

Testes experimentais em motores de ignição por compressão utilizando novos biocombustíveis líquidos e gasosos no modo *dual-fuel*

Ana Júlia Antunes Cintra Rosa¹, Otavio Oliveira Raats², Christian Jeremi Coronado Rodriguez³, Roberto Berlim Rodrigues da Costa⁴, Luis Filipe de Almeida Roque⁵, Túlio Augusto Zucareli de Souza⁶, Gabriel Marques Pinto⁷

Grupo de Estudos em Tecnologias de Conversão de Energia – GETEC, Instituto de Engenharia Mecânica,
Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI – Brasil

**anacintraa@unifei.edu.br¹, otavioraats2013@gmail.com², christian@unifei.edu.br³
robertoberlini@gmail.com⁴, filipe_roque@unifei.edu.br⁵, tulio_zucareli@hotmail.com⁶,
gabrielmarquespinto@gmail.com⁷**

Resumo

O uso de combustíveis alternativos em motores de ignição por compressão é de grande utilidade, uma vez que estes motores são a principal escolha para geração de energia elétrica em pequena escala, transporte terrestre de mercadorias e uso em maquinário agrícola. Com a aprovação de medidas legais cada vez mais rígidas quanto a emissão de poluentes por estes motores, é de grande valia a produção de pesquisas científicas que explorem o uso de combustíveis mais eficientes e com menores níveis de emissões de poluentes para uso em motores Diesel. Porém com o surgimento de biocombustíveis avançados, aliados aos tradicionais já utilizados, a emissão de poluentes por motores de ignição por compressão pode ser muito reduzida, oferecendo soluções economicamente viáveis e sustentáveis para geração de energia em pequena escala e transporte. Neste sentido, este trabalho tem como principal objetivo a execução de testes com biocombustíveis líquidos e gasosos em tecnologia *dual-fuel* em uma bancada de ensaio de motores de combustão interna do Laboratório de Máquinas Térmicas da UNIFEI e comparar a eficiência e as emissões deste mesmo motor utilizando apenas diesel fóssil. Os combustíveis testados serão o diesel S10, HVO, farnesano (combustíveis pilotos), etanol, biogás, GNV e hidrogênio (combustíveis de baixa reatividade).

Palavras-chave: motor, *dual-fuel*, combustão, eficiência, emissões

Abstract

The use of alternative fuels in compression ignition engines is very useful, since engines of this thermal cycle are the main choice for small-scale electric power generation, land transport of goods and use in agricultural machinery. With the approval of increasingly strict legal measures regarding the emission of pollutants by this type of combustion engine, the production of scientific research that explores the use of more efficient fuels and with less emission of pollutants for use in engines is of great value. With the discovery of advanced biofuels combined with the traditional biofuels already in use the emissions of compression ignition engines can be largely reduced, offering an economically viable and sustainable solution for power generation and transport. The main objective of this work is to carry out tests with liquid and gaseous biofuels in dual-fuel technology with conventional diesel on an internal combustion engine test bench at the UNIFEI Thermal Machines Laboratory and compare the cycle efficiency as well as the reduction emissions with an engine using fossil diesel. The tested fuels will be diesel S10, HVO, farnesane (pilot fuels), ethanol, biogas, CNG and hydrogen (low reactivity fuel).

Palavras-chave: engine, dual-fuel, combustion, efficiency, emissions

1. Introdução

A busca por combustíveis alternativos em motores de combustão interna é cada vez mais motivada por fatores ambientais em oposição aos fatores econômicos. O Brasil possui experiência e grande vantagem competitiva na produção e uso de diferentes biocombustíveis como, por exemplo, o etanol da cana de açúcar, utilizado em veículos comerciais desde a década de 70.

Neste cenário os biocombustíveis se apresentam como uma alternativa muito interessante para o panorama brasileiro, visto que, além do etanol, pode-se citar o biodiesel como uma alternativa já utilizada em grande escala.

Assim, buscando por melhores níveis de emissões de poluentes e maiores eficiências, novas pesquisas surgem buscando introduzir o uso de biocombustíveis avançados no cenário brasileiro, como HVO, biogás e H₂.

