tem por objetivo realizar simulações de motores termodinâmicos de ciclo completo. Foi projetado para simular e otimizar processos de trabalho de motores de combustão interna de dois e quatro tempos para qualquer configuração, operação e modo de funcionamento.

Inicialmente desenvolvido para análises em motores de ignição espontânea, os MIEs, o software também realiza, atualmente, simulações de motores a gasolina, biocombustíveis, como o etanol, e também motores de combustíveis duplos.

Dentre suas aplicações mais representativas estão: previsão e otimização do consumo de combustível; curva de torque e outras previsões de desempenho do motor; análises de combustão e emissões.

As principais características do Diesel-RK são semelhantes aos principais softwares de simulações de motores existentes, no entanto, juntamente com as habilidades convencionais, este software também apresenta alguns novos recursos.

Além do modelo de Wiebe, este software utiliza o modelo RK, um método de modelagem desenvolvido entre os anos de 1990 e 1994, sendo posteriormente complementado pelo Dr. Andrey Kuleshov, um dos criadores da ferramenta. Este modelo simula a formação da mistura e a combustão tendo em conta: que qualquer forma de geométrica pode ser especificada e guardada na base de dados do cilindro; variadas localizações e direções do pulverizador; direção do spray na câmara de combustão; dinâmica da evolução do mesmo; setagem das

propriedades dos combustíveis, incluindo biocombustíveis e misturas; forma do perfil de injeção; interações entre o combustível e o ar da câmara e as paredes da mesma.¹

3.2 AJUSTE DO SOFTWARE PARA ESTUDO DE CASO

Para garantir as corretas analogias representadas no corpo deste trabalho é de suma importância a validação do software utilizado também operando com motores ciclo Otto. Com essa análise espera-se obter resultados simulados condizentes com dados reais obtidos experimentalmente e divulgado pelos fabricantes de motores.

Com isso pode-se inferir o grau de confiabilidade do estudo realizado e assim ficar mais confortável para expor tais resultados bem como propor melhorias nos métodos atuais e valores divulgados.

3.3 COLETA DE DADOS

Muito importante para garantir a eficácia das simulações e de todas as posteriores análises, é a correta obtenção dos parâmetros dos combustíveis comercializados. Para isso a coleta de dados a respeito das substâncias no item 3.3.2 se dá de forma essencial.

3.3.1 Parâmetros do motor

O motor utilizado para a validação do software, bem como para as análises apresentadas neste trabalho é de um carro popular no Brasil. A linha Sandero e Logan 2013 que utiliza o motor da versão K7M de oito válvulas e foi o escolhido para o estudo.

Este motor também tem em sua especificação técnica: possuir 4 tempos de funcionamento com 4 cilindros transversais em linha; sendo seu diâmetro de 79,5 mm e curso de 80,5 mm, totalizando 1598 cm³ de cilindrada; comando de válvulas no cabeçote; correia dentada, bloco de ferro fundido e cabeçote de alumínio.

Funciona a uma taxa de compressão de 12:1 e a formação da mistura é realizada via injeção eletrônica sequencial. O motor 1.6 cilindradas, com 8 válvulas da Renault é denominado comercialmente por Hi-Power e segue ilustração na Figura 7 a seguir.

¹ (www.diesel-rk.bmstu.ru/Eng. Acesso em 30/04/2017)



Figura 7 - Motor 1.6 8V Hi-Power
Fonte: www.autoentusiastasclassic.com.br

A curva característica de potência e de torque para esse motor, num intervalo de 1000 rpm à 6000 rpm com funcionamento a etanol E100 comercializado no Brasil e a gasolina E25, de onde é possível observar os valores de máximo torque e potência, pode ser observado pela Figura 8.

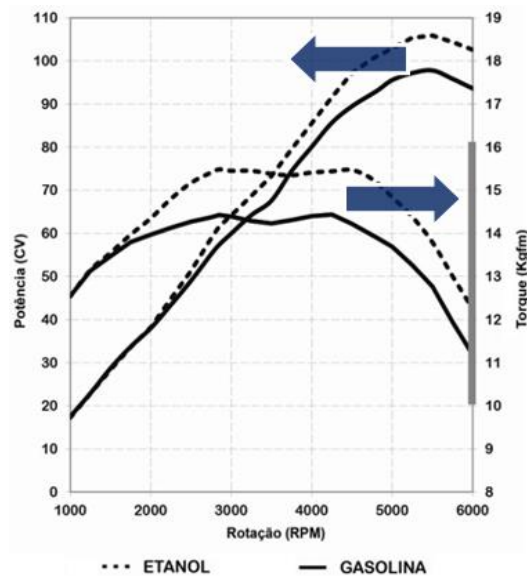


Figura 8 - Curva característica do motor 1.6 8V Hi-Power
Fonte: www.renault.com.br, adaptado.

De acordo com o fabricante, tanto a máxima potência, quanto o maior torque são obtidos com o motor funcionando a etanol combustível, e esses valores correspondem a 106 cv a 5550 rpm e 15,5 mkgf a 2850 rpm respectivamente.

Esses valores com o motor funcionando exclusivamente a gasolina E25 equivalem a 98 cv de potência a 5550 rpm e 14,5 mkgf de torque a 2850 rpm.

3.3.2 Parâmetros dos combustíveis

Para realizar a simulação é preciso além de dados confiáveis a respeito do motor, também de dados específicos e bastante peculiares a respeito dos combustíveis a serem injetados na câmara de combustão.

Recorrendo a literatura, a sites de automobilismo, bem como site de fabricantes de combustíveis, tornou-se possível a elaboração da Tabela 1 de parâmetros, tanto para a gasolina, o etanol e a água pura.

Tabela 1 - Parâmetros das substâncias contidas nos combustíveis comerciais

Parâmetro	Gasolina A	Etanol Anídrico	Água
Formula química	C_8H_{18}	C_2H_6O	H_2O
Fração mássica de carbono	0,842	0,521	0
Fração mássica de hidrogênio	0,158	0,130	0,111
Fração mássica de oxigênio	0	0,349	0,889
Poder calorífico	46 MJ/Kg	29 MJ/Kg	2,27 MJ/Kg
Densidade	720 Kg/m ³	799 Kg/m ³	1000 Kg/m ³
Calor específico de vaporização	230 KJ/Kg	837,36 KJ/Kg	2261 KJ/Kg
Capacidade térmica	2500 J/(Kg.K)	2511,6 J/(Kg.K)	4186 J/(Kg.K)
Massa molecular	114	46	18

Fonte: Diversas²

²<http://www.world-nuclear.org/information-library/facts-and-figures/heat-values-of-various-fuels.aspx>

http://www.if.ufrj.br/~bertu/fis2/hidrostatica/tabela_LIQ.html

<http://www.ambiental.ufpr.br/wp-content/uploads/2015/06/Apêndice-A.pdf>

<https://def.fe.up.pt/fisica3/termodinamica2/index.html>

A gasolina é uma mistura de hidrocarbonetos, que pode ser aproximada satisfatoriamente de acordo com a fórmula química apresentada na Tabela 1. Vale lembrar que, devido a dificuldade da obtenção destes parâmetros na literatura, foram utilizadas algumas aproximações e contas de interpolação linear em alguns parâmetros, com base nos valores adquiridos da literatura atual.

3.4 PARÂMETROS UTILIZADOS

Os parâmetros acima referidos não podem ser diretamente aplicados no software. Para isso devemos aplicar o conceito de interpolação linear para então obtermos os dados dos combustíveis utilizados a serem empregados como input de entrada no software de simulação.

Utilizando então interpolação linear, podemos montar a seguinte Tabela 2 com os parâmetros referente a gasolina E25 e ao etanol E100, combustíveis estes utilizados para a validação, visto que é com base nesses combustíveis que temos dados do fabricante em relação a potência e torque.

Tabela 2 - Parâmetros dos Combustíveis da Aplicação

Parâmetro	Gasolina E25	Etanol E100
Formula química	-	-
Fração mássica de carbono	0,788	0,512
Fração mássica de hidrogênio	0,152	0,130
Fração mássica de oxigênio	0,040	0,358
Poder calorífico	40,25 MJ/Kg	27,7 MJ/Kg
Densidade	737,25 Kg/m ³	808,7 Kg/m ³
Calor específico de vaporização	381,84 KJ/Kg	907,11 KJ/Kg
Capacidade térmica	2503 J/(Kg.K)	2593,65 J/(Kg.K)
Massa molecular	99	44,63

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

3.5 PROGRAMAÇÃO NO SOFTWARE

Ao abrir o programa, são pedidos alguns parâmetros que previamente foram obtidos através de pesquisas relacionadas. A primeira tela solicitando alguma de tais informações de

entrada é mostrada na Figura 9 a seguir, onde é preciso informar qual o ciclo de trabalho, o método de ignição e tipo de combustível.

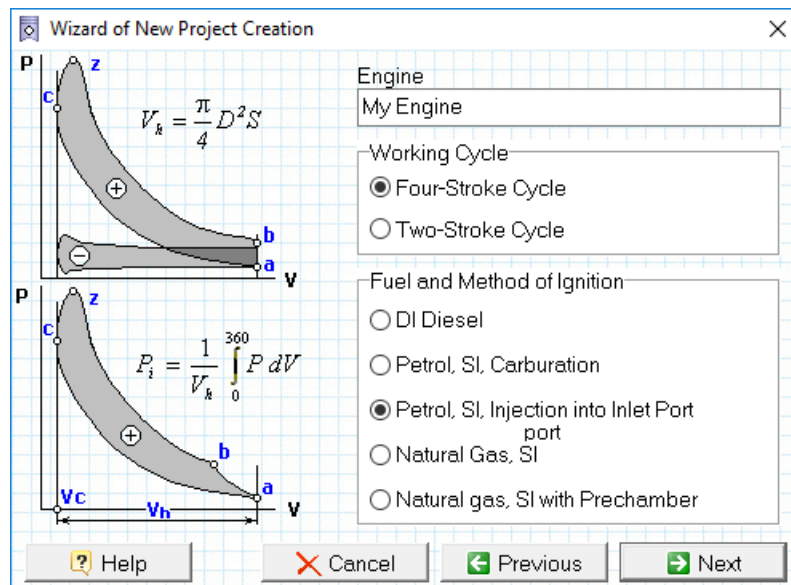


Figura 9 - Auxiliar de criação de um novo projeto
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Como o motor analisado possui 4 cilindros em linha e é refrigerado a água, a segunda tela de criação do projeto fica como apresentado na Figura 10.

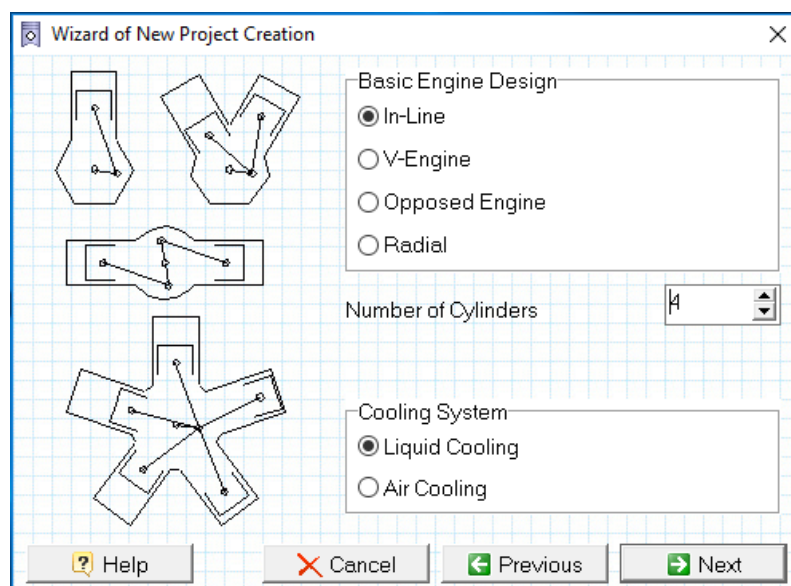


Figura 10 - Segunda tela de criação de um novo projeto
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

As próximas informações a serem incluídas no software, dizem respeito as dimensões geométricas dos cilindros do motor, bem como a razão de compressão. Além do número de rotações do motor. Parâmetro este que se altera conforme o modo de operação estudado. Segue representada essa tela na Figura 11.

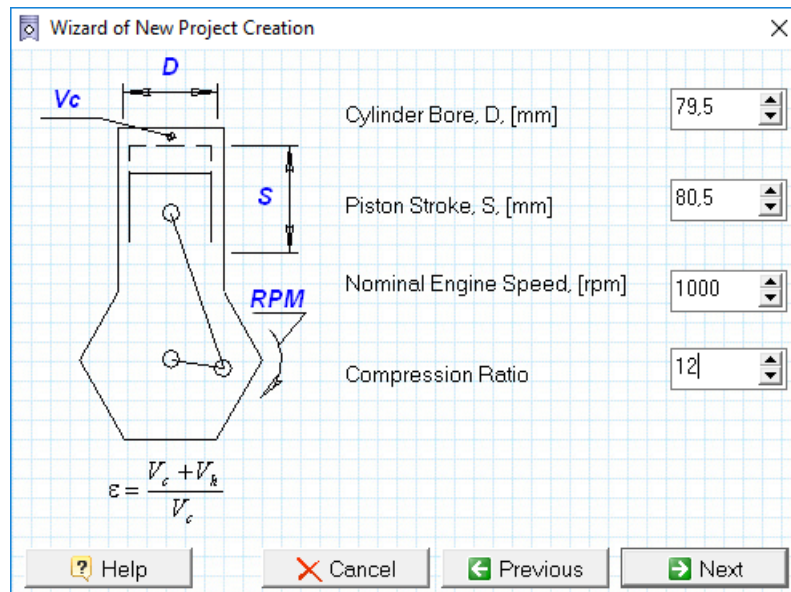


Figura 11 - Input de parâmetros geométricos dos cilindros
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Como o motor tem aplicação sobre a superfície terrestre, e adotando pressão e temperatura ambiente padrão para o país, a próxima tela fica como demonstrada na Figura 12.

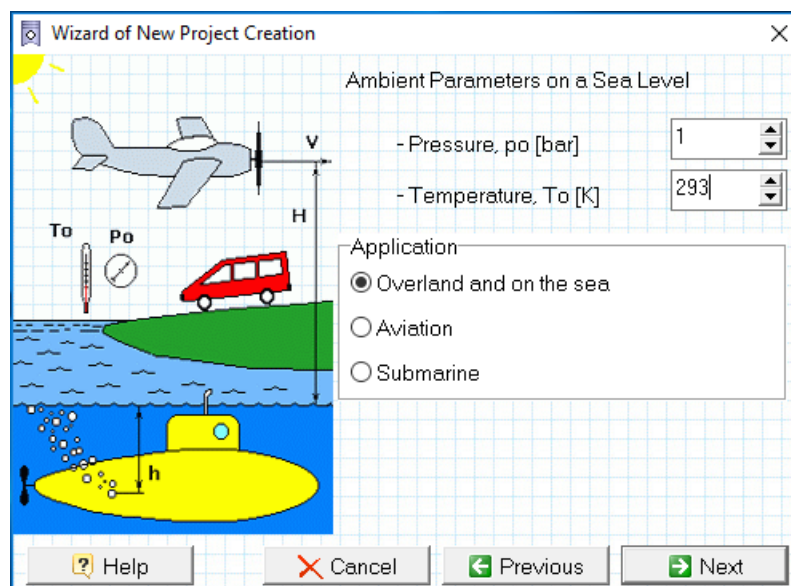


Figura 12 - Parâmetros do ambiente e aplicação do motor
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Para finalizar os parâmetros do motor, é solicitado o número de válvulas por cilindro do motor, como apresentado na Figura 13 deste trabalho.

Como o motor estudado não se enquadra na categoria de super ou turboaspirados e nem possui intercooling, esses campos são deixados sem marcações, indicando assim, que o motor não apresenta esas características.

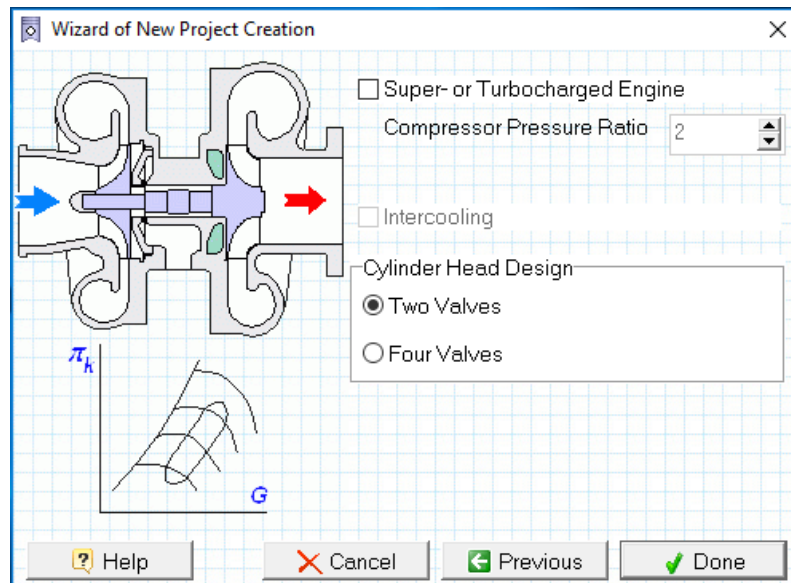


Figura 13 - Quantidade de válvulas por cilindro
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Uma vez finalizado a programação dos parâmetros do motor no software, é preciso setar os valores dos combustíveis da validação, como apresentado na Tabela 2 deste mesmo trabalho. A título de conhecimento, a Figura 14 tras o modelo padrão de setagem desses parâmetros no Diesel RK com informações da gasolina E25 utilizada nas especificações técnicas do motor.

