

Ensaios em bancada experimental de motor monocilíndrico diesel usando misturas de HVO (Diesel verde) e Diesel convencional.

Análise de performance e emissões

Matheus T. Bueno¹, Vítor Brumano Andrade Cardinali², Túlio Augusto Zucareli de Souza³, Luis Filipe de Almeida Roque⁴, Roberto Berlini Rodrigues da Costa⁵, Davi José Souza Ferreira⁶, Paulo Henrique Melo Santos⁷, Nelly Vanessa Pérez Rangel⁸, Gustavo Vieira Frez⁹, Gabriel Marques Pinto¹⁰, Luís Pedro Vieira Vidigal¹¹, Christian Jeremi Coronado Rodriguez¹²

GETEC, Instituto de Engenharia Mecânica (IEM), Universidade Federal de Itajubá - UNIFEI, Brasil
mtbueno23@unifei.edu.br¹, vitorcardinali@unifei.edu.br², tulio_zucareli@unifei.edu.br³, filipe_roque@unifei.edu.br⁴, robertoberlini@unifei.edu.br⁵, davijosousazaf@gmail.com⁶, paulohsantos@unifei.edu.br⁷, d2021100182@unifei.edu.br⁸, gustavo.frez@cefet-rj.br⁹, gabrielmarquespinto@unifei.edu.br¹⁰, luis.vidigal@engenharia.ufjf.br¹¹, christian@unifei.edu.br¹²

Resumo

O presente artigo apresenta os estudos sobre o desempenho e as emissões de um motogerador monocilíndrico diesel quando alimentado por misturas de HVO (óleo vegetal hidrotratado, também conhecido como diesel paraafínico ou diesel verde) e diesel convencional, ou seja, diesel fóssil. O uso de combustíveis alternativos e a busca por soluções mais sustentáveis no setor de transporte têm sido temas de grande relevância nas últimas décadas, impulsionados por preocupações ambientais e a necessidade de reduzir as emissões de poluentes e o impacto das atividades humanas sobre o planeta. O objetivo principal foi avaliar como a introdução de HVO nas misturas afetaria o desempenho do motor e suas emissões de poluentes, em comparação com o uso exclusivo de diesel convencional. A pesquisa envolve uma série de ensaios em bancada experimental, nos quais proporções volumétricas de 12%, 20% e 50% de HVO foram misturadas com diesel convencional, assim como diesel e HVO puros, e alimentadas ao motor monocilíndrico. O artigo inclui também análise e comparação dos resultados obtidos, confecção de gráficos de eficiência da combustão, eficiência térmica e emissões de NOx, material particulado, CO, CO₂ e HC em cada ponto de ensaio. Os resultados obtidos demonstraram que a introdução de HVO nas misturas de combustível teve um impacto positivo no desempenho do motor, resultando em uma melhoria notável na eficiência energética, conseguindo entregar uma mesma potência com cerca de 10% a menos de consumo de combustível, para o HVO puro em relação ao uso exclusivo de diesel convencional. Além disso, as emissões de poluentes, particularmente de NOx e material particulado, foram significativamente reduzidas (com percentual máximo de redução de 22,51% e 53,23% respectivamente) com o uso de misturas contendo HVO, contribuindo para uma diminuição do impacto ambiental. Este estudo destacou o potencial promissor do HVO como uma alternativa sustentável ao diesel convencional e inclusive ao Biodiesel, com benefícios tanto em termos de desempenho do motor quanto de redução das emissões de poluentes. Os resultados sugerem que a utilização de misturas de HVO e diesel convencional pode ser uma estratégia viável para melhorar a eficiência dos motores a diesel e reduzir seu impacto ambiental, contribuindo para a transição por fontes de energia mais limpas e sustentáveis no setor de transporte.

Palavras-chave: Motores, HVO, Diesel Renovável, Combustão, Testes experimentais

Abstract

This article presents studies on the performance and emissions of a single-cylinder diesel motor generator when powered by mixtures of HVO (hydrotreated vegetable oil, also known as paraffinic diesel or green diesel) and conventional diesel, that is, fossil diesel. The use of alternative fuels and the search for more sustainable solutions in the transport sector have been topics of great relevance in recent decades, driven by environmental concerns and the need to reduce pollutant emissions and the impact of human activities on the planet. The main objective was to evaluate how the introduction of HVO into mixtures would affect engine performance and pollutant emissions, compared to the exclusive use of conventional diesel. The research involves a series of tests on an experimental bench, in which volumetric proportions of 12%, 20% and 50% of HVO were mixed with conventional diesel, as well as pure diesel and HVO, and fed to the single-cylinder engine. The article also includes analysis and comparison of the results obtained, creation of graphs of combustion efficiency, thermal efficiency and emissions of NOx, particulate matter, CO, CO₂ and HC at each test point. The results obtained demonstrated that the introduction of HVO in fuel mixtures had a positive impact on engine performance, resulting in a notable improvement in energy efficiency, managing to deliver the same power with around 10% less fuel consumption, for the Pure HVO compared to the

exclusive use of conventional diesel. Furthermore, pollutant emissions, particularly NO_x and particulate matter, were significantly reduced (with a maximum percentage reduction of 22.51% and 53.23% respectively) with the use of mixtures containing HVO, contributing to a reduction in the impact environmental. This study highlighted the promising potential of HVO as a sustainable alternative to conventional diesel and even Biodiesel, with benefits both in terms of engine performance and reduced pollutant emissions. The results suggest that the use of mixtures of HVO and conventional diesel can be a viable strategy to improve the efficiency of diesel engines and reduce their environmental impact, contributing to the transition towards cleaner and more sustainable energy sources in the transport sector.

Keywords: Engines, HVO, Renewable Diesel, Combustion, Experimental tests

1. Introdução

O uso tradicional de diesel derivado do petróleo está associado a emissões significativas de poluentes atmosféricos e contribui para a emissão de gases de efeito estufa, impulsionando a necessidade de encontrar soluções mais sustentáveis. Uma alternativa promissora que ganhou destaque nos últimos anos é o HVO, ou óleo vegetal hidrotratado ou hidrogenado, também conhecido como diesel parafínico ou diesel verde. O HVO é um biocombustível avançado produzido a partir de fontes renováveis, como óleos vegetais e gorduras animais, através de um processo de hidrotratamento. Sua composição química e propriedades de combustão melhoradas têm despertado interesse considerável como um substituto potencialmente mais limpo e eficiente para o diesel convencional e inclusive do biodiesel. Em especial, o HVO ainda pode substituir o diesel diretamente (*Dropin*) sem a necessidade de modificações nos motores de combustão interna (DIMITRIADIS *et al.*, 2018).

O termo HVO origina-se de datas anterior a 2010, e fazia referência aos processos que utilizavam apenas óleos vegetais como matéria prima. Porém, nos dias de hoje, além de óleos vegetais também são utilizados óleos de gordura animal, tornando o termo HVO incorreto quanto a origem do combustível (NESTE, 2020).

