

UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO E MECÂNICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Alexandre Diniz Assis

**ANÁLISE DE DESEMPENHO E EMISSÃO DE POLUENTES EM
MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO UTILIZANDO
COMBUSTÍVEL DIESEL COM ADIÇÃO DE ETANOL**

JUIZ DE FORA

2021

Ficha catalográfica elaborada através do Modelo Latex do CDC da UFJF
com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

..
ANÁLISE DE DESEMPENHO E EMISSÃO DE POLUENTES EM
MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO UTILIZANDO COMBUS-
TÍVEL DIESEL COM ADIÇÃO DE ETANOL / Alexandre Diniz Assis.
– 2021.

78 f. : il.

Orientador: Prof. Dr. Marco Aurélio da Cunha Alves

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – UNIVERSIDADE FE-
DERAL DE JUIZ DE FORA, DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE
PRODUÇÃO E MECÂNICA. CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHA-
RIA MECÂNICA, 2021.

1. Diesel. 2. Etanol. 3. Motor de combustão interna. 4. Diesel-RK. 5.
Emissão. I. Alves, Marco Aurélio da Cunha, orient. II. Título.

Alexandre Diniz Assis

**ANÁLISE DE DESEMPENHO E EMISSÃO DE POLUENTES EM
MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO UTILIZANDO
COMBUSTÍVEL DIESEL COM ADIÇÃO DE ETANOL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Marco Aurélio da Cunha Alves

JUIZ DE FORA

2021

Alexandre Diniz Assis

**ANÁLISE DE DESEMPENHO E EMISSÃO DE POLUENTES EM
MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO UTILIZANDO
COMBUSTÍVEL DIESEL COM ADIÇÃO DE ETANOL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
à Faculdade de Engenharia da Universidade
Federal de Juiz de Fora, como requisito par-
cial para a obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica.

Aprovada em 10 de março de 2021.

BANCA EXAMINADORA

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

M.Sc, Leonardo Luiz Veiga Rodrigues
Universidade Federal de Juiz de Fora

M.Sc, Matheus Pereira Antunes
Universidade Federal de Juiz de Fora

AGRADECIMENTOS

Chega um momento na vida onde o menino tem de ser forte e ir viver a vida por conta própria. Apesar de ser algo natural, não se torna mais fácil, nem mesmo com o passar do tempo, viver sem a presença daqueles que amamos. Porém, em momentos especiais como este, no qual um ciclo de grande luta é chegado ao fim, é que percebemos o quão grato devemos ser àqueles que estiveram conosco nos melhores e nos piores momentos.

Aos colegas de graduação e aos docentes os quais tive a honra de conhecer e ter a oportunidade de aprender, fica meu eterno reconhecimento e agradecimento. Um agradecimento em especial ao professor Marco Alves, o qual foi e é uma fonte de inspiração e que tanto auxiliou neste trabalho.

A Deus, eu agradeço por ter dado sabedoria e a oportunidade de ter essa experiência de fazer uma faculdade de qualidade.

Aos meus pais, Ângelo e Eliana, eu agradeço por tudo, pois sem eles eu sequer teria coragem de botar os pés fora de casa, pois são meu porto seguro e meus maiores exemplos.

Aos meus irmãos, Albert e André, hoje eu sei o quanto que as nossas brigas de criança me tornaram mais forte para poder aguentar a dureza da vida.

Aos meus fiéis e grandes amigos, os quais são numerosos e os quais eu não preciso citar nomes pois eles sabem quem são, minha eterna gratidão pois a amizade é uma dádiva a qual não há valor que consiga pagar.

“Julgue seu sucesso pelas coisas que você teve que renunciar para conseguir.”

Dalai Lama.

RESUMO

Foi realizada uma simulação de um motor de ignição por compressão utilizando combustível diesel misturado com etanol. O motor considerado para a simulação foi o motor eletrônico OM-924 LA da fabricante Mercedes-Benz, de 4 cilindros, com potência de 208 cavalos. O *software* russo chamado Diesel-RK foi usado para realizar a modelagem e validação do motor, bem como todas as simulações de mistura pois este *software* é capaz de prever o desempenho bem como a formação e emissão de diferentes poluentes nocivos ao meio ambiente. As análises dos resultados mostram que o desempenho e o consumo do motor aumentam ligeiramente com a adição de etanol, bem como a eficiência térmica. Quanto às emissões de gases analisadas, houve redução na emissão de NO_x e de material particulado.

Palavras-chave: Diesel. Etanol. Motor de combustão interna. Diesel-RK. Emissão.

ABSTRACT

A compression ignition engine simulation was performed using diesel fuel mixed with ethanol. The engine considered for the simulation was the electronic engine OM-924 LA from the manufacturer Mercedes-Benz, with 4 cylinders, with 208 horsepower. The russian *software* called Diesel-RK was used to perform the modeling and validation of the engine, as well as all the mixing simulations because this *software* is able to predict the performance as well as the formation and emission of different pollutants harmful to the environment. The analysis of the results show that engine performance and consumption slightly increases with the addition of ethanol, as well as thermal efficiency. As for the emissions of gases analyzed, there was a reduction in the emission of NO_x and particulate matter.

Key-words: Diesel. Ethanol. Engine. Performance. Emission.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Evolução do consumo de combustíveis no Brasil.	15
Figura 2 – Motor ciclo Diesel de 4 tempos.	21
Figura 3 – Compromisso NO_x - Material Particulado.	24
Figura 4 – Componentes e participação de carbono na emissão de MP em motores Diesel.	25
Figura 5 – Diagrama de um spray diesel.	29
Figura 6 – Comparação entre simulação e calculado de concentração de NO_x nos gases de escape de de motor a diesel.	34
Figura 7 – Motor Mercedes-Benz OM-924 LA	38
Figura 8 – Curva de desempenho do motor OM-924 LA.	39
Figura 9 – Primeira tela de interface de projeto no <i>software</i>	43
Figura 10 – Segunda tela de interface de projeto no <i>software</i>	44
Figura 11 – Terceira tela de interface de projeto no <i>software</i>	45
Figura 12 – Quarta tela de interface de projeto no <i>software</i>	46
Figura 13 – Quinta tela de interface de projeto no <i>software</i>	47
Figura 14 – Interface de ajuste das propriedades do combustível.	48
Figura 15 – Interface de ajuste das propriedades do funcionamento do motor. . . .	49
Figura 16 – Comparação das curvas do fabricante com as curvas simuladas no <i>software</i> Diesel-RK.	53
Figura 17 – Comparação da potência simulada entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo A.	55
Figura 18 – Comparação da potência simulada entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo B.	56
Figura 19 – Comparação do torque simulado entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo A.	57
Figura 20 – Comparação do torque simulado entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo B.	57
Figura 21 – Comparação do consumo específico simulado entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo A.	59
Figura 22 – Comparação do consumo específico simulado entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo B.	59
Figura 23 – Comparação da eficiência energética simulada entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo A.	61
Figura 24 – Comparação da eficiência energética simulada entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo B.	61
Figura 25 – Comparação da emissão de material particulado simulado entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo A.	63

Figura 26 – Comparação da emissão de material particulado simulado entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo B.	63
Figura 27 – Comparação da emissão de NO_x simulado entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo A.	65
Figura 28 – Comparação da emissão de NO_x simulado entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo B.	65

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Características do motor OM-924 LA	39
Tabela 2 – Propriedades físico químicas do etanol, diesel mineral S10 e biodiesel.	40
Tabela 3 – Propriedades físico químicas das misturas utilizando diesel S10 tipo A com adição de etanol anidro.	41
Tabela 4 – Propriedades físico químicas das misturas utilizando diesel S10 tipo B com adição de etanol anidro.	42
Tabela 5 – Configurações de operação do motor.	52
Tabela 6 – Valores máximos, mínimos e médios de potência em kW.	56
Tabela 7 – Valores máximos, mínimos e médios de torque em Nm.	58
Tabela 8 – Valores máximos, mínimos e médios de consumo em kg/kWh.	60
Tabela 9 – Valores máximos, mínimos e médios de eficiência térmica em %.	62
Tabela 10 – Valores máximos, mínimos e médios de emissão de material particulado em g/kWh.	64
Tabela 11 – Valores máximos, mínimos e médios de emissão de NO_x em ppm.	66
Tabela 12 – Resumo dos resultados.	66

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação brasileira de normas técnicas
ANP	Agência nacional de petróleo, gás natural e biocombustíveis
B0	Diesel S10 puro
B100	Biodiesel S10 puro
B0.E0	Diesel S10 tipo A sem adição de etanol
B0.E5	Diesel S10 tipo A com 5% de etanol
B0.E10	Diesel S10 tipo A com 10% de etanol
B0.E15	Diesel S10 tipo A com 15% de etanol
B12.E0	Diesel S10 tipo B sem adição de etanol
B12.E5	Diesel S10 tipo B com 5% de etanol
B12.E10	Diesel S10 tipo B com 10% de etanol
B12.E15	Diesel S10 tipo B com 15% de etanol
BCB	Banco central do Brasil
CEC	Consumo específico de combustível
CNTP	Condições normais de temperatura e pressão
CO	Monóxido de carbono
CONAMA	Conselho nacional do meio ambiente
E100	Etanol anidro
HC	Hidrocarbonetos
IBGE	Instituto brasileiro de geografia e estatística
MCI	Motor de combustão interna
MIC	Motor de ignição por compressão
MP	Material particulado
NO _x	Óxidos de nitrogênio
NO ₂	Dióxido de nitrogênio

PCI	Poder calorífico inferior
PEMF	Pressão efetiva média de fricção
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
PNPB	Programa de produção e uso de biodiesel
PPM	Partículas por milhão
PROÁLCOOL	Programa nacional do álcool
PROCONVE	Programa de controle da poluição do ar por veículos automotores
RPM	Rotações por minuto
SO ₂	Dióxido de enxofre

LISTA DE SÍMBOLOS

\dot{m}	Vazão mássica de combustível no motor
m_f	Massa de combustível por ciclo
η_c	Eficiência da combustão do motor
η_{comp}	Eficiência adiabática do compressor
η_t	Eficiência térmica do motor
λ	Razão equivalente de ar/combustível
ω	Velocidade angular do virabrequim
P_e	Potência efetiva
τ	Taxa de liberação de calor
T	Torque

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	Considerações iniciais	15
1.2	Motivação	16
1.2.1	Relevância Científica	16
1.2.2	Relevância Social	16
1.2.3	Relevância Pessoal	16
1.3	Objetivos	17
1.3.1	Objetivo Geral	17
1.3.2	Objetivo Específico	17
2	REFERENCIAL TEÓRICO	18
2.1	Combustíveis	18
2.1.1	Óleo diesel	18
2.1.2	Etanol	19
2.1.3	Utilização combinada dos combustíveis	19
2.2	Princípio de funcionamento de motores a combustão interna	20
2.2.1	Características de motores de ignição por compressão	20
2.2.2	Parâmetros fundamentais dos motores	22
2.2.2.1	Torque	22
2.2.2.2	Potência	22
2.2.2.3	Consumo específico de combustível	23
2.2.2.4	Eficiência térmica	23
2.2.3	Emissão de gases do escapamento	23
2.2.3.1	Óxidos nitrosos	24
2.2.3.2	Material particulado	25
2.3	<i>Software</i> Diesel-RK	26
2.3.1	Principais aplicações	26
2.3.2	Modelos matemáticas utilizados	28
2.3.2.1	Modelo de formação da mistura e combustão	28
2.3.2.2	Modelo de transferência de calor	31
2.3.2.3	Modelo de formação de NO_x	32
2.3.2.4	Modelo de formação de material particulado	34
2.3.2.5	Modelo de atrito do motor	35
2.4	Estado da arte	35
3	MÉTODO	37

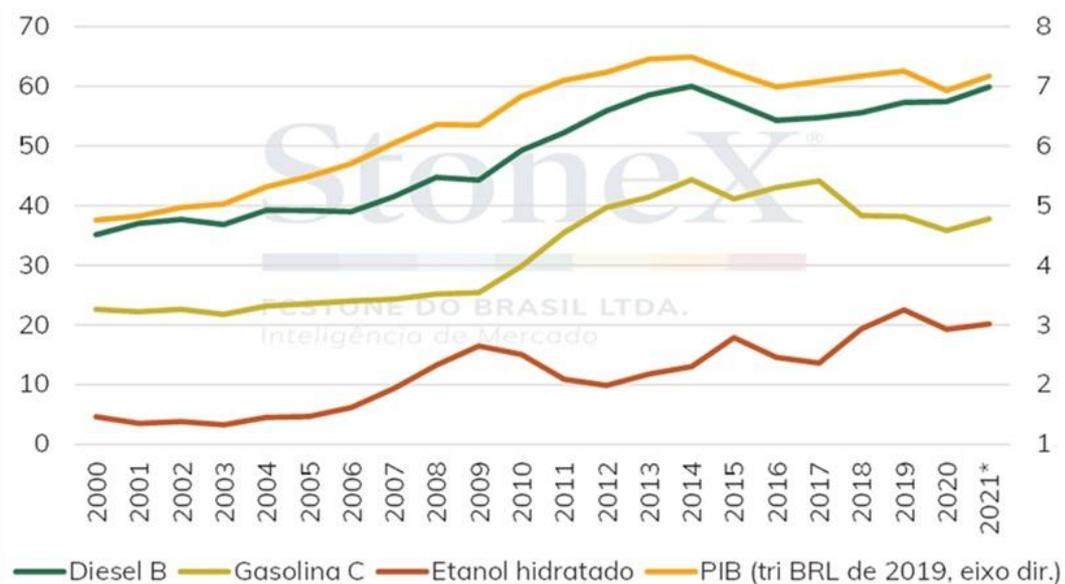
3.1	Aquisição de dados	37
3.1.1	Especificações do motor	37
3.1.2	Propriedades dos combustíveis	40
3.2	Programação no Diesel-RK	42
3.2.1	Parâmetros iniciais	42
3.2.2	Parâmetros variáveis avançados	47
3.3	Validação do modelo de simulação	49
3.3.1	Razão equivalente de ar/combustível	50
3.3.2	Ângulo de atraso da injeção	50
3.3.3	Razão de pressão e eficiência adiabática no compressor	51
3.3.4	Razão de pressão e eficiência interna na turbina	52
3.3.5	Otimização e validação da simulação	52
3.4	Descrição do protocolo de pesquisa	54
4	RESULTADOS E ANÁLISES	55
4.1	Potência	55
4.2	Torque	56
4.3	Consumo específico	58
4.4	Eficiência térmica	60
4.5	Emissão de material particulado	62
4.6	Emissão de NO_x	64
4.7	Síntese dos resultados	66
5	CONCLUSÕES	68
5.1	Sugestões para trabalhos futuros	69
	REFERÊNCIAS	70
	APÊNDICE A – Resultado de simulação utilizando combustí- vel B0.E0 com motor na velocidade de 1400 RPM	73
	ANEXO A – TERMO DE AUTENTICIDADE	78

1 INTRODUÇÃO

1.1 Considerações iniciais

A utilização de veículos no mundo só aumenta e isto está gerando um conseqüente aumento no consumo dos combustíveis fósseis, pois a maior parte dos combustíveis utilizados no setor automobilístico são de natureza não renováveis. Através da Figura 1, pode-se analisar a evolução do consumo de combustível no Brasil.

Figura 1 – Evolução do consumo de combustíveis no Brasil.



Fonte: ANP, IBGE, BCB e StoneX.

É claro que há uma tendência de aumento de consumo, o que na prática reflete no aumento da dependência do petróleo, que é considerado um combustível não renovável já que suas reservas são finitas.

Existe uma pressão internacional para a redução do consumo de combustíveis não renováveis pois a sua queima gera gases nocivos que contribuem para o efeito estufa do planeta Terra, além do fato dos combustíveis estarem se esgotando (*International Transport Forum*, 2010)[18].

Está claro que não podemos depender exclusivamente dos combustíveis fósseis, uma vez que a sua reserva é limitada e também porque as normas de emissão de gases tendem a ficar mais rigorosas em um futuro próximo. Este cenário requer atenção e uma das soluções possíveis é a substituição dos combustíveis convencionais, não renováveis, pelo do uso de biocombustíveis renováveis (*Indian Emission Norms*, 2014)[13].

No setor de transportes, é grande a presença de motores de ignição por compressão

(MIC), os quais grande parte utilizam diesel como combustível principal. Esses MIC realizam a ignição do combustível dentro do cilindro do motor através da própria compressão na câmara de combustão. Há algumas alternativas ao diesel convencional, derivado do petróleo, como o biodiesel por exemplo. Sua utilização torna-se uma opção a ser considerada, porém o seu uso em MIC está enfrentando algumas dificuldades, como a baixa produção frente à crescente demanda por combustível. Portanto, há uma necessidade de combustível suplementar que pode ser misturado com diesel e/ou biodiesel para que os combustíveis misturados possam melhorar as características gerais do motor referente as emissões de poluentes pelos gases de escape e diminuir as dependências de combustíveis não renováveis.

Se considerarmos o cenário nacional o qual nos encontramos, o etanol se torna propício à substituição de combustíveis convencionais pois tem-se em maior abundância e é considerado um combustível renovável. De acordo com SOUZA (2014) [38], dentro desta perspectiva, o mercado de combustível brasileiro se tornou um grande interessado da produção do etanol. Isto é observado desde a década de 1970, cujo programa Programa Nacional do Álcool (PROÁLCOOL), criado a partir do decreto n° 76.593, com o objetivo de estimular a produção, assim, buscou-se atender as necessidades do mercado interno/externo e a política vigente de combustíveis automotivos.

1.2 Motivação

1.2.1 Relevância Científica

Este trabalho acadêmico irá acrescentar ao meio científico no que diz respeito ao uso de combustíveis alternativos em motores de ignição por compressão, fomentando o uso do etanol através da caracterização da operação do motor a diesel no modo bicomcombustível. Um dos efeitos esperados é a redução de emissão de gases nocivos ao meio ambiente. Acarretará também na divulgação de dados técnicos acerca das misturas de combustíveis utilizadas e seus resultados operacionais.

1.2.2 Relevância Social

O grande impacto que pode se obter no presente trabalho no que se diz respeito ao âmbito social pode ser entendido como sendo a divulgação de possibilidade de diminuição significativa de poluição do meio ambiente através da substituição de um combustível altamente poluente por um combustível renovável e menos poluente.

1.2.3 Relevância Pessoal

O conhecimento é algo incomensurável, afeta diretamente o modo de ver o mundo e dita como agimos em nossas experiências cotidianas. Assim, tal afirmativa parece se

ajustar de forma contundente quando fazemos referência à pesquisa de um modo geral – fonte produtora deste conhecimento.

A pesquisa e desenvolvimento científico compreende algumas das atividades desenvolvidas durante a vida acadêmica. O aluno deve então ter pleno domínio das habilidades necessárias para realização deste tipo de trabalho, tais como planejamento, conhecimento profundo de um determinado assunto e adequação às normas científicas.

O presente trabalho científico busca garantir que o aprendizado do aluno foi eficaz. Desta forma, a universidade terá condições de comprovar o aproveitamento do aluno, criando, assim, um profissional capaz de exercer as funções que lhe são designadas pelo curso de graduação concluído.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo Geral

Avaliar o desempenho e a emissão de poluentes dos motores de ignição espontânea, utilizando diesel e etanol simultaneamente em proporções que o motor consiga operar sem necessidade de grandes ajustes.

1.3.2 Objetivo Específico

Propor combustíveis alternativos para os veículos com motor a diesel, otimizando o funcionamento, de acordo com os resultados.

Disponibilizar dados confiáveis acerca do desempenho do motor de ciclo diesel operando com adição de etanol no combustível bem como os parâmetros técnicos das misturas em questão.

Levantar dados de emissão de poluentes e danos ao meio ambiente com as diferentes misturas de combustíveis.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Neste capítulo serão abordados os fundamentos indispensáveis para a compreensão deste trabalho. Será esclarecido também sobre os combustíveis e como é feito para utilização conjunta dos combustíveis e suas implicações. É explicitado de forma sucinta sobre o funcionamento de motores a combustão interna, bem como algumas características de avaliação de desempenho e emissão de poluentes dos mesmos, bem como se dá a fundamentação teórica envolvendo o *software* de simulação adotado neste trabalho. Por fim, é feito o levantamento das pesquisas já realizadas e publicadas com tema semelhante ao do trabalho em questão.

2.1 Combustíveis

2.1.1 Óleo diesel

O óleo diesel é uma das frações derivadas do refinamento do petróleo e, portanto, é um combustível fóssil. A principal aplicação do óleo diesel é como combustível de motores de combustão interna e ignição por compressão (motores de ciclo Diesel) em automóveis pesados, tais como caminhões, ônibus, tratores, furgões, locomotivas, automóveis de passeio, máquinas de grande porte e embarcações. A combustão do óleo diesel libera para o meio ambiente gases poluidores e causadores do efeito estufa. Além disso, as suas impurezas, como o enxofre, formam óxidos de enxofre que são lançados na atmosfera e reagem com a água, formando a chamada chuva ácida.

A fim de diminuir esses impactos ambientais causados pela utilização do óleo diesel como combustível, no ano de 2004, o governo brasileiro instituiu o Programa de Produção e Uso de Biodiesel (PNPB), que tornou obrigatória a adição de biodiesel, o chamado B2, ao diesel de petróleo a partir de 2008. De acordo com o despacho da Agência Nacional de Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP), de número 770/2019, o percentual mínimo de biodiesel a ser acrescido ao óleo diesel comercializado no país em 12%, devendo o percentual mínimo obedecer ao cronograma previsto no artigo segundo da citada resolução.

Segundo a resolução 50/2013 da ANP, a classificação do óleo diesel pode ser feita em A e B. O tipo A é aquele produzido nas refinarias, nas centrais de matérias-primas petroquímicas e nos formuladores, dito puro. Já o óleo diesel B possui biodiesel adicionado no teor estabelecido pela legislação vigente.