Não serão apresentadas nesse projeto todas as telas de parâmetros dos combustíveis, uma vez que se replica para cada combustível adotado, variando apenas os valores mostrados nas respectivas tabelas de informações a respeito dos parâmetros dos combustíveis.

Project Fuel Library		
Fuel Title	Fuel Group	
Gasolina E25	Petrol	
Composition (mass fractions)		
C	H	O
0,788	0,152	0,04
Sulfur fraction in fuel, [%]	0	
Low Heating Value of fuel, [MJ/kg]	42	
Apparent Activation Energy for the fuel Autoignition process, [kJ/mol]	0	
Cetane Number	0	
Density of fuel at 323 K, [kg/m ³]	737,25	
Surface Tension Factor of fuel at 323 K, [N/m]	0	
Dynamic Viscosity Coefficient of fuel at 323 K, [Pa s]	0	
Specific Vaporization Heat, [kJ/kg]	381,84	
Fuel Thermal Capacity at temperature of injector, [J/(kg*K)]	2503	
Molecular Mass of fuel	99	
Diffusion factor at atmospheric conditions D _{po} , [s]	0	
Fuel temperature, [K]	380	
Saturated vapour pressure at low T, bar	0	K 0
Saturated vapour pressure P _v at critical temperature, bar	0	K 0

Figura 14 - Tela de Parâmetro dos combustíveis
 Fonte: Elaborado pelo próprio autor

3.6 AVANÇO DE IGNIÇÃO

Uma vez compiladas tais informações, serão gerados resultados para modos de funcionamento com as rotações de 1000, 2000, 2850, 3000, 4000, 5000, 5550, e 6000 rpm, de modo a obter valores de torque e potência o mais próximo possível dos valores informados pelo fabricante, variando apenas o avanço de ignição.

Dessa forma, visa-se determinar os valores de avanço de ignição para cada modo de operação. Os valores então utilizados nas validações com o combustível E25 são os mostrados na Figura 15.

Operating Mode

Way of In-Cylinder Process Simulation

Specify Cycle Fuel Mass, [g]

Specify A/F equivalence Ratio in Cylinder

Environment parameters

Set explicitly

Calculate using vehicle velocity and altitude above sea level

Losses of pressure before compressor

Set explicitly

Calculate on pressure ratio in inlet device

Losses of pressure after turbine

Set explicitly

Calculate on pressure ratio in exhaust device (silencer, etc.)

#1 "RPM=1000"

#2 "RPM=2000"

#3 "RPM=2850"

#4 "RPM=3000"

#5 "RPM=4000"

#6 "RPM=5000"

#7 "RPM=5550"

#8 "RPM=6000"

#9

#10

Mode of Performance (#1 = Full Load)	<input checked="" type="checkbox"/> #1	<input checked="" type="checkbox"/> #2	<input checked="" type="checkbox"/> #3	<input checked="" type="checkbox"/> #4	<input checked="" type="checkbox"/> #5	<input checked="" type="checkbox"/> #6	<input checked="" type="checkbox"/> #7	<input checked="" type="checkbox"/> #8	<input type="checkbox"/> #9	<input type="checkbox"/> #10
Engine Speed, [rpm]	1000	2000	2850	3000	4000	5000	5550	6000	1000	1000
Air Fuel Equivalence Ratio in the Cylinder	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Injection / Ignition Timing, [deg B.TDC]	9	9	10,5	11	13	15	15	15	25	25
Ambient Pressure, [bar]	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Ambient Temperature, [K]	293	293	293	293	293	293	293	293	293	293
Inlet Pressure Losses (before compressor), [bar]	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
Differential Pressure in exhaust (tail) system, [bar]	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
Fuel Supply Timing, [deg B.TDC]	340	340	340	340	340	340	340	340	340	340
Fuel Supply Duration, [deg B.TDC]	120	120	120	120	120	120	120	120	120	120

Help Print OK Cancel

Figura 15 - Modos de Operação com gasolina E27
 Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Já os valores utilizados nas validações com o etanol combustível E100 são mostrados na Tabela 3, uma vez que a única ressalva em relação a Figura 15 são os valores de avanço de ignição.

Tabela 3 - Relação entre rotação e avanço de ignição para E100

Rotação (rpm)	1000	2000	2850	3000	4000	5000	5550	6000
Avanço de ignição (graus)	14	14	17	18	22	23	23	23

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

3.7 DESCRIÇÃO DO PROTOCOLO DE PESQUISA

O estudo visa comparar o funcionamento do motor flex de acordo com a composição do combustível utilizado, de modo a conseguir identificar se esse funcionamento se dá de forma satisfatória, eficaz e eficiente.

Para isso, a única alteração realizada de uma simulação para outra, é a modificação nos parâmetros de cada combustível – Figura 14 – bem como o avanço de ignição – Figura 15 – de acordo com o modo de operação – ponto de rotação do motor – e o combustível adotado.

Tornando-se possível avaliar analiticamente a influência do combustível adotado no motor, e então propor soluções e alternativas para melhorar seu desempenho.

3.8 CONSUMO DE COMBUSTÍVEL EM RELAÇÃO AO PREÇO

Segundo estudioso da área³, a ideia de que a razão ideal entre preços do etanol pela gasolina é de 70% se mostra de forma unânime. Isto é, se a razão do custo volumétrico entre etanol comercial e a gasolina comercial for inferior a 70%, é mais vantajoso financeiramente a utilização do etanol como combustível para o motor.

Neste trabalho, iremos determinar qual seria a mistura de combustível mais econômica para ser utilizada se a razão volumétrica entre etanol e gasolina for de 70%.

Para isso, devemos primeiramente, transformar essa tão falada relação volumétrica em relação mássica, para que essa unidade converse com a unidade apresentada na simulação computacional. Para isso, foram utilizadas as densidades apresentadas em cada uma das tabelas de parâmetros dos combustíveis, sobre a Equação 10.

$$\frac{\$E100_m}{\$E27_m} = \left(\frac{\$E100_v}{\$E27_v} \right) \left(\frac{\rho_{E27}}{\rho_{E100}} \right) \quad (10)$$

Aplicando os valores de densidade referentes às Tabelas 2 e 5, temos a Equação 11, que mostra a relação mássica entre os custos do etanol e da gasolina.

$$\frac{\$E100_m}{\$E27_m} = 64\% \quad (11)$$

³CORREIA E. L., “The Reemergence of Ethanol Fuel in Brazil”, Oxford Energy Forum de fev/07

Determinando a razão volumétrica de custo entre as misturas estudadas e a gasolina E27, temos as Equações 12, 13 e 14 a seguir, cada uma delas representando a razão volumétrica entre o custo da sua mistura em relação a gasolina.

$$\frac{\$(75\% E27 + 25\% E100)_v}{\$E27_v} = \frac{0,75\$E27_v + 0,25\$E100_v}{\$E27_v} = 92,5\% \quad (12)$$

$$\frac{\$(50\% E27 + 50\% E100)_v}{\$E27_v} = \frac{0,5\$E27_v + 0,5\$E100_v}{\$E27_v} = 85,0\% \quad (13)$$

$$\frac{\$(25\% E27 + 75\% E100)_v}{\$E27_v} = \frac{0,25\$E27_v + 0,75\$E100_v}{\$E27_v} = 77,5\% \quad (14)$$

Foi então determinada a porcentagem mássica ideal entre as misturas utilizadas e a gasolina E27. Esses valores estão representados nas Equações 15, 16 e 17 a seguir.

$$\frac{\$(75\% E27 + 25\% E100)_m}{\$E27_m} = \left(\frac{\$(75\% E27 + 25\% E100)_v}{\$E27_v} \right) \left(\frac{\rho_{E27}}{\rho_{75\% E27 + 25\% E100}} \right) = 86,4\% \quad (15)$$

$$\frac{\$(50\% E27 + 50\% E100)_m}{\$E27_m} = \left(\frac{\$(50\% E27 + 50\% E100)_v}{\$E27_v} \right) \left(\frac{\rho_{E27}}{\rho_{50\% E27 + 50\% E100}} \right) = 81,2\% \quad (16)$$

$$\frac{\$(25\% E27 + 75\% E100)_m}{\$E27_m} = \left(\frac{\$(25\% E27 + 75\% E100)_v}{\$E27_v} \right) \left(\frac{\rho_{E27}}{\rho_{25\% E27 + 75\% E100}} \right) = 75,7\% \quad (17)$$

Esses valores serão utilizados no estudo que visa determinar qual a relação ideal entre custos do etanol e da gasolina, na seção 5.6 deste trabalho.

4. RESULTADOS

4.1 AVALIAÇÃO DA APLICAÇÃO DO SOFTWARE

Para os modos de funcionamento apresentados na aplicação do software foram encontrados valores de potência e de torque e, com isso, foi possível a geração de gráficos comparativos com os dados disponibilizados pelo fabricante do motor estudado.

Posteriormente, além de avaliar dados de potência e de torque, também será avaliado o consumo específico de combustível, a eficiência térmica do motor e os níveis de emissão de poluentes para cada uma das misturas estudadas nesse trabalho.

Para facilitar a comparação da potência e do torque simulado nesta fase do estudo com os valores reais, as análises foram divididas para a gasolina E25 e para o etanol E100. A análise da potência para a gasolina pode ser observada na Figura 16, enquanto seu torque é observado na Figura 17.

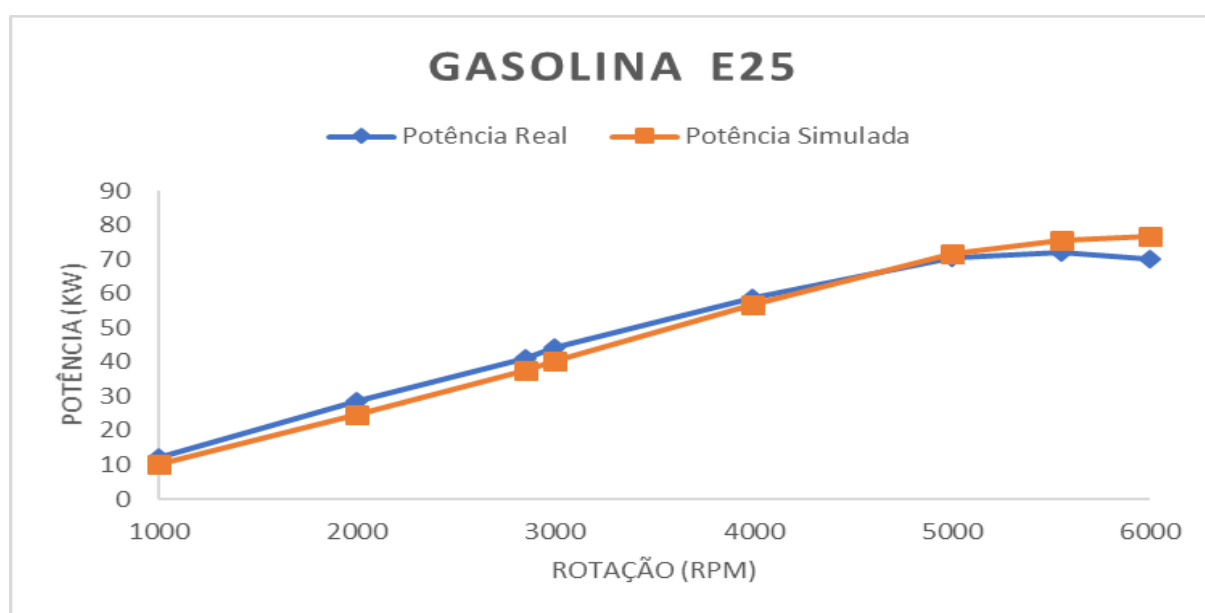


Figura 16 - Comparativo de potência real e simulada para a gasolina E27
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

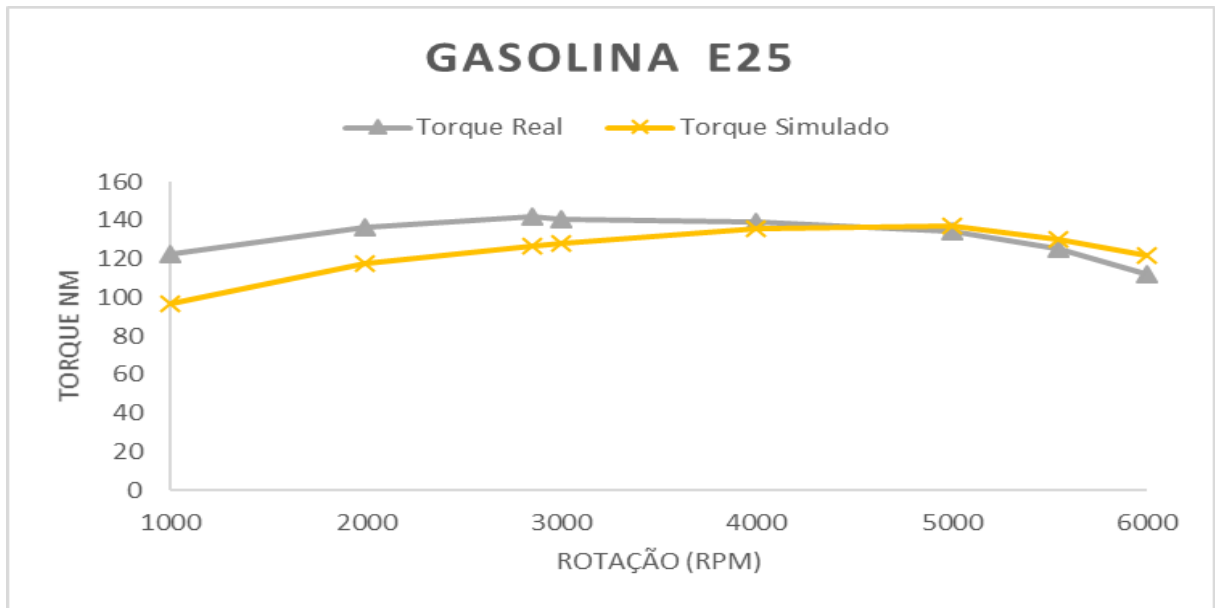


Figura 17 - Comparativo de torque real e simulado para a gasolina E27
 Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Respectivamente segue na Figura 18 e na Figura 19 a análise de potência e de torque para o etanol E100 utilizado nas validações.

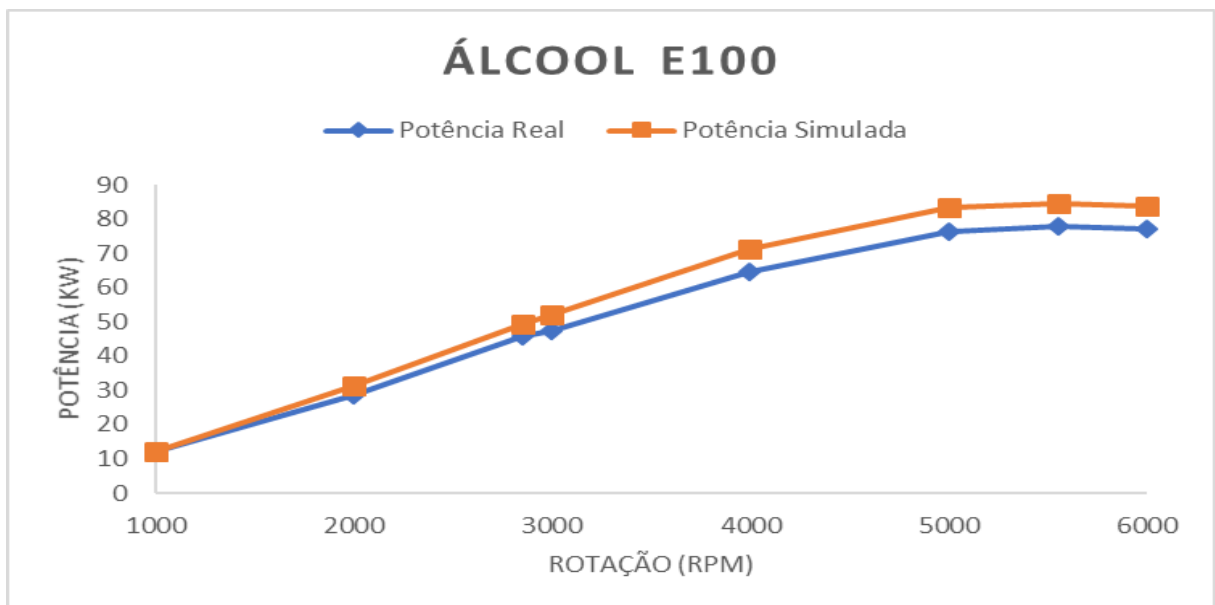


Figura 18 - Comparativo de potência real e simulada para o etanol E100
 Fonte: Elaborado pelo próprio autor

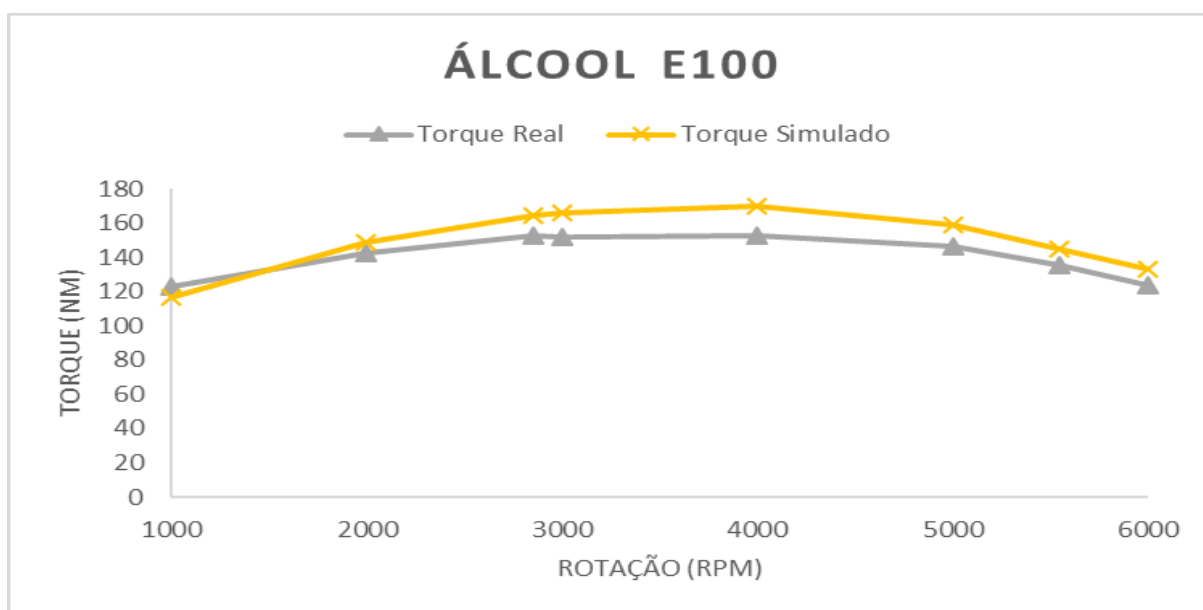


Figura 19 - Comparativo de torque real e simulado para o etanol E100
 Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Pelo Método dos Mínimos Quadrados (R^2), observou-se que o erro relativo entre as curvas de potência e torque – reais e simulados – mostraram-se pouco relevantes, uma vez que foram obtidos altos valores para esse coeficiente, ordem de 0,988 a 0,999.