A primeira planta em escala comercial a ser inaugurada no mundo foi em Porvoo, Finlândia, da empresa NESTE em 2007. Na época, estima-se que aproximadamente 90% da produção de HVO era oriundo de óleo de palma (OFI, 2018). Entretanto, com a crescente demanda de biocombustíveis mais limpos e renováveis, criou-se uma preocupação de que áreas de plantio dedicadas a produção de combustíveis entrasse em concorrência com áreas para o plantio destinado a produção alimentícias. Desse modo, produtores de HVO passaram a buscar outras matérias primas para sua produção, entre elas resíduos de óleo de cozinha, resíduos de gordura animal e óleos proveniente de algas, também capazes de produzir HVO através do processo de hidrotratamento (SONTHALIA e KUMAR, 2017).

Desde a primeira planta em 2007, várias outras foram surgindo ao longo do tempo na Europa, chegando em 2018 a uma capacidade de produção

anual estimada de 4,75 milhões de toneladas no mundo, sendo 2,6 milhões da NESTE dividida entre as suas quatro plantas (duas na Finlândia, uma na Holanda e uma em Singapura) (OFI, 2018). Já para o ano de 2020, mesmo com uma leve queda em sua produção devido aos efeitos da COVID-19, estimou-se uma capacidade instalada de aproximadamente 4 milhões de toneladas somente na União Europeia (OFI, 2021; LORENZI *et al.* 2018) e de aproximadamente 1,16 milhões de toneladas no Estados Unidos da América (LORENZI *et al.* 2018).

Já para o Brasil, o HVO passou a ser oficialmente definido e identificado como um novo combustível a partir da homologação da proposta feita pela Agência Brasileira do Petróleo, Gás Natural, e Biocombustíveis (ANP) em março de 2020, a qual apresenta o porquê do HVO ser considerado um biocombustível diferente do biodiesel já definido por lei, e propõe “Especificar o diesel verde produzido a partir de diferentes rotas, permitindo sua comercialização como um novo combustível a partir da criação de um novo regulamento.” A regulamentação foi baseada na norma europeia CEN/TS 15940 com adaptações de forma que alcance as rotas de fermentação do caldo de cana-de-açúcar e oligomerização de álcool etílico ou isobutilíco, além de adequar a especificação à realidade brasileira (ANP, 2020).

O Brasil ainda não possui nenhuma planta para a produção de HVO em escala comercial em funcionamento, mas a Brasil BioFuels (BBF) em parceria com a Vibra Energia já anunciaram a construção da primeira planta com início da produção previsto para o ano de 2025 com capacidade de 500 milhões de litros de HVO por ano. Essa refinaria será construída na Zona Franca de Manaus e terá como matéria prima principal o óleo de palma (CNN, 2021).

O processo de produção do HVO, de modo geral, pode ser resumido em uma tecnologia de hidroprocessamento catalítico, possuindo a vantagem de utilizar a infraestrutura já existente em refinarias (BEZERGIANI *et al.*, 2010). Porém, para uma definição mais minuciosa, pode-se dividi-la em etapas, sendo essas: Escolha da matéria prima a ser utilizada; Pré-tratamento da matéria prima; Hidrotratamento.

O HVO pode ser produzido a partir de diferentes matérias primas formadas por triglicerídeos, como por exemplo: óleos vegetais brutos: como o óleo de soja, palma e canola; óleos residuais: como óleo de cozinha usado; não comestíveis: como o óleo de rícino, purgueira, cardo, mamona, algodão; e gorduras animais: como sebo e banha. De modo geral, o uso de óleos não comestíveis, como a mamona, por não competirem com áreas de plantio dedicada a alimentos, tendem a ser preferíveis a óleo advindos de culturas convencionais como canola e soja. (BARBOSA E SCAPIM, 2021). A seguir na tabela 1 se apresenta as principais propriedades do HVO:

Tabela 1 – Propriedades do HVO. Adaptado de AATOLA, 2008; NESTE, 2020.

Propriedades	HVO
Massa específica (densidade) a 15°C [kg/m³]	775 - 785
Viscosidade a 40°C [mm²/s]	2,5 - 3,5
PCI [MJ/kg]	≈ 44,05
PCI [MJ/l]	≈ 34,35
Cloud Point [°C]	7 ... -30
CFPP [°C]	28 ... -35
Número Cetano [-]	>70
Estabilidade [anos]	>15
Teor de Enxofre [mg/kg]	< 5
Cinzas [wt-%]	< 0,001
Carbono [wt-%]	84,8
Hidrogênio [wt-%]	15,2
Total de aromáticos [wt-%]	0,2
Lubricidade com aditivos [µm]	< 460

2. Metodologia

2.1 Bancada experimental de ensaios

A bancada experimental de ensaios utilizada foi baseada na bancada estruturada por Costa (2021), localizada no Laboratório de Máquinas Térmicas (LMT) da Universidade Federal de Itajubá em Minas Gerais, Brasil. A bancada consiste em um motor monocilíndrico diesel acoplado a um freio hidráulico, juntamente de componentes auxiliares para a instrumentação e medição de parâmetros. O motor presente na bancada, da marca Buffalo – modelo BFDE 10.0 é um motor monocilíndrico de 4 tempos, com ignição por compressão, naturalmente aspirado com injeção mecânica de combustível diretamente na câmara de combustão, refrigeração direta por ar. Usualmente esse modelo é utilizado para geração elétrica de pequena escala, motivo pelo qual será adotada uma rotação fixa de 1800 [rpm] ao longo dos testes, por se tratar da rotação de maior eficiência para o motorizador.

Ao longo dos testes o ângulo e a pressão de injeção foram mantidos a valores constantes de 22 ± 1 [°] e 19,6 [MPa] respectivamente. O cabeçote apresenta uma válvula de admissão e uma de exaustão e possui uma relação volumétrica de 19,0:1. A câmara de combustão é do tipo cavidade no pistão, com *swirl*

moderado e um injetor de quatro furos. A Tabela 2 detalha os parâmetros do motor.

Tabela 2 – Parâmetros detalhados do motor

Parâmetro	Descrição
Modelo	Motor BFDE Buffalo 10.0 Diesel
Tipo	Ignição por compressão – 4 tempos
Nº de cilindros	1
Cilindrada (Volume deslocado)	418 [cm³]
Diâmetro do cilindro	85 [mm]
Curso do Pistão	72 [mm]
Comprimento da biela	118 [mm]
Raio do virabrequim	38 [mm]
Razão de compressão	19:1
Número de válvulas	1 admissão / 1 exaustão
Diâmetro das válvulas	36 / 29 [mm]
Tipo de admissão de ar	Naturalmente Aspirado
Refrigeração	Ar – Direta
Injeção de combustível	Direta por bomba mecânica
Injetor	4 furos
Ângulo de injeção	22 ± 1 [°]
Pressão de injeção	19,6 [MPa]
Lubrificação	Óleo SAE 15W-40
Potência Máxima	7,1 [kW] / 9,6 [cv] @ 3600 rpm
Torque Máximo	27 [Nm] @ 2800 rpm

Fonte: Autoria Própria

Os instrumentos utilizados para a coleta de dados do ensaio incluem: Transdutor piezoelétrico de pressão (modelo AVL GH14DK); Medidor angular óptico (modelo AVL365C); Analisador de gases (modelo PC-Multigás da NAPRO); Analisador do nível de fumaça – opacímetro (modelo Smoke Chek 2000); dinamômetro INTECHNO (modelo DINO MD-04); Sensores de temperatura (termopares tipo K); sensor lambda da marca FUELTECH modelo Bosch 4.2. A aferição a pressão ambiente e de admissão utiliza um sensor analógico Vectus modelo 7450 e um sensor piezorresistivo SabiControl modelo SBTP respectivamente; Sensor de vazão mássica (BOSCH HFM5); FiedlLogger da marca NOVUS; sensor de umidade HPP811B002 da marca Humirel, módulo FuelTech modelo FT450. A figura 1 apresenta um esquema da bancada experimental usada.