Além disso, o óleo diesel passou a ser produzido com um baixo teor de enxofre. O que possui um teor de enxofre máximo de 10 mg/kg (10 partículas por milhão – ppm) é chamado de S10. Ele possibilita uma redução de até 80% das emissões de material particulado e de até 98% de óxidos de nitrogênio. Já o óleo diesel que possui teor de enxofre máximo igual a 500 mg/kg é denominado S500 e a ele é adicionado um corante

vermelho. Desde janeiro de 2014, somente esses dois tipos de óleo diesel (S10 e S500) podem ser comercializados, sendo proibida a venda do diesel S50 e S1800 no Brasil.

2.1.2 Etanol

O etanol, ou álcool etílico, pode ser obtido a partir do processamento e fermentação de cana de açúcar, milho, beterraba e batata, entre outros. Na indústria sucroalcooleira brasileira, a cana é a matéria-prima mais utilizada e pode ter dois destinos: produção de açúcar ou etanol.

Na década de 1970, o Brasil iniciou um projeto denominado Proálcool, que incentivava o uso do álcool como combustível no lugar da gasolina (derivada do petróleo). Isso porque, na época, estava ocorrendo uma crise mundial do petróleo; assim, os governos incentivaram a produção de carros movidos a álcool e até mesmo a conversão de motores movidos à gasolina para motores à combustão movidos a álcool. Porém, com o tempo, a gasolina voltou ao topo da lista dos consumidores, porque o seu preço abaixou bastante e seu rendimento é maior que o do álcool.

Entretanto, para o meio ambiente, isso trouxe prejuízos, porque, ao contrário dos derivados do petróleo, o álcool é um recurso renovável. Isso significa que é possível replantar, por exemplo, mais canas-de-açúcar, à medida que for sendo produzido mais etanol.

Uma vantagem competitiva do etanol em relação aos derivados do petróleo é que os derivados de petróleo liberam em sua combustão os óxidos de enxofre, como o dióxido de enxofre (SO_2), considerado um composto que contribui para a chuva ácida. O etanol também polui o meio ambiente, porém, em comparação com o diesel e outros combustíveis fósseis, seu grau de poluição é menor.

Na produção do etanol, no entanto, é necessário diferenciar o etanol anidro do etanol hidratado. A diferença aparece apenas no teor de água contida no etanol: enquanto o etanol anidro tem o teor de água em torno de 0,5% em volume, o etanol hidratado, vendido nos postos de combustíveis, possui cerca de 5% de água, em volume. Os automóveis que circulam no país utilizam duas categorias de etanol: hidratado e anidro. O hidratado é usado diretamente em motores desenvolvidos para este fim ou em motores com tecnologia flex. O anidro é misturado à gasolina, sem prejuízo para os motores, em proporções variáveis, de acordo com a vigência legal.

2.1.3 Utilização combinada dos combustíveis

Para substituir o uso de óleo diesel em motores de ignição por compressão, existem diversas maneiras e possibilidades. SINGH et al. (2016) [36] citam que devido ao esgotamento de combustíveis fósseis e ao aquecimento global é inevitável a substituição do

óleo diesel por biodiesel, álcoois ou outras matérias primas.

Em seu artigo de revisão, SINGH et al. (2016) [36] citam duas categorias de eliminação do uso de óleo diesel: eliminação completa e eliminação parcial. A eliminação completa utiliza misturas de biodiesel junto com álcoois, somente biodiesel, biodiesel com óleos e misturas de diversas matérias primas. Já na eliminação parcial, utiliza-se diesel com biodiesel ou diesel com biodiesel e álcoois.

O etanol pode ser adicionado ao diesel como uma mistura simples ou no modo de fumigação. Porém o etanol tem solubilidade limitada no diesel e, portanto, as quantidades de etanol em soluções diesel-etanol são restritas a pequenos percentuais. Esta mistura pode ser de até 20%. Quando deseja-se uma mistura em maiores percentuais, são utilizados, na maioria dos casos, aditivos para ajudar na estabilização da mistura e aumentar a solubilidade para obter-se um combustível homogêneo.

Existe também um modo de utilização de dois combustíveis distintos em um MIC chamado fumigação. Neste modo, o combustível diesel é injetado normalmente através do bico injetor e o combustível alternativo é injetado de forma pulverizada no sistema de admissão de ar diretamente dentro do cilindro do motor. Porém, para utilizar este método de mistura de combustíveis, é necessário que sejam feitas mudanças na mecânica dos motores/máquinas. Este método possui a vantagem de permitir maior percentual de substituição do combustível.

Decidiu-se então, no presente trabalho, utilizar a simulação computacional com mistura de combustível através do método de mistura simples, devido a sua facilidade de realizar na prática.

2.2 Princípio de funcionamento de motores a combustão interna

Os motores de combustão interna (MCI) foram inventados por Nicolas Otto no final do século XVIII e são considerados a invenção mais significativa de seu século, e seu advento permitiu um grande desenvolvimento industrial na época refletindo até os dias atuais, de acordo com FERGUSON (2007) [14]. A este primeiro motor, deu-se o nome de motor de ciclo Otto. Já no ano de 1892, o engenheiro alemão Rudolf Diesel patenteou uma nova forma de MCI, na qual a ignição do combustível era iniciada por compressão. A este novo motor, deu-se a nomenclatura de motor ciclo Diesel ou motor de ignição por compressão (MIC).

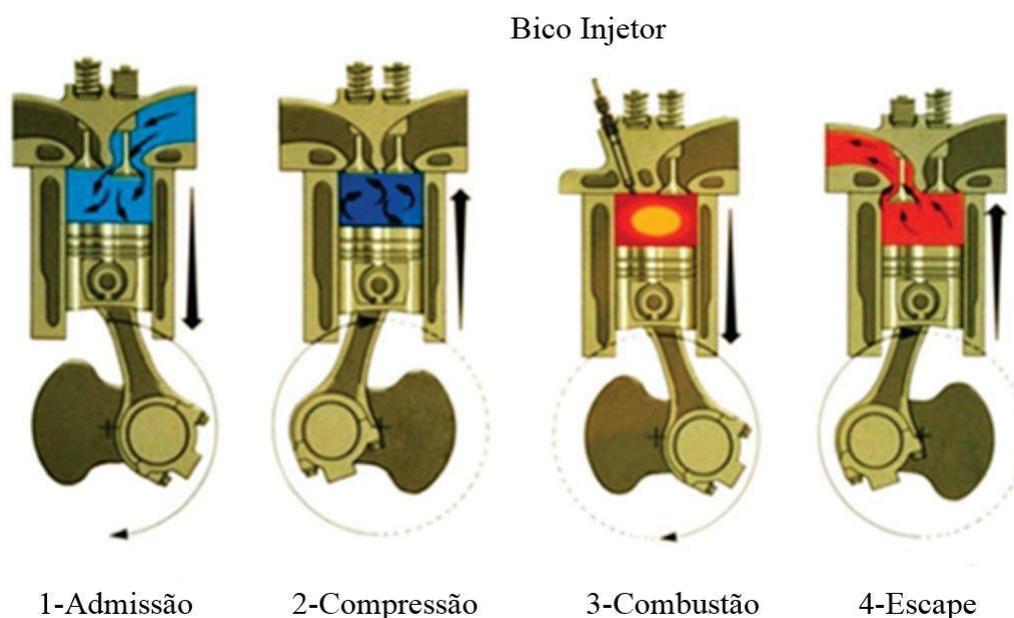
2.2.1 Características de motores de ignição por compressão

A principal diferença entre os motores ciclo Otto e ciclo Diesel é a forma como se inicia a ignição do combustível. No ciclo Otto, uma centelha elétrica criada por uma vela de ignição inicia a combustão da mistura ar-combustível que está sendo comprimida

dentro da câmara de combustão do motor. Já no ciclo Diesel, o processo de combustão se inicia quando a mistura ar-combustível se auto inflama devido à alta temperatura dentro da câmara de combustão causada pela alta compressão da mistura, de acordo com PULKRABEK (2004) [32]. Apesar desses dois MCI possuírem diferenças técnicas em seus ciclos de operação e componentes de seus sistemas, a estrutura física é parecida.

Outra forma de diferenciar os MCI é pelos seus tempos de operações: quatro tempos e dois tempos. Conforme MARTINS (2011) [27], os motores dois tempos já foram muito utilizados pelo seu bom desempenho, mas atualmente são pouco utilizados pelo elevado índice de emissões de gases poluentes. Ao contrário dos motores de quatro tempos, que permitem um controle maior de emissões, podendo se enquadrar nos limites de emissões permitidos atualmente. O funcionamento de um MIC, quatro tempos, pode ser observado na Figura 2.

Figura 2 – Motor ciclo Diesel de 4 tempos.



Fonte: Adaptado de OLIVEIRA (2016) [30].

De acordo com BRUNETTI (2012) [6], no primeiro tempo, que é o da admissão, o pistão se desloca do ponto morto superior (PMS) ao ponto morto inferior (PMI), que forma um vácuo responsável pela sucção do ar através da válvula de admissão que se encontra aberta.

No segundo tempo, de compressão, a válvula de admissão fecha-se e o pistão desloca-se do PMI para o PMS, comprimindo a mistura. A compressão deve ser suficientemente elevada para ultrapassar a temperatura de autoignição do combustível.

No terceiro tempo, ocorre a expansão. Nesta etapa, o combustível é injetado através

do bico injetor a alta pressão que entra em contato com o ar quente em alta pressão e temperatura, assim inicia-se a combustão espontaneamente. A combustão provoca um grande aumento na pressão que empurra o pistão novamente em direção ao PMI. Esse é o tempo do motor que gera o trabalho produzido no eixo.

O quarto e último tempo do ciclo é chamado de escape. Ao final da expansão, quando o pistão chega ao PMI, abrem-se as válvulas de escape, o pistão desloca-se novamente para o PMS, empurrando os gases de exaustão para fora do cilindro, para reiniciar novamente o ciclo de admissão.

No caso de motores com ignição por centelha, a diferença está na forma que se inicia a combustão. No primeiro tempo do motor admite-se uma mistura de ar-combustível e após o tempo de compressão, quando o pistão está nas proximidades do PMS, ocorre a centelha que provoca a ignição da mistura.

2.2.2 Parâmetros fundamentais dos motores

2.2.2.1 Torque

Em motores de combustão interna, considera-se torque a sua capacidade de realizar trabalho. Para que se consiga medir o torque de um motor é necessário acoplar um dinamômetro ao seu eixo e este, oferecendo uma resistência à rotação do motor, consegue medir a força necessária para resistir ao motor. O torque é o produto dessa força com a distância ao ponto em que essa força foi aplicada. A Equação 2.1 mostra a relação matemática utilizada no cálculo do torque de acordo com ALMEIDA (2012) [2].

$$T = F \cdot d \quad (2.1)$$

Onde:

T = Torque (Nm)

F = Força (N)

m = Distância do ponto de aplicação da força (m)

2.2.2.2 Potência

A rapidez com que um trabalho pode ser realizado é chamada de potência. Também podemos calcular a potência a partir do torque, utilizando a Equação 2.2 descrita a seguir, conforme HEYWOOD (1988) [17]:

$$Pot = 2 \cdot \pi \cdot T \cdot \omega \quad (2.2)$$

Onde:

Pot = Potência (W)

T = Torque (Nm)

ω = Velocidade angular do virabrequim (rad/s)

2.2.2.3 Consumo específico de combustível

O consumo de combustível é a medida do quanto, em massa ou volume, o motor necessita para realizar trabalho. Em pesquisa frequentemente usa-se o termo consumo específico de combustível (CEC), que é a razão entre o consumo de combustível pela potência gerada pelo motor. Na Equação 2.3 tem-se a relação matemática utilizada para obter o CEC, conforme HEYWOOD (1988) [17] e ALMEIDA (2012) [2].

$$CEC = \frac{\dot{m}}{P_e} \quad (2.3)$$

Onde:

CEC = Consumo específico de combustível (kg/kWh)

\dot{m} = Vazão mássica de combustível no motor (kg/s)

P_e = Potência efetiva (W)

2.2.2.4 Eficiência térmica

A eficiência térmica expressa uma relação entre o trabalho realizado pelo motor em relação à energia contida no combustível alimentado para realizar este trabalho. Portanto, para se obter a eficiência térmica, utiliza-se os dados da potência do motor, o consumo específico e o poder calorífico inferior (PCI) do combustível.

$$\eta_t = \frac{P_e}{CEC \cdot \eta_c \cdot PCI} \quad (2.4)$$

Onde:

η_t = Eficiência térmica do motor

P_e = Potência efetiva (W)

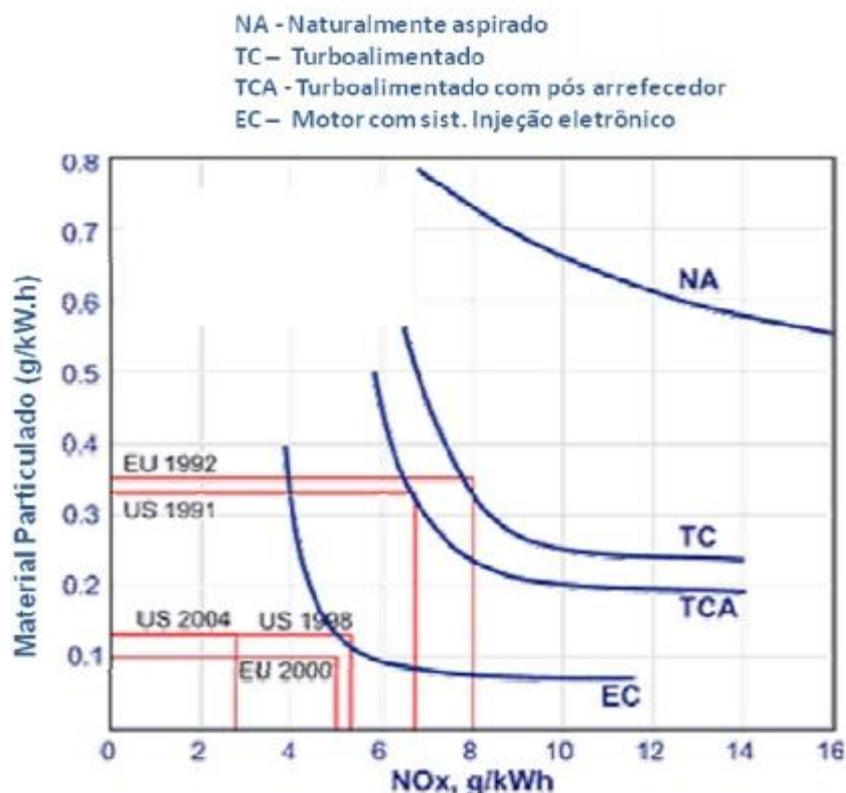
η_c = Eficiência da combustão

2.2.3 Emissão de gases do escapamento

Material particulado (MP) e óxidos de nitrogênio (NO_x) são os dois principais poluentes presentes nos gases de escapamento em motores de combustão interna ciclo Diesel. O grande desafio diário na calibração de motores Diesel é de reduzir estas emissões devido as tendências opostas em formação e redução de material particulado e óxidos

de nitrogênio, pois as técnicas que reduzem um dos poluentes normalmente aumentam o outro e vice-versa. Este comportamento é conhecido como *compromisso NO_x - Material Particulado*, como mostrado na Figura 3 para diversos tipos de motores.

Figura 3 – Compromisso NO_x - Material Particulado.



Fonte: Adaptado de Dieselnets (www.dieselnets.com). Acessado em 2020.

Baseado na Figura 3, o ideal é ter uma combustão que passe entre as duas regiões com mínima formação de MP e também mínima formação de NO_x .

2.2.3.1 Óxidos nitrosos

Usualmente denominado NO_x , é o termo genérico que abrange componentes químicos, os quais consistem em nitrogênio e oxigênio. Resultam de reações secundárias que ocorrem em todos os processos de combustão, onde ar contendo nitrogênio é queimado. As formas primárias que ocorrem nos gases de escapamento dos motores de combustão interna ciclo Diesel, são caracterizados por óxido de nitrogênio (NO) e dióxido de nitrogênio (NO_2), representam de 70% á 90% do total de NO_x emitidos por motores Diesel.

O óxido de nitrogênio é caracterizado por ser inodoro e incolor, no ar atmosférico, é gradualmente convertido em dióxido de nitrogênio, caracterizado quando puro, por ser um gás venenoso de coloração marrom avermelhado (castanho) com um odor penetrante. Nos seres humanos causa irritação das membranas mucosas quando presente em concentrações

encontradas em ar altamente poluído. O NO_x contribui para destruir as florestas via o fenômeno de chuva ácida, conforme reportado por BOSCH (2005) [7].

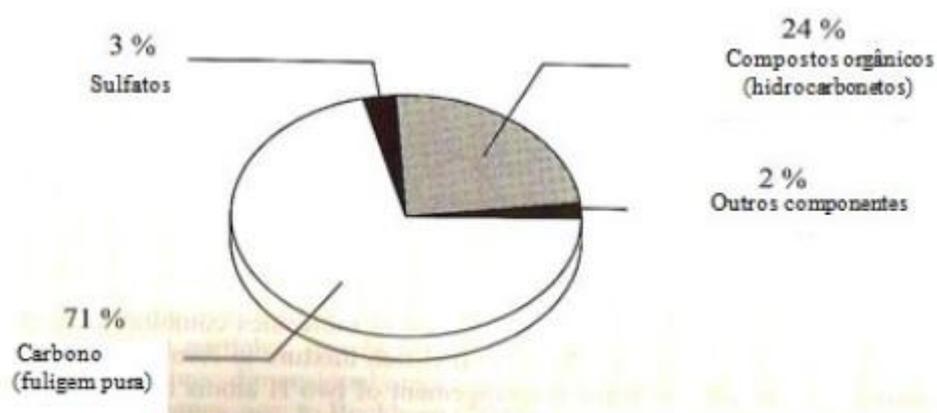
O NO_x também pode ser definido para incluir outros óxidos de nitrogênio, como o N_2O , NO_3 , N_2O_4 e N_2O_5 . Estas espécies adicionais de óxidos de nitrogênio são insignificantes nas emissões de motores de combustão interna, mas podem reagir rapidamente com NO e N_2O .

O mecanismo térmico de formação do óxido de nitrogênio em MIC mais importante foi inicialmente descrito por Zeldovich e mais tarde estendido por Baulch, no ano de 1973, ficando conhecido como mecanismo estendido de Zeldovich, conforme abordado em diversas literaturas sobre o tema como HEYWOOD (1988) [17].

2.2.3.2 Material particulado

O material particulado é composto basicamente de partículas de carbono negro, também conhecidos como fuligem, compostos de hidrocarbonetos condensados, sulfatos e sulfatos ligados com água, metais abrasivos, cinzas e outros componentes. As emissões de MP em motores Diesel consistem em 71% de fuligem e 24% de componentes orgânicos dos hidrocarbonetos conforme reporta MERKER et. al. (2006) [28].

Figura 4 – Componentes e participação de carbono na emissão de MP em motores Diesel.



Fonte: Adaptado de MERKER et. al. (2006) [28].

Particulados resultantes da combustão aparecem com dimensões de até algumas centenas de nanômetros. Partículas de fuligem deste tamanho são suspeitas de causar efeitos perigosos para a saúde humana, porque elas podem penetrar na vias respiratórias e causar efeito cancerígeno. Este efeito deve-se principalmente aos compostos orgânicos localizados na superfície das partículas, mas também pode ser causado pelas próprias partículas, segundo BARANESCU (1999) [5].

De acordo com GLASSMAN (2008) [16], é bem conhecido que a extensão de formação de fuligem é relacionada ao tipo de chama existente em um dado processo de combustão. Os gases de escape de motores Diesel são conhecidos por produzirem muito mais fumaça do que os dos motores de ignição por centelha, pois as condições de difusão da chama prevalecem em motores Diesel ao contrário dos motores de ignição por centelha, onde prevalece a combustão quase homogênea típica dos sistemas de pré-mistura ar-combustível.

2.3 *Software* Diesel-RK

A pesquisa da literatura mostra que vários trabalhos experimentais são realizados para investigar o desempenho, combustão e emissão de poluentes de motores de ignição por compressão alimentados com misturas de diesel-etanol. Algumas ideias sobre o comportamento real das misturas diesel-etanol como os combustíveis do motor diesel podem ser geradas a partir dos estudos experimentais. Mas os procedimentos experimentais nem sempre são viáveis do ponto de vista do tempo, mão de obra e custo. Assim, a simulação numérica, usando matemática adequada para os modelos propostos, pode avaliar o efeito do etanol sobre motores diesel e, além disso, também consegue ser uma abordagem econômica no projeto e estudo de um motor. Os parâmetros do projeto de um motor podem ser facilmente alterados em um trabalho de simulação numérica e, desta forma, uma condição de projeto ideal pode ser recomendado.

O Diesel-RK é um *software* desenvolvido inicialmente com o objetivo de simular e otimizar o desempenho de motores a diesel. Seu advento foi entre os anos de 1981 e 1982 na *Bauman Moscow State Technical University*. O programa então se mostrou muito útil e aplicável ao meio acadêmico, logo tendo sido desenvolvido também para o uso industrial. Atualmente, o *software* permite realizar simulações de motores a diesel, gasolina, gás e também motores operando com duplo combustível, que é a foco do presente trabalho.

De acordo com o desenvolver do Diesel-RK [11], o *software* utiliza de parâmetros que garantem uma precisão nos resultados, como por exemplo, sistemas de equações diferenciais. Algumas equações utilizadas pelo Diesel-RK são empíricas, já que é possível alterar seus parâmetros. Porém é garantido pelo desenvolvedor os resultados obtidos, em função desta características, maior precisão quando comparados à métodos convencionais.