Esses desvios são oriundos da não programação à fundo no software, no que diz respeito a alguns parâmetros mais internos que o próprio fabricante nem mesmo libera. Portanto, a validação foi bem-sucedida, assim podendo realizar as análises com este software de estudo.

Outra saída importante desta fase do trabalho é a informação a respeito do consumo específico de combustível. Esse dado pode ser observado na Figura 20 e também se comportou conforme a teoria prevê.

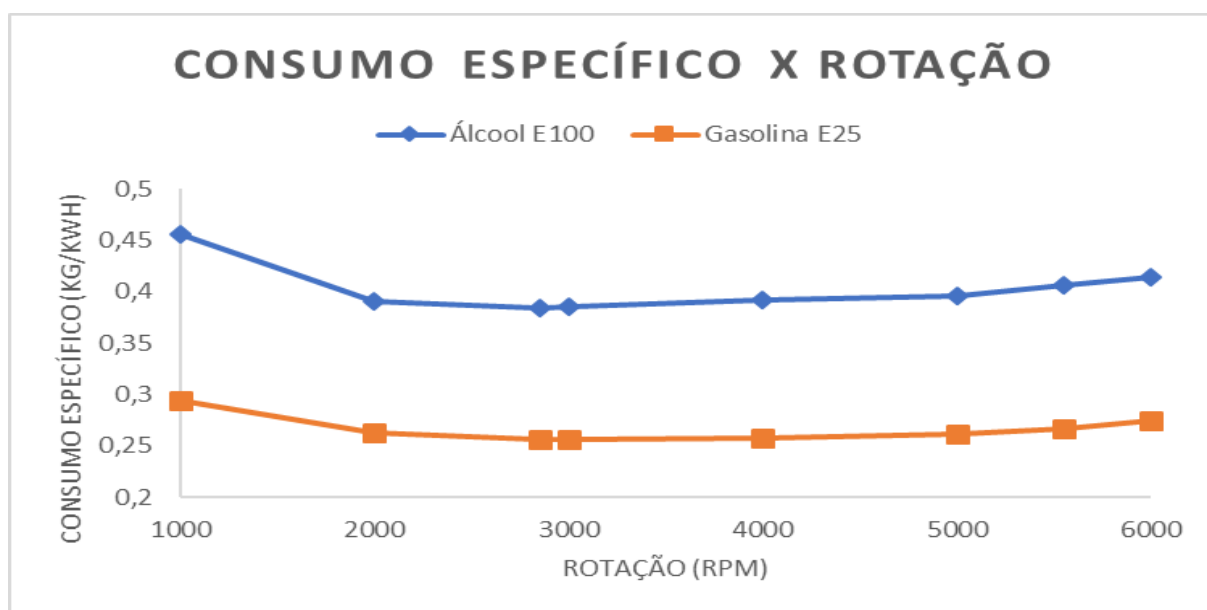


Figura 20 - Comparativo do consumo específico de combustível entre o E25 e o E100
 Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Além disso, foi plotada a curva a seguir, representada na Figura 21, que mostra os valores de avanço de ignição adotado para cada combustível. Esses valores se mostraram condizentes com a literatura e os valores das misturas foram obtidos através da interpolação desses valores.

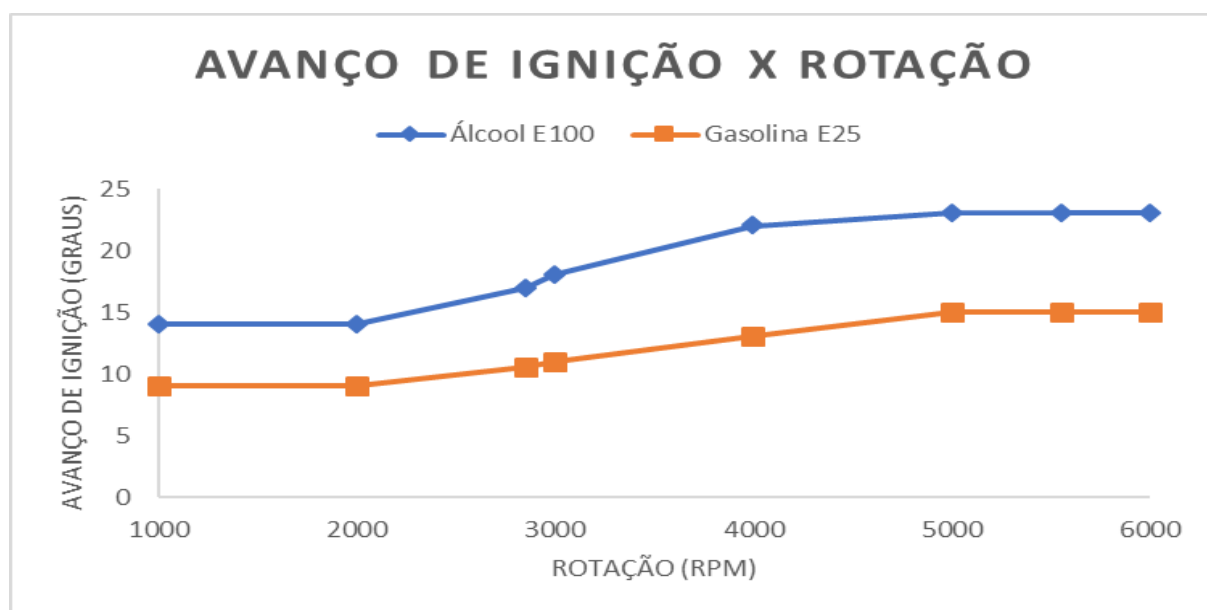


Figura 21 - Comparação do avanço de ignição para os combustíveis da aplicação
 Fonte: Elaborado pelo próprio autor

4.2 FUNCIONAMENTO COM GASOLINA E27

A gasolina E27 será tomada como base para a obtenção dos parâmetros das misturas, uma vez que é este o combustível comercializado no país. De acordo com a legislação vigente, a gasolina comercializada no Brasil possui 27% de etanol anidro.

Para prosseguir, então, com as análises, torna-se preciso a obtenção dos valores referente ao avanço de ignição e os parâmetros específicos para este combustível. Assim sendo, a Tabela 4 traz informações a respeito do avanço de ignição estipulado. Já a Tabela 5 acarreta os parâmetros utilizados para o combustível E27.

Tabela 4 - Relação entre rotação e avanço de ignição para E27

Rotação (rpm)	1000	2000	2850	3000	4000	5000	5550	6000
Avanço de ignição (graus)	9,13	9,13	10,67	11,18	13,24	15,21	15,21	15,21

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Tabela 5 - Parâmetros do Combustível E27

Fração mássica de carbono	0,755
Fração mássica de hidrogênio	0,151
Fração mássica de oxigênio	0,094
Poder calorífico	41,41 MJ/Kg
Densidade	738,63 Kg/m ³
Calor específico de vaporização	394 KJ/Kg
Capacidade térmica	2503,13 J/(Kg.K)
Massa molecular	95,64

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Realizando então simulações para as mesmas oito rotações antes analisadas, obtemos os seguintes gráficos de potência, torque, consumo específico de combustível e emissão de poluentes, apresentados nas Figuras 22 e 23 a seguir.

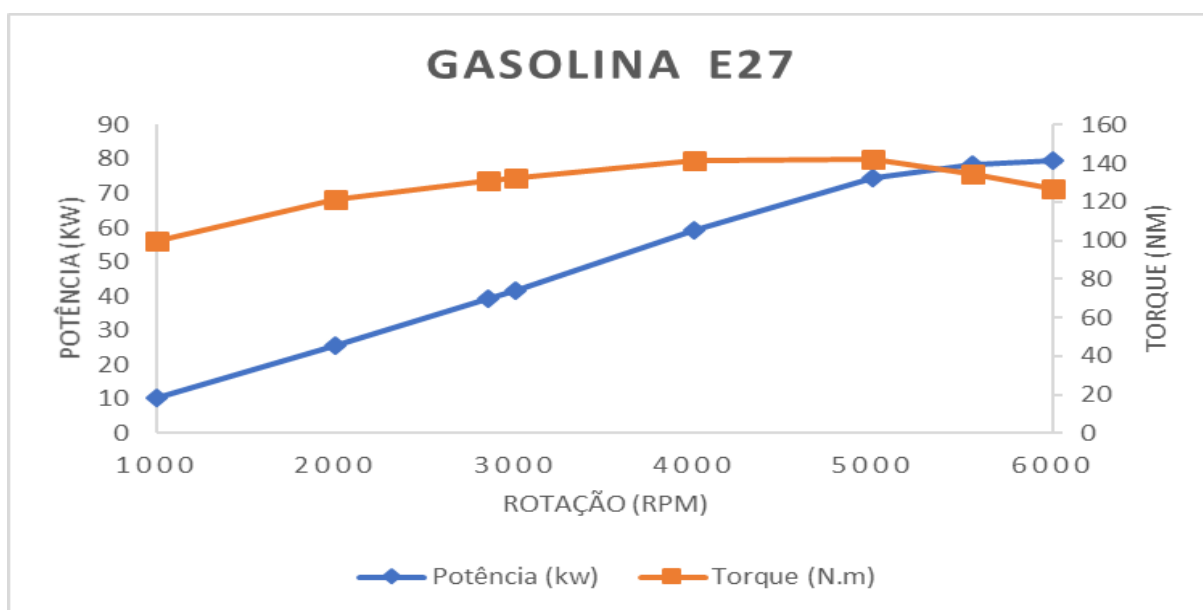


Figura 22 - Curva de potência e torque obtida para gasolina E27
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

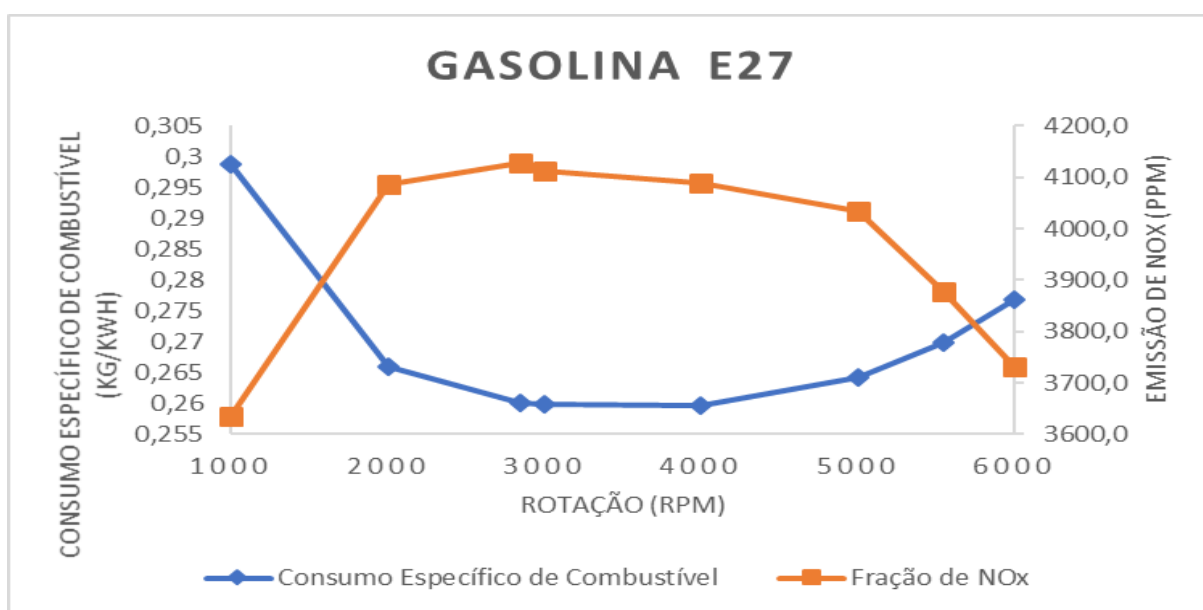


Figura 23 - Curva de consumo específico de combustível e emissão de NOx para gasolina E27
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

4.3 FUNCIONAMENTO COM ETANOL E100

Como este combustível foi utilizado na fase de validação do software, os resultados referentes a potência e torque já foram apresentados anteriormente neste trabalho e estão representados nas Figuras 18 e 19.

Analogamente ao combustível anterior, segue na Figura 24 a representação do consumo específico de combustível e a emissão de poluentes em função da rotação do motor. Vale lembrar que para a plotagem deste gráfico também foram utilizados os dados referentes às Tabelas 2 e 3.

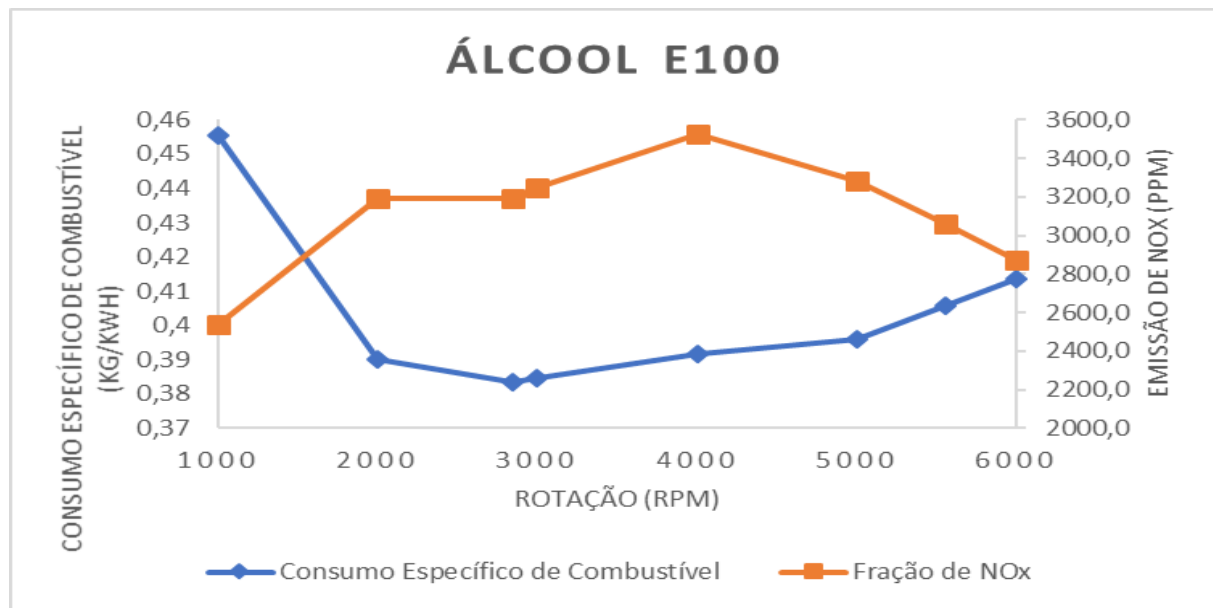


Figura 24 - Curva de consumo específico de combustível e emissão de NOx para etanol E100
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

4.4 FUNCIONAMENTO COM 75% E27 E 25% E100

Esta mistura de combustível leva em consideração a união de 75% da gasolina comercial no Brasil com etanol E100, também comercializado no país. Vale ressaltar que o etanol denominado como E100 não é o etanol anidro, chamado nesse trabalho por E100+, mas sim uma mistura rica em álcool anidro, com cerca de 95,1% deste e o restante de água pura.