2.2 Roteiro de testes

Para a realização dos experimentos, dividiu-se os testes em 4 etapas, sendo a primeira a fase de pré-testes,

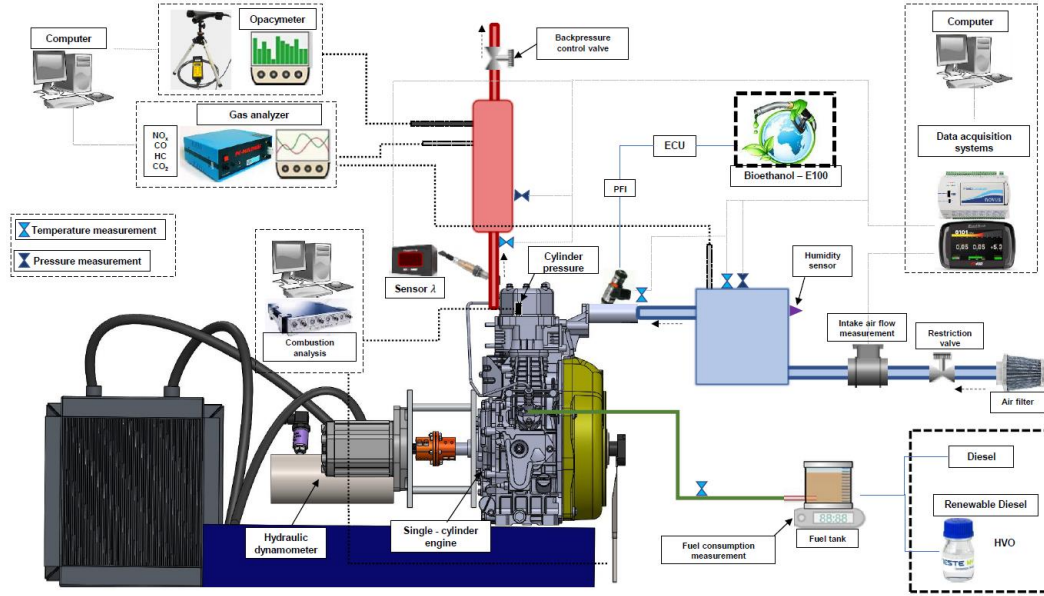


Figura 1 – Esquema da bancada experimental. [Adaptado de Roque, 2022]

com a finalidade de verificar a funcionalidade de todos os sistemas presentes na bancada (equipamentos do sistema do motor e equipamentos de aquisição de dados). As 3 etapas seguintes referem-se aos testes realizados, de modo que a segunda se dá pelo teste somente com o Diesel, seguido dos testes com o uso de HVO puro e por fim realizados com as misturas de Diesel e HVO sendo elas, 12%, 20% e 50% de HVO adicionados ao Diesel fóssil. A partir disso, propôs-se a seguinte metodologia para a realização dos ensaios. Visto que o motor presente na bancada de teste se caracteriza como um moto-gerador, e que de acordo com os regimes típicos de operação para maiores eficiências, estipulou-se o uso de uma rotação constante de 1800 [rpm]. E as cargas escolhidas foram determinadas pela carga IMEP calculada a partir da pressão medida no cilindro, sendo elas: 7 [bar], 6 [bar], 5 [bar] e 4 [bar], que representam aproximadamente 90%, 78%, 65% e 52% da carga máxima do motor, respectivamente. Um esquema da metodologia para cada combustível pode ser visualizado na **Erro! Fonte de referência não encontrada..** Assim como na **Erro! Fonte de referência não encontrada.** estão listadas as variáveis a serem medidas, com detalhes do tipo de sensor e sua incerteza

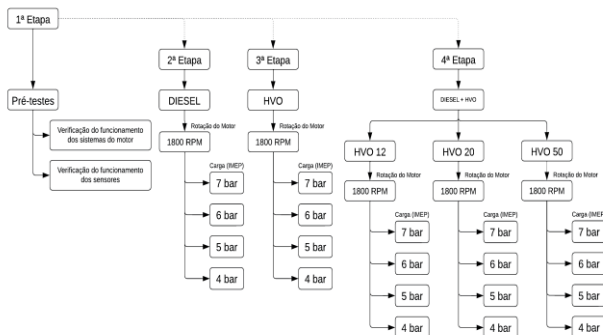


Figura 2. Esquema da metodologia utilizada

2.3 Análise de dados

2.3.1 Parâmetros gerais de desempenho

O trabalho indicado líquido (W_{ind}) entregue ao pistão, ao longo dos quatro tempos do ciclo, foi calculado a partir da Equação 1, utilizando como ponto zero do ângulo do virabrequim o PMS de compressão ($\theta = 0^\circ$) (HEYWOOD, 2018).

$$W_{ind} = \int_{\theta=-360}^{\theta=360} p_i dV \quad (1)$$

Como mencionado, a carga do motor foi ajustada pela pressão média efetiva indicada líquida ($IMEP$ – *Indicated mean effective pressure*), e pode ser estabelecida pela relação entre W_{ind} e o volume deslocado (V_d) com demonstrado na Equação 2.

$$IMEP = \frac{W_{ind}}{V_d} [bar] \quad (2)$$

Assim, pode-se relacionar a potência indicada líquida (P_{ind}) com a $IMEP$ utilizando a relação demonstrada na Equação 3.

$$P_{ind} = \frac{IMEP \cdot V_d \cdot N}{1,2 \cdot 10^5} [kW] \quad (3)$$

Onde “N” é a velocidade de rotação do motor em rpm.

A eficiência de conversão de combustível indicada (η_{ind}) representa a razão entre o trabalho produzido e a quantidade de energia fornecida pelo combustível no processo de combustão a cada ciclo. Representa assim, um parâmetro de eficiência do motor, representado na Equação 4.

$$\eta_{ind} = \frac{3,6 \cdot P_{ind}}{\dot{m}_f \cdot PCI_f} \cdot 100 [\%] \quad (4)$$

Sendo PCI_f o poder calorífico inferior do combustível e \dot{m}_f a vazão mássica de combustível.