2.3.1 Principais aplicações

O *software* Diesel-RK pode ser usado para modelar os seguintes tipos de motores:

- Motores a diesel de ignição por compressão;
- Motores a gasolina de ignição por centelha;

- Motores a gás de ignição por centelha, incluindo sistemas de pré-câmara e motores alimentados por diferentes gases;
- Motores de dois tempos;
- Motores bicombustíveis.

Dentre as principais aplicações do *software*, pode-se incluir:

- Previsão e otimização do consumo de combustível;
- Curva de torque e outras previsões de desempenho do motor;
- Análise de combustão e emissão;
- Formação da mistura do combustível;
- Previsão de batida de pino;
- Otimização do tempo da válvula de admissão;
- Análise e otimização de válvula de recirculação de gases de escape;
- Otimização e desvios de turbocompressor.

As características do programa DIESEL-RK são semelhantes aos programas conhecidos como *WAVE* (Ricardo *software*), *GT-Power* (*Gamma Technologies*) e *BOOST* (AVL). Porém, junto com as habilidades convencionais, o programa DIESEL-RK possui alguns recursos avançados, sendo:

- Modelo RK: método de formação e combustão de mistura para pulverização de diesel com várias zonas;
- Ferramenta de visualização de spray de combustível (plano fácil e 3D avançado);
- Otimização multiparamétrica e multidimensional de parâmetros de motores;
- Procedimentos de pesquisas paramétricas 1D e 2D;
- Mecanismo cinético de formação de NO_x ;
- Suporte a simulação de injeção de água.

2.3.2 Modelos matemáticas utilizados

Modelos termodinâmicos são baseados na primeira lei da termodinâmica e são usados para analisar as características de desempenho de motores no *software* Diesel-RK. Pressão, temperatura e outras propriedades necessárias são avaliadas em relação ao ângulo do virabrequim ou em relação ao tempo. O atrito do motor, a formação da mistura de combustível e a combustão são calculados considerando correlações semi-empíricas derivadas de resultados experimentais.

A formação da mistura e a combustão em motores diesel são simuladas com o modelo RK. O método de simulação do modelo RK foi desenvolvido pelo Prof. Razleytsev em 1990-1994. Depois este método foi modificado e complementado pelo Dr. Kuleshov.

A transferência de calor é simulada separadamente para diferentes superfícies. As temperaturas das superfícies são determinadas pela decisão de uma equação de liberação de calor. O coeficiente de transferência de calor dos gases nas paredes do cilindro é determinado pela fórmula de Woschni.

O cálculo da emissão de NO_x para motores a diesel foi desenvolvido pelo Prof. Zvonov com o uso do mecanismo de Zeldovich.

O modelo de emissão de material particulado foi desenvolvido pelo Prof. Razleytsev.

A seguir estão organizados em tópicos os modelos matemáticos utilizados pelo *software* nesta simulação.

2.3.2.1 Modelo de formação da mistura e combustão

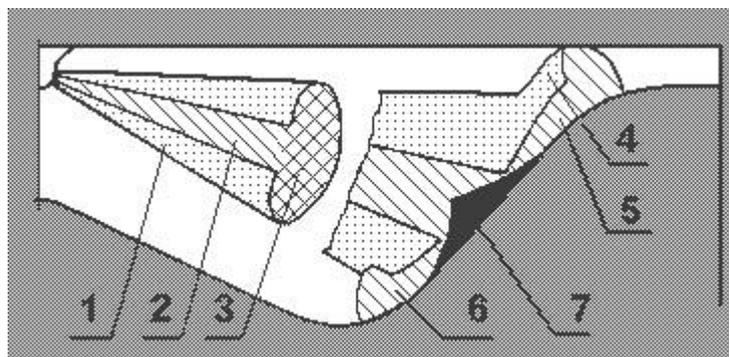
O modelo RK, que é responsável pela simulação da formação da mistura e da combustão, leva em consideração os seguintes fatores:

- Forma do perfil de injeção incluindo injeção múltipla;
- Tamanhos de gota;
- Direção dos sprays na câmara de combustão;
- Dinâmica de evolução dos sprays de combustível;
- Dinâmica e perfil de turbulências;
- Interação de sprays com turbulências de ar e paredes.

O método leva em consideração as condições de evolução de cada spray de combustível e os fluxos próximos à parede gerados pelos sprays, e também a interação entre os fluxos próximos à parede. O modelo RK permite determinar a emissão de fuligem e a emissão de NO_x dependendo da formação da mistura e das condições de combustão.

Na Figura 5 está a representação do spray de combustível vindo do bico injetor.

Figura 5 – Diagrama de um spray diesel.



Fonte: KULESHOV (2006) [20].

Sendo que as indicações são:

1. Região delimitadora externa do spray.
2. Região densa axial do spray.
3. Frente do spray com maior densidade de combustível.
4. Frente de contato do spray com a parede do cilindro.
5. Região densa do spray em contato com a superfície do pistão.
6. Região frontal de contato do spray com a parede do cilindro.
7. Região do contato do spray onde apresenta maior diluição do combustível.

De acordo com KULESHOV (2006) [20], a injeção de combustível e a evolução dos sprays de combustível, a taxa de combustão é limitada principalmente pela taxa de evaporação. Enquanto a pulverização é livre, a frente dianteira e o entorno externo diluído de uma pulverização são zonas de intensa troca de calor e evaporação do combustível pulverizado. No núcleo de fluxo axial denso e de alta velocidade, o aquecimento é baixo e a evaporação das gotas é insignificante.

No choque do spray com uma parede, a taxa de evaporação do combustível acumulado na parte frontal é reduzida drasticamente a um mínimo no momento do final do acúmulo de combustível em frente a parede. Isto é causado pela temperatura mais baixa (em comparação com o gás) de uma parede, o que acaba por reduzir a condensação da mistura de gotas de gás em uma parede, fusão e interfusão das gotas mais frias que voam até a parede. Depois de acumular em frente a uma parede, a mistura bifásica começa a distribuir-se em na parede fora dos limites do cone de spray de combustível. A taxa de

evaporação do combustível em uma zona da superfície da parede é aumentada, embora permaneça menor do que no volume da câmara. Quando o combustível é distribuído na superfície do pistão, uma parte do combustível pode penetrar em uma folga entre a coroa do pistão e a cabeça do cilindro. O combustível entra na cabeça e na camisa do cilindro.

A taxa de evaporação do combustível que chega em cada zona de troca intensiva de calor é igual à soma das taxas de evaporação de gotas separadas. A evaporação de cada gota antes e depois da ignição do combustível é simulada pela equação de Sreznevsky.

O bico injetor de combustível fornece atomização semelhante bastante uniforme de combustível, especialmente na fase básica de injeção. Portanto, o cálculo da evaporação do combustível pode ser realizado com base em um diâmetro médio de gota.

As constantes de evaporação do combustível em várias zonas são determinadas com o propósito de calcular a taxa de evaporação. A estimativa das constantes é feita pela equação conhecida na qual são inseridas as seguintes informações:

- Critério de Nusselt para processo de difusão;
- Fator de difusão para vapores de combustível;
- Pressão de vapores saturados;
- Densidade de combustível líquido;
- Pressão e temperaturas características incluindo temperaturas das paredes.

Após o término do período de indução, ocorre a distribuição explosiva de uma chama em uma mistura ativada em um ambiente de sprays. O valor máximo da curva da taxa de liberação de calor depende dos seguintes fatores:

- a quantidade de combustível evaporado no período de indução;
- grau de ativação do vapor;
- a relação entre a taxa de evaporação durante a combustão e a massa do combustível injetado;
- qualidade da atomização e distribuição do combustível;
- tempo de evaporação;
- características físicas, químicas, termodinâmicas da mistura combustível-ar.

Após a queima inicial e a combustão dos vapores do combustível terem se formado no período de indução, a taxa de liberação de calor é determinada, em geral, pelas taxas de

evaporação e queima dos produtos da combustão incompleta dentro do volume do cilindro. Este último depende da concentração média de oxigênio não utilizado no volume.

No período da fase final de combustão, após o término da injeção e término da evolução dos sprays, ocorre diminuição da taxa de combustão. A chama se propaga em vários pontos ao redor do local de acúmulo de combustível no núcleo do spray.

2.3.2.2 Modelo de transferência de calor

De acordo com FIVELAND e ASSANIS [15], o *software* Diesel-RK usa um modelo de combustão multi-zona onde o processo de transferência de calor é descrito em quatro fases principais. Para isto, o *software* adota, em motores a diesel, a divisão do jato de combustível, que é pulverizado em spray dentro da câmara de combustão pelo bico injetor, em múltiplos volumes discretos denominados ‘zonas’. Em cada zona, o modelo consegue prever o comportamento do combustível e como ele propaga, desde o início da injeção, durante e até após a combustão do mesmo. Esse método de simulação é frequentemente utilizado para a detecção e previsão de emissões. O modelo assume que o processo de liberação do calor acontece em fases distintas. Na primeira fase tem-se a ativação da mistura para que haja a queima, e a essa fase dá-se o nome de indução. A fase seguinte é quando se inicia a combustão, chamada combustão da pré-mistura. A terceira fase é onde se considera o contato da mistura com as paredes da câmara. Por último, a fase final da combustão, onde a mistura já possui um percurso de expansão definido.

O período de atraso de ignição é a primeira fase da liberação de calor e é calculado usando a equação modificada de Tolstov, que foi descrita por KULESHOV (2009) [21] da seguinte forma:

$$\tau = 3,8 \times 10^{-6} \cdot (1 - 1,6 \times 10^{-4} \cdot n) \cdot \sqrt{\frac{T}{p}} \cdot \exp\left(\frac{E_a}{8,312 \cdot T} \cdot \frac{70}{CN + 25}\right) \quad (2.5)$$

A segunda fase é definida pela pré-mistura da combustão, onde a taxa de liberação de calor é dada por:

$$\frac{dx}{d\tau} = \varphi_0 \times (A_0(m_f/V_i) \times (\sigma_{ud} - x) \times (0,1 \times \sigma_{ud} + x_0)) + \varphi_1 \times (d\sigma_u/d\tau) \quad (2.6)$$

A taxa de liberação de calor durante a terceira fase (chamada fase de combustão da pré-mistura) é calculado usando a Equação 2.7:

$$\frac{dx}{d\tau} = \varphi_1 \times (d\sigma_u/d\tau) + \varphi_2 \times (A_2(m_f/V_c)(\sigma_u - x) \cdot (\alpha - x)) \quad (2.7)$$

Após a injeção de combustível, na fase final de combustão, que é a última etapa, a taxa de liberação de calor é dada por:

$$\frac{dx}{d\tau} = \varphi_3 A_3 K_T (1 - x)(\xi_b \alpha - x) \quad (2.8)$$

Nessas equações, assume-se que $\varphi_0 = \varphi_1 = \varphi_2 = \phi$ que descreve a integridade da combustão de vapor de combustível nas zonas. A transferência de calor no cilindro é levada em consideração e os correspondentes coeficientes de transferência de calor para suas diferentes zonas são avaliada usando a correlação proposta por WOSCHINI (1967) [40].

Nas equações usadas para descrever o modelo de liberação de calor, as seguintes notações são utilizadas: m_f é a massa do combustível por ciclo, V_i e V_c são os volumes do cilindro no tempo de injeção e no ponto morto superior (PMS), σ_{ud} e σ_u são as frações de combustível que evaporaram durante o período de atraso de ignição e até o momento atual, respectivamente. A_0 , A_1 , A_2 são fatores empíricos, dependendo da velocidade do motor e intensidade da turbulência e A_3 pode ser encontrado da Eq. 2.8. ξ_b é a eficiência do uso do ar e α é a razão de equivalência ar-combustível.

A simulação finalmente prevê o desempenho dos motores em termos de parâmetros como potência, eficiência térmica, consumo específico de combustível e eficiência mecânica. Esses parâmetros são calculados separadamente para os combustíveis investigados neste trabalho para diferentes velocidades de operação do motor.

2.3.2.3 Modelo de formação de NO_x

De todos os óxidos de nitrogênio, o NO (óxido nítrico) é predominante nas emissões do motor diesel, de acordo com HEYWOOD (1988) [17]. Portanto, apenas a formação de NO segue o mecanismo de Zeldovich é considerado neste estudo.

KULESHOV (2006) [20] descreveu o procedimento e o adaptou para este modelo. Consiste no cálculo passo a passo do equilíbrio composição de produtos de combustão para dezoito espécies na zona de combustão. O NO térmico é calculado usando a cadeia de Zeldovich mecanismo e as reações básicas para a formação de NO são como segue:

O modelo matemático que permite o cálculo das emissões dos óxidos de nitrogênio (NO_x) realizada duas etapas diferentes. A primeira é utilizando o mecanismo desenvolvido por Zeldovich e, a outra, pelo processo denominado de *Detail Kinetic Mechanism* (DKM), utilizado em casos mais detalhados, como motores com recirculação de gases de exaustão, múltiplas injeções, entre outros fatores.

A descrição da formação de NO_x é normalmente realizada com o auxílio de quatro principais mecanismos distintos. Sendo eles: o NO formado pelo processo térmico, o prompt do NO, o NO formado a partir da formação de N_2O e a parcela de NO formada

pela decomposição dos compostos orgânicos de nitrogênio (HAYHURST, 1980).

O NO_x térmico é formado a altas temperaturas, a partir da oxidação do nitrogênio no ar. É a principal fonte de NO para altas temperaturas, e contribui para cerca de 95% da formação do composto nesses casos. Em motores de combustão interna, em que as temperaturas típicas ao longo do processo chegam a mais de 1500K, este é o mecanismo mais importante a ser utilizado. O mecanismo proposto por Zeldovich trabalha com um conjunto de três reações químicas (HAYHURST, 1980):



De acordo com CAMARA (2015) [8], alguns aspectos devem ser observados nessa avaliação, quando se trata de um motor de combustão interna pois as reações de formação do óxido nitroso não alcançam o equilíbrio químico e, como a temperatura cai durante o curso da expansão, os níveis de formação de NO permanecem constantes. Em motores de combustão interna, é importante notar que essa formação é sensível à temperatura. Acima de 2000K, temos um aumento significativo na concentração de NO. Uma redução do tempo de permanência dos gases de exaustão dentro do cilindro também resulta numa diminuição da quantidade de NO formada (CAMARA, 2015).

Segundo Zeldovich, a taxa de formação de NO é menor que a taxa das reações de combustão e, por isso, a maior fração de NO era formada após a combustão completa. Com isso, seria possível desacoplar a formação de NO térmico do processo de combustão. A expressão que calcula a taxa de formação do NO térmico, segundo o mecanismo prolongado de Zeldovich, é:

$$[NO] = 6,6 \cdot 10^{15} \cdot T_{eq}^{-\frac{1}{2}} \cdot \exp\left(-\frac{69069}{T}\right) \cdot [O_2]_{eq}^{\frac{1}{2}} \cdot [N_2]_{eq} \quad (2.10)$$

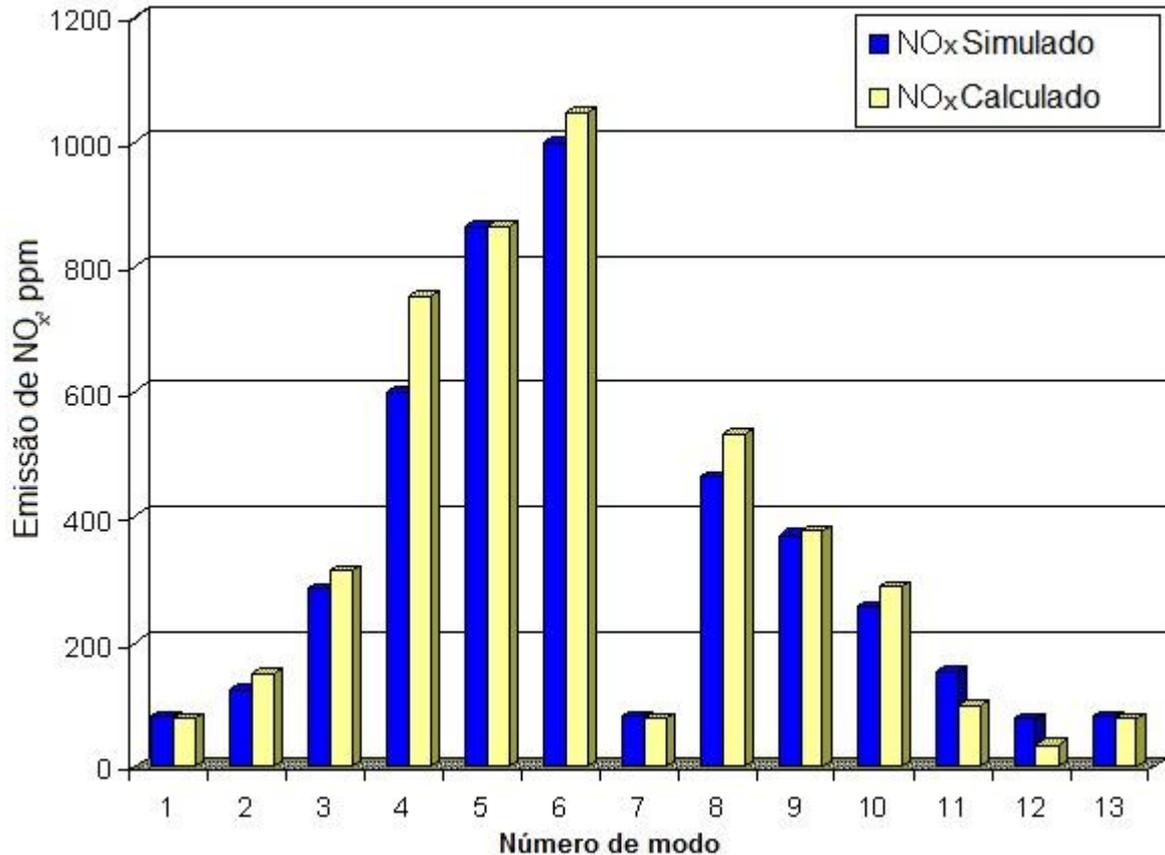
Onde:

T = Temperatura

$[O_2]_{eq}$ = Concentração de O_2 em equilíbrio

$[N_2]_{eq}$ = Concentração de N_2 em equilíbrio

Figura 6 – Comparação entre simulação e calculado de concentração de NO_x nos gases de escape de de motor a diesel.



Fonte: KULESHOV (2006) [20]

2.3.2.4 Modelo de formação de material particulado

A formação de material particulado é um grande problema em motores a diesel e é formado devido à combustão incompleta de combustíveis de hidrocarbonetos. Material particulado pode ser descrito como uma dispersão fina de partículas de carbono negro que são transportadas através do fluxo de ar ou gases. A formação de material particulado na zona de combustão é calculada usando o seguinte equação conforme mencionado por ALKIDAS (1999) [1]:

$$[MP] = 565 \left(\ln \frac{10}{10 - Bosch} \right)^{1,206} \quad (2.11)$$

Onde:

Bosch = número de fumaça na escala Bosch.

2.3.2.5 Modelo de atrito do motor

O modelo de atrito do motor e a determinação das perdas associadas são necessárias para avaliar a eficácia média da pressão e potência do motor. Vários modelos de atrito do motor com precisão variada estão disponíveis na literatura.

O *software* Diesel-RK tem a opção de usar diferentes modelos de fricção. A presente simulação foi realizada usando o modelo de fricção descrito por CHEN e FLYNN (1965) [10]. Este modelo propõe que a perda total em motores de ignição por compressão de único cilindro varia linearmente com o pico de pressão dentro do cilindro e também com a velocidade do pistão. O modelo fornece uma fórmula simplificada considerando a maioria das perdas em termos de pressão efetiva média de fricção (PEMF), sendo:

$$PEMF = \alpha + \beta P_{max} + \gamma S_p \quad (2.12)$$

onde α , β e γ são constantes, que dependem da geometria do motor. P_{max} é a pressão máxima do cilindro em bar e S_p é a velocidade média do pistão em m/s.

Uma vez que o PEMF é calculado, o consumo específico de combustível do motor (CEC) pode ser calculado. O consumo específico de combustível do motor pode ser calculado conforme a Equação 2.3.

2.4 Estado da arte

A literatura contém grande quantidade de estudos relacionados à utilização de biocombustíveis em motores de combustão interna, com várias simulações tanto experimentais quanto numéricas. Parte desses estudos se deve à preocupação com emissões de gases poluentes e consciência que o petróleo é um combustível não renovável. Tendo isto em mente, apresenta-se a seguir uma relação de trabalhos científicos já publicados onde é utilizado o etanol juntamente com o diesel em motores de ignição por compressão.

AJAV et al. (1984) [3] realizou um experimento em um motor um cilindro a diesel de quatro tempos, naturalmente aspirado, utilizando combustível sendo uma mistura de etanol-diesel e observou uma diminuição na emissão de CO e NO_x.

LI et al. (2005) [23] notou um aumento no consumo de combustível específico e eficiência térmica, além da diminuição da emissão de CO e NO_x com o aumento da porcentagem de etanol na mistura de combustível.

RAKOPOULOS et al. (2008) [33] desenvolveram um modelo bidimensional de várias zonas para motor a diesel de injeção direta o qual permitiu examinar as características de desempenho e emissão de poluentes da mistura diesel-etanol. Foi relatado que o baixo número de cetano do etanol resultou em maior atraso de ignição em comparação com o diesel. Também foi observado que a taxa de liberação de calor durante a pré-mistura e a

combustão foi muito maior e mais nítida com a mistura diesel-etanol. As emissões de NO_x e fuligem foram consideradas mais baixas para a mistura diesel-etanol em comparação com aqueles com diesel puro.

SAYIN (2010) [35] investigou experimentalmente o desempenho e a comportamento das emissões de um motor a diesel de quatro tempos usando diesel misturado com etanol como combustível. Ele observou uma redução nas emissões de CO, HC e fumaça e um aumento na emissão de NO_x com ambos os combustíveis misturados. Foi relatado que o consumo de combustível específico aumentou e a eficiência térmica diminuiu com a adição de etanol ao diesel.