Para geração das informações de potência, torque, consumo específico de combustível e emissão de gases nocivos às atmosferas, foram utilizados os dados contidos nas Tabelas 6 e 7 a seguir.

Tabela 6 - Relação entre rotação e avanço de ignição para 75% E27 e 25% E100

Rotação (rpm)	1000	2000	2850	3000	4000	5000	5550	6000
Avanço de ignição (graus)	10,35	10,35	12,25	12,89	15,43	17,16	17,16	17,16

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Tabela 7 - Parâmetros da mistura de 75% E27 e 25% E100	
Fração mássica de carbono	0,6931
Fração mássica de hidrogênio	0,1457
Fração mássica de oxigênio	0,1612
Poder calorífico	37,98 MJ/Kg
Densidade	756,15 Kg/m ³
Calor específico de vaporização	522,28 KJ/Kg
Capacidade térmica	2525,76 J/(Kg.K)
Massa molecular	82,89

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

A partir desses parâmetros ajustados no software que já está previamente programado com o motor 1.6 8V Hi-Power, nos é entregue como saída de dados um relatório com informações e resultados a respeito dos dados da referida simulação. E, a partir destes dados, torna-se possível a elaboração dos gráficos representados nas Figuras 25 e 26 a seguir.

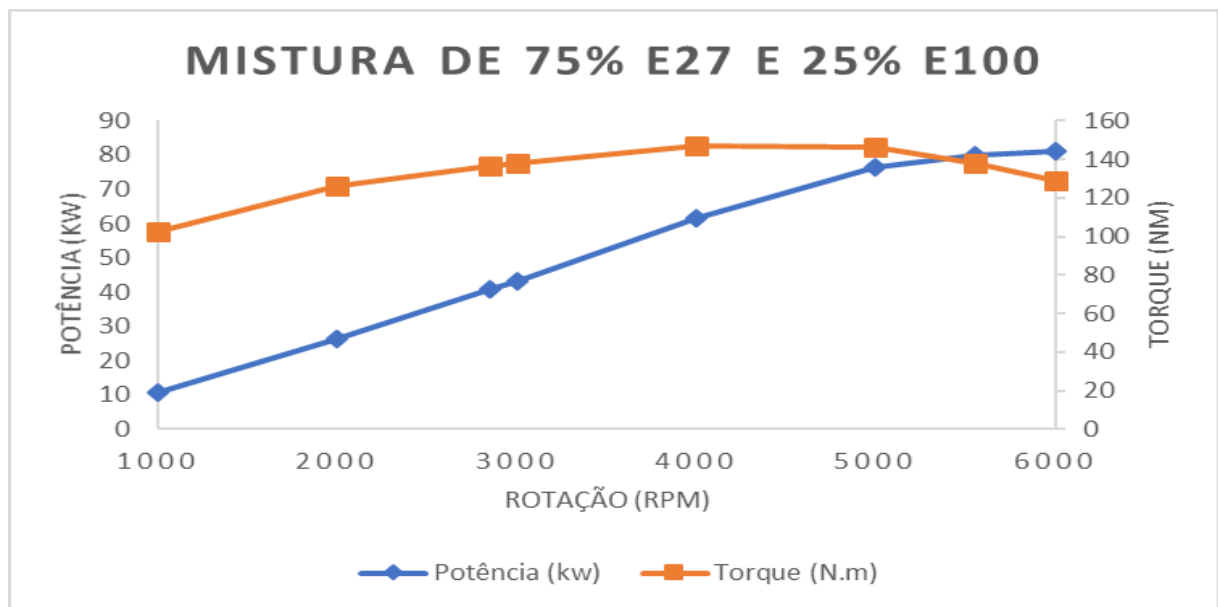


Figura 25 - Curva de potência e torque obtida para mistura entre 75% E27 e 25% E100

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

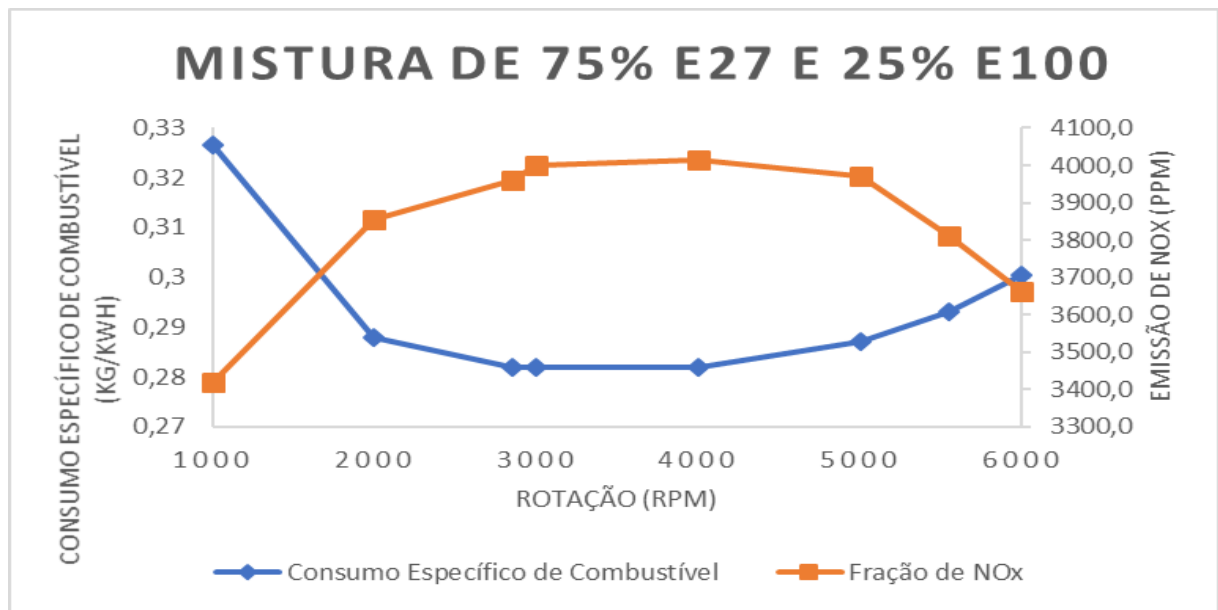


Figura 26 - Curva de consumo específico de combustível e emissão de NOx para mistura entre 75% E27 e 25% E100

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

4.5 FUNCIONAMENTO COM 50% E27 E 50% E100

Analogamente à mistura anterior, foram gerados gráficos semelhantes, com as mesmas grandezas, modificando apenas a mistura utilizada no motor. Para essa mistura, tem-se como base as Tabelas 8 e 9 a seguir:

Tabela 8 - Relação entre rotação e avanço de ignição para 50% E27 e 50% E100

Rotação (rpm)	1000	2000	2850	3000	4000	5000	5550	6000
Avanço de ignição (graus)	11,57	11,57	13,84	14,59	17,62	19,11	19,11	19,11

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Tabela 9 - Parâmetros da mistura de 50% E27 e 50% E100

Fração mássica de carbono	0,631
Fração mássica de hidrogênio	0,2285
Fração mássica de oxigênio	0,1612
Poder calorífico	34,55 MJ/Kg
Densidade	773,66 Kg/m ³
Calor específico de vaporização	650,55 KJ/Kg
Capacidade térmica	2548,39 J/(Kg.K)
Massa molecular	70,13

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Os gráficos gerados nessa simulação estão representados nas Figuras 27 e 28 do presente trabalho.

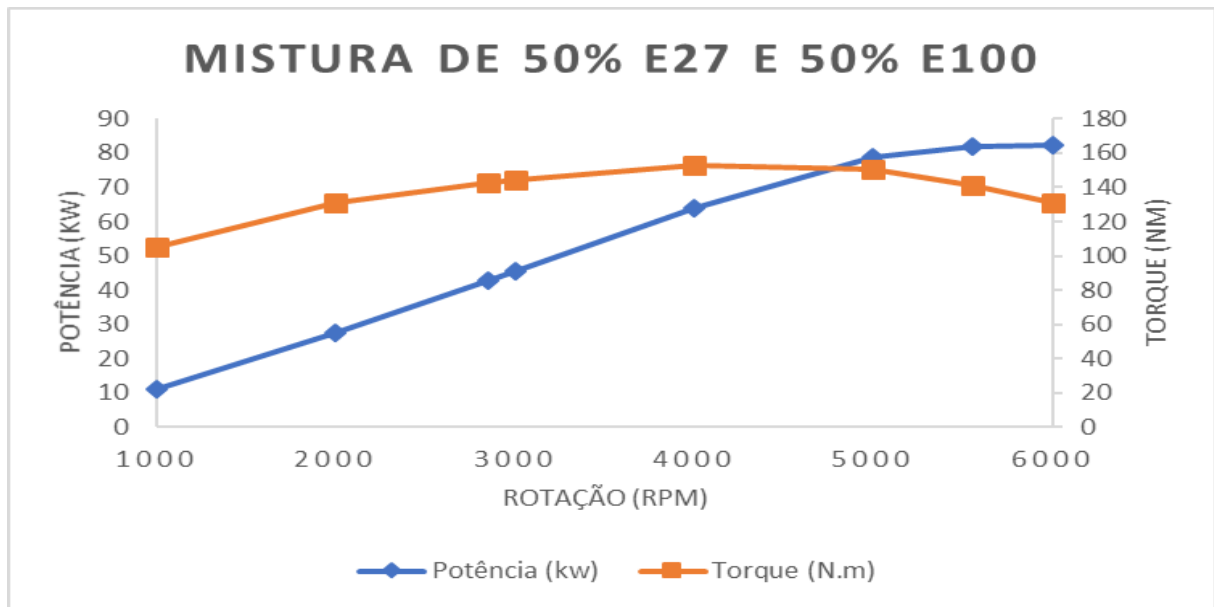


Figura 27 - Curva de potência e torque obtida para mistura entre 50% E27 e 50% E100
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

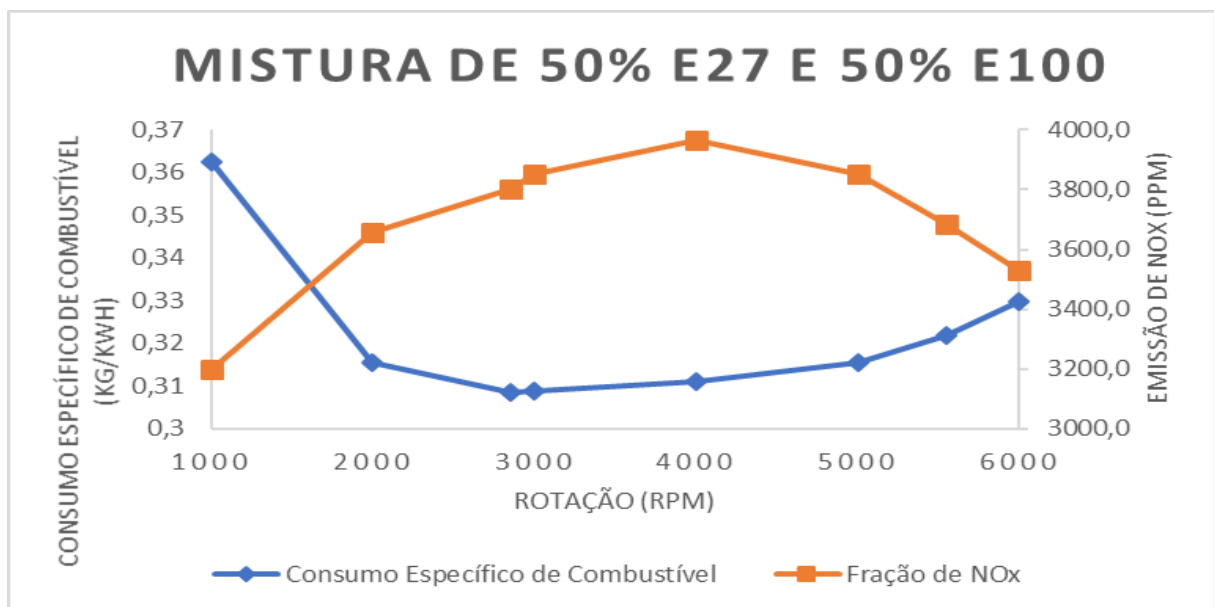


Figura 28 - Curva de consumo específico de combustível e emissão de NOx para mistura entre 50% E27 e 50% E100

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

4.6 FUNCIONAMENTO COM 25% E27 E 75% E100

Para finalizar as análises, foi repetido o procedimento para a mistura de 25% de gasolina E27 com 75% de Etanol combustível E100. E, utilizando os modos de operação indicados na Tabela 10 e os parâmetros dos combustíveis na Tabela 11, foi possível então gerar os gráficos representados nas Figuras 29 e 30.

Tabela 10 - Relação entre rotação e avanço de ignição para 25% E27 e 75% E100

Rotação (rpm)	1000	2000	2850	3000	4000	5000	5550	6000
Avanço de ignição (graus)	12,78	12,78	15,42	16,3	19,81	21,05	21,05	21,05

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Tabela 11 - Parâmetros da mistura de 25% E27 e 75% E100

Fração mássica de carbono	0,569
Fração mássica de hidrogênio	0,1352
Fração mássica de oxigênio	0,2957
Poder calorífico	31,12 MJ/Kg
Densidade	791,18 Kg/m ³
Calor específico de vaporização	778,83 KJ/Kg
Capacidade térmica	2571,02 J/(Kg.K)
Massa molecular	57,38

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

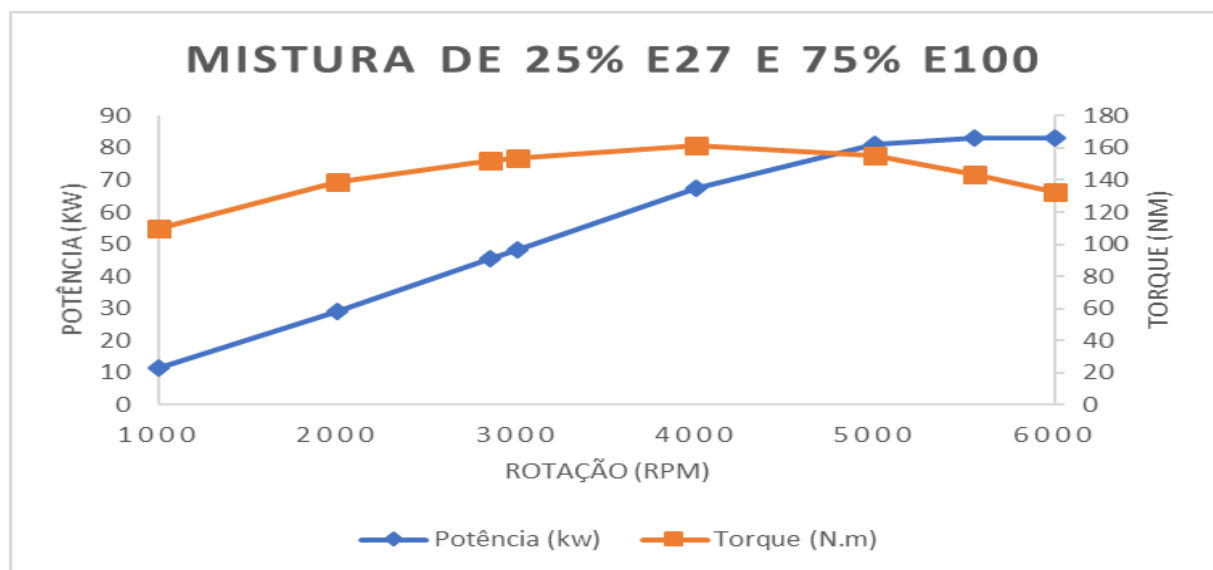


Figura 29 - Curva de potência e torque obtida para mistura entre 25% E27 e 75% E100

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

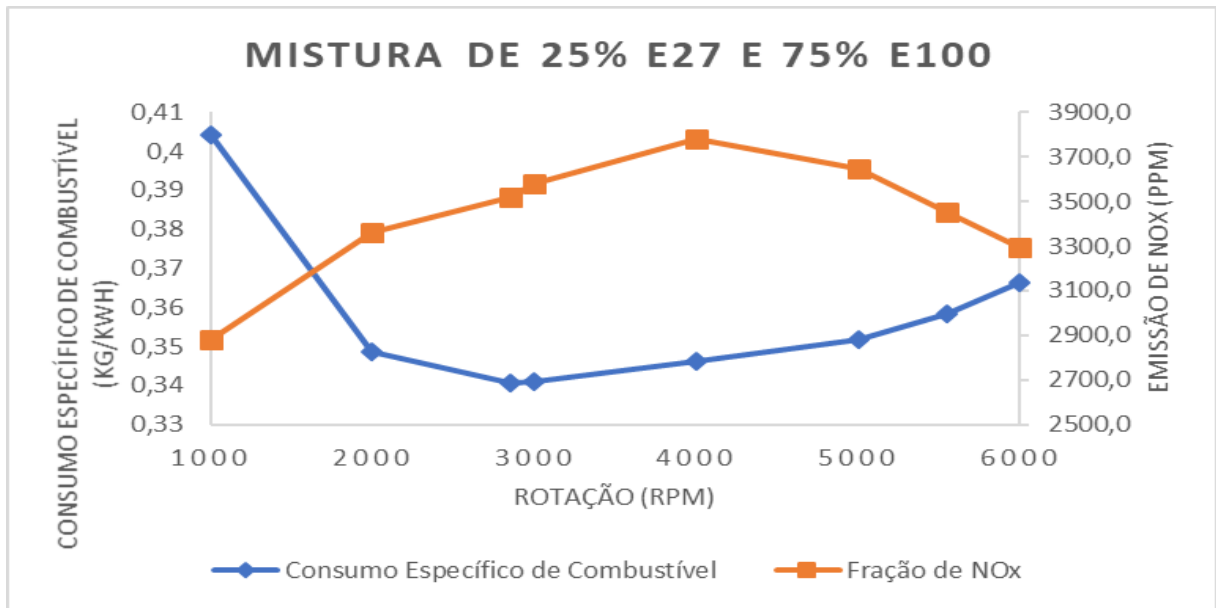


Figura 30 - Curva de consumo específico de combustível e emissão de NOx para mistura entre 25% E27 e 75% E100

Fonte: Elaborado pelo próprio autor

5. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Para melhor visualização dos resultados obtidos, segue um compilado das informações. A título de curiosidade e comparação, também foram inseridas nos gráficos comparativos curvas referentes ao etanol puro, hora denominado de álcool anidro – neste trabalho também chamado de E100+ –, bem como a gasolina A – denominada E0.