De modo análogo, é possível calcular o consumo específico indicado de combustível ($ISFC$) dado pela Equação 5.

$$ISFC = \frac{\dot{m}_f}{P_{ind}} \cdot 1000 \left[\frac{g}{kWh} \right] \quad (5)$$

2.3.2 Análise de emissões de poluentes

A medição foi realizada a partir dos instrumentos mencionados acima, assim sendo possível estimar a concentração de um determinado gás na exaustão. As medições foram convertidas em emissões específicas utilizando-se a metodologia descrita pela norma NBR ISO 8178-1 (ABNT, 2012). Para isso utilizou-se das Equações (6, 7, 8 e 9 respectivamente para emissões indicadas líquidas de NO_x ($ISNO_x$), CO ($ISCO$), HC não queimado ($ISHC$) e CO_2 ($ISCO_2$).

$$\begin{aligned} ISNO_x &= \frac{\dot{m}_{NO_x}}{P_{ind}} \\ &= \frac{u_{NO_x} [NO_x] \dot{m}_{exh} k_{w,r} k_h}{P_{ind}} \end{aligned} \quad (6)$$

$$ISCO = \frac{\dot{m}_{CO}}{P_{ind}} = \frac{u_{CO} [CO] \dot{m}_{exh} k_{w,r}}{P_{ind}} \quad (7)$$

$$ISHC = \frac{\dot{m}_{HC}}{P_{ind}} = \frac{u_{HC} [HC] \dot{m}_{exh}}{P_{ind}} \quad (8)$$

$$ISCO_2 = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{P_{ind}} = \frac{u_{CO_2} [CO_2] \dot{m}_{exh} k_{w,r}}{P_{ind}} \quad (9)$$

Onde " \dot{m}_{NO_x} , \dot{m}_{CO} , \dot{m}_{HC} , \dot{m}_{CO_2} " é a vazão mássica para o determinado componente em kg/h, " $[NO_x]$, $[CO]$, $[HC]$, $[CO_2]$ " é a concentração do componente nos gases de exaustão em [ppm], e " \dot{m}_{exh} " é a vazão mássica da exaustão em kg/h, dada pela Equação 10.

$$\dot{m}_{exh} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_f \quad (10)$$

Os termos " u_{NO_x} , u_{CO} , u_{HC} , u_{CO_2} " é tabulado pela norma NBR 8187-1 e representa a razão entre o correspondente componente e a massa específica dos gases de escape, desse modo utilizando os valores correspondentes para o diesel, conforme a Tabela 3.

Tabela 3 - Razão tabulada para o componente e a massa específica dos gases de escape para cada combustível utilizado.

Gás de escape bruto	$u_{gas, diesel}$	$u_{gas, HVO}$
u_{NO_x}	0,001586	0,001586
u_{CO}	0,000966	0,000966
u_{HC}	0,000482	0,000482
u_{CO_2}	0,001517	0,001517

Fonte: (ABNT, 2012)

As concentrações de NO_x , CO e CO_2 foram convertidas para base úmida aplicando um fator de correção para o gás de exaustão bruto " $k_{w,r}$ " apresentado na Equação 11, que varia de acordo com a composição e a mistura de combustível no cilindro.

$$\begin{aligned} k_{w,r} &= 1,008 \left[1 - \frac{1,2442 (H_a) + 111,19 C_{\%} \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{ar seco}} \right)}{773,4 + 1,2442 (H_a) + k_{f,w} \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{ar seco}} \right) \cdot 10^3} \right] \end{aligned} \quad (11)$$

Onde " $k_{f,w}$ " é um fator específico do combustível nos gases de escape úmidos calculados utilizando a Equação 12

$$k_{f,w} = 0,055594 H_{\%} + 0,0070046 O_{\%} \quad (12)$$

O termo " H_a " na Equação 11 é a umidade do ar de admissão em g de água por g de ar seco, calculado por:

$$H_a = \left(\frac{M_{H_2O}}{M_{ar seco}} \right) \frac{p_{vapor}}{(p_{amb} - p_{vapor})} \cdot 10^3 \quad (13)$$

onde " M_{H_2O} " é a massa molar da água de 18,015 g/mol, " $M_{ar seco}$ " é a massa molar do ar seco de 28,965 g/mol, e " p_{amb} " é a pressão ambiente (ABNT, 2012). O termo " p_{vapor} " é a pressão parcial de vapor de água no ar, derivada da umidade relativa do ar ambiente (RH) como mostrado na Equação 14.

$$p_{vapor} = p_{sat} \frac{RH}{100} \quad (14)$$

onde " p_{sat} " é a pressão de saturação do vapor de água em [Pa], calculado pela formulação desenvolvida por Wexler (1976) demonstrada na Equação (15):

$$p_{sat} = e^{F(7) \ln(T_{amb}) + \sum_{j=0}^6 F(j) (T_{amb})^{j-2}} \quad (15)$$

onde:

$$F(0) = -0,29912729 \times 104,$$

$$F(1) = -0,60170128 \times 104,$$

$$F(2) = +0,1887643854 \times 102,$$

$$F(3) = -0,28354721 \times 10^{-1},$$

$$F(4) = +0,17838301 \times 10^{-4},$$

$$F(5) = -0,84150417 \times 10^{-9},$$

$$F(6) = +0,44412543 \times 10^{-12},$$

$$F(7) = +0,28584870 \times 101, e$$

" T_{amb} " é a temperatura ambiente em K

O termo " $\dot{m}_{ar seco}$ " na Equação 16 é a massa de ar admitida em base seca, que foi obtida subtraindo a umidade da massa de ar medida:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ar seco} &= \dot{m}_{ar} - \dot{m}_{umidade} \\ &= \dot{m}_{ar} - \frac{\dot{m}_{ar seco} H_a}{10^3} \\ &= \frac{\dot{m}_{ar}}{(1 + H_a \cdot 10^{-3})} \end{aligned} \quad (16)$$

Em particular, a concentração de NO_x também foi corrigida por um fator de correção " k_H " relativo à umidade, aplicado em motores de ignição por compressão, dado por (ABNT, 2012) e demonstrado na Equação 17.

$$k_H = \frac{15,698 \cdot H_a}{10^3} + 0,832 \quad (17)$$

O cálculo da emissão específica indicada líquida de material particulado ($ISMP$) foi ligeiramente diferente da determinação dos outros gases poluentes de escape. Primeiramente, a medição do coeficiente de

absorção pelo opacímetro (k) em $[m^{-1}]$ foi correlacionada para a base de medição FSN (do inglês, *Filter Smoke Number*) de acordo com a Equação 18 (LAKSHMINARAYANAN e ASWIN, 2017):

$$Opacidade (m^{-1}) = 0,12[FSN]^3 + 0,62[FSN]^2 + 3,96[FSN] \quad (18)$$

A concentração de material particulado “[MP]” foi calculada pela Equação 19 (AVL, 2013):

$$[MP] = \frac{5,32 \cdot [FSN] \cdot e^{0,31[FSN]}}{0,405} \quad (19)$$

Assim podendo calcular a “ISMP” através da Equação 20

$$ISMP = \frac{[MP] \cdot \dot{m}_{exh}}{\rho_{exh} \cdot P_{ind}} \quad (20)$$

onde “ ρ_{exh} ” é a massa específica do gás de exaustão determinado pela Equação 21, baseada na NBR ISO 8178-1 (ABNT, 2012):

$$\rho_{exh} = \frac{10^3 + H_a + \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{ar seco}}\right) \cdot 10^3}{773,4 + 1,2434 \cdot H_a + k_{f,w} \cdot \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{ar seco}}\right) \cdot 10^3} \quad (21)$$