ZHU et al. (2011) [43] investigou a combustão, desempenho e emissão de um automóvel da montadora ISUZU, com motor diesel de quatro cilindros em linha, naturalmente aspirado, usando misturas de diesel e etanol com no máximo de até 15% por volume como combustíveis. Eles observaram que a pressão máxima, taxa de liberação de calor e período de atraso de ignição aumentaram com a adição de etanol para diesel. Consumo de combustível específico e eficiência térmica foram aumentados com a adição de etanol. As emissões de monóxidos de carbono (CO), hidrocarbonetos (HC), óxidos de nitrogênio (NO_x) e material particulado (MP) foram menores com o uso de misturas diesel-etanol.

KANNAN et al. (2012) [19] usaram um modelo de combustão de duas zonas para prever o desempenho, características de combustão e emissão de um motor diesel abastecido com biodiesel, etanol e diesel. Eles observaram maior eficiência térmica com misturas diesel-etanol do que com diesel puro. No entanto, o menor valor calorífico do etanol levou a maior quantidade de consumo de combustível para o combustível misturado. O calor latente de vaporização superior do etanol resultou em liberação de calor ligeiramente maior e maior duração de combustão. Eles também notaram reduções no emissões de CO e fumaça, e aumento na emissão de NO_x com a adição de etanol e também de biodiesel ao diesel.

LIANG e ZHOU (2020) [25] realizaram um experimento de um pequeno gerador movido a diesel com adição de 5% de etanol no combustível. Um modelo de combustão 3D baseado na posição e ângulo da injeção de cada orifício do motor foram estabelecidos e verificados usando os dados de teste. O efeito da mistura etanol-diesel afeta o avanço de ignição para frente, a pressão e temperatura máximas no cilindro são maiores, a geração de NO é maior, a geração de fuligem é ligeiramente menor e a emissão de HC e CO é maior.

3 MÉTODO

O presente trabalho de conclusão de curso foi proposto com a finalidade de obter o desempenho e avaliar as emissões de gases de um motor de ignição espontânea operando simultaneamente com dois combustíveis distintos, sendo estes combustíveis o óleo diesel e o etanol.

Então, foi definido a utilização de um *software* chamado Diesel-RK para modelar e simular computacionalmente o motor desejado. Este *software* permitiu que fossem realizadas simulações variando unicamente o combustível, após modelagem do motor, para obtenção de dados de operação deste motor sem variação de outras características a não ser exclusivamente o combustível utilizado.

3.1 Aquisição de dados

É extremamente importante para uma simulação que os dados utilizados sejam os corretos, pois todo o estudo se baseará neste dados e sua aquisição tem de ser feita em fontes confiáveis. Uma simulação eficiente parte do princípio de obtenção correta dos dados do motor em questão e das propriedades químicas e físicas dos combustíveis utilizados.

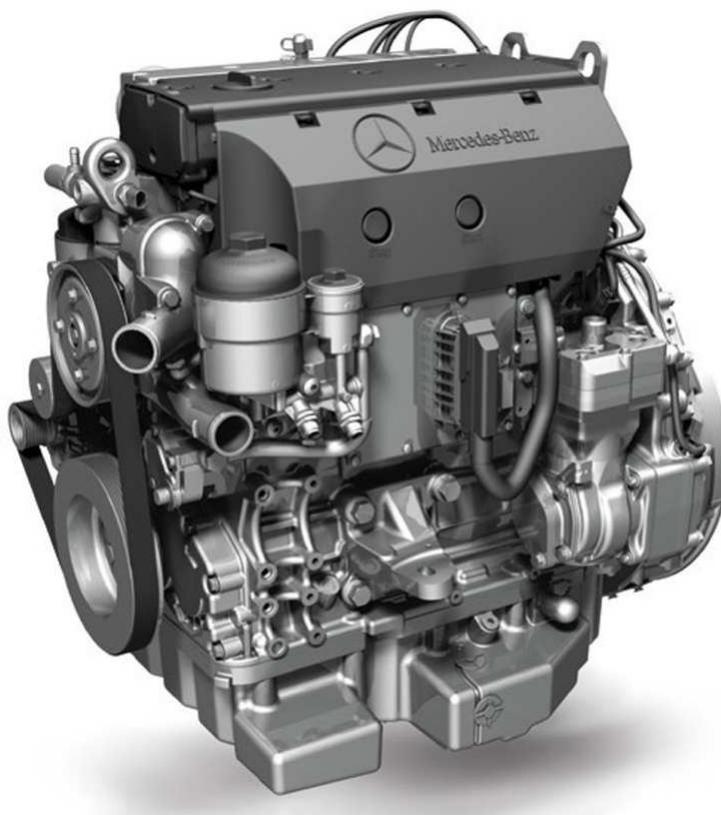
3.1.1 Especificações do motor

O motor escolhido para o estudo foi um motor a diesel comumente presente em frotas de ônibus de transporte público de passageiros. Sendo mais específico, foi escolhido o motor eletrônico OM-924 LA da fabricante Mercedes-Benz, de 4 cilindros, com potência de 208 cavalos.

O motor OM-924 LA, com o torque máximo de 780 Nm, foi desenvolvido para proporcionar economia de combustível e alto torque em baixas rotações. Sua principal utilização se faz no chassi OF-1721 também da fabricante Mercedes-Benz, que é destinado às aplicações de ônibus urbano, intermunicipal, fretamento e rodoviário.

Na Figura 7 está a ilustração do motor OM-924 LA:

Figura 7 – Motor Mercedes-Benz OM-924 LA



Fonte: www.mercedes-benz.com

O motor OM-924 LA é aprovado no PROCONVE P7. Isto significa que todas as emissões de escapamento estão, após testadas, quantificadas e comparadas, rigidamente dentro dos limites impostos na 7ª fase do Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE), que existe desde 1986, quando foi criado pelo Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA), como uma forma de controle da qualidade do ar nos centros urbanos. Ele é uma adaptação das metodologias internacionais, especialmente o Euro, às necessidades brasileiras. O PROCONVE P7 é a versão brasileira para o Euro 5, que já está em vigor na Europa e representa a 5ª etapa de diminuição progressiva de emissão de gases.

As principais características do motor estão especificadas na Tabela 1:

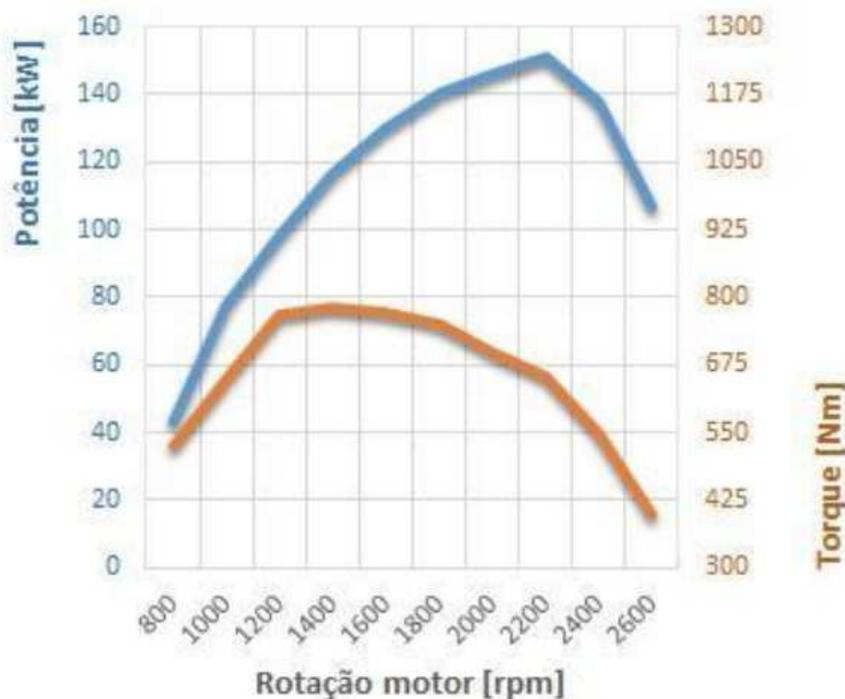
Tabela 1 – Características do motor OM-924 LA

Características	Especificação
Número de cilindros	4
Disposição dos cilindros	Verticais em linha
Ciclo termodinâmico	Diesel 4 tempos
Cilindrada total	4800 cm ³
Diâmetro do cilindro	106 mm
Curso do pistão	136 mm
Rotação nominal do motor	1650 rpm
Taxa de compressão	18:1
Potência máxima	153 kW (208 cv) a 2200 rpm
Torque máximo	780 Nm (79,6 mkgf) de 1200 a 1600 rpm
Consumo específico	195 g/kWh a 1200 rpm

Fonte: Manual do fabricante.

Os valores de potência e torque operando com velocidade de operação do motor entre de 800 e 2600 rotações por minuto (rpm) estão representadas na Figura 8. O gráfico retrata o motor operando com óleo diesel S10 do tipo A, ou seja, ainda sem a adição de biodiesel, de acordo com o fabricante.

Figura 8 – Curva de desempenho do motor OM-924 LA.



Fonte: Catálogo de dados técnicos do chassi OF-1721 da Mercedes-benz.

Na Figura 8, a curva plotada na cor azul representa a potência, em kW, e a curva plotada em laranja representa o torque, em Nm. De acordo com os dados apresentados

na curva de desempenho do motor, fornecido pela própria fabricante, o torque máximo de 780 Nm é obtido nas faixas entre 1200 e 1600 rpm e a potência máxima de 208 cv (aproximadamente 153 kW) é obtida em 2200 rpm.

3.1.2 Propriedades dos combustíveis

As características de desempenho, combustão e emissão do motor dependem muito do tipo de combustível usado e de suas propriedades termo físicas. As propriedades dos combustíveis fósseis convencionais e dos combustíveis alternativos ou suplementares dependem de suas composições químicas e dos seus respectivos métodos de obtenção.

Devido à baixa miscibilidade, apenas uma pequena porcentagem de etanol pode ser adicionada ao diesel na mistura. A adição de etanol ao diesel altera a composição físico-química das propriedades da mistura. Um efeito esperado com a utilização da mistura é a redução do número de cetano, que acarreta no aumento do período de atraso da ignição. Viscosidade e densidade de energia também são reduzidos pela adição de etanol. A viscosidade dinâmica de etanol é muito menor que o diesel, o que pode causar uma lubrificação deficitária, que também é uma desvantagem.

As propriedades do etanol anidro (E100), do diesel mineral S-10 puro (B0) e do biodiesel (B100) estão listados na Tabela 2 para comparação.

Tabela 2 – Propriedades físico químicas do etanol, diesel mineral S10 e biodiesel.

Propriedade	E100	B0	B100
Fórmula química	C_2H_6O	$C_{13}H_{28}$	$C_{20}H_{37}O_2$
Massa de carbono (% do peso)	52,2	84,8	78,4
Massa de hidrogênio (% do peso)	13,1	15,2	12,1
Massa de oxigênio (% do peso)	34,7	0	9,5
Teor de enxofre (% do peso)	0	0,001	0,001
Poder calorífico (MJ/kg)	29	43	38
Aparente energia de ativação (kJ/mol)	56	15	25
Número de cetano (un.)	8,0	48,0	52,1
Densidade (kg/m ³)	763	837	888
Fator de tensão superficial (N/m)	0,023	0,028	0,027
Coef. de viscosidade dinâmica (Pa.s)	0,0012	0,0036	0,0053
Calor latente de vaporização (kJ/kg)	846	250	230
Calor específico (J/(kg.K))	2430	1850	2000
Massa molecular (g/mol)	46	184	306

Fonte: LAURINDO (2014) [22], OLIVEIRA (2016) [30], SAEED (1989) [34], resolução ANP nº 50/2013, resolução ANP nº 19/2015.

As propriedades listadas na Tabela 2 serão as bases utilizadas para se obter as propriedades físico químicas das misturas, que serão diretamente aplicados no *software* para as variações de operação das simulações. Como é sabido que as adições de etanol em

diesel só são possíveis, sem a adição de aditivos, até um limite de 20%, foi decidido utilizar as misturas para avaliação do motor com adição de 5%, 10% e 15% de etanol, tanto com óleo diesel S10 tipo A, que é o diesel totalmente puro aqui tratado com a nomenclatura B0, quanto com tipo diesel S10 tipo B, que é o diesel com 12% de biodiesel em sua composição aqui tratado com a nomenclatura de B12.

Para obter as propriedades físico químicas destas misturas, será aplicado o conceito de interpolação linear para então obtermos os dados dos combustíveis utilizados a serem informados como parâmetros de entrada no *software* de simulação.

Utilizando então do método da interpolação linear, foi possível montar a Tabela 3 com os parâmetros referentes aos combustíveis aplicados sendo diesel S10 tipo A sem adição de etanol (B0.E0), diesel S10 tipo A com 5% de etanol (B0.E5), diesel S10 tipo A com 10% de etanol (B0.E10) e diesel S10 tipo A com 15% de etanol (B0.E15). Segue a Tabela 3 com as propriedades das misturas.

Tabela 3 – Propriedades físico químicas das misturas utilizando diesel S10 tipo A com adição de etanol anidro.

Propriedade	B0.E0	B0.E5	B0.E10	B0.E15
Massa de carbono (% do peso)	84,8	83,2	81,5	79,9
Massa de hidrogênio (% do peso)	15,2	15,1	15,0	14,9
Massa de oxigênio (% do peso)	0	1,7	3,5	5,2
Teor de enxofre (% do peso)	0,001	0,00095	0,0009	0,00085
Poder calorífico (MJ/kg)	43,0	42,3	41,6	40,9
Aparente energia de ativação (kJ/mol)	15,0	17,1	19,1	21,2
Número de cetano (un.)	48,0	46,0	44,0	42,0
Densidade (kg/m ³)	837	833	830	826
Fator de tensão superficial (N/m)	0,028	0,028	0,028	0,027
Coef. de viscosidade dinâmica (Pa.s)	0,0036	0,0035	0,0034	0,0032
Calor de vaporização (kJ/kg)	250	280	310	339
Calor específico (J/kg.K)	1850	1879	1908	1937
Massa molecular (g/mol)	184	177	170	163

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Também será realizado simulações com o diesel S10 tipo B com adições de etanol. Para isto, será simulado diesel S10 tipo B sem adição de etanol (B12.E0), diesel S10 tipo B com 5% de etanol (B12.E5), diesel S10 tipo B com 10% de etanol (B12.E10) e diesel S10 tipo B com 15% de etanol (B12.E15). Segue a Tabela 4 com as propriedades das misturas.

Tabela 4 – Propriedades físico químicas das misturas utilizando diesel S10 tipo B com adição de etanol anidro.

Propriedade	B12.E0	B12.E5	B12.E10	B12.E15
Massa de carbono (% do peso)	84,0	82,4	80,8	79,3
Massa de hidrogênio (% do peso)	14,8	14,7	14,7	14,6
Massa de oxigênio (% do peso)	1,1	2,8	4,5	6,2
Teor de enxofre (% do peso)	0,001	0,00095	0,0009	0,00085
Poder calorífico (MJ/kg)	42,4	41,7	41,1	40,4
Aparente energia de ativação (kJ/mol)	16,2	18,2	20,2	22,2
Número de cetano (un.)	48,5	46,5	44,4	42,4
Densidade (kg/m ³)	843	839	835	831
Fator de tensão superficial (N/m)	0,028	0,028	0,027	0,027
Coef. de viscosidade dinâmica (Pa.s)	0,0038	0,0037	0,0035	0,0034
Calor de vaporização (kJ/kg)	248	278	307	337
Calor específico (J/kg.K)	1868	1896	1924	1952
Massa molecular (g/mol)	199	191	183	176

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Um importante critério para a avaliar a qualidade do diesel é o número de cetano, devido as suas influências na ignição. Um alto número de cetano é vantajoso para a ignição e o comportamento de partida do motor, redução da fumaça branca e preta e emissões sonoras. No Brasil, o número de cetano varia entre 40 a 45 (Economy & Energy, 2001) [12].

O número de cetano, propriedade importante e que deve ser considerado em misturas de diesel com etanol, que assegura o bom desempenho do motor porque descreve a qualidade de ignição, decresce com o aumento da concentração de etanol. Ao analisar os números de cetano das misturas, presente nas Tabelas 3 e 4, constata-se que todos estão acima de 40, ou seja, dentro da exigência da legislação e portanto não há contra indicação.

3.2 Programação no Diesel-RK

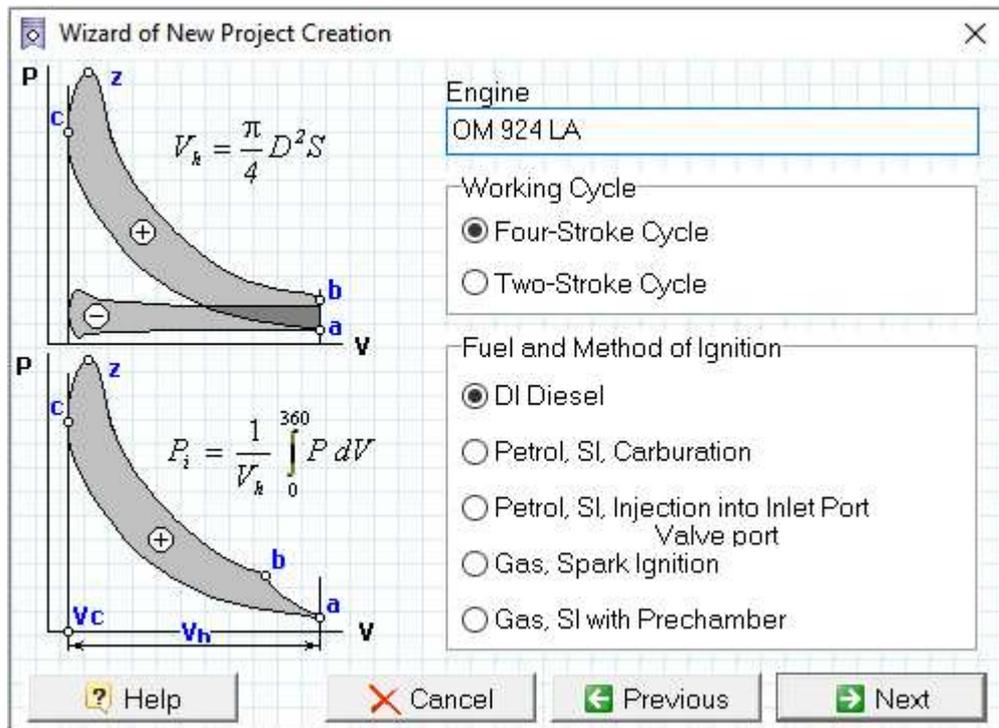
Pelo fato do trabalho se basear numa simulação computacional de motor ciclo Diesel, o *software* escolhido para realizar a simulação precisa ser ajustado para o estudo de caso. Para o ajuste do *software* Diesel-RK, temos de começar inserindo um novo projeto de simulação, onde são inseridos alguns parâmetros básicos iniciais para começar a modelar a operação do motor. Os dados necessários foram obtidos através de materiais disponibilizados em sua maioria pelo fabricante.

3.2.1 Parâmetros iniciais

Quando se inicia um novo projeto no *software* Diesel-RK, é aberto um assistente de criação de novo projeto, que tem por finalidade o auxílio da parametrização inicial

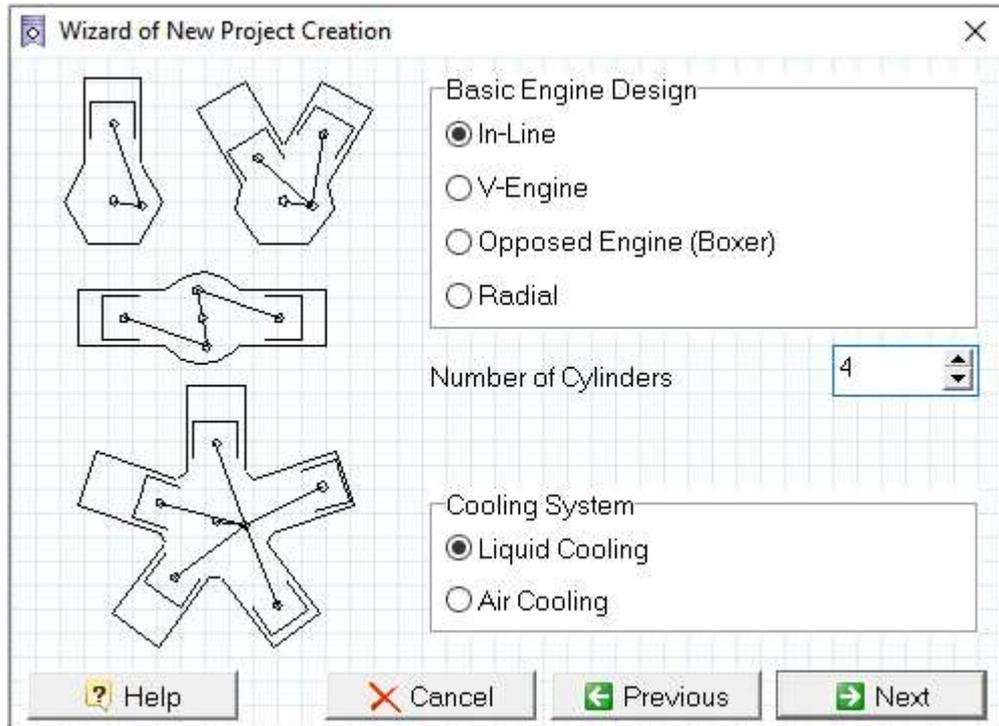
do motor simulado. Na primeira interface, é necessário que seja selecionado o tipo de ciclo termodinâmico o qual trabalha o motor, sendo possíveis as opções de 2 ou 4 tempos. Nesta tela também é questionado qual o método de injeção com o respectivo combustível. Para esse estudo de caso em específico, foi selecionado motor de 4 tempos utilizando diesel com injeção direta. Segue a Figura 9 ilustrando a interface:

Figura 9 – Primeira tela de interface de projeto no *software*.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

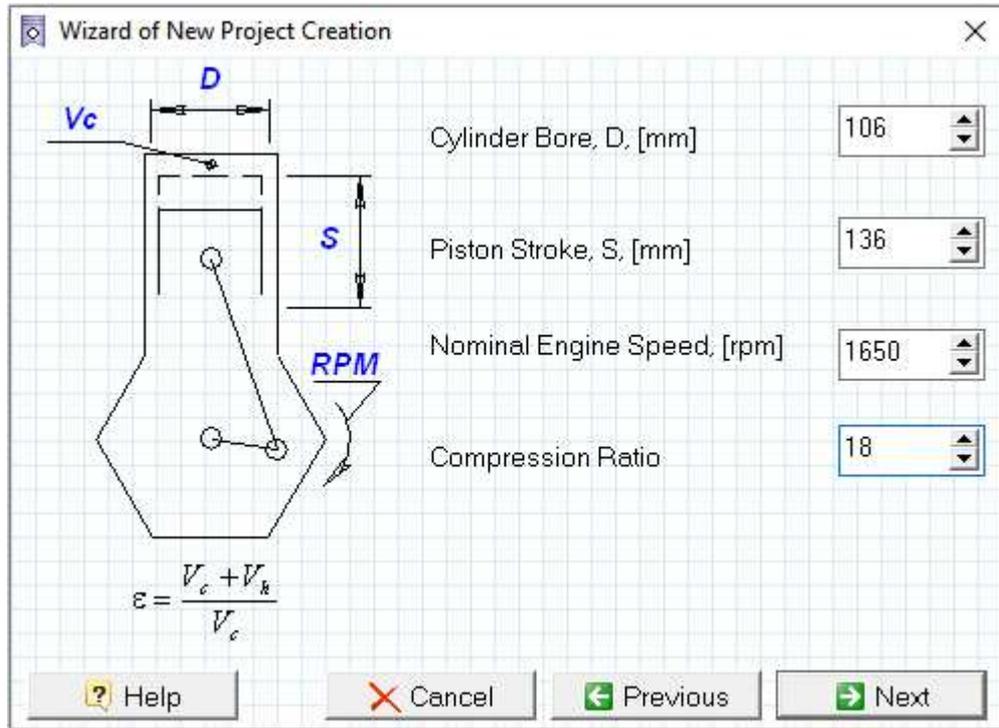
Já nesta segunda interface, é questionado qual a disposição dos cilindros do motor, a quantidade de cilindros e o qual o sistema de resfriamento. Para o motor escolhido, tem-se um motor de 4 cilindros operando em linha com sistema de resfriamento a líquido. Segue a Figura 10 ilustrando a interface:

Figura 10 – Segunda tela de interface de projeto no *software*.