5.1 POTÊNCIA

A iniciar com o estudo comparativo da potência obtida para cada um dos combustíveis estudados, podemos observar pela Figura 31 que, quanto maior a concentração de etanol no combustível, maior a potência. Esse fato condiz com demais trabalhos da área e também com a literatura de referência.

Pode-se observar também que, independente do combustível, as curvas de potência mantem o mesmo aspecto, isso indica que a potência máxima sempre acontece por volta da mesma rotação do motor independentemente da mistura que está sendo injetado na câmara de combustão.

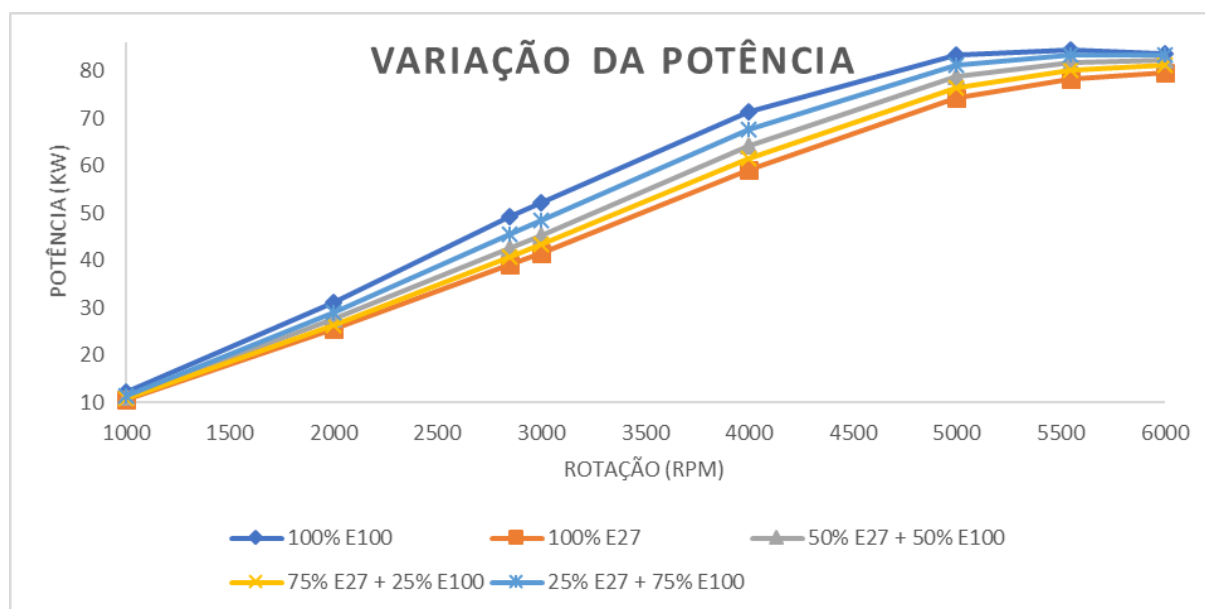


Figura 31 - Comparativo da potência simulada em relação a mistura de combustível
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

5.2 TORQUE

Como pode-se observar na Figura 32, assim como as curvas de potência, as curvas de torque também mantiveram o mesmo aspecto. Isso implica que independentemente do combustível que o motor esteja operando, a faixa de máximo torque permanece sempre a mesma.

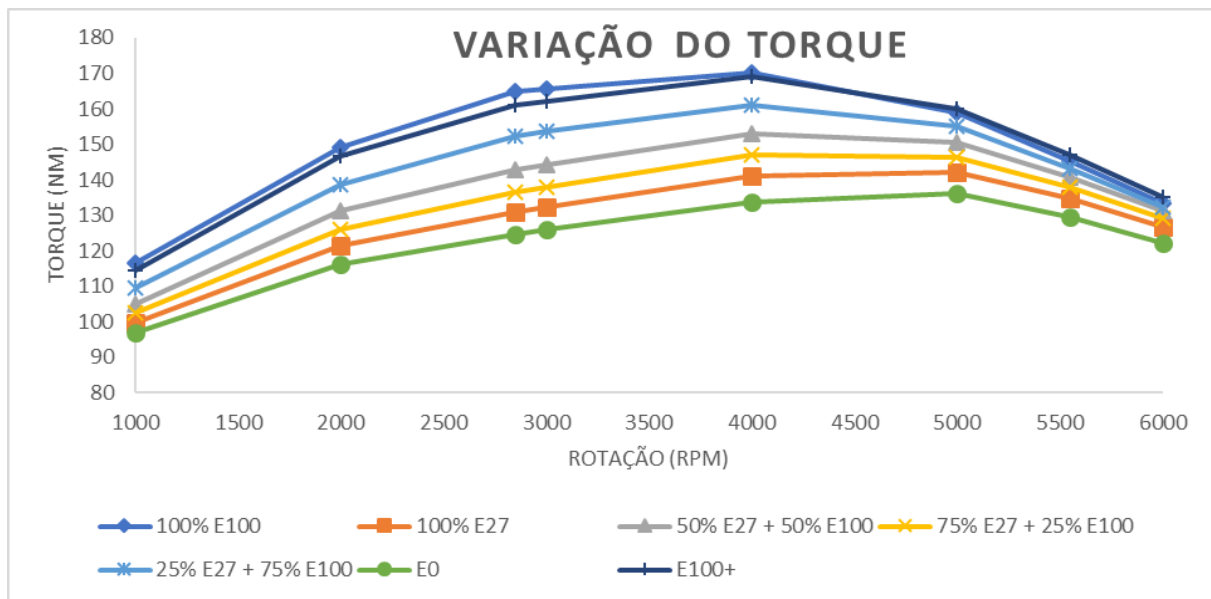


Figura 32 - Comparativo do torque simulado em relação a mistura de combustível
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Também se observa que quanto maior a percentagem de etanol no combustível, maior o torque, com exceção ao E100+.

5.3 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL

Como um dos principais objetivos do trabalho é a análise da eficiência energética, este parâmetro é de fundamental importância. As curvas de consumo específico podem ser observadas na Figura 33.

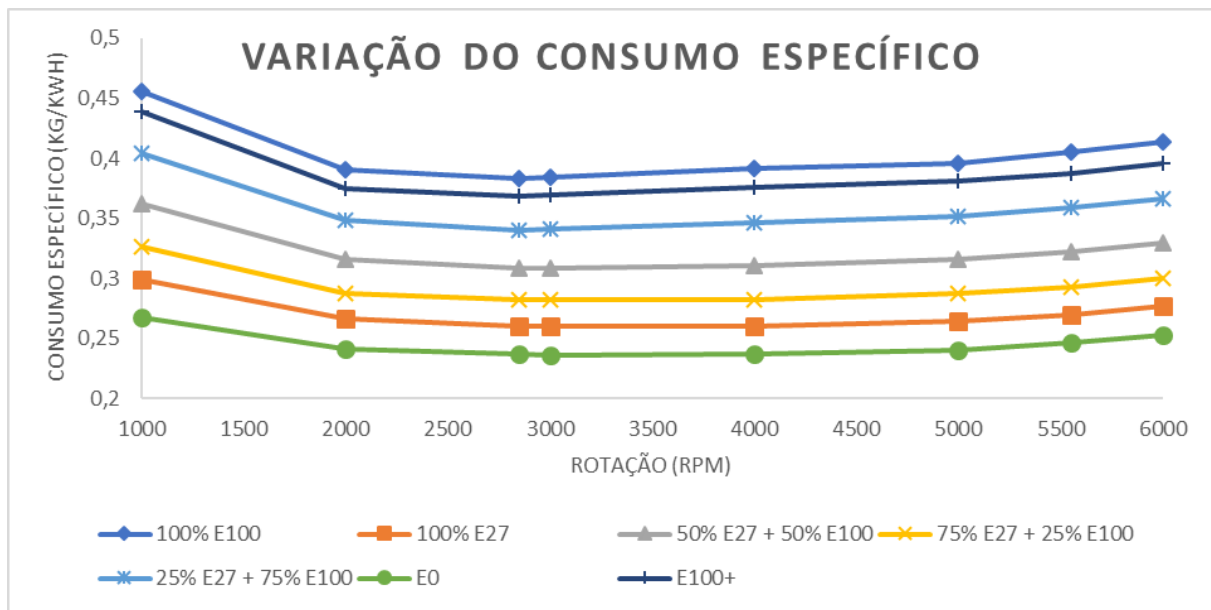


Figura 33 - Comparativo do consumo específico simulado em relação a mistura de combustível
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Percebe-se que, quanto maior a concentração de gasolina, menor é o consumo específico do motor. Isso se dá principalmente pelo fato da gasolina ter maior poder calorífico. Porém, isto não significa que é mais vantajoso financeiramente a utilização de gasolina como combustível, uma vez que esta tem um histórico de preços muito mais alto do que o etanol, como foi representado nas Figuras 3 e 4 deste trabalho.

No item 5.6 essa discussão será melhor abordada.

5.4 EMISSÃO DE POLUENTES

Também com uma parcela relevante no escopo deste trabalho e de suma seriedade no mundo moderno, a discussão a respeito da emissão de poluentes se mostra muito importante.

Assim, justifica-se o olhar no funcionamento dos motores não apenas por eficiência, funcionamento ou custo, mas também pela emissão da menor quantidade possível de gases maléficos ao meio ambiente.

Por isso, a Figura 34 traz a informação de qual combustível emite mais ou menos NOx para atmosfera e em qual rotação.

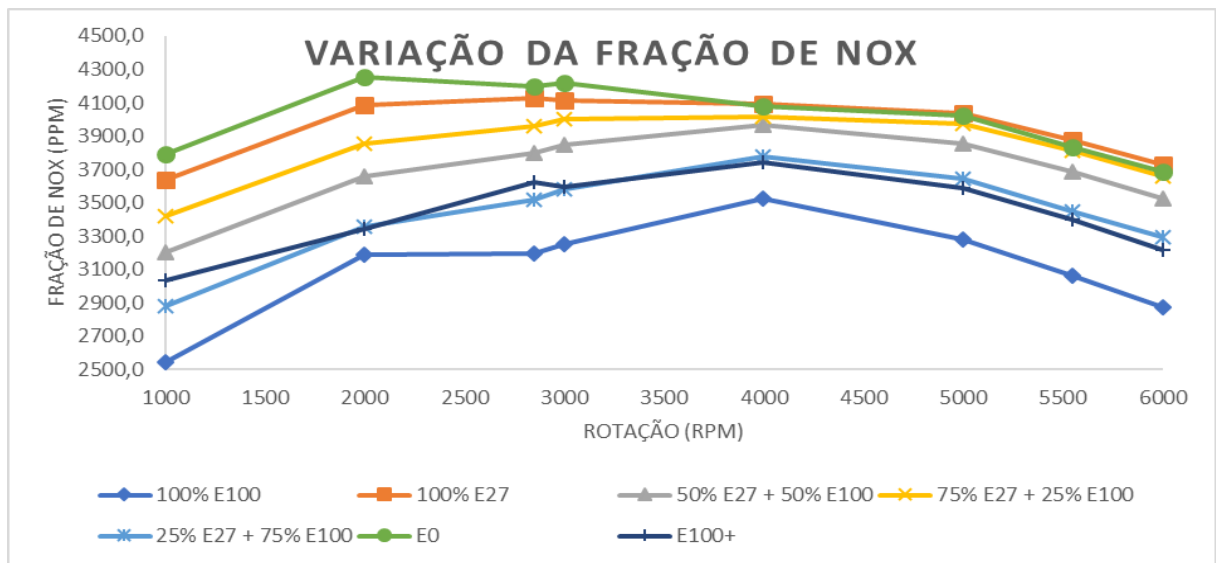


Figura 34 - Comparativo da emissão de NOx simulada em relação a mistura de combustível
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Assim como Márcio Carvalho (2011) e Marcela Reis (2016), os resultados das emissões se mostraram satisfatórios quando utilizadas as misturas com maior teor de etanol. Conclusões mais a fundo a respeito deste assunto serão feitas no tópico 6.1 deste trabalho.

5.5 EFICIÊNCIA TÉRMICA

Obtivemos como resultado o gráfico a seguir, representado na Figura 35, que diz respeito a eficiência térmica para o motor operando com os combustíveis do estudo.

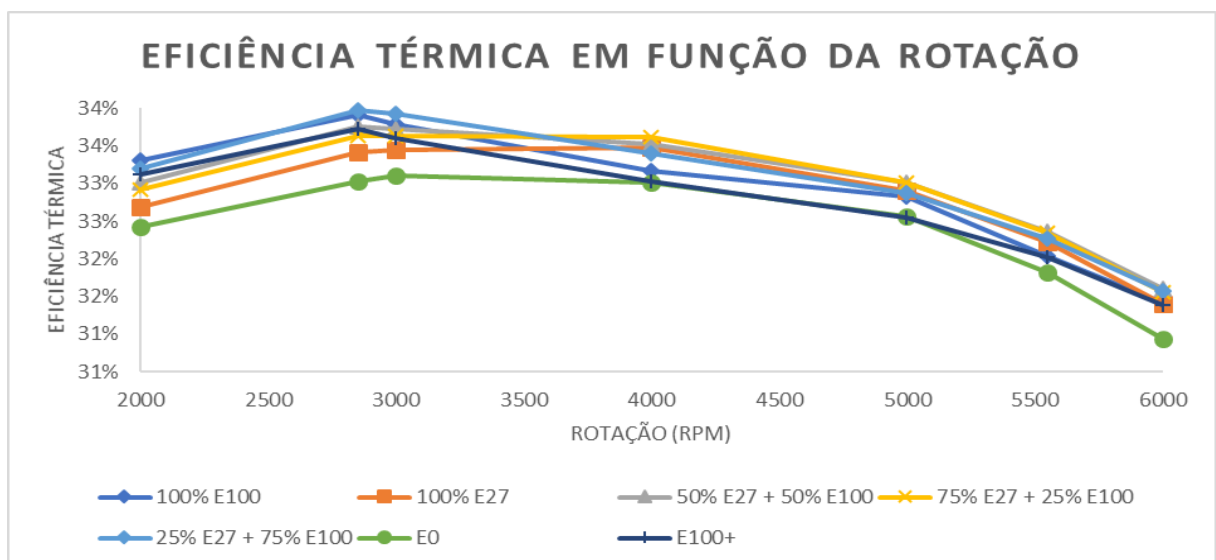


Figura 35 - Comparativo da eficiência térmica simulada em relação a mistura de combustível
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Observa-se que, para baixas rotações, a eficiência do etanol é superior a eficiência da gasolina. E, a medida que a rotação do motor aumenta, essas eficiências vão se tornando cada vez mais próximas. Esses resultados conferem com os resultados encontrados por Márcio Carvalho (2011).

5.6 CONSUMO DE COMBUSTÍVEL

Analisando o resultado apresentado pela Figura 33, observa-se que, dentre os combustíveis comerciais no Brasil, a gasolina E27 apresentou menor consumo específico de combustível.

Pegando esse gancho, nota-se que não se pode comparar essa eficiência em termos de custo dos combustíveis, uma vez que pelo histórico de preços, a gasolina comercial se apresenta com custo superior ao etanol. Vide Figuras 3 e 4.

Com isso, foi multiplicada cada uma das curvas de consumo específico de combustível apresentado na Figura 33 – exceto a gasolina A e o álcool anidro – pelo seu respectivo valor de relação mássica de custo, que foi apresentado pelas Equações 11, 15, 16 e 17. Vale ressaltar que a curva da gasolina C foi multiplicada pelo coeficiente 1, visto que a relação mássica entre custos da gasolina por ela mesma será sempre 1. Sendo assim obtido o seguinte gráfico, mostrado na Figura 36.