No processo de combustão, uma fração da energia química do combustível não é totalmente liberada. Desse modo, a eficiência da combustão indicada (η_c) é uma medida da conversão de energia química do combustível em energia térmica útil para gerar potência. Utilizando a Equação 22, para cada condição de teste, baseada nos produtos não oxidados totalmente durante o processo de combustão calculou-se a η_c (PEDROZO, 2017):

$$\eta_c = \left\{ 1 - \frac{P_{ind}}{10^3} \left[\frac{(ISCO \cdot PCI_{CO}) + (ISHC \cdot PCI_f) + (ISMP \cdot PCI_c) + (ISH_2 \cdot PCI_{H_2})}{(\dot{m}_f \cdot PCI_f)} \right] \right\} \cdot 100 \quad (22)$$

onde “ PCI_{CO} ” é equivalente a 10,1 MJ/kg e o poder calorífico inferior para as emissões de HC foi considerado o mesmo do combustível (PCI_f) enquanto para o material particulado foi considerado o mesmo do carbono ($PCI_c = 32,8$ MJ/kg) (HEYWOOD, 2018). Infelizmente, a bancada de teste não possui a capacidade de medir H_2 nos gases de exaustão. No entanto, como a parcela de H_2 é pouco significativa para o resultado final da eficiência, o termo referente ao H_2 será desprezado nos cálculos.

2.3.3 Análise das incertezas

Para as variáveis de interesse obtidas diretamente pelo sistema de controle da bancada experimental e que não dependem de outras grandezas, as incertezas absolutas foram calculadas multiplicando-se a incerteza relativa, reportada pelo fabricante do instrumento, pela medida das leituras dos ensaios.

No caso das variáveis de interesse obtidas a partir de cálculos, que utilizam as grandezas lidas diretamente pelo sistema de aquisição de dados da bancada experimental ou pelo sistema de medição da pressão na câmara de combustão ou pelos sistemas de análise de emissões, as incertezas foram propagadas

adotando-se a metodologia de combinação das incertezas, segundo a Equação (23) (MOFFAT, 1988).

$$\delta U_m = \sqrt{\left(\frac{\partial U_m}{\partial x_1} \delta x_1\right)^2 + \left(\frac{\partial U_m}{\partial x_2} \delta x_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial U_m}{\partial x_n} \delta x_n\right)^2} \quad (23)$$

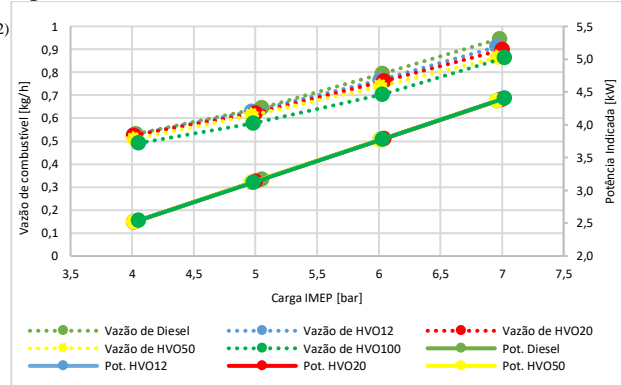
3. Resultados e Discussões

3.1 Resultados análise de desempenho

Vale ressaltar que este trabalho incluiu a análise de combustão a partir da instrumentação do cilindro e aquisição dos dados no interior dele a partir de instrumento AVL porem por questão de espaço não foi colocado neste artigo. Caso houver interesse se recomenda ler o estudo completo em Bueno (2023).

Com base na análise dos resultados de desempenho pode-se verificar a correlação entre o aumento da vazão de combustível conforme a IMEP aumentava a potência indicada do motor, como esperado, uma vez que com a rotação constante e um aumento na carga imposta sobre o motor, aumenta o trabalho realizado, espera-se uma necessidade de aumento no consumo de combustível para se manter a rotação constante, como pode ser visualizado no gráfico da Figura 3. Percebe-se ainda que para uma mesma carga os combustíveis com maiores porcentagens de HVO na mistura, apresentaram uma menor vazão de combustível.

Figura 3 – Relação entre a vazão de combustível e a potência indicada

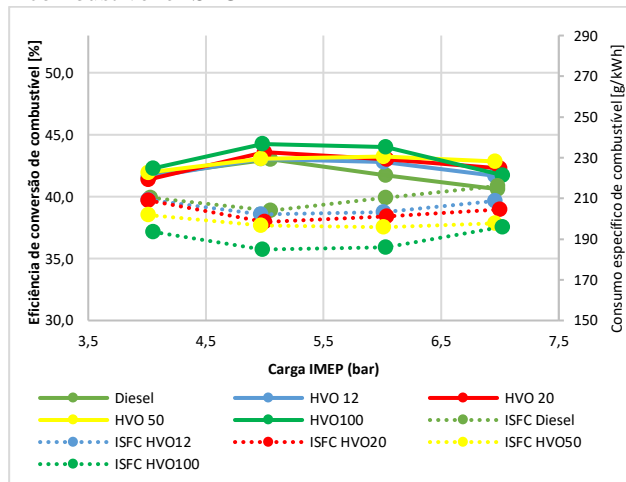


Fonte: próprio autor

Outro ponto a ser comentando, pelo seu comportamento ser como o previsto, é o comportamento da eficiência de conversão de combustível, visto que se espera encontrar valores crescentes de eficiência até atingir o seu ápice e iniciar um declínio na eficiência conforme se aumenta a IMEP. Nos testes, observou-se um comportamento crescente até 5 bar (onde se obtém o ápice de eficiência) e consequentemente de declínio para valores de IMEP superiores a 5 bar, como pode ser observado na Figura 4. Observa-se ainda, que para combustíveis com maiores porcentagens de HVO na mistura, encontram-se valores mais altos de conversão

de combustível e consequentemente um consumo menor de combustível. Vale ressaltar que ao analisar simultaneamente a conversão e o consumo específico de combustível encontram-se uma relação esperada, uma vez que pontos que apresentam um IFSC maior possuem menores eficiências de conversão de combustível.

Figura 4 - Relação entre eficiência de conversão de combustível e ISFC



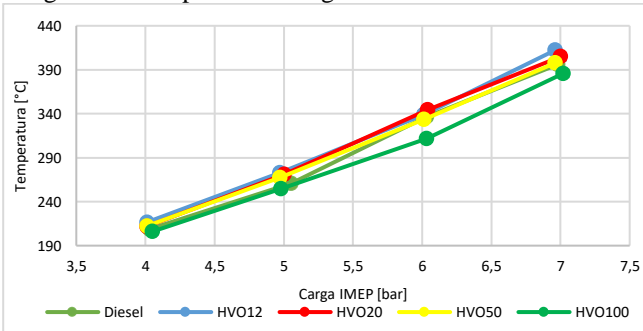
Fonte: próprio autor.