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Na próxima interface de parametrização do motor, foram informadas ao *software* as dimensões geométricas dos cilindros do motor, sendo estas o diâmetro do cilindro e o curso do pistão, ambas em milímetros. Além disto, também é informado a taxa de compressão e o número de rotações nominal do motor, mas esse parâmetro se altera conforme o modo de operação estudado. Para o motor em questão, tem-se 106 mm de diâmetro do cilindro, 136 mm de curso do pistão, 18:1 de taxa de compressão e 1650 rpm tida como velocidade nominal do motor. Segue a Figura 11 ilustrando a interface:

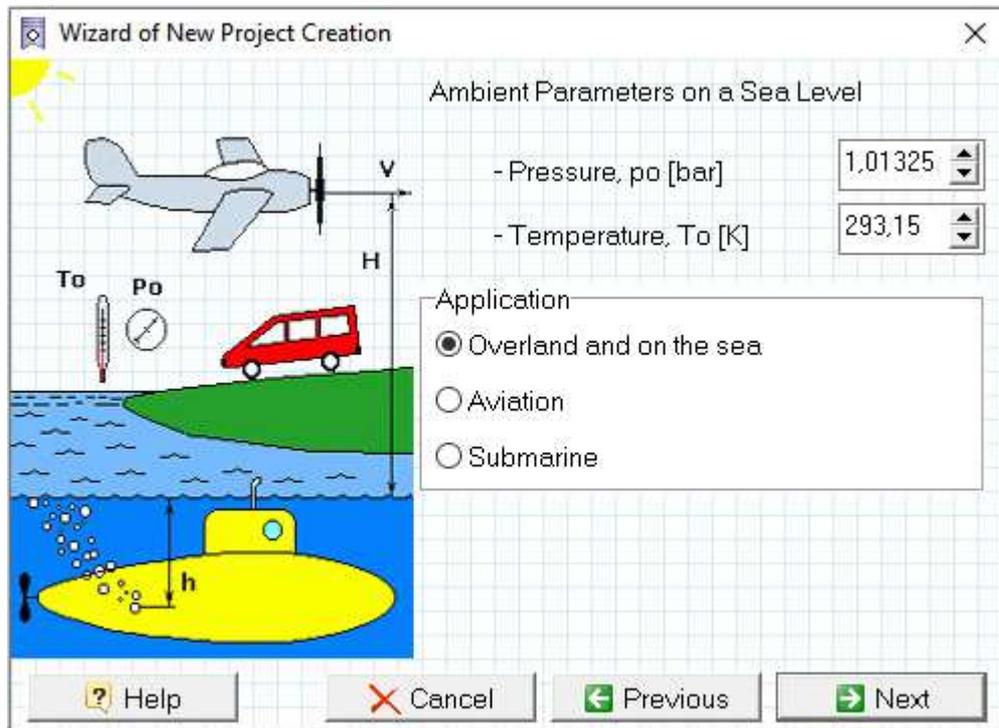
Figura 11 – Terceira tela de interface de projeto no *software*.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A próxima interface é bem simples e de fácil entendimento, onde se diz respeito às condições ambientais de aplicação natural do motor. Foi definido o uso terrestres pois se trata de um motor projetado para veículos rodoviários. A temperatura e pressão foram definidas de acordo com as condições normais de temperatura e pressão (CNTTP) para o Brasil, sendo elas de 1,01325 bar para pressão e 293,15 K para temperatura. Segue a Figura 12 da interface:

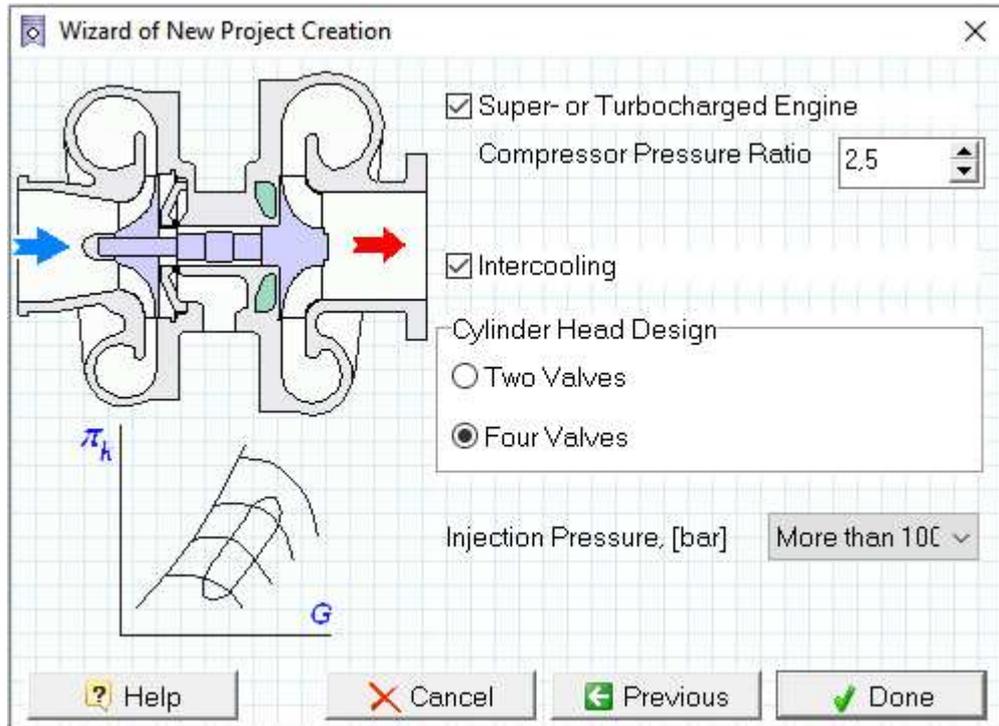
Figura 12 – Quarta tela de interface de projeto no *software*.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Na última interface de parametrização inicial do motor é solicitado informações sobre admissão e quantidade de válvulas por cilindro. Para o motor simulado, tem-se uma admissão com turbo alimentação onde a taxa de compressão média é de 2,5 bar possuindo *intercooler*. Temos também que são 4 válvulas por cilindro, com pressão de injeção acima de 1000 bar. Todas as informações foram obtidas através do fabricante. Segue a Figura 13 da interface:

Figura 13 – Quinta tela de interface de projeto no *software*.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

3.2.2 Parâmetros variáveis avançados

Uma vez que o assistente inicial de criação de projeto tenha sido completamente e corretamente preenchido, é necessário que sejam feitas as parametrizações variáveis. Isto é, setar e configurar os modos de operação e combustível para cada simulação, variando os parâmetros de acordo com a finalidade do estudo.

A Figura 14 mostra como se realiza a parametrização dos combustíveis presente em cada simulação. Para cada simulação será utilizado um combustível diferente, e as propriedades físico-químicas de cada um deles será inserida nesta tela, como mostradas nas Tabelas 3 e 4.

Figura 14 – Interface de ajuste das propriedades do combustível.

Project Fuel Library

Fuel Title: Diesel B0 Fuel Group: Diesel Class: Diesel

Substance	% Volume
	0

Check apply

Composition (mass fractions)

C: H: O:

Sulfur fraction in fuel, [%]

Low Heating Value of fuel, [MJ/kg]

Apparent Activation Energy for Compression Autoignition process, or for SI Knocking, [kJ/mol]

Cetane Number

Density of fuel at 323 K, [kg/m³]

Surface Tension Factor of fuel at 323 K, [N/m]

Dynamic Viscosity Coefficient of fuel at 323 K, [Pa s]

Specific Vaporization Heat, [kJ/kg]

Fuel Thermal Capacity at temperature of injector, [J/(kg*K)]

Molecular Mass of fuel

Diffusion factor at atmospheric conditions D_{po}, [s]

Fuel temperature, [K]

Saturated vapour pressure at low T, bar K

Saturated vapour pressure P_v at critical temperature, bar K

Help OK Cancel

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A outra tela de inserção de parâmetros avançados e fundamentais para cada simulação é a interface dos modos de operação. Os parâmetros inseridos nesta tela são variáveis de acordo com a faixa de velocidade de operação do motor. São dados referentes a eficiência da turbina, ângulo de avanço da ignição, razão equivalente de ar/combustível, velocidades de rotação do motor, entre outros. A Figura 15 mostra a interface onde são inputados estes valores.

Figura 15 – Interface de ajuste das propriedades do funcionamento do motor.

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.)

[HP stage turbine settings](#) [HP stage compressor settings](#)

#1 "RPM=800" #6 "RPM=1800"
 #2 "RPM=1000" #7 "RPM=2000"
 #3 "RPM=1200" #8 "RPM=2200"
 #4 "RPM=1400" #9 "RPM=2400"
 #5 "RPM=1600" #10 "RPM=2600"

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 checked="" type="checkbox"/> #9	<input checked="" type="checkbox"/> #10
Engine Speed, [rpm]	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600
Air Fuel Equivalence Ratio in the Cylinder										
Injection / Ignition Timing, [deg B.TDC]										
Atmosphere Pressure at sea level, [bar]	1,01325	1,01325	1,01325	1,01325	1,01325	1,01325	1,01325	1,01325	1,01325	1,01325
Atmosphere Temperature at sea level, [K]	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15
Altitude Above Sea Level, [km]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Velocity of flight (for aircraft engines only), [km/h]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Total Pressure Recovery Coefficient of Inlet Device										
Total Pressure Recovery Coefficient of Exhaust System										
Compressor Pressure Ratio (HP Stage)										
Compressor Adiabatic Efficiency (HP Stage)										
Fraction of the Exhaust Gasflow By-passed before Turbine	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Fraction of the Airflow By-passed after Compressor into atmosphere	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Average Total Turbine Inlet Pressure (HP St.) (or first appr.), [bar]										
Turbocharger Efficiency (HP Stage)										

Help Print OK Cancel

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

3.3 Validação do modelo de simulação

A simulação em si pretende avaliar como o motor responde variando o combustível, isto é, o desempenho e a emissão de poluentes. Mas antes de começar a simular o funcionamento do motor variando o combustível utilizado, é necessário realizar a validação do motor escolhido.

O método de validação do motor é feito através comparação das curvas de desempenho fornecidas pelo fabricante com as curvas de desempenho geradas pelo *software*. Para obter-se a curva de desempenho ideal para comparar às curvas do fabricante, é necessário que a simulação utilize do mesmo combustível que o fabricante quando o mesmo traça as curvas de desempenho do motor. De acordo com os dados fornecidos pelo fabricante, utiliza-se óleo diesel S10 tipo A como padrão para os dados técnicos fornecidos pela curva

de desempenho do motor. Então, irá se adotar o combustível igual na simulação, chamado de DA+E0, com as propriedades descritas na Tabela 3. Para uma melhor precisão, foram escolhidas dez velocidades de trabalho do eixo virabrequim do motor, sendo elas 800, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400 e 2600 rotações por minuto (rpm).

Para cada rotação do motor, há vários parâmetros que devem ser definidos, dentro de valores factíveis é claro, com a intenção de se obter uma melhor aproximação das curvas do fabricante. Alguns desses parâmetros são fixos para todas rotações, sendo eles a pressão da atmosfera e a temperatura ambiente, ambos já inseridos no assistente de configuração inicial.

Os outros parâmetros a serem setados são à razão ar/combustível equivalente nos cilindros (*Air Fuel Equivalence Ratio in the Cylinder*), o ângulo do avanço de injeção (*Injection/Ignition Timing, [deg B. TDC]*), a razão de pressão e eficiência adiabática no compressor (*Compressor Pressure Ratio* e *Compressor Adiabatic Efficiency*), além da razão de pressão e a eficiência da turbina (*Turbine Pressure Ratio* e *Internal Efficiency of Turbine*).

3.3.1 Razão equivalente de ar/combustível

A razão equivalente de ar/combustível (λ), representa a razão ar/combustível da mistura em relação à razão ar/combustível estequiométrico. A Equação 3.1, adaptada a partir de HEYWOOD (1988) [17], representam o λ , onde a mistura ar/combustível estequiométrica é a quantidade de ar teoricamente necessária e suficiente para oxidar toda a massa de combustível. Sendo que o ar presente no oxigênio é o responsável pela oxidação do combustível.

$$\lambda = \frac{\text{mistura ar/combustível utilizada}}{\text{mistura ar/combustível estequiométrica}} \quad (3.1)$$

De acordo com ZHENG (2003) [42], a razão de ar/combustível utilizada em motores a diesel varia entre 21,75 e 26,1 enquanto que a relação estequiométrica ideal para o diesel é 14,5. Desta forma, o valor da razão equivalente de ar/combustível, (λ), deve variar entre os valores de 1,5 e 1,8.

3.3.2 Ângulo de atraso da injeção

Já o ângulo de atraso da injeção é definido pelo tempo de atraso da ignição que compreende o intervalo entre o tempo de início da injeção de combustível e o início da combustão. O intervalo de tempo do atraso da ignição está associado à fase de preparo da parcela de combustível na câmara e o início da ignição da mesma, portanto, o desempenho do motor é influenciado diretamente pela definição desse intervalo (HEYWOOD, 1988) [17].

Foi definido o ângulo de avanço da injeção variando entre 10° até 30°, conforme aumento da rotação do motor. Essa escolha foi adotada tendo em vista os valores de diversos trabalhos anteriores, onde os motores a diesel operam dentro dessa faixa de ângulo de avanço da injeção (BRUNETTI, 2012) [6].

3.3.3 Razão de pressão e eficiência adiabática no compressor

A velocidade do compressor é limitada pela força centrífuga permitida exercida sobre a carcaça do compressor. A velocidade máxima do compressor e a forma aerodinâmica da lâmina limitam a capacidade da razão de pressão. Lâminas de titânio podem resistir a temperaturas muito mais altas e fornecer uma taxa de compressão muito alta para uma turbina de estágio único, mas o titânio e seu processo de fabricação são caros. Outra desvantagem do rotor de titânio é seu peso elevado, o que gera maior inércia.

A eficiência adiabática é definida como a relação entre a produção de trabalho para um processo de compressão isentrópica ideal e a entrada de trabalho para desenvolver a tarefa necessária. Para um determinado ponto de operação do compressor, a eficiência isentrópica real ou prevista pode ser calculada com a Equação 3.2 representada a seguir:

$$\eta_{comp} = \frac{W_{isentropico}}{W_{real}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1} \quad (3.2)$$

Onde:

- h_1 = entalpia específica do fluido na entrada do compressor;
- h_{2s} = entalpia específica do fluido na saída do processo isentrópico;
- h_{2r} = entalpia específica do fluido na saída do processo real.

A eficiência do compressor varia com o tipo, geometria, tamanho e material utilizado. Ela só pode ser determinada na prática por um teste de bancada, embora os fabricantes de compressores geralmente possam fornecer boas estimativas. De acordo com CAMPBELL (2014) [9], para fins de planejamento, na prática, os valores da eficiência adiabática dos compressores varia entre 70% e 85%.

É comum encontrar turbocompressores de motor a diesel podendo fornecer uma razão de pressão do compressor em torno de 3,5 até 4,5 dependendo do material e do projeto do rotor (XIN, 2011) [41]. De acordo com o fabricante, o motor OM-924 LA admite o ar comprimido na câmara de combustão numa pressão média de 2,5 bar. Tendo em vista que a pressão atmosférica é de aproximadamente 1 bar, e que a eficiência varia entre 70% e 85%, decidiu-se adotar valores da razão de pressão do compressor entre 1,9 e 2,78, variando de acordo com a velocidade de rotação do motor.

3.3.4 Razão de pressão e eficiência interna na turbina

A turbina utilizada por um turbocompressor converte o gás de escape do motor em energia mecânica para acionar o compressor. No geral, elas podem ser do tipo axial ou radial. Os fabricantes de turbina, no geral, raramente disponibilizam os seus mapas de eficiência. Os mapas de eficiência de turbinas contam com informações referentes à energia necessária na turbina para que o compressor comece a funcionar. Assim, é possível saber qual a mínima rotação necessária do motor, para que a turbina seja capaz de fornecer energia ao compressor, para que esse comece a comprimir ar para o interior dos cilindros.

Sabendo-se o fluxo de ar admitido pelo motor em uma determinada rotação, é possível estimar o fluxo de ar que sairia pelo através do escape. Isso porque o fluxo volumétrico após o escape do motor é maior que o inicial, devido à maior temperatura causada pela queima à alta pressão dentro do motor.

Como de costume, o fabricante não disponibilizou estas informações. Portanto, decidiu-se adotar valores padrões indicados pelo próprio *software* para a simulação deste motor. Para todas as velocidades de rotação do motor, foi configurado uma razão de pressão na turbina de 2,26 e a eficiência em 47,7%.

3.3.5 Otimização e validação da simulação

Após todo o embasamento de valores factíveis para todos os parâmetros necessários ao funcionamento do motor, foram testadas diversas otimizações dentre a faixa de valores previamente determinada. Desta forma, para cada velocidade de rotação do motor, foi encontrada um conjunto de valores, exibidos na Tabela 5.

Tabela 5 – Configurações de operação do motor.

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 checked="" type="checkbox"/> #9	<input checked="" type="checkbox"/> #10
Engine Speed, [rpm]	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600
Air Fuel Equivalence Ratio in the Cylinder	1,7	1,6	1,5	1,5	1,5	1,53	1,56	1,59	1,73	1,8
Injection / Ignition Timing, [deg B.TDC]	10	12	14	16	18	20	22	24	26	30
Ambient Pressure, [bar]	1,01325	1,01325	1,01325	1,01325	1,01325	1,01325	1,01325	1,01325	1,01325	1,01325
Ambient Temperature, [K]	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15
Inlet Pressure Losses (before compressor), [bar]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Differential Pressure in exhaust (tail) system, [bar]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Compressor Pressure Ratio (HP Stage)	2,12	2,58	2,73	2,78	2,72	2,7	2,65	2,58	2,4	1,9
Compressor Adiabatic Efficiency (HP Stage)	0,7	0,77	0,84	0,85	0,84	0,8	0,77	0,75	0,73	0,7
Fraction of the Exhaust Gasflow By-passed before Turbine	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Fraction of the Airflow By-passed after Compressor into atmosphere	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Average Total Turbine Inlet Pressure (HP St.) (or first appr.), [bar]	2,26	2,26	2,26	2,26	2,26	2,26	2,26	2,26	2,26	2,26
Turbocharger Efficiency (HP Stage)	0,477	0,477	0,477	0,477	0,477	0,477	0,477	0,477	0,477	0,477

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

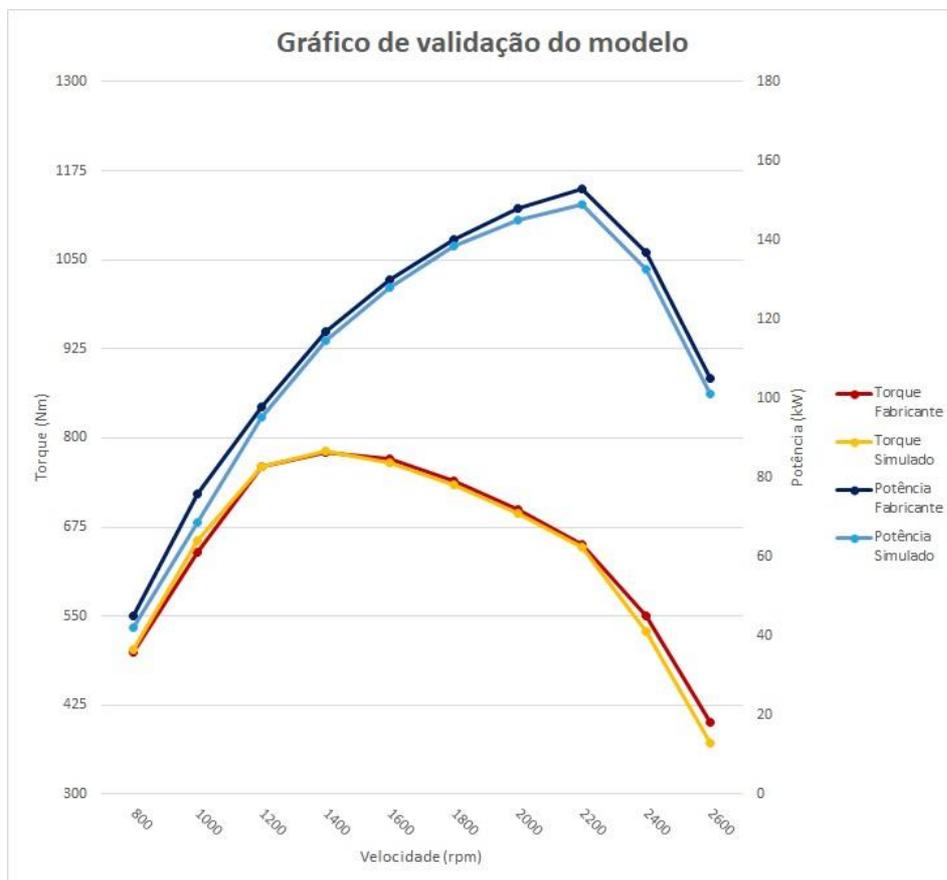
Para todas as velocidades de rotação do motor apresentados na Tabela 5, foram

encontrados valores de potência e de torque e, com isso, foi possível realizar a comparação dos dados simulados com os dados disponibilizados pelo fabricante do motor.