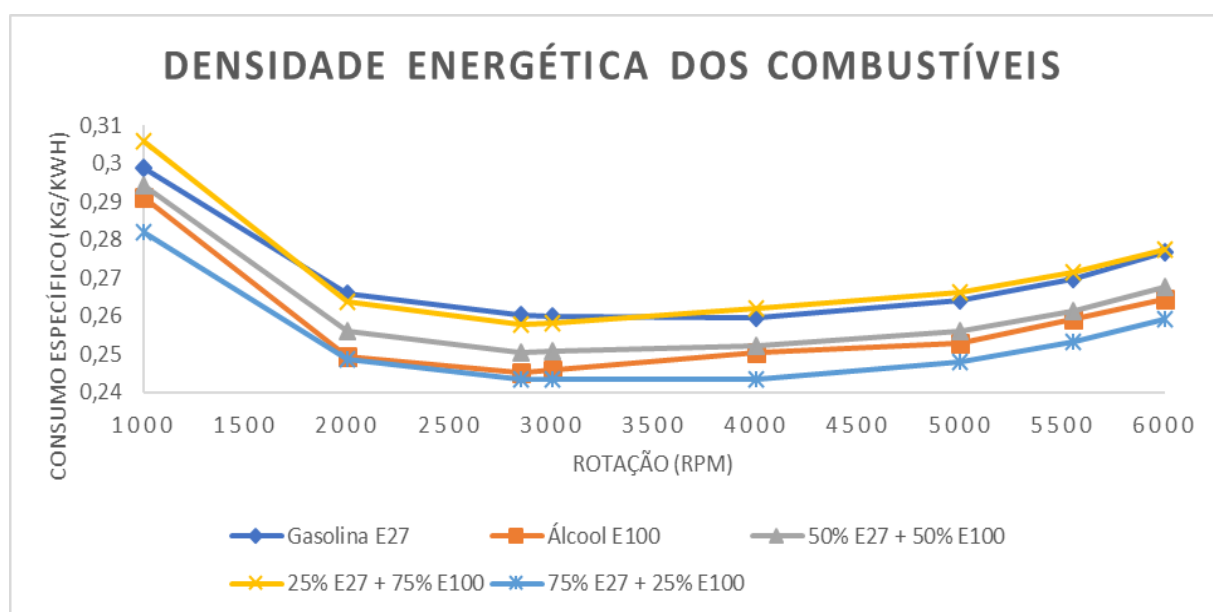


Figura 36 - Comparativo do consumo específico de combustível ajustado com o preço
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Essa análise mostra que, para uma relação de preços entre o etanol comercializado no país e a gasolina também comercializada nos postos de combustíveis do país, de 70%, a mistura mais eficiente, economicamente falando, é a mistura entre 75% de gasolina C e 25% de etanol E100.

Teoricamente, na Figura 36, as curvas de etanol e de gasolina deveriam ficar sobrepostas, para que realmente a relação volumétrica entre seus custos de 70% fosse averiguada. Porém, o resultado obtido nos mostra que esse valor pode estar ultrapassado.

Por esse motivo, foi realizado o caminho inverso desta última análise – com intuito de sobrepor tais curvas – para então determinar qual a relação mássica ideal entre os custos de etanol e gasolina e, dessa forma, obter a razão volumétrica ideal entre custos para cada modo de funcionamento estudado, como apresentado na Figura 37 a seguir.

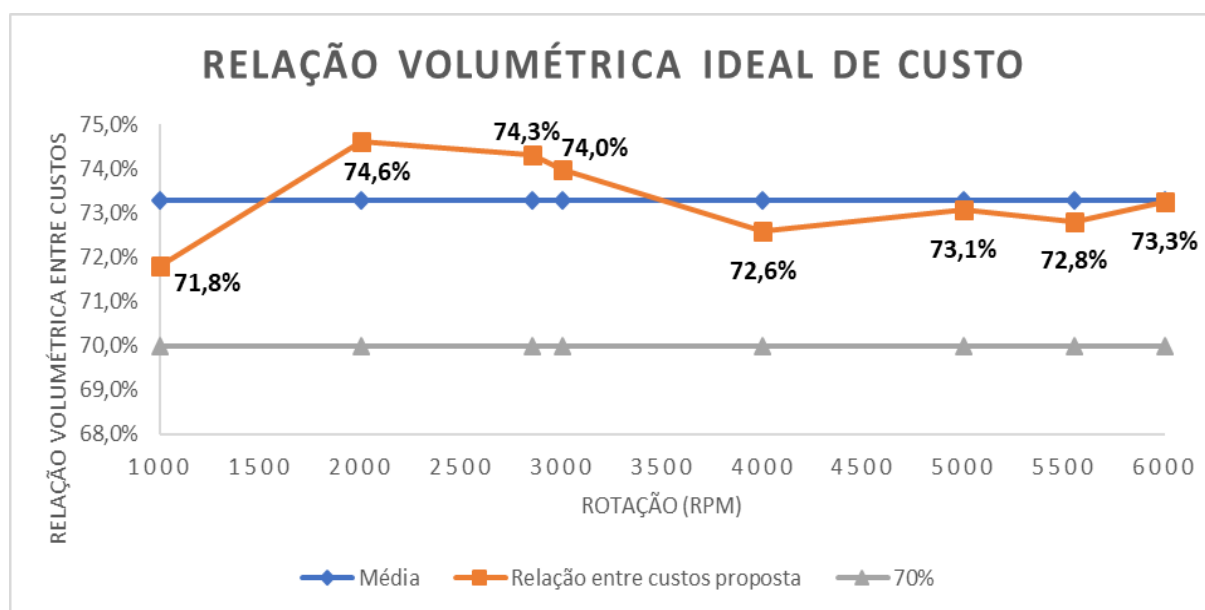


Figura 37 - Relação volumétrica ideal entre o custo do etanol sobre o custo da gasolina
Fonte: Elaborado pelo próprio autor

Esses resultados nos mostram que o valor ideal entre custos desses combustíveis pode ser maior do que o tido atualmente. Isso se deve, dentre outros fatores, ao fato de que essa relação ideal entre custos fora estabelecida quando a percentagem de etanol na gasolina era inferior a atual.

6. CONCLUSÕES

Nesse capítulo, visa-se uma melhor síntese dos resultados a respeito dos temas e estudos desse trabalho, bem como o ganho em que a pesquisa pôde trazer para o meio acadêmico, científico e social, e também as recomendações de trabalhos para ampliar o estudo.

6.1 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Foi avaliado um motor de ignição por faísca utilizando gasolina e etanol comercialmente distribuídas no Brasil e também em outras proporções, que foram chamadas de misturas desses dois grupos de combustíveis. Foi observado que a emissão de poluentes se deu menos nociva quando o combustível continha mais etanol que gasolina em sua concentração.

Os resultados mostraram que a maior proporção de álcool nas misturas de combustível ocasionava melhorias em desempenho e eficiência energética, sendo esses resultados atribuídos às diferenças de propriedades do álcool em relação à gasolina, como maior índice anti-detonante. Porém, houve também aumento do consumo de combustível conforme se aumentava o percentual de álcool na mistura.

No entanto, neste trabalho foi feita uma análise sobre o consumo específico de combustível ponderado pelo custo relativo. Foi constatado que, em uma situação em que os postos de combustíveis mantenham os preços entre o álcool combustível hidratado e a gasolina E27, comercializada no país, numa relação volumétrica de 70%, financeiramente não compensaria a utilização de etanol, mas sim a utilização de uma mistura de 75% da gasolina C e 25% de etanol combustível.

Foi também demonstrado que a relação volumétrica ideal entre custos do etanol e gasolina, hoje tida como 70%, pode ser elevada. Ou seja, se o consumidor se deparar com uma situação em que a relação entre o preço do litro do etanol esteja a 71% do preço do litro da gasolina, financeiramente não seria mais viável a utilização de gasolina, mas sim, a utilização de etanol.

De maneira generalizada, o etanol pode ser apontado como o combustível mais vantajoso – quando comparado com gasolina – apresentando melhores resultados de desempenho, tanto na composição anidro (AEAC), quanto na composição hidratado (AEHC).

Além disso, o etanol é um combustível de origem da biomassa, dessa forma, existe um balanço da quantidade de CO_2 retirada da atmosfera através das plantações e o CO_2 lançado

novamente à atmosfera pelos MCI. Do ponto de vista estratégico, o álcool diminui a dependência do petróleo na utilização de combustíveis automotivos e é considerado um combustível renovável devido a ser de origem vegetal.

Nesse trabalho, foi utilizada a análise em um único motor, que possibilita a operação com ambos os combustíveis e misturas do mesmo. Sua taxa de compressão é de 12:1. Pode-se dizer que essa taxa está mais desenhada para a operação do álcool, já para a operação com a gasolina, pode-se considerar essa taxa elevada.

Tudo indica que a solução flex seja muito eficaz e prática, além de possuir grande aceitação dentre os motoristas, pela sua versatilidade. Por outro lado, o fato de não trabalhar em uma faixa ótima de operação, nem para a gasolina, nem para o etanol – mas sim, uma faixa de bom funcionamento para ambos os combustíveis – impede que o máximo de energia dos combustíveis seja aproveitada e minimiza a eficiência do motor, prejudicando assim, o ótimo funcionamento do mesmo.

Se o etanol funciona bem e se mostrou eficaz no motor flex em questão, ele poderia ser ainda mais eficiente em um motor parametrizado e projetado exclusivamente para operação com esse combustível.

Com relação às emissões, embora as tecnologias em MCI aplicadas no controle de emissões tenham minimizado os índices de poluentes provindos da combustão, nada ainda pode ser considerado efetivo para mitigar as emissões, que são emitidas proporcionalmente ao consumo de combustível nos MCI. Nesse contexto, a busca por fontes de propulsão mais eficientes e mais limpas nunca foi tão necessária quanto atualmente.

6.2 CONTRIBUIÇÃO DO TRABALHO

Este trabalho contribui no que diz respeito à visão do funcionamento do motor flex quando funcionando com diferentes concentrações de gasolina e etanol. Sendo assim, o condutor dos veículos automotores tem a opção de escolha, de acordo com seu método de direção e para qual propósito está dirigindo.

Este trabalho disponibilizou também dados detalhados dos parâmetros de diferentes misturas de gasolina e etanol hidratado – bem como o avanço de ignição para cada mistura – que, por não serem de fácil acesso a várias empresas e universidades, poderão possibilitar uma maior precisão nas simulações computacionais que envolvam trabalhos com misturas de gasolina comercial e etanol hidratado.

Os resultados da análise de emissões para diferentes misturas de etanol hidratado na gasolina podem contribuir para estudos de eficiência global e de redução de emissões em veículos flex, incluindo possibilidade de validação de novos modelos computacionais para esses veículos.

Além disso, esta pesquisa também validou a utilização de um software de simulação de motores a combustão, para motores de ignição por faísca, apesar do seu principal foco ser em aplicações em motores por ignição espontânea. Podendo agora, manter um nível de confiabilidade sobre a ferramenta também para motores Otto e com isso evoluir as análises referentes.

6.3 RECOMENDAÇÕES

Com base em todo o estudo realizado, coloco-me na posição de propor alguns temas relacionados a essa área de atuação e de pesquisa, para serem desenvolvidas e até mesmo aperfeiçoadas. Sendo assim, acredito que a realização de um trabalho similar a este, com os mesmos objetivos, poderia ser realizado aplicando conceitos experimentais. Ou seja, realizar uma validação experimental prática deste conceito.

Proponho a elaboração de um modelo computacional de emissões para hidrocarbonetos, bem como para aldeídos não queimados, que seria considerado uma contribuição importante para os estudos de motores flex.

Proponho ainda a elaboração de uma pesquisa similar, porém, com um motor *flex fuel* com taxa de compressão mais desenhada para o melhor desempenho da gasolina, ou seja, com uma taxa de compressão menor. E, dessa forma, poderemos averiguar se o etanol combustível se sobressairá tanto quanto sobressaiu nesse estudo em relação a gasolina.

Os diferentes tipos de combustíveis utilizados em MCI apresentam diferenças em resultados de desempenho, eficiência e emissões. A continuidade de pesquisas e inovações tecnológicas em MCI deve focar em melhorias de eficiências e reduções de emissões, que tragam melhores resultados de eficiências energéticas, contribuições ao meio ambiente e à sustentabilidade.

REFERÊNCIAS

AMORIM, R.J., BAÊTA, J.G.C., VALLE, R.M., et al., 2005c, **Analysis of an Otto cycle engine performance regarding alcohol concentration in gasoline and CNG usage**, 18th International Congress of Mechanical Engineering.

ANP **Dados estatísticos mensais**. Disponível em: <http://www.anp.gov.br/?pg=6455526m=%26t1=%26t2=%26t3=%26t4=%E5%3C8%26cachebust=1408326992231>. Acesso em 4 nov. 2015.

BRASIL. **Decreto n. 76.593/75**. Disponível em: [http://nxt.anp.gov.br/nxt/gateway.dll/leg/folder_resolucoes/resolucoes_cnp/1976/rcnp%203%20-%201976.xml?fn=document-frameset.htm\\$f=templates\\$3.0](http://nxt.anp.gov.br/nxt/gateway.dll/leg/folder_resolucoes/resolucoes_cnp/1976/rcnp%203%20-%201976.xml?fn=document-frameset.htm$f=templates$3.0).

BRUNETTI F., **Motores de combustão interna**. 1 ed. Instituto Mauá de tecnologia 2012. Editora Blucher, 2012.

CAMARA M. M., **Simulação computacional de motor diesel marítimo utilizando software diesel rk**. Trabalho de graduação. UFRJ, 2015.

CARVALHO M. A. S., **Avaliação de um motor de combustão interna ciclo Otto utilizando diferentes tipos de combustíveis**. Dissertação de mestrado. UFBA, 2011.

ÇENGEL Y.A., BOLES M. A. **Termodinâmica**. 5ª ed., MC Graw Hill, 2006.

CHAVES R. T., **Estudo do uso de misturas de etanol hidratado e gasolinas automotivas em um motor astm-cfr**. Trabalho de Graduação. UFRJ, 2013.

GADELHA N. F., **Análise da eficiência técnica-econômica dos combustíveis em motores de ciclo Otto**, Revista Ciência e Tecnologia, v. 19, n. 35, p. 53-63, jul./dez. 2016.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. 1ª Ed, McGraw-Hill. New York, 1988.

HIGA H. Y., **Estudo e proposição para redução de consumo do motor flex-fuel**, Trabalho de graduação. São Paulo, 2011.

MELO T. C. C., **Computer simulation of a flex-fuel engine running on different gasoline-hydrous ethanol blends**, Tese de doutorado. UFRJ, 2012.

MELO, T. C. C. **Modelagem Termodinâmica de um motor do ciclo Otto tipo FLEX-FUEL funcionando com Gasolina, Álcool e Gás Natural**. Dissertação de M. Sc., COPPE/UFRJ. Rio de Janeiro, 2007.

NASCIMENTO, P. T. S. et al. **Exogenous Factors in the Development of Flexible Fuel Cars as a Local Dominant Technology**. Journal of Technology Management & Innovation, v. 4, n. 4, 2009b.

NASCIMENTO, P. T. S. et al. **The Technological Strategy of Brazilian Automakers for Flex Fuel Vehicles**. An Exploratory Study. In: PICMET Conference 2010. Tailândia: Proceedings of PICMET, 2010.

OWEN, K., COLEY, T. Automotive Fuels Reference Book. 2nd ed. SAE, 1995.
PULKRABEK, W. W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. Prentice Hall; 2nd edition. 2003.

REIS M. T., **Análise do consumo de combustíveis líquidos e emissões no setor de transportes no brasil**. Trabalho de Graduação. UFRJ, 2016.

VAZZOLÉR, L. F. R. **Trajetórias tecnológicas e política setorial: desafios para o desenvolvimento do veículo *flex fuel* no brasil**, Dissertação de mestrado. Unicamp, 2014.

APÊNDICE A – Resultado completo da simulação com maior potência

Motor em pleno funcionamento a uma rotação de 5550 rpm, utilizando como combustível o Etanol anidro E100+.