Alguns combustíveis gasosos, como gás natural, gás liquefeito, biogás e hidrogênio, apresentam impactos positivos para o controle da poluição atmosférica, assim como minimizam o impacto do aquecimento global [1]. Estudos recentes indicam uma redução de 35-55% nos níveis de emissões de NO_x com uso de gás natural em tecnologia *dual-fuel* para altas cargas no motor e de até 75% para uso em baixas cargas [2], enquanto outros estudos indicam uma redução de até 90% na emissão de NO_x com tecnologia *dual-fuel* utilizando bioetanol [3].

Portanto, o uso de biocombustíveis pode substituir integralmente o uso de combustíveis fósseis em aplicações de geração de energia elétrica por motores de ignição por compressão em pequena escala.

Neste sentido, este trabalho tem como principal objetivo a execução de testes com combustíveis líquidos e gasosos em tecnologia *dual-fuel*, utilizando diesel convencional, HVO ou farnesano para iniciar a combustão (isto é, injeção direta na câmara de combustão – combustível piloto), enquanto etanol, gás natural, hidrogênio e biogás são injetados no coletor de admissão – PFI (do inglês: *Port Fuel Injection*, injeção indireta). Os testes foram realizados em uma bancada de ensaio de motores de combustão interna do Laboratório de Máquinas Térmicas (LMT) da UNIFEI e tem como objetivo analisar a eficiência e as emissões deste motor. Os combustíveis alternativos testados serão HVO, farnesano, etanol, biogás, GNV e hidrogênio. A justificativa para a realização dos testes é verificar a variação da emissão de poluentes utilizando diferentes combustíveis em tecnologia *dual-fuel* para a obtenção de uma mesma potência mecânica.

2. Método

A bancada experimental montada para os testes é constituída de um motor Diesel monocilíndrico de injeção mecânica, cujas características estão na Tabela 1, além de um dinamômetro hidráulico com sistema de aquisição de dados via software, medidor e controlador de vazão mássica de gás, sensor de sonda

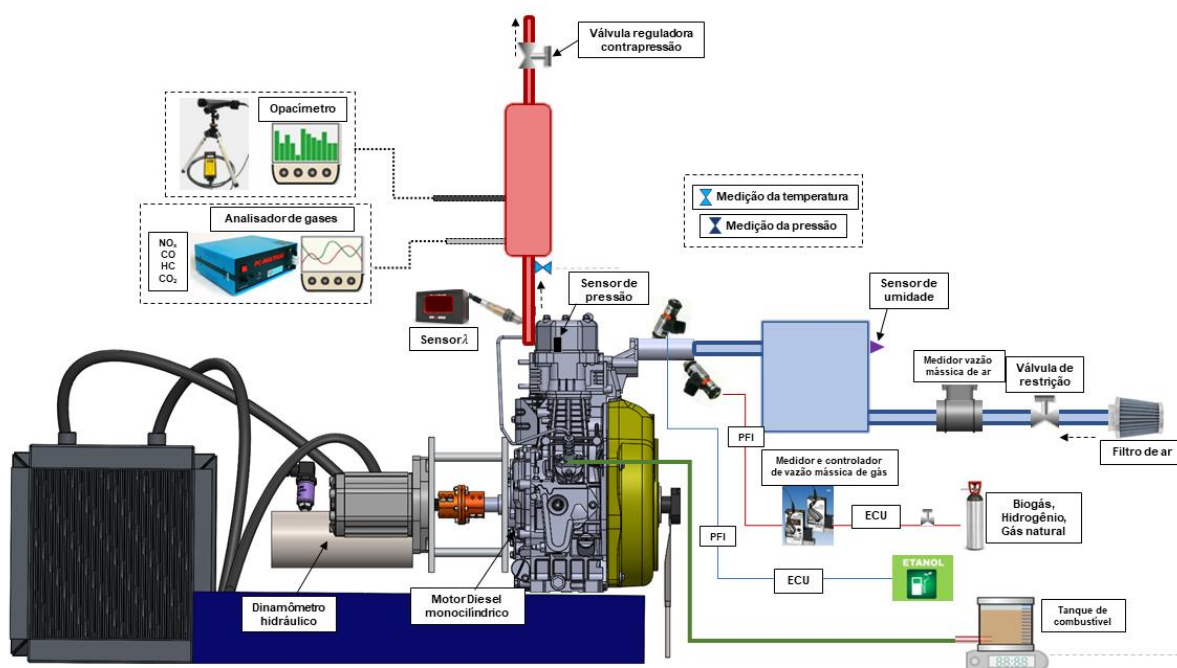


Figura 1. Esquema da bancada de testes experimentais.