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

Para uma melhor visualização entre as curvas do fabricante e as curvas da simulação, ambas foram exportadas para o Excel, gerando o gráfico que está representado na Figura 16.

Figura 16 – Comparação das curvas do fabricante com as curvas simuladas no *software* Diesel-RK.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Uma alternativa à verificação da aproximação das curvas informadas pelo fabricante e as obtidas pela simulação é aplicando o método dos mínimos quadrados. Esta técnica se baseia na análise de erros dos gráficos obtidos, que é uma técnica de otimização matemática que procura encontrar o melhor ajuste para um conjunto de dados tentando minimizar a soma dos quadrados das diferenças entre o valor estimado e os dados obtidos.

Ao término da otimização e aproximação, observou-se que o erro entre as curvas comparadas foi mínimo, visto que os resultados obtiveram altos coeficientes, sendo 0,99

de assertividade para o torque e 0,97 de assertividade para a potência. Esses pequenos desvios são esperados, uma vez que algumas informações são sigilosas e o fabricante não as compartilha. Portanto, a validação foi dada como bem-sucedida, assim podendo proceder com as análises com este estudo de caso.

3.4 Descrição do protocolo de pesquisa

O presente trabalho científico se dá através da comparação do funcionamento do motor OM-904 LA com diferentes composições de combustíveis. Com o modelo de simulação já validado, as alterações realizadas de uma simulação para outra é a modificação nos parâmetros de cada combustível. Desta forma, será possível avaliar analiticamente a influência do combustível adotado no desempenho do motor.

4 RESULTADOS E ANÁLISES

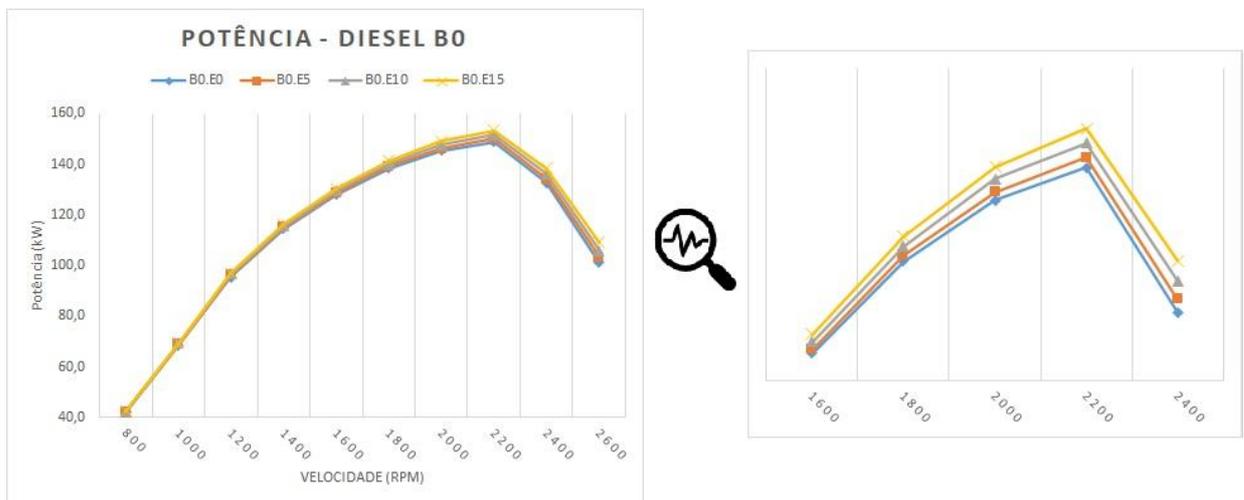
Com o motor validado, foi possível realizar simulações variando apenas os parâmetros dos combustíveis, sendo dessa forma possível avaliar o funcionamento e comportamento do motor operando com diversas misturas diferentes. Com os resultados das simulações, realizou-se a comparação de propriedades do motor, sendo estas a potência, torque, consumo específico, eficiência térmica, emissão de material particulado e emissão de NO_x .

Com a finalidade de obter-se uma análise dinâmica e objetiva, foram elaborados gráficos para cada um dos parâmetros previamente definidos, com as curvas simuladas de todos as misturas de combustíveis das Tabelas 3 e 4.

4.1 Potência

Na Figura 17, pode-se observar os valores da potência simulada de acordo com a rotação do motor para as misturas de diesel S10 tipo A com adições de etanol anidro. Por se tratar de um gráfico com valores de uma grande amplitude, foi realizado um *zoom* no gráfico na principal faixa de potência do veículo, onde a aproximação permite uma melhor visualização do comportamento das curvas. Esta aproximação foi plotada a direita do gráfico principal representando as curvas de potências com os diferentes combustíveis.

Figura 17 – Comparação da potência simulada entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo A.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Na Figura 18, observa-se desta vez os valores da potência simulada de acordo com a rotação do motor, porém com a utilização das misturas de diesel S10 tipo B com adições de etanol anidro. Para uma melhor visualização, também foi adotada uma aproximação plotada a direita do gráfico principal para melhor visualização.

Figura 18 – Comparação da potência simulada entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo B.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Ambas as curvas permitem conclusões similares. A primeira peculiaridade a se destacar é que em tanto na Figura 17 como na Figura 18, com todas as misturas simuladas, a curva de potência tem um mesmo comportamento. Isto é, atinge os seus respectivos valores de máximo e mínimo, bem como crescimento e decrescimento de maneiras parecidas.

A seguir está a Tabela 6 com os maiores, menores e médios valores das curvas de potência encontradas.

Tabela 6 – Valores máximos, mínimos e médios de potência em kW.

	B0.E0	B12.E0	B0.E5	B12.E5	B0.E10	B12.E10	B0.E15	B12.E15
Maior	148,9	149,9	150,0	151,2	151,6	152,8	153,3	154,2
Menor	42,1	42,3	42,2	42,4	42,4	42,6	42,5	42,7
Média	111,5	112,3	112,4	113,2	113,5	114,3	114,7	115,3

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

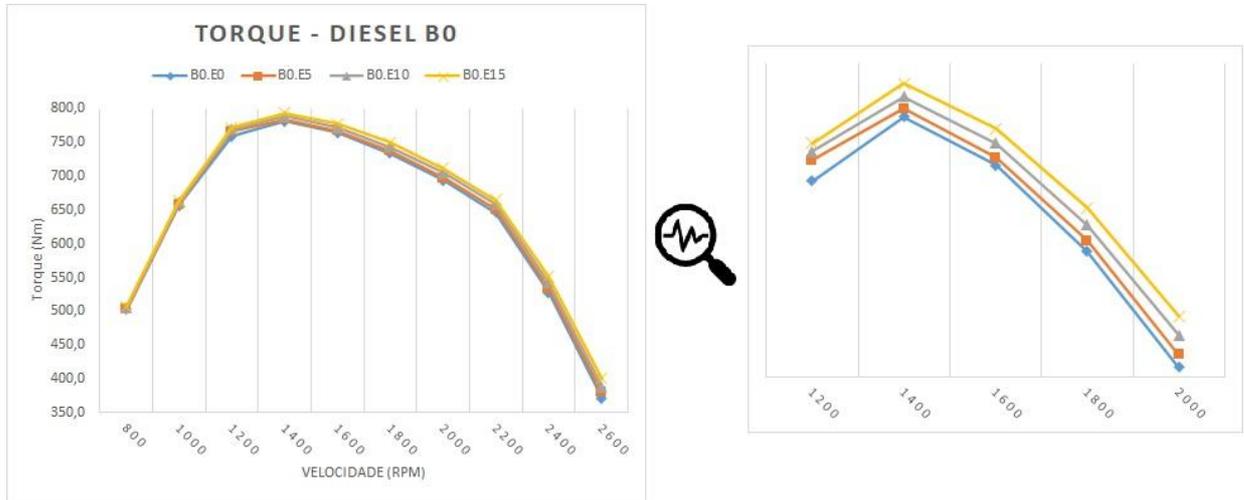
Com os dados da Tabela 6, pode-se concluir a adição de etanol aumenta a potência do motor. Para o diesel tipo A, a adição de 15% de etanol chegou a aumentar 2,96% da potência do motor na rotação de maior potência enquanto que para o diesel tipo B, aumentou-se 2,87% da potência na mesma rotação.

4.2 Torque

Na Figura 19, pode-se observar os valores do torque de acordo com a rotação do motor para as misturas de diesel S10 tipo A com adições de etanol anidro. Assim como foi

feito para as curvas de potências, também foi adotada uma aproximação plotada a direita do gráfico principal para melhor visualização.

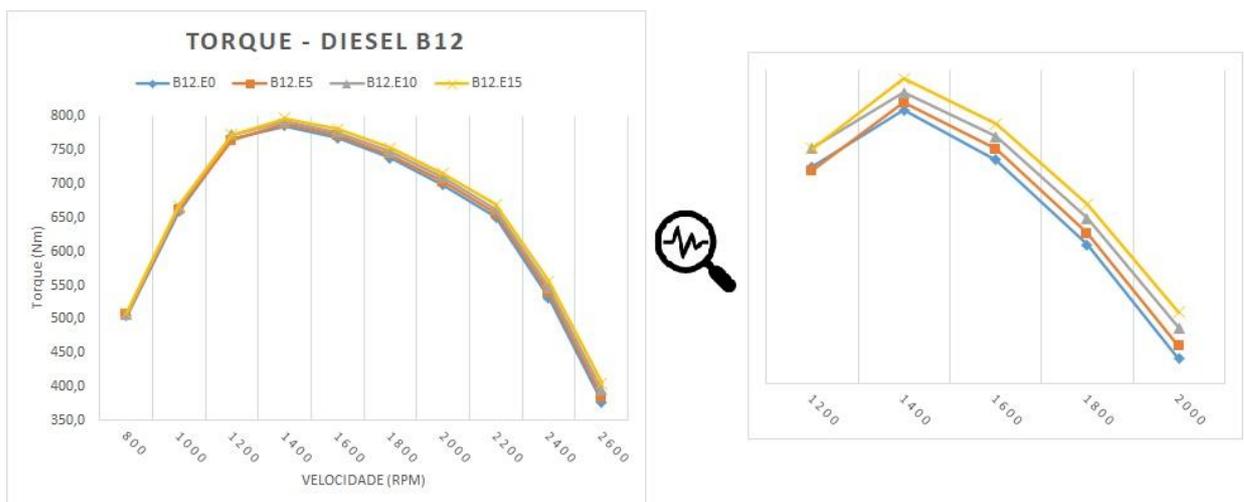
Figura 19 – Comparação do torque simulado entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo A.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Na Figura 20 é possível observar os valores do torque de acordo com a rotação do motor para as misturas de diesel S10 tipo B com adições de etanol anidro, bem como sua visualização aproximada à direita.

Figura 20 – Comparação do torque simulado entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo B.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Como pode-se observar nas Figuras 19 e 20, assim como as curvas de potência, as curvas de torque também mantiveram o mesmo comportamento de acordo com o aumento

da velocidade de rotação do motor. Isto é, independentemente da mistura com que o motor esteja operando, a faixa de máximo e mínimo torque permanece na mesma faixa de operação.

Segundo AYDIN (2010) [4], o torque do motor aumenta até um ponto máximo com o aumento da velocidade do motor e após esse ponto, o torque diminui passo a passo. Quando a viscosidade do combustível aumenta, a quantidade de combustível que deveria encher a bomba de óleo diminui e a eficiência volumétrica do motor fica mais baixa, resultando em uma redução gradativa do torque.

Tabela 7 – Valores máximos, mínimos e médios de torque em Nm.

	B0.E0	B12.E0	B0.E5	B12.E5	B0.E10	B12.E10	B0.E15	B12.E15
Maior	781,5	786,0	784,2	788,7	788,5	792,1	793,0	797,1
Menor	371,9	377,1	379,8	384,4	388,4	394,6	400,6	405,5
Média	643,7	648,3	648,0	652,1	653,4	657,8	659,1	662,7

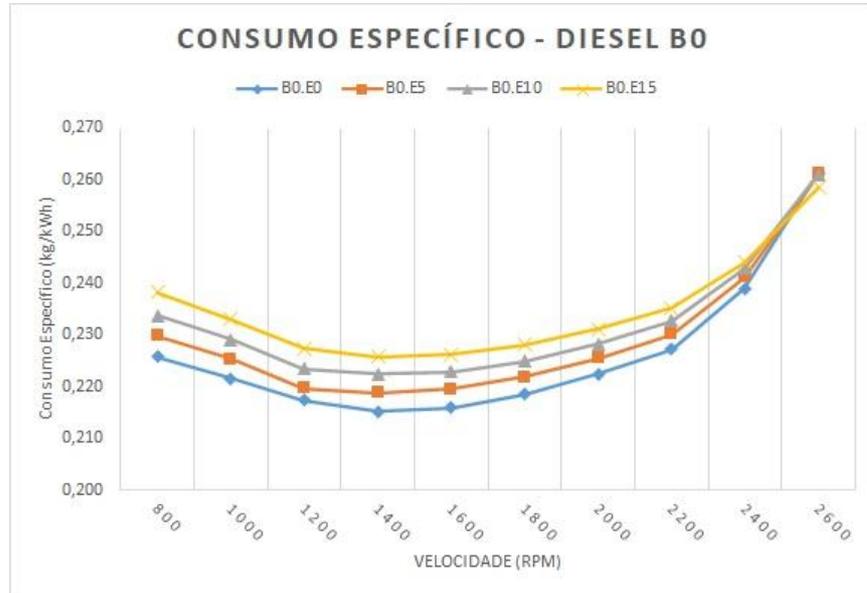
Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Analisando os dados da Tabela 7, nota-se que a adição de etanol pouco influencia nos valores de torque do motor. A maior diferença notada é utilizando o diesel tipo A com adição de 15% de etanol, que chegou a aumentar 1,47% do torque do motor na rotação de maior torque. Já para o diesel tipo B, aumentou-se 1,41% do torque nesta mesma rotação. Estes valores na prática pouco devem ser notados durante o uso do motor e não devem interferir na operação.

4.3 Consumo específico

O consumo específico de combustível (CEC) de todas as misturas de combustíveis estão em unidade de kg/kWh. Na Figura 21, pode-se observar os valores do CEC de acordo com a rotação do motor para as misturas de diesel S10 tipo A com adições de etanol anidro.

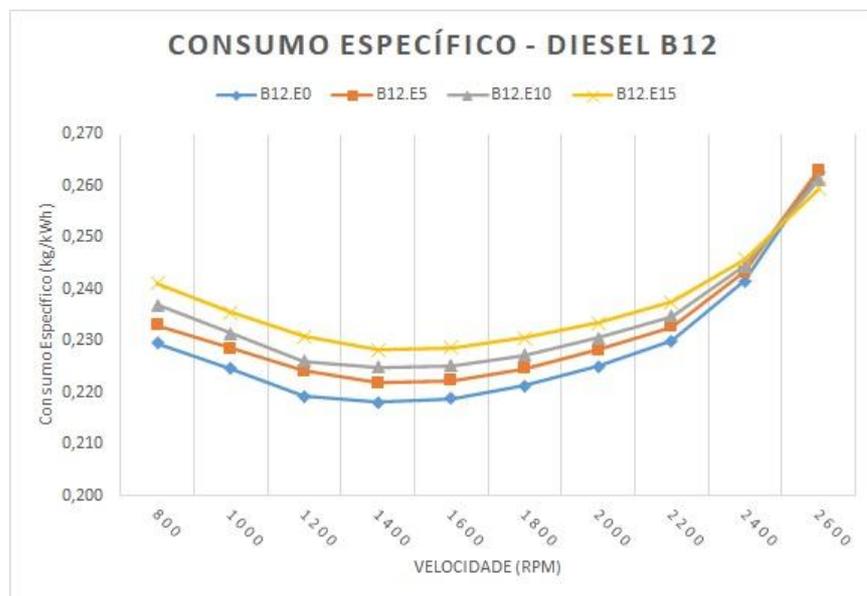
Figura 21 – Comparação do consumo específico simulado entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo A.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Na Figura 22 é possível observar os valores do CEC de acordo com a rotação do motor para as misturas de diesel S10 tipo B com adições de etanol anidro.

Figura 22 – Comparação do consumo específico simulado entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo B.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Observa-se nas Figuras 21 e 22 que os comportamentos das curvas do CEC total se mantiveram similares, sendo que o menor CEC total está em 1400 rpm e o maior a

2600 rpm. Em geral o menor consumo foi o do combustível diesel sem adição de etanol, e, quando se acrescentou etanol, o consumo aumentou a medida que aumenta o percentual de substituição.

A Tabela 8 mostra os valores médios, menores e maiores de consumo específico ao longo das rotações e das diferentes misturas.

Tabela 8 – Valores máximos, mínimos e médios de consumo em kg/kWh.

	B0.E0	B12.E0	B0.E5	B12.E5	B0.E10	B12.E10	B0.E15	B12.E15
Maior	0,261	0,263	0,261	0,263	0,261	0,261	0,259	0,259
Menor	0,215	0,218	0,219	0,222	0,222	0,225	0,226	0,228
Média	0,226	0,229	0,229	0,232	0,232	0,234	0,235	0,237

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

A média de consumo do combustível B0.E0 foi o que obteve a menor valor de CEC, sendo 0,226 kg/kWh. As médias de consumo foram aumentando ao passo que se aumentou o percentual de substituição, alcançando a máximo consumo médio de 0,237 kg/kWh no combustível B12.E15, com uma diferença de 3,5% a mais comparado com o do B12.E0.

O aumento no consumo específico total de combustível pode ser atribuído principalmente ao menor poder calorífico do etanol comparado ao óleo diesel e biodiesel. Conforme ilustrado na Tabela 2, o poder calorífico é de 43 MJ/kg para o diesel S10 tipo A, 38 MJ/kg para o biodiesel e 29 MJ/kg para o etanol. Com essa diferença é necessária maior quantidade de etanol para entregar a mesma quantidade de energia, resultando em consumos mais elevados.

Esse fato é explicado por MORSY (2015) [29], que afirma que mais combustível é necessário para sustentar a combustão e entregar a mesma potência. Além deste, tem-se na literatura outros autores que também encontraram essa mesma tendência, como: AJAV et al. (1984) [3], MARIASIU et al. (2015) [26] e TSANG et al. (2010) [39].

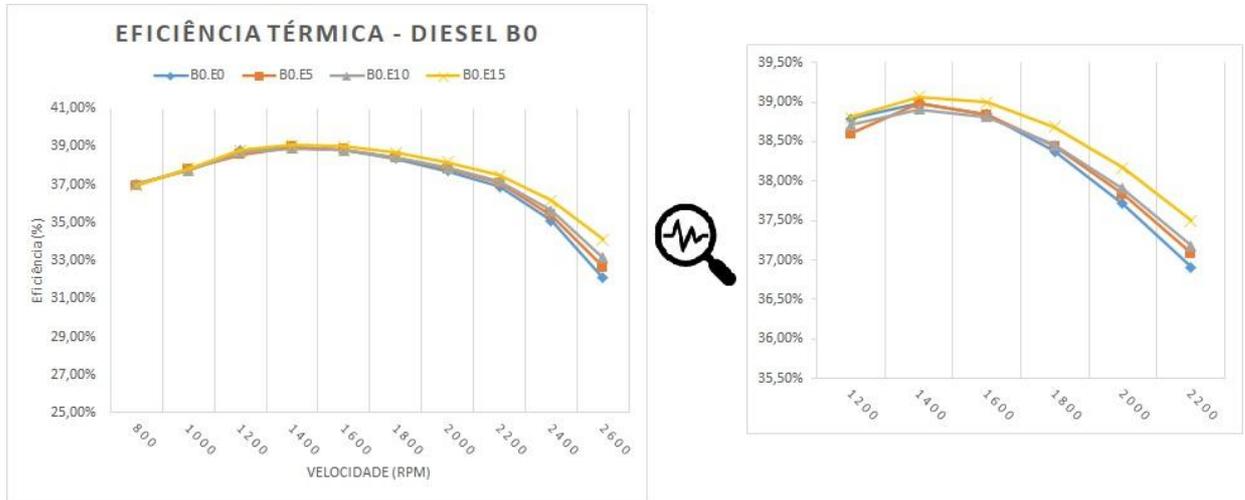
De acordo com PAUFERRO (2012) [31], com o uso do etanol, que possui menor poder calorífico, o consumo em massa é maior. Então, para obter um mesmo desempenho, o volume de etanol necessário para um dado deslocamento também é sempre maior.