2017-05-23 21-48-46 "4L7.9/8 "
 Mode: #7 :: "RPM=5550, PR=2.00 ";
 Title: "A/F ratio is settled"
 www.diesel-rk.bmstu.ru
 Fuel: Álcool anidro E100+

```

----- PARAMETERS OF EFFICIENCY AND POWER -----
5550.0    - RPM          - Engine Speed, rev/min
85.439    - P_eng        - Piston Engine Power, kW
11.557    - BMEP         - Brake Mean Effective Pressure, bar
147.02    - Torque       - Brake Torque, N m
0.04974   - m_f          - Mass of Fuel Supplied per cycle, g
0.38775   - SFC         - Specific Fuel Consumption, kg/kWh
0.32015   - Eta_f        - Efficiency of piston engine
14.546    - IMEP        - Indicated Mean Effective Pressure, bar
0.40293   - Eta_i        - Indicated Efficiency
2.2320    - FMEP        - Friction Mean Effective Pressure, bar
0.79456   - Eta_m        - Mechanical Efficiency of Piston Engine

----- ENVIRONMENTAL PARAMETERS -----
1.0000    - po_amb      - Total Ambient Pressure, bar
293.00    - To_amb      - Total Ambient Temperature, K
1.0000    - p_Te        - Exhaust Back Pressure, bar (after turbine)
0.98000   - po_afltr   - Total Pressure after Induction Air Filter, bar

----- TURBOCHARGING AND GAS EXCHANGE -----
0.98000   - p_C          - Pressure before Inlet Manifold, bar
293.00    - T_C          - Temperature before Inlet Manifold, K
0.08372   - m_air        - Total Mass Airflow (+EGR) of Piston Engine, kg/s
0.0000    - Eta_TC       - Turbocharger Efficiency
1.0523    - po_T        - Average Total Turbine Inlet Pressure, bar
930.09    - To_T        - Average Total Turbine Inlet Temperature, K
0.09263   - m_gas        - Mass Exhaust Gasflow of Pison Engine, [g/s
0.99998   - A/F_eq.t   - Total Air Fuel Equivalence Ratio
1.0000    - F/A_eq.t   - Total Fuel Air Equivalence Ratio
-0.75635  - PMEP        - Pumping Mean Effective Pressure, bar
1.0399    - Eta_v        - Volumetric Efficiency
0.03213   - x_r          - Residual Gas Mass Fraction
1.0000    - Phi         - Coeff. of Scavenging (Delivery Ratio / Eta_v)
0.20428   - BF_int      - Burnt Gas Fraction Backflowed into the Intake, %
0.31567   - %Blow-by   - % of Blow-by through piston rings

----- INTAKE SYSTEM -----
0.97975   - p_int        - Average Intake Manifold Pressure, bar
297.89    - T_int        - Average Intake Manifold Temperature, K
347.89    - Tw_int       - Average Intake Manifold Wall Temperature, K
108.65    - hc_int       - Heat Transfer Coeff. in Intake Manifold, W/(m2*K)
348.43    - hc_int.p    - Heat Transfer Coeff. in Intake Port, W/(m2*K)

----- EXHAUST SYSTEM -----
1.0400    - p_exh        - Average Exhaust Manifold Gas Pressure, bar

```

927.54 - T_exh - Average Exhaust Manifold Gas Temperature, K
85.199 - v_exh - Average Gas Velocity in exhaust manifold, m/s
16.626 - Sh - Strouhal number: $Sh = a \cdot \tau / L$ (has to be: $Sh > 8$)
848.08 - Tw_exh - Average Exhaust Manifold Wall Temperature, K
271.22 - hc_exh - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Manifold, $W / (m^2 \cdot K)$
1248.5 - hc_exh.p - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Port, $W / (m^2 \cdot K)$

----- COMBUSTION -----

1.0000 - A/F_eq - Air Fuel Equivalence Ratio in the Cylinder
1.0000 - F/A_eq - Fuel Air Equivalence Ratio in the Cylinder
99.326 - p_max - Maximum Cylinder Pressure, bar
2723.2 - T_max - Maximum Cylinder Temperature, K
9.0000 - CA_p.max - Angle of Max. Cylinder Pressure, deg. A.TDC
14.0000 - CA_t.max - Angle of Max. Cylinder Temperature, deg. A.TDC
4.5128 - dp/dTheta - Max. Rate of Pressure Rise, bar/deg.
23.000 - Theta_i - Injection / Ignition Timing, deg. B.TDC
0.27972 - Phi_id - Ignition Delay Period, deg.
48.000 - Phi_z - Combustion duration, deg.
2.0609 - m_w - Wiebe's Factor in the Cylinder
97.119 - ON - Minimum Octane Number of fuel (knock limit)

----- ECOLOGICAL PARAMETERS -----

3395.5 - NOx,ppm - Fraction of wet NOx in exh. gas, ppm
14.589 - NO,g/kWh - Specif. NOx emiss. reduc. to NO, g/kWh
(Zeldovich)
0.0000 - SO2 - Specific SO2 emission, g/kWh

----- CYLINDER PARAMETERS -----

1.4236 - p_ivc - Pressure at IVC, bar
329.54 - T_ivc - Temperature at IVC, K
27.809 - p_tdc - Compression Pressure (at TDC), bar
702.93 - T_tdc - Compression Temperature (at TDC), K
7.0814 - p_evo - Pressure at EVO, bar
1521.1 - T_evo - Temperature at EVO, K

----- HEAT EXCHANGE IN THE CYLINDER -----

1481.1 - T_eq - Average Equivalent Temperature of Cycle, K
980.13 - hc_c - Aver. Factor of Heat Transfer in Cyl., $Wt / (m^2 \cdot K)$
521.31 - Tw_pist - Average Piston Crown Temperature, K
413.00 - Tw_liner - Average Cylinder Liner Temperature, K
482.70 - Tw_head - Average Head Wall Temperature, K
438.69 - Tw_cool - Average Temperature of Cooled Surface
head of Cylinder Head, K
386.65 - Tboil - Boiling Temp. in Liquid Cooling System, K
12897. - hc_cool - Average Factor of Heat Transfer, $W / (m^2 \cdot K)$
from head cooled surface to coolant
4857.2 - q_head - Heat Flow in a Cylinder Head, J/s
4669.3 - q_pist - Heat Flow in a Piston Crown, J/s
3775.7 - q_liner - Heat Flow in a Cylinder Liner, J/s

----- MAIN ENGINE CONSTRUCTION PARAMETERS -----

12.000 - CR - Compression Ratio
73.000 - EVO - Exhaust Valve Opening, deg. before BDC
28.000 - EVC - Exhaust Valve Closing, deg. after DC
28.000 - IVO - Intake Valve Opening, deg. before DC
70.000 - IVC - Intake Valve Closing, deg. after BDC

Versions: Kernel 24.09.08; RK-model Not used; NOx-model 5.06.08

APÊNDICE B – Resultado completo da simulação com maior torque

Motor em pleno funcionamento a uma rotação de 4000 rpm, utilizando como combustível 100% E100.

2017-05-20 18-25-10 "4L7.9/8 "

Mode: #5 :: "RPM=4000, PR=2.00 ";

Title: "A/F ratio is settled"

www.diesel-rk.bmstu.ru

Fuel: Álcool E100

```

----- PARAMETERS OF EFFICIENCY AND POWER -----
4000.0   - RPM           - Engine Speed, rev/min
71.255   - P_eng          - Piston Engine Power, kW
13.374   - BMEP           - Brake Mean Effective Pressure, bar
170.12   - Torque         - Brake Torque, N m
0.05876  - m_f           - Mass of Fuel Supplied per cycle, g
0.39585  - SFC         - Specific Fuel Consumption, kg/kWh
0.32831  - Eta_f         - Efficiency of piston engine
15.786   - IMEP         - Indicated Mean Effective Pressure, bar
0.38752  - Eta_i         - Indicated Efficiency
2.0011   - FMEP         - Friction Mean Effective Pressure, bar
0.84721  - Eta_m         - Mechanical Efficiency of Piston Engine

----- ENVIRONMENTAL PARAMETERS -----
1.0000   - po_amb        - Total Ambient Pressure, bar
293.00   - To_amb        - Total Ambient Temperature, K
1.0000   - p_Te         - Exhaust Back Pressure, bar (after turbine)
0.98000  - po_afltr     - Total Pressure after Induction Air Filter, bar

----- TURBOCHARGING AND GAS EXCHANGE -----
0.98000  - p_C           - Pressure before Inlet Manifold, bar
293.00   - T_C           - Temperature before Inlet Manifold, K
0.06930  - m_air         - Total Mass Airflow (+EGR) of Piston Engine, kg/s
0.0000   - Eta_TC        - Turbocharger Efficiency
1.0473   - po_T         - Average Total Turbine Inlet Pressure, bar
867.86   - To_T         - Average Total Turbine Inlet Temperature, K
0.07681  - m_gas         - Mass Exhaust Gasflow of Pison Engine, [g/s
0.99982  - A/F_eq.t     - Total Air Fuel Equivalence Ratio
1.0002   - F/A_eq.t     - Total Fuel Air Equivalence Ratio
-0.41074 - PMEP         - Pumping Mean Effective Pressure, bar
1.1976   - Eta_v         - Volumetric Efficiency
0.03495  - x_r          - Residual Gas Mass Fraction
1.0001   - Phi          - Coeff. of Scavenging (Delivery Ratio / Eta_v)
0.74167  - BF_int       - Burnt Gas Fraction Backflowed into the Intake, %
0.43686  - %Blow-by    - % of Blow-by through piston rings

----- INTAKE SYSTEM -----
0.96959  - p_int         - Average Intake Manifold Pressure, bar
302.11   - T_int         - Average Intake Manifold Temperature, K
352.09   - Tw_int        - Average Intake Manifold Wall Temperature, K
117.82   - hc_int        - Heat Transfer Coeff. in Intake Manifold, W/(m2*K)
302.18   - hc_int.p     - Heat Transfer Coeff. in Intake Port, W/(m2*K)

----- EXHAUST SYSTEM -----
1.0397   - p_exh         - Average Exhaust Manifold Gas Pressure, bar

```

866.34	- T_exh	- Average Exhaust Manifold Gas Temperature, K
66.236	- v_exh	- Average Gas Velocity in exhaust manifold, m/s
22.295	- Sh	- Strouhal number: $Sh = a \cdot \tau / L$ (has to be: $Sh > 8$)
786.27	- Tw_exh	- Average Exhaust Manifold Wall Temperature, K
233.98	- hc_exh	- Heat Transfer Coeff. in Exhaust Manifold,
W/(m ² *K)		
1077.0	- hc_exh.p	- Heat Transfer Coeff. in Exhaust Port, W/(m ² *K)
----- COMBUSTION -----		
1.0000	- A/F_eq	- Air Fiel Equivalence Ratio in the Cylinder
1.0000	- F/A_eq	- Fuel Air Equivalence Ratio in the Cylinder
118.16	- p_max	- Maximum Cylinder Pressure, bar
2684.3	- T_max	- Maximum Cylinder Temperature, K
7.0000	- CA_p.max	- Angle of Max. Cylinder Pressure, deg. A.TDC
12.000	- CA_t.max	- Angle of Max. Cylinder Temperature, deg. A.TDC
5.6361	- dp/dTheta	- Max. Rate of Pressure Rise, bar/deg.
23.000	- Theta_i	- Injection / Ignition Timing, deg. B.TDC
0.20160	- Phi_id	- Ignition Delay Period, deg.
45.000	- Phi_z	- Combustion duration, deg.
1.8286	- m_w	- Wiebe's Factor in the Cylinder
115.12	- ON	- Minimum Octane Number of fuel (knock limit)
----- ECOLOGICAL PARAMETERS -----		
3522.5	- NOx,ppm	- Fraction of wet NOx in exh. gas, ppm
15.117	- NO,g/kWh	- Specif. NOx emiss. reduc. to NO, g/kWh
(Zeldovich)		
0.0000	- SO2	- Specific SO2 emission, g/kWh
----- CYLINDER PARAMETERS -----		
1.5914	- p_ivc	- Pressure at IVC, bar
318.83	- T_ivc	- Temperature at IVC, K
31.327	- p_tdc	- Compression Pressure (at TDC), bar
685.54	- T_tdc	- Compression Temperature (at TDC), K
7.7156	- p_evo	- Pressure at EVO, bar
1436.1	- T_evo	- Temperaure at EVO, K
----- HEAT EXCHANGE IN THE CYLINDER -----		
1524.4	- T_eq	- Average Equivalent Temperature of Cycle, K
913.09	- hc_c	- Aver. Factor of Heat Transfer in Cyl., Wt/m ² /K
520.57	- Tw_pist	- Average Piston Crown Temperature, K
413.00	- Tw_liner	- Average Cylinder Liner Temperature, K
481.68	- Tw_head	- Average Head Wall Temperature, K
439.21	- Tw_cool	- Average Temperature of Cooled Surface
	head	of Cylinder Head, K
386.65	- Tboil	- Boiling Temp. in Liquid Cooling System, K
12519.	- hc_cool	- Average Factor of Heat Transfer, W/(m ² *K)
		from head cooled surface to coolant
4725.8	- q_head	- Heat Flow in a Cylinder Head, J/s
4549.5	- q_pist	- Heat Flow in a Piston Crown, J/s
2811.8	- q_liner	- Heat Flow in a Cylinder Liner, J/s
----- MAIN ENGINE CONSTRUCTION PARAMETERS -----		
12.000	- CR	- Compression Ratio
73.000	- EVO	- Exhaust Valve Opening, deg. before BDC
28.000	- EVC	- Exhaust Valve Closing, deg. after DC
28.000	- IVO	- Intake Valve Opening, deg. before DC
70.000	- IVC	- Intake Valve Closing, deg. after BDC

Versions: Kernel 24.09.08; RK-model Not used; NOx-model 5.06.08

APÊNDICE C – Resultado completo da simulação com menor consumo específico

Motor a uma rotação de 3000 rpm, utilizando como combustível a gasolina E0.

```

2017-05-23 21-19-04 "4L7.9/8 "
Mode: #4 :: "RPM=3000, PR=2.00 ";
Title: "A/F ratio is settled"
www.diesel-rk.bmstu.ru
Fuel:      Gasolina E0

----- PARAMETERS OF EFFICIENCY AND POWER -----
3000.0    - RPM      - Engine Speed, rev/min
39.595   - P_eng    - Piston Engine Power, kW
9.9088   - BMEP     - Brake Mean Effective Pressure, bar
126.04   - Torque   - Brake Torque, N m
0.02600  - m_f      - Mass of Fuel Supplied per cycle, g
0.23636  - SFC      - Specific Fuel Consumption, kg/kWh
0.33112  - Eta_f    - Efficiency of piston engine
11.458   - IMEP     - Indicated Mean Effective Pressure, bar
0.38290  - Eta_i    - Indicated Efficiency
1.3778   - FMEP     - Friction Mean Effective Pressure, bar
0.86476  - Eta_m    - Mechanical Efficiency of Piston Engine

----- ENVIRONMENTAL PARAMETERS -----
1.0000   - po_amb   - Total Ambient Pressure, bar
293.00   - To_amb   - Total Ambient Temperature, K
1.0000   - p_Te     - Exhaust Back Pressure, bar (after turbine)
0.98000  - po_afltr - Total Pressure after Induction Air Filter, bar

----- TURBOCHARGING AND GAS EXCHANGE -----
0.98000  - p_C      - Pressure before Inlet Manifold, bar
293.00   - T_C      - Temperature before Inlet Manifold, K
0.03978  - m_air    - Total Mass Airflow (+EGR) of Piston Engine, kg/s
0.0000   - Eta_TC   - Turbocharger Efficiency
1.0424   - po_T     - Average Total Turbine Inlet Pressure, bar
875.97   - To_T     - Average Total Turbine Inlet Temperature, K
0.04214  - m_gas    - Mass Exhaust Gasflow of Pison Engine, [g/s
1.0001   - A/F_eq.t - Total Air Fuel Equivalence Ratio
0.99993  - F/A_eq.t - Total Fuel Air Equivalence Ratio
-0.17182 - PMEP     - Pumping Mean Effective Pressure, bar
0.87720  - Eta_v    - Volumetric Efficiency
0.05008  - x_r      - Residual Gas Mass Fraction
1.0001   - Phi      - Coeff. of Scavenging (Delivery Ratio / Eta_v)
1.1545   - BF_int  - Burnt Gas Fraction Backflowed into the Intake, %
0.55516  - %Blow-by - % of Blow-by through piston rings

----- INTAKE SYSTEM -----
0.97444  - p_int    - Average Intake Manifold Pressure, bar
307.19   - T_int    - Average Intake Manifold Temperature, K
357.19   - Tw_int   - Average Intake Manifold Wall Temperature, K
94.081   - hc_int   - Heat Transfer Coeff. in Intake Manifold, W/(m2*K)
191.56   - hc_int.p - Heat Transfer Coeff. in Intake Port, W/(m2*K)

----- EXHAUST SYSTEM -----
1.0400   - p_exh    - Average Exhaust Manifold Gas Pressure, bar
875.50   - T_exh    - Average Exhaust Manifold Gas Temperature, K
36.747   - v_exh    - Average Gas Velocity in exhaust manifold, m/s