lambda, medidor de consumo de combustível, injetor para os combustíveis líquidos e gasosos no coletor de admissão, sensor de umidade, medidor de vazão de ar, analisador de gases, opacímetro, sistema de aquisição de dados (FieldLogger), cilindros de gás combustível, sistema de aquecimento da válvula redutora de pressão de gás, válvula unidirecional para injeção do gás combustível e tanque de combustível líquido. Esta bancada está disponível no LMT – Laboratório de Máquinas Térmicas da Universidade Federal de Itajubá. A Figura 1 traz um esquema da bancada de testes.

Os dados foram coletados com auxílio de softwares em computadores, de modo que em cada ponto do ensaio a medição foi feita em um tempo de 60 segundos com uma frequência de 1 Hz. A injeção dos combustíveis no coletor de admissão foi controlada eletronicamente por uma unidade Fueltech FT450. Nos sistemas de aquisição foram registrados dados de torque, temperatura, umidade e pressão ambientes, vazão mássica de ar, concentração de gases de exaustão no escapamento – NO_x, CO, e CO₂, pressão no cilindro, temperatura e pressão na admissão, temperatura e pressão na exaustão, temperatura do óleo, ângulo do virabrequim, rotação do motor, Lambda e consumo de combustível.

Tabela 1. Características do motor utilizado.

Fabricante / Modelo	Buffalo / BFDE 10.0
Tipo	Ignição por compressão de quatro tempos
Número de cilindros	1
Volume deslocado	418 cm ³
Diâmetro do cilindro	86 mm
Curso do pistão	72 mm
Comprimento da biela	118 mm
Raio do virabrequim	38 mm
Relação volumétrica de compressão	19,0:1
Número de válvulas	1 admissão / 1 exaustão
Diâmetro válvula admissão/exaustão	36 mm / 29 mm
Aspiração	Naturalmente aspirado
Refrigeração	Direta
Injeção de combustível	Direta acionada por bomba mecânica
Injetor	4 furos
Ângulo de injeção	22° ± 1° antes do PMS
Pressão de injeção	19,6 MPa
Lubrificação	Óleo SAE 15W-40
Sistema de pós tratamento	-
Potência máxima	7,1 kW @ 3600 rpm
Torque máximo	27 Nm @ 2800 rpm

O dinamômetro hidráulico utilizado é do fabricante INTECHNO modelo DINO MD-04 de modo a permitir a regulagem da carga aplicada.

A aquisição de dados nos testes foi realizada em alguns pontos estratégicos, os quais foram definidos com base na curva de torque do motor e em normas técnicas para aplicações usuais nas quais este trabalho visa atingir, como a geração de energia elétrica.

Para a aquisição dos dados de temperaturas são utilizados termopares do tipo PT100 e para a pressão na exaustão é utilizado um sensor do tipo piezorresistivo SBTP Sabi Control, enquanto que para a pressão na admissão é utilizado um sensor do tipo piezorresistivo Bosch. Assim, foi utilizado um módulo FieldLogger da NOVUS, o qual permite a transdução dos dados coletados para análise em computador.

Além disso, foram coletados dados de umidade e vazão mássica do ar admitido no cilindro. Para a equalização da pressão de admissão foi utilizada uma câmara construída para os testes onde são aquisitados os dados, de modo que o ar admitido no motor foi proveniente deste compartimento. O sensor de umidade relativa utilizado foi o modelo HPP811B002 do fabricante Humirel. O sensor de vazão mássica de ar foi um Bosch HFM 5. Estes dados foram coletados por um módulo Fueltech FT450. A Figura 2 mostra a bancada experimental desenvolvida para a realização dos testes.