4.4 Eficiência térmica

A relação entre a potência do motor e a energia liberada devido à combustão do combustível é chamada de eficiência térmica do motor. A eficiência térmica também indica a capacidade do sistema de combustão e fornece o conhecimento para avaliar com que eficiência a energia do combustível é convertida em energia mecânica. Na Figura 23, pode-se observar os valores da eficiência térmica do motor estudado, de acordo com a

rotação do motor, para as misturas de diesel S10 tipo A com adições de etanol anidro. Ao lado direito está a aproximação para melhor se observar as curvas.

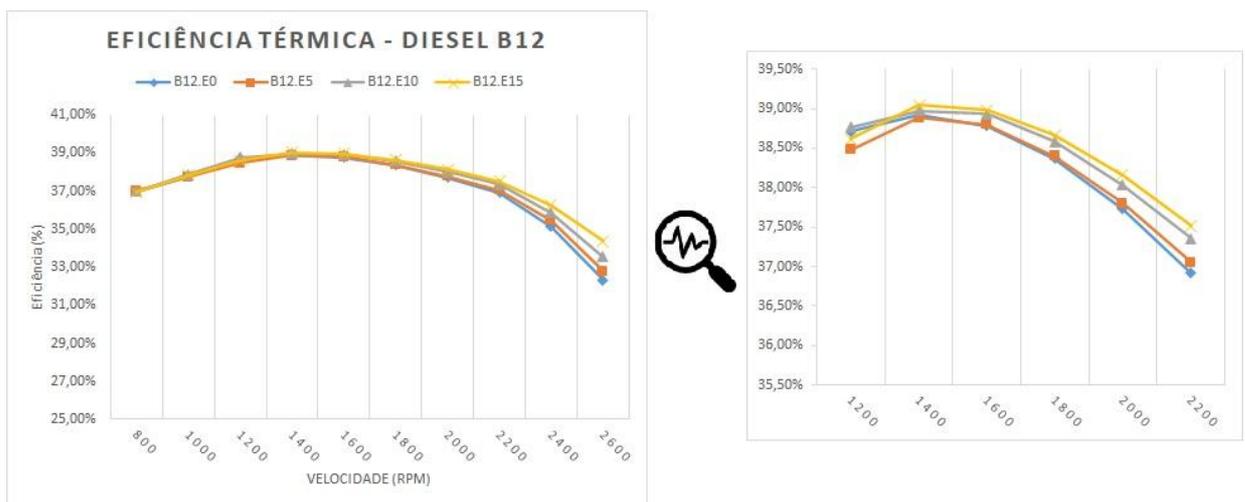
Figura 23 – Comparação da eficiência energética simulada entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo A.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Na Figura 24 é possível observar os valores de eficiência térmica do motor de acordo com a rotação do motor para as misturas de diesel S10 tipo B com adições de etanol anidro, bem como sua visualização aproximada à direita.

Figura 24 – Comparação da eficiência energética simulada entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo B.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Pode-se observar por ambos os figuras que, independentemente se está trabalhando com diesel tipo A ou diesel tipo B, as misturas diesel com álcool seguem tendência

semelhante. Nota-se também que a eficiência aumenta com o aumento da participação do álcool na mistura, principalmente na maiores rotações do motor.

Observa-se que a faixa de maior eficiência térmica coincide com a faixa de menor consumo específico de combustível, entre 1200 e 1600 rpm.

A Tabela 9 mostra os valores médios, menores e maiores da eficiência térmica ao longo das rotações e das diferentes misturas.

Tabela 9 – Valores máximos, mínimos e médios de eficiência térmica em %.

	B0.E0	B12.E0	B0.E5	B12.E5	B0.E10	B12.E10	B0.E15	B12.E15
Maior	39,0	38,9	39,0	38,9	38,9	39,0	39,1	39,0
Menor	32,1	32,3	32,6	32,8	33,2	33,6	34,1	34,4
Média	37,2	37,2	37,3	37,2	37,4	37,5	37,6	37,6

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Após analisar os valores contidos na Tabela 9, é possível notar que as misturas com adição de 15% de etanol anidro foram as que obtiveram as melhores médias de eficiência térmica, porém com a pouca diferença do óleo diesel puro, sendo ambas superior em cerca de aproximadamente 1,3%. Se formos levar em conta as incertezas da própria simulação, podemos definir que para a eficiência térmica não há diferença entre as misturas simuladas.

As eficiências térmicas máximas encontrados para diesel tipo A e diesel tipo B foram de 39,0% e 38,9%, respectivamente, valores estes que convergem com a literatura estudada.

A melhoria acentuada da eficiência térmica com a mistura diesel-etanol como combustível foi prevista por KANNAN et al. (2012) [19]. Para o autor, a adição de combustíveis oxigenados, como etanol no diesel melhora a combustão.

Além disso, como o ponto de ebulição do etanol é inferior ao do diesel, a qualidade da pulverização é melhorada com adição de etanol ao diesel. Isso aumenta a eficiência da combustão, resultando em ligeira melhora na eficiência térmica.

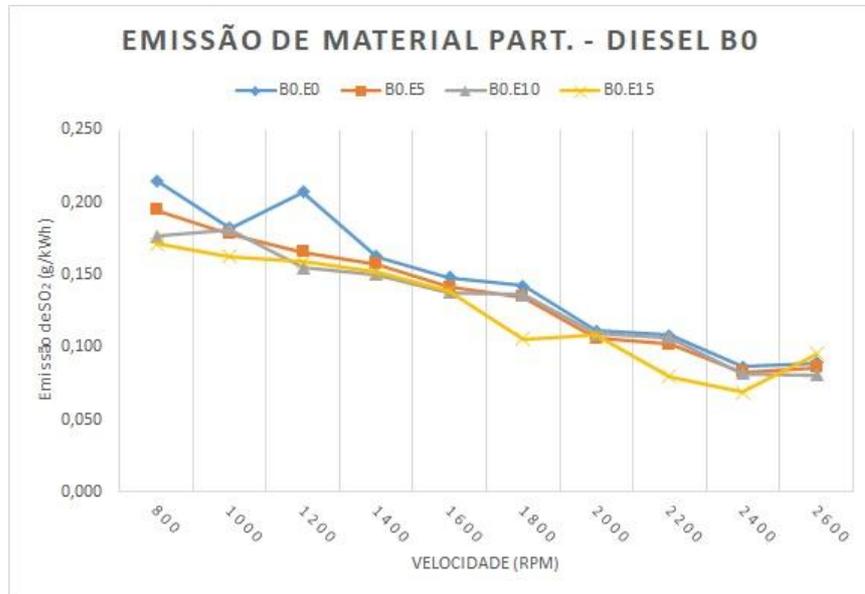
De acordo com ZHU et al. (2011) [43], à medida que o combustível absorve calor do cilindro durante a vaporização, o trabalho necessário para comprimir o mistura ar-combustível diminui e isso aumenta a eficiência térmica do motor.

4.5 Emissão de material particulado

A opacidade da fumaça é uma indicação das emissões de fuligem seca que é a principal razão por trás da formação de material particulado (MP). As variações de emissão de MP específico de acordo com as velocidades de rotação do motor para a utilização de

diesel tipo A misturado com etanol anidro estão representadas no gráfico ilustrado na Figura 25.

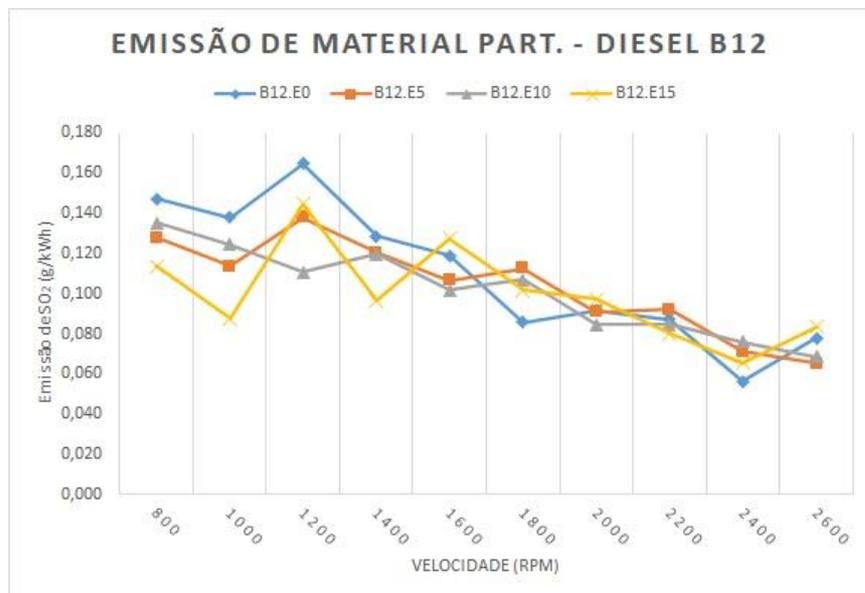
Figura 25 – Comparação da emissão de material particulado simulado entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo A.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Na Figura 26 é possível observar os valores de emissão de MP específico do motor de acordo com a rotação do motor para as misturas de diesel S10 tipo B com adições de etanol anidro.

Figura 26 – Comparação da emissão de material particulado simulado entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo B.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

As figuras mostram tendência semelhante para emissões específicas de MP. As maiores emissões são encontrados com o uso de diesel sem adição de etanol, nas velocidades de rotação mais baixas do motor.

Tabela 10 – Valores máximos, mínimos e médios de emissão de material particulado em g/kWh.

	B0.E0	B12.E0	B0.E5	B12.E5	B0.E10	B12.E10	B0.E15	B12.E15
Maior	0,215	0,165	0,195	0,138	0,181	0,135	0,171	0,145
Menor	0,087	0,056	0,083	0,065	0,081	0,069	0,069	0,066
Média	0,145	0,110	0,135	0,104	0,131	0,101	0,124	0,100

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Um fato interessante a se destacar é o fato que as emissões de material particulado são consideravelmente menores para todas as misturas contendo diesel tipo B em comparação às mesmas misturas porém com diesel tipo A. Em média, as misturas com etanol tipo B emitem 29% a menos de material particulado, o que é um número expressivo.

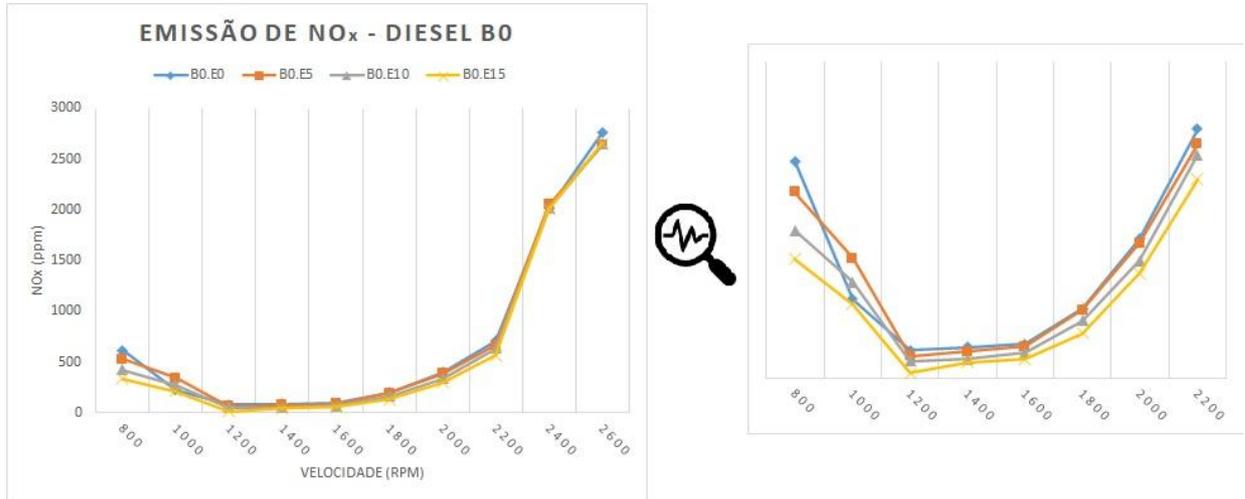
De acordo com RAKOPOULOS et al. (2008) [33], com o aumento da porcentagem de álcool no combustível misturado, a formação de fumaça e material particulado são reduzidas. O autor relata que a formação de fumaça ocorre na deficiência extrema de ar devido à combustão incompleta dos combustíveis e que o alto retardo de ignição dos álcoois também pode ser um razão para diminuir a emissão de fumaça.

De acordo com SONG et al. (2008) [37], vários fatores podem ser identificados como motivos para a redução de emissão de material particulado utilizando mistura de diesel com etanol. Em primeiro lugar, em comparação com diesel puro, combustíveis com mistura de etanol contêm mais oxigênio, o que pode melhorar o processo de combustão e reduzir a emissão de material particulado. Também há o fato de que uma combustão mais completa é favorável a redução de emissão de fumaça e material particulado.

4.6 Emissão de NO_x

Uma mistura de óxido nitroso (NO) e dióxido de nitrogênio (NO_2) é formado devido à oxidação do nitrogênio do ar de admissão no processo de combustão. Esses óxidos de nitrogênio encontrados no escapamento das emissões são chamadas de NO_x . As variações de emissão de NO_x presentes nos gases de escape de acordo com as velocidades de rotação do motor para a utilização de diesel tipo A misturado com etanol anidro estão representadas no gráfico representado na Figura 27. Ao lado direito, está o gráfico ampliado na faixa principal de operação para uma melhor visualização das curvas.

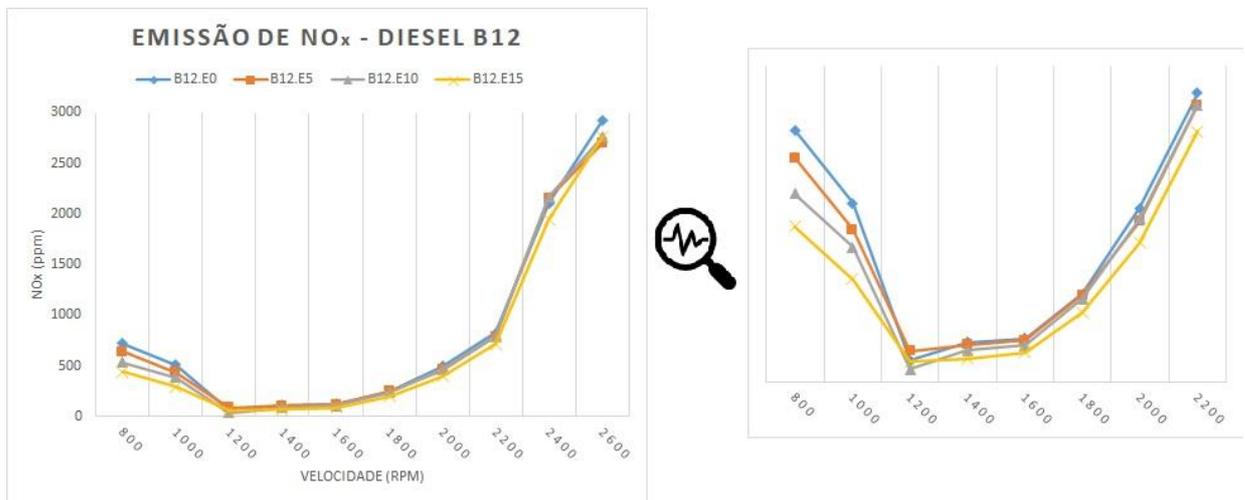
Figura 27 – Comparação da emissão de NO_x simulado entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo A.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Na Figura 28 é possível observar os valores de emissão de NO_x de acordo com a rotação do motor para as misturas de diesel S10 tipo B com adições de etanol anidro. Ao lado, o gráfico ampliado.

Figura 28 – Comparação da emissão de NO_x simulado entre diferentes combustíveis utilizando diesel S10 tipo B.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Pode-se observar através das figuras que a emissão de NO_x aumenta acentuadamente em velocidades de rotação maiores do que 1800 rotações por minuto. Com a adição de álcool para diesel tanto tipo A quanto tipo B, a emissão de NO_x é reduzida.

Tabela 11 – Valores máximos, mínimos e médios de emissão de NO_x em ppm.

	B0.E0	B12.E0	B0.E5	B12.E5	B0.E10	B12.E10	B0.E15	B12.E15
Maior	2755	2917	2633	2696	2649	2760	2652	2755
Menor	80	62	64	89	49	38	16	59
Média	718	813	703	774	667	758	632	696

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

O primeiro fato a destacar é que as misturas de diesel tipo A, tanto com etanol quanto sem etanol, emitem em média 11,7% a menos de NO_x do que comparado com as misturas utilizando diesel tipo B. Outro fato que ficou claro é que com a adição de etanol, houve uma redução percentual média de emissão de NO_x , sendo essa redução de emissão maior quanto maior for a substituição do diesel pro etanol.

O combustível diesel tipo A com 15% de etanol reduziu 12,0% de emissão de NO_x comparado ao diesel tipo A puro, enquanto o tipo B teve redução de 14,4% para o mesmo cenário de substituição de etanol no diesel.

A redução na emissão de NO_x também foi prevista por RAKOPOULOS et al. (2008) [33] e LI et al. (2008) [24] devido à adição de etanol no óleo diesel. Pelo contrário, a investigação numérica de KANNAN et al. (2012) [19] mostrou leve aumento da emissão de NO_x com adição de etanol ao diesel. Assim, na maioria dos estudos experimentais, bem como numéricos e o presente, os resultados previstos confirmam a diminuição da emissão de NO_x com a adição de álcool em diesel para motores de ignição por compressão.

4.7 Síntese dos resultados

A seguir encontra-se a Tabela 12, que é um resumo dos resultados obtidos nesse trabalho.

Tabela 12 – Resumo dos resultados.

Parâmetros	Resultados
Potência	↑
Torque	↑
Consumo específico	↑
Eficiência térmica	↑
Emissão de MP	↓
Emissão de NO_x	↓

Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

Para os parâmetros de torque, potência, consumo específico de combustível e eficiência térmica observou-se uma tendência de aumento, quando injetado misturado

etanol no diesel, tanto tipo A quanto tipo B. Em contrapartida, os parâmetros de emissões de material particulado e emissão de NO_x mostraram tendência de redução.

Os resultados convergem com a literatura, que é importante pois mostra que a simulação está de acordo com o que era esperado.

5 CONCLUSÕES

O presente trabalho avalia a influência da substituição gradual de diesel por etanol em um motor de compressão por ignição (Motor Mercedes-Benz OM-924 LA PROCONVE P7) projetado originalmente para utilizar o combustível óleo diesel S10 tipo A. Para se realizar a investigação, é realizado uma simulação computacional com o *software* comercial russo chamado Diesel-RK em sua versão gratuita, onde as simulações são realizadas por um servidor remoto através de conexão com a internet. As taxas de substituições de diesel por etanol simuladas são de 5%, 10% e 15%, enquanto que os parâmetros de desempenho e emissões foram avaliados nas rotações de 800 a 2600 rpm a cada 200 rpm.

Com o motor e o método definidos, foi feito a modelagem do motor via *software* e sua validação realizada comparando as curvas de desempenho fornecidas pelo fabricante com as curvas de desempenho resultantes da simulação com combustível padrão do motor. Após motor devidamente modelado e validado, foi possível realizar simulações do funcionamento do motor variando o combustível com misturas de diesel tipo A (puro) e diesel tipo B (diesel com adição de biodiesel) com adições graduais de etanol anidro.

Com os resultados das simulações, foi possível comparar os parâmetros de potência, torque, consumo específico de combustível, eficiência térmica, emissão de material particulado e emissão de NO_x . Os valores encontrados foram satisfatórios ao se comparar com a literatura utilizada como base, sendo que os os comportamentos convergiram com o esperado.

Foi observado que quanto maior for a substituição de etanol, melhor o desempenho no que se refere a torque e potência. Porém esse aumento de desempenho é pouco significativo em termos percentuais mesmo com a mistura utilizando 15% de etanol.

O consumo específico de combustível também é maior de acordo com que se aumenta a participação de etanol na mistura, o que já era esperado pois se trata de um combustível de menor poder calorífico. Por outro lado, a eficiência térmica aumenta com a substituição do etanol mesmo com o aumento do consumo específico.

As características de emissão foram melhoradas significativamente com adição de álcool ao diesel. Observa-se que com 15% de substituição do combustível diesel por etanol, reduz-se as emissões prejudiciais de material particulado e NO_x em 11,8% e 13,2% respectivamente. Também foi possível observar que, independentemente do percentual de substituição de etanol, o diesel tipo A possui maior emissão de material particulado comparado ao diesel tipo B, enquanto que o inverso acontece com a emissão de NO_x , ou seja, o diesel tipo B possui maior emissão.

Então, pode-se concluir que o etanol pode ser adicionado ao diesel para obter melhores características do motor em termos de desempenho, combustão e emissão na

maioria dos casos. No entanto, a melhoria no desempenho do motor é muito pequeno, enquanto os parâmetros de emissão melhoraram significativamente com a adição de álcool ao combustível diesel.