Na Figura 5 pode-se verificar a temperatura dos gases de exaustão para cada carga testada nos ensaios. Na medida em que se aumenta a carga aplicada ao motor, identificam-se maiores temperaturas dos gases de exaustão. Isso está diretamente relacionado a quantidade de combustível queimado para cada carga, visto que cargas maiores exigem maiores vazões de combustível e dessa maneira maior liberação de energia, resultando em maiores temperaturas na exaustão. A análise da temperatura dos gases de exaustão permite verificar como o HVO apresenta temperaturas mais baixas de exaustão em relação ao diesel puro.

Na Figura 5, os valores referentes as misturas apresentam uma temperatura de exaustão maior que o diesel puro, porém esse aspecto pode ser explicado devido a diferença de temperatura ambiente apresentada durante o período de cada teste, sendo de aproximadamente 29,58 [°C] nos ensaios com diesel puro e de 35,08; 34,8; 33,28 [°C] para as misturas de 12%, 20% e 50% respectivamente.

Uma vez que, como a energia entregue pela queima do combustível a cada ponto tende a ser a mesma, a temperatura inicial acaba por influenciar a temperatura final (de exaustão). Vale ressaltar que com temperaturas menores de combustão, tende-se a produzir menores taxa de NO_x , desse modo, é desejável menores temperaturas de gases de exaustão.

Figura 5 - Temperatura dos gases de exaustão



Fonte: próprio autor

3.2 Resultados emissão de poluentes

3.2.1 Emissões de NO_x

Em relação à ISNO_x , pode-se verificar que a operação do motor com diesel comercial no Brasil (atualmente com 12% de biodiesel em sua composição) emitiu um valor máximo de 7,17 [g/kWh] quando em regime de carga 4,0 bar *IMEP* e um valor mínimo de 4,13 [g/kWh] quando em regime de carga de 7,0 bar *IMEP*. Os combustíveis de misturas entre diesel e HVO seguiram comportamento semelhante ao do diesel e apresentaram menores valores de emissão específica para cargas maiores, sendo que quanto mais HVO presente na mistura, menor o valor da emissão. Já o HVO apresentou um comportamento semelhante, porém tem seu pico de emissões específicas na carga de 5,0 bar *IMEP*, com seu valor máximo de 5,86 [g/kWh] e mínimo de 3,99 [g/kWh] quando em regime de carga de 7,0 bar *IMEP*, como demonstrado na Figura 6. As reduções de emissão, quando comparando diesel e HVO100, se mostraram mais acentuadas para as cargas de 4 e 7 bar *IMEP* chegando a 22,51% e 11,91% de redução, respectivamente, enquanto para as cargas intermediárias atingiu valores de 8,23% e 3,12% para as cargas 5 e 6 bar *IMEP*.

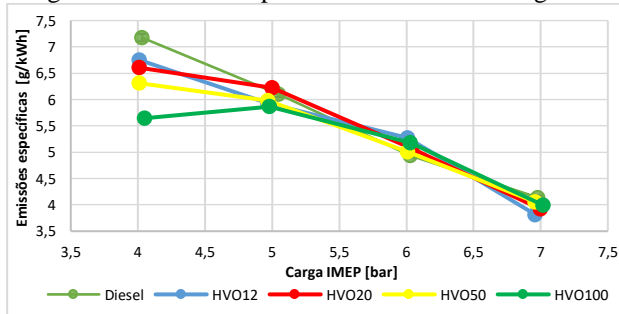
Vale ressaltar que apesar das emissões específicas diminuírem com o aumento da carga, as emissões absolutas apresentaram valores crescentes conforme se aumentava a carga, seguindo a tendência de combustíveis com maiores porcentagens de HVO terem emissões menores ao se utilizar da análise de incertezas, como pode ser visualizado na Figura 7. O comportamento decrescente das emissões específicas pode ser explicado pelo número absoluto de emissões não crescer na mesma taxa que se aumenta a potência do motor, desse modo as emissões específicas tendem a diminuírem conforme se aumenta a carga, visto que o aumento na potência entregue é maior que o aumento nas emissões absolutas. Já a explicação da relação entre os combustíveis testados pode ser dividida em duas, sendo elas: a relação das emissões com os picos máximo de pressão e HRR de cada curva, e as propriedades físico-químicas dos combustíveis.

Nesse sentido, quanto a relação com os picos máximos de pressão e HRR tem-se que o NO_x formado durante a queima por difusão com influência relevante da fase de queima pré-misturada. Assim, quanto maior

for o pico de pressão maior será a temperatura dentro do cilindro, logo, proporcionando uma maior facilidade para a formação do NO_x ao longo da fase difusiva, assim como, quanto maior for o pico da HRR, maior será a temperatura no início da fase difusiva e, portanto, maior a produção de NO_x térmico (COSTA, 2021). Desse modo, os dados de pressão e HRR corroboram com os dados de emissões encontrados, podendo justificar o motivo de combustíveis com maiores concentrações de HVO possuírem menores emissões, em especial para as menores cargas onde se percebe maior diferença nos valores dos picos de HRR e de pressão dentro do cilindro.

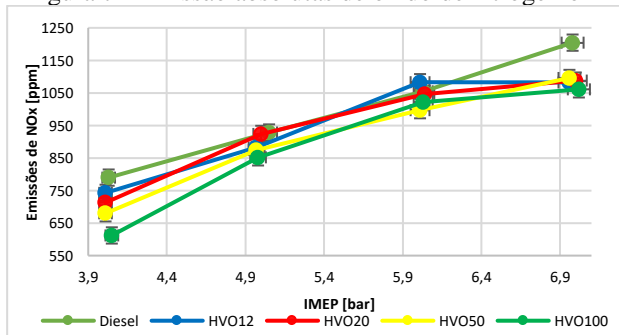
Já quanto as relações físico-químicas, estudos de Abu-Jrai *et al.* (2011) indicam que as emissões de NO_x diminuem conforme a relação entre o número de hidrogênios e o número de carbonos (H/C) aumenta. Isso se deve a uma diminuição na temperatura de chama adiabática, e por sua vez produzindo menos NO_x . Nesse sentido, tem-se que a relação H/C para o diesel é de aproximadamente 1,84 enquanto a do HVO é de aproximadamente 2,18.