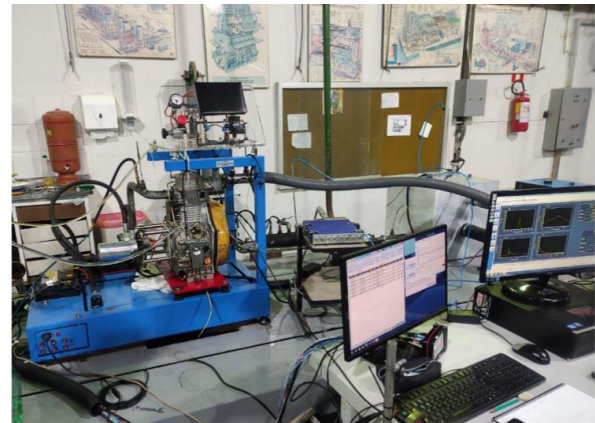


Figura 2. Bancada experimental no LMT – UNIFEI.

Para a análise das emissões de poluentes foi utilizado um analisador de gases NAPRO, modelo PC-Multigás, apresentado na Figura 3, que é certificado e homologado pelo Inmetro. Assim, foi possível quantificar os valores de concentração do dióxido de carbono CO₂, monóxido de carbono CO e óxidos de nitrogênio NO_x. Além disso, também foi utilizado um analisador do tipo opacímetro, modelo Smoke Check 2000, demonstrado na Figura 4, certificado pelo Inmetro, para aquisitar o nível de fumaça emitido pelo motor durante os ensaios.



Figura 3. Analisador PC Multigás utilizado.



Figura 4. Opacímetro Smoke Check 2000 utilizado.

Foi utilizado um controlador inteligente de vazão mássica multigás, modelo DPC, da fabricante Aalborg. O controlador é pré-calibrado para diferentes composições de gases. A vazão dos gases foi calculada a partir da substituição energética desejada para cada mistura em *dual-fuel*. Os gases combustíveis estavam armazenados em cilindros de armazenamento, portanto foi necessário reduzir sua pressão para que pudessem ser injetados no coletor de admissão da bancada de testes. Com a diminuição repentina da pressão na saída, ocorre grande queda de temperatura na válvula do cilindro, desta forma foi necessário um sistema de aquecimento da válvula para evitar o seu congelamento e consequente mal funcionamento.

A partir dos dados coletados pelo sensor DPC foi possível calcular a fração de energia representada pelo combustível gasoso na mistura em combustão e ajustar a porcentagem de gases injetados para atender os objetivos dos testes.

Todos os testes foram realizados utilizando os combustíveis diesel S10, diesel renovável da cana-de-açúcar (farnesano) e diesel verde (HVO) como combustíveis piloto, sendo injetados diretamente no interior do cilindro.

Na etapa de testes *dual-fuel* com biocombustíveis líquidos foi utilizado o etanol hidratado. Já nos testes com combustíveis gasosos foram utilizados gás natural veicular (GNV), biogás e

hidrogênio (H_2). Tanto o etanol quanto os combustíveis gasosos foram injetados por PFI.

O diesel convencional e o etanol hidratado foram adquiridos em postos comerciais regulamentados pelos padrões estabelecidos pela Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP-Brasil) [4], os quais estabelecem a porcentagem de 10% de biodiesel na composição do diesel. Já o farnesano foi adquirido da empresa *Amyris Biotechnology Inc.* e suas propriedades foram determinadas no Laboratório de Máquinas Térmicas da UNIFEI (LMT). O HVO, também conhecido como NEXTBLT ou *Neste Renewable Diesel*, foi produzido e doado pela multinacional *NESTE Corporation*. As propriedades do diesel, HVO, farnesano e bioetanol estão nas Tabelas 2 e 3.

Quanto aos combustíveis gasosos, o GNV é um combustível veicular convencional adquirido em postos comerciais, regulado pela ANP. Já o biogás e o hidrogênio foram adquiridos da empresa nacional GTI BRASIL Gases. As propriedades dos gases são apresentadas na Tabela 4.

Tabela 2. Propriedades dos combustíveis piloto.