5.1 Sugestões para trabalhos futuros

Com a experiência adquirida nesse trabalho, sugere-se para futuros trabalhos:

- Estudar-se mais a fundo os efeitos da substituição do diesel por etanol no que tange principalmente à conservação e vida útil do motor. Devido ao fato do etanol ser menos viscoso, é desejável estudar como essa diminuição de poder de lubrificação pode afetar a vida útil dos componentes do motor;
- Realizar o estudo em bancada para aliar o estudo teórico com a simulação computacional, avaliando e comparando os resultados de ambos; A simulação trouxe grandes avanços aos projetos em todos os setores, porém aliar a prática é essencial em estudos mais avançados pois desta forma, há uma forma de validar os resultados previstos no computador;
- Simulação computacional com intuito de obter otimizar o motor com o uso de etanol e diesel, com variações de ângulo de avanço de injeção e outros parâmetros de operação. O presente trabalho, após validação do motor, travou os parâmetros de operação e variou o combustível, mas realizar o contrário, ou seja, travar o combustível e variar os parâmetros do motor, é desejável pois desta forma pode se prever um melhor ou pior desempenho.

REFERÊNCIAS

- [1] ALKIDAS, A. C. *Performance of a stationary diesel engine using vapourized ethanol as supplementary fuel*. Biomass and Bioenergy, v. 15, n. 6, p. 493–502, 1999.
- [2] ALMEIDA, V. P. *Simulação computacional de emissões e desempenho de um motor diesel operando com óleo diesel e hidrogênio*. Dissertação de mestrado, PUC-MG, Belo Horizonte, MG, Brasil, 2012.
- [3] AJAV, E. A.; SINGH, B.; BHATTACHARYA, T. K. *Relationship between Smoke Measurements and Particular Measurements*. SAE Technical Paper 840412, 1984.
- [4] AYDIN, H.; BAYINDIR, H. *Performance and emission analysis of cottonseed oil methyl ester in a diesel engine*. Renewable Energy, Oxford, v. 35, p. 588-592, 2010.
- [5] BARANESCU R.; CHALLEN B. *Diesel Engine Reference Book – Second Edition*. SAE International, 1999
- [6] BRUNETTI, F. *Motores de combustão interna*. São Paulo: Edgard Blücher, 2012.
- [7] BOSCH R. GmbH. *Diesel Engine Management – Systems and Components – 4th Edition*. ISBN 0837613531, Bentley Publishers, 2005.
- [8] CAMARA, M. M. *Simulação computacional de motor diesel marítimo utilizando software diesel-RK*. UFRJ. Trabalho de Conclusão de Curso, 2015.
- [9] CAMPBELL, J. M. *Gas Conditioning and Processing, Volume 2: The Equipment Modules, 9th Edition*. Campbell Petroleum Series, Norman, Oklahoma, 2014.
- [10] CHEN, S. K.; FLYNN, P. F. *Development of a Single Cylinder Compression Ignition Research Engine*. SAE Technical Paper No. 650733, 1965.
- [11] DIESEL-RK *Software for engine simulation and optimization*. Disponível em: <https://diesel-rk.bmstu.ru/What%20is%20a%20Diesel-RK.pdf>. Acessado 09/01/2020.
- [12] ECONOMY & ENERGY, 2001. *n° 20* Disponível em: <http://ecen.com/eee/>. Acessado em 2020.
- [13] INDIAN EMISSION NORMS, 2014. *Society of Indian Automobile Manufacturers*. Disponível em: <http://www.siamindia.com/technical-regulation.aspx?mpgid=31&pgidtrail=33>. Acessado 2020.
- [14] FERGUSON, C. R.; KIRKPATRICK, A. T. *Internal Combustion Engines, Applied Thermosciences*. 2° ed. New York: John Wiley & Sons, Inc, 2007.
- [15] FIVELAND, S. B.; ASSANIS, D.N. *A Four-Stroke Homogeneous Charge Compression Ignition Engine Simulation for Combustion and Performance Studies*. SAE Paper 2000-01-0332, 2000.
- [16] GLASSMAN, I.; YETTER, A.R. *Combustion*. Academic Press, 4th Edition, 2008.
- [17] HEYWOOD, J. B. *Internal combustion engines fundamentals*. New York: McGraw-Hill, 1988.

- [18] INTERNATIONAL TRANSPORT FORUM. *Reducing Transport Greenhouse Gas Emissions: Trends & Data*. [http : //www.internationaltransportforum.org/Pub/pdf/10GHGTrends.pdf/](http://www.internationaltransportforum.org/Pub/pdf/10GHGTrends.pdf/), 2010.
- [19] KANNAN, D.; PACHAMUTHU, S.; NABI, M.N.; HUSTAD, J.E.; LOVAS T. *Theoretical and experimental investigation of diesel engine performance, combustion and emissions analysis fuelled with the blends of ethanol, diesel and jatropha methyl ester*. *Energy Convers, Manage* 53, 2012.
- [20] KULESHOV, A. S. *Use of Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Simulation and Optimization of Performance and Emissions of Engines with Multiple Injection*. SAE Technical Paper 2006-01-1385, 2006.
- [21] KULESHOV, A. S. *Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Thermodynamic Simulation of Engine with PCCI and High EGR Level*. SAE Technical Paper No. 2009-01-1956, 2009.
- [22] LAURINDO, J. C. *Poderes caloríficos de combustíveis sólidos, líquidos e gasosos*. 2014.
- [23] LI, D.; ZHEN, H.; XINGCAI, L.; WU-GAO, Z.; JIAN-GUANG, Y. *Physico-chemical properties of ethanol–diesel blend fuel and its effect on performance and emissions of diesel engines*. *Renew Energ* 30, 2005.
- [24] LI, Y.; JIA, M.; LIU, Y.; XIE, M. *Numerical study on the combustion and emission characteristics of a methanol/diesel reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine*. *Appl Energy* 106, 2013.
- [25] LIANG, Y.; ZHOU, L. *Simulation Study on the Effect of Uneven Fuel Injection of Each Hole on the Combustion Process of Ethanol-Diesel Blend Fuel*. *Journal of Physics: Conference Series* 1549, 2020.
- [26] MARIASIU, F.; BURNETE, N.; MOLDOVANU, D.; et al. *Effects of bioethanol ultrasonic generated aerosols application on diesel engine performances*. *Thermal Science*, v. 19, n. 6, p. 1931–1941, 2015.
- [27] MARTINS, J. *Motores de combustão interna*. Porto: Publindústria Edições Técnicas, 2011.
- [28] MERKER, P.G.; SCHWARZ, C.; SITESCH G.; OTTO F. *Simulating Combustion for Engine Development*. Ed. Springer, 2006.
- [29] MORSY, M. H. *Assessment of a direct injection diesel engine fumigated with ethanol/water mixtures*. *Energy Conversion and Management*, v. 94, p. 406–414, 2015.
- [30] OLIVEIRA, M. C. J. *Diesel e biodiesel de murumuru e de soja: Desempenho operacional de trator agrícola no preparo do solo*. UNESP. Tese de Doutorado, 2016.
- [31] PAUFERRO, M. *Uso do Etanol como Combustível para Motores Diesel : Uma Discussão Sobre a Viabilidade*. Monografia do curso em Gestão Ambiental. Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul, 2012.
- [32] PULKRABEK, W. W. *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*. New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2004.

- [33] RAKOPOULOS, C.D.; ANTONOPOULOS, K.A.; RAKOPOULOS, D.C.; HOUNTALAS, D.T. *Multi-zone modeling of combustion and emissions formation in DI diesel engine operating on ethanol–diesel fuel blends*. Energy Convers, Manage 49, 2008.
- [34] SAEED, M. N.; HENEIN, N. A. *Combustion Phenomena of Alcohols in C. I. Engines*. Mechanical Engineering, Alexandria University, Alexandria, Egypt, 1989.
- [35] SAYIN, C. *Engine performance and exhaust gas emissions of methanol and ethanol–diesel blends*. Fuel 89, 2010.
- [36] SINGH, G.; KUSHWAHA, H. *Study on use of biodiesel ethanol blend as a substitute in diesel engine*. Indian Journal of Agricultural Sciences, 2016.
- [37] SONG, R.; LIU, J.; WANG, L.; LIU, S. *Performance and emissions of a diesel engine fuelled with methanol*. Energ Fuel 22, 2008.
- [38] SOUZA, A.; SAMPAIO, Y. *Impactos dos preços da gasolina e do etanol sobre a demanda de etanol no Brasil*. Revista de economia Contemporânea, v. 18, n. 1, 2014.
- [39] TSANG, K. S.; ZHANG, Z. H.; CHEUNG, C. S.; CHAN, T. L. *Reducing Emissions of a Diesel Engine Using Fumigation Ethanol and a Diesel Oxidation Catalyst*. Energy & Fuels, v. 24, p. 6156–6165, 2010.
- [40] WOSCHINI, G. *A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine*. SAE Technical Paper No. 670931, 1967.
- [41] XIN, Q. *Diesel Engine System Design*. Woodhead Publishing, 2011.
- [42] ZHENG, M.; READER, G.; HAWLEY, J. G. *Diesel engine exhaust gas recirculation - A review on advanced and novel concepts*. 2003.
- [43] ZHU, L.; CHEUNG, C.S.; ZHANG, W.G.; HUANG Z. *Combustion, performance and emission characteristics of a DI diesel engine fueled with ethanol–biodiesel blends*. Fuel 90, 2011.

**APÊNDICE A – Resultado de simulação utilizando combustível B0.E0
com motor na velocidade de 1400 RPM**

2020-09-16 15-36-47 "OM 924-LA"

Mode: #4 :: "RPM 1400";

Title: Simulation TCC

www.diesel-rk.bmstu.ru

Fuel: B0.E0

```

----- PARAMETERS OF EFFICIENCY AND POWER -----
1400.0    - RPM      - Engine Speed, rev/min
114.57    - P_eng    - Piston Engine Power, kW
20.456    - BMEP     - Brake Mean Effective Pressure, bar
781.53    - Torque   - Brake Torque, N m
0.14684   - m_f      - Mass of Fuel Supplied per cycle, g
0.21531   - SFC      - Specific Fuel Consumption, kg/kWh
0.22783   - SFC_ISO  - Specific Fuel Consumption in ISO, kg/kWh
0.38883   - Eta_f    - Efficiency of piston engine
23.409    - IMEP     - Indicated Mean Effective Pressure, bar
0.44496   - Eta_i    - Indicated Efficiency
6.3467    - Sp       - Mean Piston Speed, m/s
2.7994    - FMEP    - Friction Mean Effective Pressure, bar (Intern.Exp)
0.87962   - Eta_m    - Mechanical Efficiency of Piston Engine

----- ENVIRONMENTAL PARAMETERS -----
1.0132    - po_amb   - Total Ambient Pressure, bar
293.15    - To_amb   - Total Ambient Temperature, K
1.0132    - p_Te    - Exhaust Back Pressure, bar (after turbine)
1.0132    - po_afltr - Total Pressure after Induction Air Filter, bar

----- TURBOCHARGING AND GAS EXCHANGE -----
2.7667    - p_C      - Pressure before Inlet Manifold, bar
322.40    - T_C      - Temperature before Inlet Manifold, K
0.15426   - m_air    - Total Mass Airflow (+EGR) of Piston Engine, kg/s
0.47718   - Eta_TC   - Turbocharger Efficiency
2.7988    - po_T     - Average Total Turbine Inlet Pressure, bar
814.90    - To_T     - Average Total Turbine Inlet Temperature, K
0.15765   - m_gas    - Mass Exhaust Gasflow of Pison Engine, kg/s
1.4848    - A/F_eq.t - Total Air Fuel Equivalence Ratio (Lambda)

```

0.67351 - F/A_eq.t - Total Fuel Air Equivalence Ratio
 -0.15361 - PMEP - Pumping Mean Effective Pressure, bar
 0.93087 - Eta_v - Volumetric Efficiency
 0.03250 - x_r - Residual Gas Mass Fraction
 0.98992 - Phi - Coeff. of Scavenging (Delivery Ratio / Eta_v)
 0.32118 - BF_int - Burnt Gas Fraction Backflowed into the Intake, %
 2.8216 - %Blow-by - % of Blow-by through piston rings

----- INTAKE SYSTEM -----

2.7593 - p_int - Average Intake Manifold Pressure, bar
 324.89 - T_int - Average Intake Manifold Temperature, K
 15.018 - v_int - Average Gas Velocity in intake manifold, m/s
 327.89 - Tw_int - Average Intake Manifold Wall Temperature, K
 123.00 - hc_int - Heat Transfer Coeff. in Intake Manifold, W/(m2*K)
 210.63 - hc_int.p - Heat Transfer Coeff. in Intake Port, W/(m2*K)
 84.903 - v_int.p - Max Velocity in a Middle Section of Int. Port, m/s
 9.1712 - A_v.thrt - Total Effective Valve Port Throat Area, cm2
 Valve Dim. Estim.: Num=2 Dv= 34.4 Dt= 29.9 Ds= 7.8 Lv= 6.8 Lv_max= 8.6 mm

----- EXHAUST SYSTEM -----

2.7939 - p_exh - Average Exhaust Manifold Gas Pressure, bar
 814.54 - T_exh - Average Exhaust Manifold Gas Temperature, K
 31.741 - v_exh - Average Gas Velocity in exhaust manifold, m/s
 20.689 - Sh - Strouhal number: $Sh = a \cdot \tau / L$ (has to be: $Sh > 8$)
 719.13 - Tw_exh - Average Exhaust Manifold Wall Temperature, K
 97.823 - hc_exh - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Manifold, W/(m2*K)
 806.88 - hc_exh.p - Heat Transfer Coeff. in Exhaust Port, W/(m2*K)
 235.09 - v_exh.p - Max Velocity in a Middle Section of Exh. Port, m/s
 8.7347 - A_v.thrt - Total Effective Valve Port Throat Area, cm2
 Valve Dim. Estim.: Num=2 Dv= 33.5 Dt= 29.2 Ds= 7.5 Lv= 5.4 Lv_max= 8.4 mm

----- COMBUSTION -----

1.5000 - A/F_eq - Air Fuel Equival. Ratio (Lambda) in the Cylinder
 0.66667 - F/A_eq - Fuel Air Equivalence Ratio in the Cylinder
 259.23 - p_max - Maximum Cylinder Pressure, bar
 2096.2 - T_max - Maximum Cylinder Temperature, K
 6.0000 - CA_p.max - Angle of Max. Cylinder Pressure, deg. A.TDC
 15.000 - CA_t.max - Angle of Max. Cylinder Temperature, deg. A.TDC
 10.296 - dp/dTheta - Max. Rate of Pressure Rise, bar/deg.

2.3898 - Ring_Intn- Ringing / Knock Intensity, MW/m²
 23174. - F_max - Max. Gas Force acting on the piston, kg
 System: Custom Fuel Injection System
 2661.0 - p_inj.max- Max. Sac Injection Pres. (before nozzles), bar
 1870.4 - p_inj.avr- Mean Sac Press. for Total Fuel Portion, bar
 8.1680 - d_32 - Sauter Mean Diameter of Drops, microns
 16.000 - SOI - Start Of Injection or Ignition Timing, deg. B.TDC
 26.359 - Phi_inj - Duration of Injection, CA deg.
 1.3440 - Phi_ign - Ignition Delay Period, deg.
 - ... - calculated by modified Tolstov method : 1.3
 14.656 - SOC - Start of Combustion, deg. B.TDC
 0.53917E-03 - x_e.id - Fuel Mass Fraction Evaporated during Ignit. Delay
 62.800 - Phi_z - Combustion duration, deg.
 Phi_z 5%= 2.8; Phi_z 50%= 18.6; Phi_z 95%= 40.0
 1.7330 - Rs_tdc - Swirl Ratio in the Combustion Chamber at TDC
 0.58556 - Rs_ivc - Swirl Ratio in the Cylinder at IVC
 7.4660 - W_swirl - Max. Air Swirl Velocity, m/s at cylinder R= 32

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

6.1130 - Hartridge- Hartridge Smoke Level
 0.67043 - Bosch - Bosch Smoke Number
 0.14783 - K,m-1 - Factor of Absolute Light Absorption, 1/m
 0.10323 - PM - Specific Particulate Matter emission, g/kWh
 676.25 - CO2 - Specific Carbon dioxide emission, g/kWh
 45.780 - NOx.w,ppm- Fraction of wet NOx in exh. gas, ppm
 0.24734 - NO - Specif. NOx emiss. reduc. to NO, g/kWh (Zeldovich)
 0.37942 - SE - Summary emission of PM and NOx
 0.43063E-04 - SO2 - Specific SO2 emission, g/kWh

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

3.1999 - p_ivc - Pressure at IVC, bar
 376.34 - T_ivc - Temperature at IVC, K
 142.97 - p_tdc - Compression Pressure (at TDC), bar
 1039.6 - T_tdc - Compression Temperature (at TDC), K
 11.329 - p_evo - Pressure at EVO, bar
 1114.6 - T_evo - Temperaure at EVO, K

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

1334.3 - T_eq - Average Equivalent Temperature of Cycle, K

677.24 - hc_c - Aver. Factor of Heat Transfer in Cyl., W/m²/K
646.93 - Tw_pist - Average Piston Crown Temperature, K
420.00 - Tw_liner - Average Cylinder Liner Temperature, K
588.09 - Tw_head - Average Head Wall Temperature, K
401.70 - Tw_cool - Average Temperature of Cooled Surface
head of Cylinder Head, K
398.16 - Tboil - Boiling Temp. in Liquid Cooling System, K
12090. - hc_cool - Average Factor of Heat Transfer, W/(m²*K)
from head cooled surface to coolant
4459.6 - q_head - Heat Flow in a Cylinder Head, J/s
4107.9 - q_pist - Heat Flow in a Piston Crown, J/s
2940.9 - q_liner - Heat Flow in a Cylinder Liner, J/s

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

18.000 - CR - Compression Ratio
7.0000 - n_inj - Number of Injector Nozzles
0.15500 - d_inj - Injector Nozzles Bore, mm
21.000 - Phi_inj - Injection Duration for specif. Inj. Profile, deg.
0.0000 - m_f_ip - Fuel Mass for specified Injection Profile, g
64.000 - EVO - Exhaust Valve Opening, deg. before BDC
15.000 - EVC - Exhaust Valve Closing, deg. after DC
10.000 - IVO - Intake Valve Opening, deg. before DC
42.000 - IVC - Intake Valve Closing, deg. after BDC

----- COMPRESSOR PARAMETERS HP stage -----

28036. - RPM_C.hp - Rotor Speed of HPC, rev/min
18.140 - P_C.hp - Power of HPC, kW
0.85000 - Eta_C.hp - Adiabatic Efficiency of HPC
0.15426 - m_C.hp - Mass Airflow of HP Compressor, kg/s
2.6067 - m*_C.hp - Mass Airflow Parameter, kg SQRT(K)/(s bar)
0.15100 - m.cor_Chp- Corrected Mass Airflow of HPC, kg/s
1637.4 - RPM*_C.hp- Rotor Speed Parameter, rev/min SQRT(K)
28267. - RPMcor_hp- Corrected Rotor Speed, rev/min
2.7800 - PR_C.hp - Pressure Ratio of HP Compressor
0.0000 - Kpi_C.hp - Factor Kpi of HP Compressor
1.0132 - po_iC.hp - Inlet Total Pressure of HPC, bar
293.15 - To_iC.hp - Inlet Total Temperature of HPC, K
2.8167 - po_"C.hp - Total Discharge Press. (before HP cooler), bar
410.16 - To_"C.hp - Total Discharge Temp. (before HP cooler), K

0.75000 - Ecool.hp - Thermal Efficiency of HP Air Inter-cooler
 293.15 - Tcool.hp - HP Inter-cooler Refrigerant Temperature, K
 2.7667 - po_C.hp - Total Pressure after Inter-cooler, bar
 322.40 - To_C.hp - Total Temperature after Inter-cooler, K

----- TURBINE PARAMETERS HP stage -----

28036. - RPM_T.hp - HP Turbine Rotor Speed, rev/min
 18.145 - P_T.hp - Effective Power of HPT, kW
 0.60537 - Eta_T.hp - Internal turbine Efficiency of HPT
 0.92700 - Eta_mT.hp - Mechanical Efficiency of HPT
 0.15765 - m_T.hp - Mass Gasflow of HPT, kg/s
 0.01608 - m*_T.hp - Mass Gasflow Parameter, (kg SQRT(K))/(s kPa)
 982.11 - RPM*_T.hp - Rotor Speed Parameter, rev/min SQRT(K)
 2.7645 - PR_T.hp - Expansion Pressure Ratio of HPT
 15.975 - B_T.hp - Relative Work $B=118.34 \{1-PR^{**}[(1-k)/k]\}$ Eta_T
 2.7988 - po_T.hp - Inlet Total Pressure of HPT, bar
 814.90 - To_T.hp - Inlet Total Temperature of HPT, K
 1.0124 - po_eT.hp - HP Turbine Exhaust Back Pressure, bar
 699.47 - To_eT.hp - HP Turbine Exhaust Back Temperature, K

THE ALLOCATION OF FUEL IN THE ZONES AT THE END OF INJECTION

```
=====
NIn plan SprayImpingment_____Fractions of fuel in the zones %_____
s Angle Angle Surface Dilut. S.Core Piston Inters. Head Liner
-----
1 0.0 70.0 pist. bowl 78.85 1.21 18.16 15.43 1.79 0.00
-----
Sum of all sprays % 100. 63.04 2.24 3.50 29.36 1.86 0.00
=====
Evaporation constants bi 44935 2483 16140 13638 7979 124
=====
```

The note: "Inters." is column with fraction of fuel in a zone of
 intersection of Near-Wall Flows formed by adjacents sprays.
 Rs:Swirl (Piston clearance,mm 1.00) Optimal-Geometric formula: 1.95
 Ratio Rs of piston bowl 1.73 Rs -by Razleytsev : 1.95

 Versions: Kernel 04.01.13; RK-model 06.01.13; NOx-model 22.02.13

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, 10 de março de 2021.

Alexandre Diniz Assis – Discente
Matrícula: 201371019 – CPF: 118.072.666-99

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.