Figura 6 – Emissão específica de óxido de nitrogênio



Fonte: próprio autor

Figura 7 - Emissão absolutas de óxido de nitrogênio



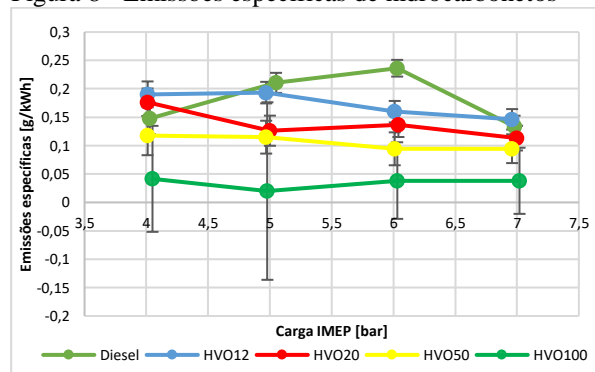
Fonte: próprio autor

3.2.2 Emissões de HC

As emissões específicas de hidrocarbonetos não queimados (*ISHC*), operando o motor com diesel comercial no Brasil emitiu o valor máximo de 0,236 [g/kWh] quando em regime de carga 6,0 bar *IMEP* e um valor mínimo de 0,020 [g/kWh] operando com HVO100 em regime de carga de 5,0 bar *IMEP*. A tendência encontrada no comportamento se aproxima de um padrão linear constante. A análise de erros ainda

indica que há pouca diferença entre os valores quando se consideram as incertezas, apesar de combustíveis com maiores porcentagens de HVO indicarem uma menor emissão, como apresentado na Figura 8.

Figura 8 - Emissões específicas de hidrocarbonetos



Fonte: próprio autor

3.2.3. Emissões de CO

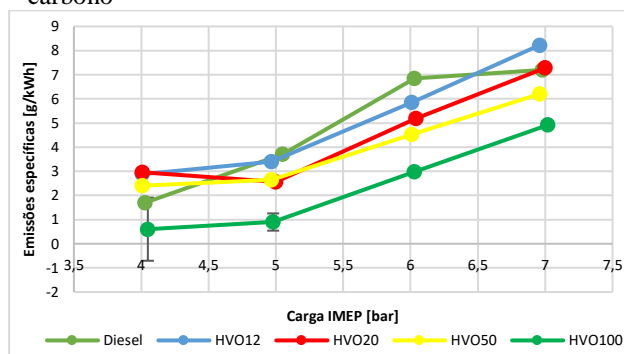
Para as emissões específicas de monóxido de carbono (*ISCO*), operando o motor com diesel comercial no Brasil emitiu um valor máximo de 7,19 [g/kWh] quando em regime de carga 7,0 bar *IMEP* e um valor mínimo de 1,70 [g/kWh] quando em regime de carga de 4,0 bar *IMEP*. Os outros combustíveis utilizados apresentaram comportamento similar, tendo o HVO100 apresentado os menores valores de emissão, com um máximo de 4,91 [g/kWh] quando em regime de carga 7,0 bar *IMEP* e um valor mínimo de 0,60 [g/kWh] quando em regime de carga de 4,0 bar *IMEP*. As reduções nas emissões, quando comparando diesel e HVO100, se mostraram mais evidentes na carga de 5 bar, com uma redução de 75,81% nas emissões. As outras cargas também se mostraram satisfatórias, quanto a redução das emissões, chegando a valores de 64,63%, 56,57% e 31,72% para as cargas de 4, 6 e 7 bar respectivamente.

A variação ao longo dos testes pode ser observada na Figura 9. Uma possível explicação para o aumento de emissões, conforme se aumenta a carga *IMEP*, está relacionada a diminuição do fator *lambda*, que por sua vez significa uma menor relação A/F. Assim, há menor disponibilidade média de um agente oxidante dentro da câmara de combustão, consolidando uma combustão menos completa do combustível. Analogamente, como o HVO proporciona uma combustão mais completa devido a suas propriedades físico-químicas e por proporcionar um menor ID, tem-se que conforme se aumenta a graduação de HVO no combustível, menor a sua emissão de monóxido de carbono.

3.2.4. Emissões de MP

Em relação com as emissões específicas de material particulado (*ISMP*), verifica-se um aumento dessas emissões conforme se aumenta a carga no motor.

Figura 9 - Emissões específicas de monóxido de carbono



Fonte: próprio autor

Pode-se verificar que para cargas menores os valores de emissões tendem a ser próximos entre os combustíveis, porém conforme se aumenta a carga verifica-se uma maior disparidade entre os valores de cada combustível, sendo combustíveis com maiores taxas de HVO os que apresentam menores valores de emissão de material particulado, cujo comportamento pode ser observado na Figura 10.

Quanto a formação de material particulado, Costa (2021) elenca duas etapas distintas ao longo do processo de combustão, sendo:

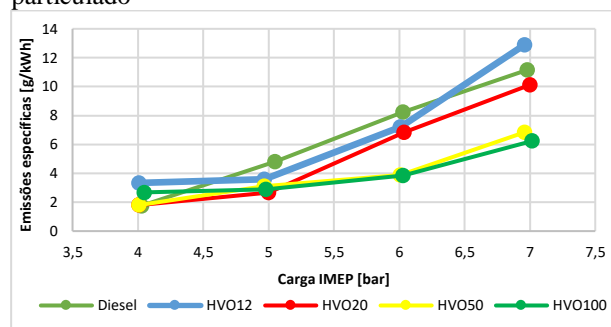
- 1) o combustível começa a queimar em uma condição muito rica (reações ricas pré-misturadas), com temperatura relativamente baixa, onde ocorre um rápido processo de formação envolvendo moléculas aromáticas, com posterior formação de plaquetas (através da nucleação), e em seguida, da fuligem inicial;
- 2) as moléculas, produtos da combustão rica pré-misturada, queimam (são oxidadas) através da chama de difusão quase estequiométrica na periferia do jato, onde a temperatura é mais alta. Componentes alifáticos podem ser transformados por pirólise e craqueamento para produzir fuligem com um caminho indireto e mais lento.

Desse modo, podendo justificar uma maior presença de MP em pontos de teste onde o fator λ esteve menor e, portanto, apresenta uma mistura mais rica.

E como visto nos valores de $ISMP$ para cada combustível, o fato do HVO apresentar-se como um combustível iso-parafínico e sem compostos aromáticos e de enxofre, faz com que conforme se aumente a concentração de HVO nas misturas ensaiadas, ocorra a menor emissão de particulados.

A Figura 10 apresenta o comportamento das emissões de material particulado, e com exceção da carga 4 bar $IMEP$ (divergente por um provável erro de leitura do instrumento) o HVO100 se apresenta com emissões bem inferiores quando comparado com o diesel, mantendo valores acima de 40% de redução para as carga acima de 5 bar, com maior destaque para a carga de 6 bar $IMEP$ que apresentou uma redução de aproximadamente 53%.