```

```

29.883 - Sh - Strouhal number: Sh=a*Tau/L (has to be: Sh > 8)
781.41 - Tw_exh - Average Exhaust Manifold Wall Temperature, K
157.18 - hc_exh - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Manifold,
W/(m2*K)
723.53 - hc_exh.p - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Port, W/(m2*K)

----- COMBUSTION -----
1.0000 - A/F_eq - Air Fuel Equivalence Ratio in the Cylinder
1.0000 - F/A_eq - Fuel Air Equivalence Ratio in the Cylinder
58.447 - p_max - Maximum Cylinder Pressure, bar
2544.1 - T_max - Maximum Cylinder Temperature, K
19.000 - CA_p.max - Angle of Max. Cylinder Pressure, deg. A.TDC
26.000 - CA_t.max - Angle of Max. Cylinder Temperature, deg. A.TDC
2.1094 - dp/dTheta - Max. Rate of Pressure Rise, bar/deg.
9.0000 - Theta_i - Injection / Ignition Timing, deg. B.TDC
0.15120 - Phi_id - Ignition Delay Period, deg.
43.000 - Phi_z - Combustion duration, deg.
2.5108 - m_w - Wiebe's Factor in the Cylinder
83.232 - ON - Minimum Octane Number of fuel (knock limit)

----- ECOLOGICAL PARAMETERS -----
4216.9 - NOx,ppm - Fraction of wet NOx in exh. gas, ppm
18.013 - NO,g/kWh - Specif. NOx emiss. reduc. to NO, g/kWh
(Zeldovich)
0.0000 - SO2 - Specific SO2 emission, g/kWh

----- CYLINDER PARAMETERS -----
1.4117 - p_ivc - Pressure at IVC, bar
379.86 - T_ivc - Temperature at IVC, K
26.296 - p_tdc - Compression Pressure (at TDC), bar
773.27 - T_tdc - Compression Temperature (at TDC), K
6.1589 - p_evo - Pressure at EVO, bar
1542.1 - T_evo - Temperature at EVO, K

----- HEAT EXCHANGE IN THE CYLINDER -----
1266.4 - T_eq - Average Equivalent Temperature of Cycle, K
528.04 - hc_c - Aver. Factor of Heat Transfer in Cyl., Wt/m2/K
453.14 - Tw_pist - Average Piston Crown Temperature, K
413.00 - Tw_liner - Average Cylinder Liner Temperature, K
419.58 - Tw_head - Average Head Wall Temperature, K
399.70 - Tw_cool - Average Temperature of Cooled Surface
head of Cylinder Head, K
386.65 - Tboil - Boiling Temp. in Liquid Cooling System, K
12235. - hc_cool - Average Factor of Heat Transfer, W/(m2*K)
from head cooled surface to coolant
2219.7 - q_head - Heat Flow in a Cylinder Head, J/s
2131.7 - q_pist - Heat Flow in a Piston Crown, J/s
2084.7 - q_liner - Heat Flow in a Cylinder Liner, J/s

----- MAIN ENGINE CONSTRUCTION PARAMETERS -----
12.000 - CR - Compression Ratio
73.000 - EVO - Exhaust Valve Opening, deg. before BDC
28.000 - EVC - Exhaust Valve Closing, deg. after DC
28.000 - IVO - Intake Valve Opening, deg. before DC
70.000 - IVC - Intake Valve Closing, deg. after BDC

```

Versions: Kernel 24.09.08; RK-model Not used; NOx-model 5.06.08

APÊNDICE D – Resultado completo da simulação com menor emissão de NOx

Motor a uma rotação de 1000 rpm, utilizando como combustível 100% E100.

```

2017-05-20 17-07-14 "4L7.9/8 "
Mode: #1 :: "RPM=1000, PR=2.00 ";
Title: "A/F ratio is settled"
www.diesel-rk.bmstu.ru
Fuel:      Álcool E100

----- PARAMETERS OF EFFICIENCY AND POWER -----
1000.0      - RPM          - Engine Speed, rev/min
12.201     - P_eng       - Piston Engine Power, kW
9.1603     - BMEP        - Brake Mean Effective Pressure, bar
116.52     - Torque      - Brake Torque, N m
0.04632    - m_f         - Mass of Fuel Supplied per cycle, g
0.45553    - SFC         - Specific Fuel Consumption, kg/kWh
0.28530    - Eta_f       - Efficiency of piston engine
10.176     - IMEP        - Indicated Mean Effective Pressure, bar
0.31694    - Eta_i       - Indicated Efficiency
0.93300    - FMEP        - Friction Mean Effective Pressure, bar
0.90018    - Eta_m       - Mechanical Efficiency of Piston Engine

----- ENVIRONMENTAL PARAMETERS -----
1.0000     - po_amb     - Total Ambient Pressure, bar
293.00     - To_amb     - Total Ambient Temperature, K
1.0000     - p_Te       - Exhaust Back Pressure, bar (after turbine)
0.98000    - po_afltr   - Total Pressure after Induction Air Filter, bar

----- TURBOCHARGING AND GAS EXCHANGE -----
0.98000    - p_C        - Pressure before Inlet Manifold, bar
293.00     - T_C        - Temperature before Inlet Manifold, K
0.01361    - m_air      - Total Mass Airflow (+EGR) of Piston Engine, kg/s
0.0000     - Eta_TC     - Turbocharger Efficiency
1.0404     - po_T       - Average Total Turbine Inlet Pressure, bar
647.87     - To_T       - Average Total Turbine Inlet Temperature, K
0.01491    - m_gas      - Mass Exhaust Gasflow of Pison Engine, [g/s
0.99631    - A/F_eq.t   - Total Air Fuel Equivalence Ratio
1.0037     - F/A_eq.t   - Total Fuel Air Equivalence Ratio
-0.08281   - PMEP       - Pumping Mean Effective Pressure, bar
0.94263    - Eta_v      - Volumetric Efficiency
0.07673    - x_r        - Residual Gas Mass Fraction
1.0002     - Phi        - Coeff. of Scavenging (Delivery Ratio / Eta_v)
2.7855     - BF_int     - Burnt Gas Fraction Backflowed into the Intake, %
1.6278     - %Blow-by  - % of Blow-by through piston rings

----- INTAKE SYSTEM -----
0.97948    - p_int      - Average Intake Manifold Pressure, bar
322.00     - T_int      - Average Intake Manifold Temperature, K
371.94     - Tw_int     - Average Intake Manifold Wall Temperature, K
94.391     - hc_int     - Heat Transfer Coeff. in Intake Manifold, W/(m2*K)
87.250     - hc_int.p   - Heat Transfer Coeff. in Intake Port, W/(m2*K)

----- EXHAUST SYSTEM -----
1.0403     - p_exh      - Average Exhaust Manifold Gas Pressure, bar
647.85     - T_exh      - Average Exhaust Manifold Gas Temperature, K
9.0584     - v_exh      - Average Gas Velocity in exhaust manifold, m/s

```

```

77.117 - Sh - Strouhal number:  $Sh = a \cdot \tau / L$  (has to be:  $Sh > 8$ )
578.96 - Tw_exh - Average Exhaust Manifold Wall Temperature, K
90.000 - hc_exh - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Manifold,
W/(m2*K)
324.71 - hc_exh.p - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Port, W/(m2*K)

----- COMBUSTION -----
1.0000 - A/F_eq - Air Fuel Equivalence Ratio in the Cylinder
1.0000 - F/A_eq - Fuel Air Equivalence Ratio in the Cylinder
79.030 - p_max - Maximum Cylinder Pressure, bar
2376.9 - T_max - Maximum Cylinder Temperature, K
11.000 - CA_p.max - Angle of Max. Cylinder Pressure, deg. A.TDC
15.000 - CA_t.max - Angle of Max. Cylinder Temperature, deg. A.TDC
4.1165 - dp/dTheta - Max. Rate of Pressure Rise, bar/deg.
14.000 - Theta_i - Injection / Ignition Timing, deg. B.TDC
0.05040 - Phi_id - Ignition Delay Period, deg.
36.000 - Phi_z - Combustion duration, deg.
2.4689 - m_w - Wiebe's Factor in the Cylinder
122.51 - ON - Minimum Octane Number of fuel (knock limit)

----- ECOLOGICAL PARAMETERS -----
2541.0 - NOx,ppm - Fraction of wet NOx in exh. gas, ppm
13.063 - NO,g/kWh - Specif. NOx emiss. reduc. to NO, g/kWh
(Zeldovich)
0.0000 - SO2 - Specific SO2 emission, g/kWh

----- CYLINDER PARAMETERS -----
1.2986 - p_ivc - Pressure at IVC, bar
315.52 - T_ivc - Temperature at IVC, K
25.155 - p_tdc - Compression Pressure (at TDC), bar
669.83 - T_tdc - Compression Temperature (at TDC), K
4.8902 - p_evo - Pressure at EVO, bar
1116.7 - T_evo - Temperature at EVO, K

----- HEAT EXCHANGE IN THE CYLINDER -----
1389.7 - T_eq - Average Equivalent Temperature of Cycle, K
348.21 - hc_c - Aver. Factor of Heat Transfer in Cyl., Wt/m2/K
440.89 - Tw_pist - Average Piston Crown Temperature, K
413.00 - Tw_liner - Average Cylinder Liner Temperature, K
408.14 - Tw_head - Average Head Wall Temperature, K
392.40 - Tw_cool - Average Temperature of Cooled Surface
head of Cylinder Head, K
386.65 - Tboil - Boiling Temp. in Liquid Cooling System, K
11459. - hc_cool - Average Factor of Heat Transfer, W/(m2*K)
from head cooled surface to coolant
1696.6 - q_head - Heat Flow in a Cylinder Head, J/s
1640.0 - q_pist - Heat Flow in a Piston Crown, J/s
605.35 - q_liner - Heat Flow in a Cylinder Liner, J/s

----- MAIN ENGINE CONSTRUCTION PARAMETERS -----
12.000 - CR - Compression Ratio
73.000 - EVO - Exhaust Valve Opening, deg. before BDC
28.000 - EVC - Exhaust Valve Closing, deg. after DC
28.000 - IVO - Intake Valve Opening, deg. before DC
70.000 - IVC - Intake Valve Closing, deg. after BDC

```

Versions: Kernel 24.09.08; RK-model Not used; NOx-model 5.06.08

APÊNDICE E – Resultado completo da simulação com maior eficiência térmica

Motor a uma rotação de 2850 rpm, utilizando como combustível a mistura com 25% E27 + 75% E100

2017-05-22 00-36-50 "4L7.9/8 "

Mode: #3 :: "RPM=2850, PR=2.00 ";

Title: "A/F ratio is settled"

www.diesel-rk.bmstu.ru

Fuel: 25% E27 + 75% E100

```

----- PARAMETERS OF EFFICIENCY AND POWER -----
2850.0   - RPM           - Engine Speed, rev/min
45.468   - P_eng          - Piston Engine Power, kW
11.978   - BMEP           - Brake Mean Effective Pressure, bar
152.36   - Torque         - Brake Torque, N m
0.04527  - m_f           - Mass of Fuel Supplied per cycle, g
0.34053  - SFC          - Specific Fuel Consumption, kg/kWh
0.33962  - Eta_f          - Efficiency of piston engine
13.665   - IMEP          - Indicated Mean Effective Pressure, bar
0.38746  - Eta_i          - Indicated Efficiency
1.4931   - FMEP          - Friction Mean Effective Pressure, bar
0.87653  - Eta_m          - Mechanical Efficiency of Piston Engine

----- ENVIRONMENTAL PARAMETERS -----
1.0000   - po_amb        - Total Ambient Pressure, bar
293.00   - To_amb        - Total Ambient Temperature, K
1.0000   - p_Te          - Exhaust Back Pressure, bar (after turbine)
0.98000  - po_afltr     - Total Pressure after Induction Air Filter, bar

----- TURBOCHARGING AND GAS EXCHANGE -----
0.98000  - p_C            - Pressure before Inlet Manifold, bar
293.00   - T_C            - Temperature before Inlet Manifold, K
0.04322  - m_air          - Total Mass Airflow (+EGR) of Piston Engine, kg/s
0.0000   - Eta_TC          - Turbocharger Efficiency
1.0424   - po_T            - Average Total Turbine Inlet Pressure, bar
828.00   - To_T            - Average Total Turbine Inlet Temperature, K
0.04724  - m_gas          - Mass Exhaust Gasflow of Pison Engine, [g/s
1.0005   - A/F_eq.t       - Total Air Fuel Equivalence Ratio
0.99947  - F/A_eq.t       - Total Fuel Air Equivalence Ratio
-0.19414 - PMEP           - Pumping Mean Effective Pressure, bar
1.0352   - Eta_v          - Volumetric Efficiency
0.04720  - x_r            - Residual Gas Mass Fraction
1.0002   - Phi            - Coeff. of Scavenging (Delivery Ratio / Eta_v)
1.1640   - BF_int        - Burnt Gas Fraction Backflowed into the Intake, %
0.58653  - %Blow-by      - % of Blow-by through piston rings

----- INTAKE SYSTEM -----
0.97348  - p_int          - Average Intake Manifold Pressure, bar
307.87   - T_int          - Average Intake Manifold Temperature, K
357.87   - Tw_int         - Average Intake Manifold Wall Temperature, K
104.88   - hc_int         - Heat Transfer Coeff. in Intake Manifold, W/(m2*K)
212.32   - hc_int.p       - Heat Transfer Coeff. in Intake Port, W/(m2*K)

----- EXHAUST SYSTEM -----
1.0397   - p_exh          - Average Exhaust Manifold Gas Pressure, bar

```

```

827.48 - T_exh - Average Exhaust Manifold Gas Temperature, K
38.892 - v_exh - Average Gas Velocity in exhaust manifold, m/s
30.581 - Sh - Strouhal number: Sh=a*Tau/L (has to be: Sh > 8)
743.36 - Tw_exh - Average Exhaust Manifold Wall Temperature, K
167.15 - hc_exh - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Manifold,
W/(m2*K)
769.43 - hc_exh.p - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Port, W/(m2*K)

----- COMBUSTION -----
1.0000 - A/F_eq - Air Fiel Equivalence Ratio in the Cylinder
1.0000 - F/A_eq - Fuel Air Equivalence Ratio in the Cylinder
84.884 - p_max - Maximum Cylinder Pressure, bar
2548.0 - T_max - Maximum Cylinder Temperature, K
13.000 - CA_p.max - Angle of Max. Cylinder Pressure, deg. A.TDC
19.000 - CA_t.max - Angle of Max. Cylinder Temperature, deg. A.TDC
3.8309 - dp/dTheta - Max. Rate of Pressure Rise, bar/deg.
15.000 - Theta_i - Injection / Ignition Timing, deg. B.TDC
0.14364 - Phi_id - Ignition Delay Period, deg.
43.000 - Phi_z - Combustion duration, deg.
2.1428 - m_w - Wiebe's Factor in the Cylinder
103.06 - ON - Minimum Octane Number of fuel (knock limit)

----- ECOLOGICAL PARAMETERS -----
3515.9 - NOx,ppm - Fraction of wet NOx in exh. gas, ppm
14.793 - NO,g/kWh - Specif. NOx emiss. reduc. to NO, g/kWh
(Zeldovich)
0.0000 - SO2 - Specific SO2 emission, g/kWh

----- CYLINDER PARAMETERS -----
1.4536 - p_ivc - Pressure at IVC, bar
332.53 - T_ivc - Temperature at IVC, K
28.095 - p_tdc - Compression Pressure (at TDC), bar
702.34 - T_tdc - Compression Temperature (at TDC), K
6.7006 - p_evo - Pressure at EVO, bar
1426.6 - T_evo - Temperaure at EVO, K

----- HEAT EXCHANGE IN THE CYLINDER -----
1367.6 - T_eq - Average Equivalent Temperature of Cycle, K
623.45 - hc_c - Aver. Factor of Heat Transfer in Cyl., Wt/m2/K
471.43 - Tw_pist - Average Piston Crown Temperature, K
413.00 - Tw_liner - Average Cylinder Liner Temperature, K
436.61 - Tw_head - Average Head Wall Temperature, K
411.09 - Tw_cool - Average Temperature of Cooled Surface
head of Cylinder Head, K
386.65 - Tboil - Boiling Temp. in Liquid Cooling System, K
12189. - hc_cool - Average Factor of Heat Transfer, W/(m2*K)
from head cooled surface to coolant
2881.0 - q_head - Heat Flow in a Cylinder Head, J/s
2773.3 - q_pist - Heat Flow in a Piston Crown, J/s
1926.8 - q_liner - Heat Flow in a Cylinder Liner, J/s

----- MAIN ENGINE CONSTRUCTION PARAMETERS -----
12.000 - CR - Compression Ratio
73.000 - EVO - Exhaust Valve Opening, deg. before BDC
28.000 - EVC - Exhaust Valve Closing, deg. after DC
28.000 - IVO - Intake Valve Opening, deg. before DC
70.000 - IVC - Intake Valve Closing, deg. after BDC

```

Versions: Kernel 24.09.08; RK-model Not used; NOx-model 5.06.08

ANEXO A – Termo de autenticidade



UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
FACULDADE DE ENGENHARIA

Termo de Declaração de Autenticidade de Autoria

Declaro, sob as penas da lei e para os devidos fins, junto à Universidade Federal de Juiz de Fora, que meu Trabalho de Conclusão de Curso do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica é original, de minha única e exclusiva autoria. E não se trata de cópia integral ou parcial de textos e trabalhos de autoria de outrem, seja em formato de papel, eletrônico, digital, áudio-visual ou qualquer outro meio.

Declaro ainda ter total conhecimento e compreensão do que é considerado plágio, não apenas a cópia integral do trabalho, mas também de parte dele, inclusive de artigos e/ou parágrafos, sem citação do autor ou de sua fonte.

Declaro, por fim, ter total conhecimento e compreensão das punições decorrentes da prática de plágio, através das sanções civis previstas na lei do direito autoral¹ e criminais previstas no Código Penal², além das cominações administrativas e acadêmicas que poderão resultar em reprovação no Trabalho de Conclusão de Curso.

Juiz de Fora, ____ de _____ de 20 ____.

NOME LEGÍVEL DO ALUNO (A)

Matrícula

ASSINATURA

CPF

¹ LEI N° 9.610, DE 19 DE FEVEREIRO DE 1998. Altera, atualiza e consolida a legislação sobre direitos autorais e dá outras providências.

² Art. 184. Violar direitos de autor e os que lhe são conexos: Pena - detenção, de 3 (três) meses a 1 (um) ano, ou multa.