Figura 10 - Emissões específicas de material particulado

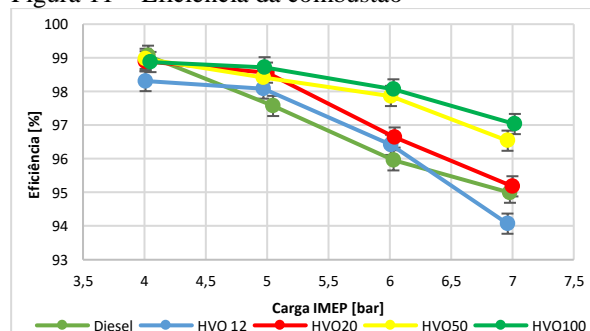


Fonte: próprio autor

3.2.5 Eficiência de Combustão

Como explicitado anteriormente, ao representar a taxa de conversão da energia química do combustível em energia térmica útil e calculada a partir de produtos da combustão não oxidados, estabelece-se uma relação direta entre os resultados de emissões específicas indicadas apresentadas anteriormente ($ISNO_x$, $ISHC$, $ISCO$, $ISCO_2$ e $ISMP$). Assim, como ilustrado na Figura 11, pode-se verificar que a operação do motor com os combustíveis utilizados apresentou para a carga de 4,0 bar $IMEP$ valores próximos ao se utilizar da análise das incertezas, porém conforme se aumenta a carga verifica-se que combustíveis com maiores porcentagens de HVO na mistura, tendem a apresentar uma maior eficiência de combustão, como era esperado. A diminuição da eficiência da combustão ao incrementar a carga é coerente com os dados de emissões encontrados, pois uma maior presença de monóxido de carbono e material particulado (MP) indicam uma combustão menos completa do combustível e desse modo são resultados diretos da diminuição da eficiência da combustão, visto que em uma reação ideal de combustão deve-se gerar apenas dióxido de carbono e não monóxido.

Figura 11 – Eficiência da combustão



Fonte: próprio autor

4. Conclusões

Os resultados experimentais obtidos mostraram o potencial do HVO em substituir o diesel para aplicações em motores de combustão interna com ignição por compressão sem a necessidade de realizar

nenhuma adaptação no sistema e componentes do motor.

Os dados obtidos ainda foram capazes de demonstrar a capacidade de redução dos índices de emissão de poluentes quando comparando o diesel convencional e o HVO puro, atingindo um percentual de redução de emissão de NO_x (em valores absolutos) de 22,5% para a carga 4 bar *IMEP* e 11,9% para a carga de 7 bar *IMEP*; um percentual de redução nas emissões específicas de CO_2 mínimo de 31,7% para a carga de 7 bar *IMEP* e um máximo de 75,08% para a carga de 5 bar *IMEP*; e uma redução de no mínimo 40% nas emissões de material particulado para as cargas acima de 5 bar *IMEP*, indicando o HVO como um aliado a diminuição de poluentes. O HVO também foi capaz de entregar uma mesma potência com um consumo de combustível de até 10% inferior ao diesel fóssil, uma vez que o HVO possui maior eficiência de combustão.

5. Agradecimentos

Agradecimento a FAPEMIG (Projetos: Proc. APQ-01763-23 e RED-00090-21) e CNPq (Proc. N° 308567/2023-4)

6. Referências

- AATOLA, Hannu; LARMI, Martti; SARJOVAARA, Teemu. Hydrotreated Vegetable Oil (HVO) as a Renewable Diesel Fuel: Trade-off between NO_x , Particulate Emission, and Fuel Consumption of a Heavy Duty Engine. 2008
- ABU-JRAI, A. *et al.* Combustion characteristics and engine emissions of a diesel engine fueled with diesel and treated waste cooking oil blends. *Chemical Engineering Journal*, v. 172, n. 1, p. 129–136, 2011.
- ABNT. NBR ISO 8178-1: Motores alternativos de combustão interna - Medição da emissão de gases de exaustão. Parte 1: Medição das emissões de gases e material particulado em banco de ensaio. Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2012.
- ANP. Nota Técnica N° 4/2020/SBQ-CRP/SBQ/ANP-RJ. Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis. Proposta de Regulamentação do Diesel Verde. 2020.
- BARBOSA, I. V.; SCAPIM, L. A. Simulação e análise econômica da produção de HVO e sua incorporação ao óleo diesel, 2021.
- BUENO, Matheus Toledo, Trabalho Final de Graduação “Ensaio em bancada experimental de motor monocilíndrico diesel usando misturas de HVO (diesel parafínico) e diesel convencional. Curso de Engenharia de Energia. Universidade Federal de Itajubá, MG, Brasil, 2023
- CNN, “BBF e Vibra anunciam 1ª biorrefinaria de diesel verde do Brasil para 2025”, 2021. Disponível em <<https://www.cnnbrasil.com.br/economia/bbf-e-vibra-anunciam-1a-biorrefinaria-de-diesel-verde-do-brasil-para-2025/>>. Acessado em 23/04/2023
- COSTA. Roberto Berli. Tese de doutorado: “Estudo experimental de um motor de ignição por compressão utilizando diesel renovável da cana-de-açúcar (Farnesano) e biodiesel de óleo residual de cozinha (WCO)”. Universidade Federal de Itajubá, MG, Brasil 2021.
- DIMITRIADIS, A., Natsios, I., Dimaratos, A., Katsaounis, D., Samaras, Z., Bezergianni, S., & Lehto, K. (2018). Evaluation of a Hydrotreated Vegetable Oil (HVO) and Effects on Emissions of a Passenger Car Diesel Engine. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 4(July 2018), 1–19. <https://doi.org/10.3389/fmech.2018.00007>
- HEYWOOD, J. B. (2018). Internal Combustion Engine Fundamentals. In M.-H. Education (Ed.), *European University Institute (Second Ed., Issue 2)*. McGraw-Hill Education. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/PT/TXT/PDF/?uri=CELEX:32016R0679&from=PT%0Ahttp://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CELEX:52012PC0011:pt:NOT>
- LORENZI, G. *et al.* Integration of high-temperature electrolysis in an HVO production process using waste vegetable oil. *Energy Procedia*, v. 158, p. 2005–2011, 2018
- NESTE CORPORATION. Neste Renewable Diesel Handbook. Espoo. 2020.
- OFI, “HVO making it big”, 2018. Disponível em <<https://www.ofimagazine.com/content-images/news/HVO2.pdf>>. Acessado em 22/04/2023
- OFI, “Biofuels - HVO takes off in Europe”, 2021. Disponível em <<https://www.ofimagazine.com/content-images/news/Biofuels-HVO-takes-off-in-Europe.pdf>>. Acessado em 22/04/2023
- PEDROZO, V. B. An experimental study of ethanol-diesel dual-fuel combustion for high efficiency and clean heavy-duty engines. [s.l.] Brunel University London - PhD, 2017.
- ROQUE, L. F. de A; “Modelagem e análise do ciclo de vida da produção e comercialização de diesel verde (HVO) e sua aplicação no modo dual-fuel com etanol em motores de ignição por compressão”. 2022. Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Itajubá, Brasil. 2022.
- SONTALIA, A.; KUMAR, N. Hydroprocessed vegetable oil as a fuel for transportation sector: A review. *Journal of the Energy Institute*, v. 92, n. 1, p. 1–17, 2017
- WEXLER, A. Vapor pressure formulation for water in range 0 to 100 C. A revision. *Journal of Research of the National Bureau of Standards Section A: Physics and Chemistry*, v. 80A, n. 5 and 6, p. 775, set. 1976.