Propriedade	Diesel S10	Farnesano	HVO
Composição			
C (% mássica)	85,33	84,96	84,60
H (% mássica)	13,12	14,98	15,39
O (% mássica)	1,55	0,06	0,00
S (% mássica)	0,001	0,00	0,00
Taxa de H/C	1,84	2,11	2,14
Razão ar/combustível	14,21	14,87	14,97
PCI (MJ/kg)	41,03	42,82	44,10
Número de cetano	50,5	58,7	76,3
Massa específica à 20°C (kg/m ³)	846,6	770,1	780,0
Viscosidade cinemática à 40°C (mm ² /s)	2,88	2,71	2,82

Tabela 3. Propriedades do bioetanol.

Propriedade	Bioetanol
Composição (% volume)	C ₂ H ₆ O - 95,1% H ₂ O - 4,9%
Razão ar/combustível	8,36
PCI (MJ/kg)	24,76
Número de octano	91,8
Massa específica à 20°C (kg/m ³)	805,2
Temperatura de autoignição (°C)	363

Tabela 4. Propriedades dos combustíveis gasosos.

Propriedade	GNV	Biogás	Hidrogênio
Composição (% vol)	CH ₄ – 88,5 % C ₂ H ₆ – 6,2 % C ₃ H ₈ – 2,2 % C ₄ H ₁₀ – 0,8 % CO ₂ – 1,8 % N ₂ – 0,5 %	CH ₄ – 64,7 % CO ₂ – 35,3 %	H ₂ – 100 %
Razão ar/combustível	16,08	6,94	34
PCI (MJ/kg)	47,053	20,19	120
Número de octano	120	130	-
Massa específica a 20°C (kg/m ³)	0,65 - 0,8	0,78	0,082
Temperatura de autoignição (°C)	~ 482 - 632	650	571,2
Temperatura Adiabática de Chama (°C)	~ 1945	~1872 - 1926	~ 2250

Para a definição dos parâmetros de teste primeiramente, foi necessário calcular a relação ar/combustível (AFR) dos combustíveis utilizados. A relação ar/combustível é essencial para uma combustão completa da mistura, visto que uma combustão incompleta resulta em excesso de gases indesejados como CO, formação de fuligem, perda da eficiência de combustão e aumento do consumo específico de combustível, além de ter sido utilizada neste trabalho para cálculo do consumo de combustível. A relação ar/combustível estequiométrica é dada, de forma geral, pela Equação 1 e varia de acordo com o combustível utilizado.

$$AFR = \frac{N_{ar} \dot{m}_{ar}}{N_{comb} \dot{m}_{comb}} \quad (1)$$

Já a relação entre o valor de AFR real e estequiométrico é definida como fator lambda (λ), como demonstrado na Equação 2. Um valor teórico para o fator lambda de 1 representa uma combustão estequiométrica, sendo que $\lambda < 1$ representa uma mistura rica, enquanto $\lambda > 1$ significa uma mistura pobre, no caso com excesso de ar.

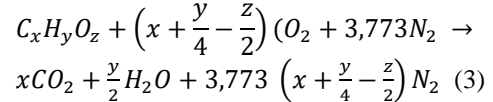
$$\lambda = \frac{AFR_{real}}{AFR_{est}} \quad (2)$$

No presente estudo, para a determinação da AFR de cada combustível foi feito um cálculo de

equivalência considerando apenas os elementos dos combustíveis que fazem parte da reação de combustão.

Desta forma, realizando o balanço estequiométrico da equação de combustão completa de cada combustível foi possível calcular o valor de AFR estequiométrico que posteriormente foi comparado com o valor de AFR real para cálculo do fator Lambda.

A relação de estequiometria utilizada é baseada na aproximação demonstrada na Equação (3), a qual considera a conservação de massa dos elementos químicos envolvidos e a composição molecular dos combustíveis utilizados [5].



Com a determinação dos coeficientes x , y e z , foi possível obter o valor de AFR estequiométrico pela Equação 4.

$$AFR_{est} = \frac{\left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right) (M_{O_2} + 3,773 M_{N_2})}{(12,001x + 1,008y + 15,999z)} \quad (4)$$

Onde M_{O_2} e M_{N_2} , são respectivamente as massas molares do oxigênio de 31,99 g/mol e do nitrogênio de 28,01 g/mol. Com o valor de AFR estequiométrico calculado e o fator lambda medido pelo sensor, foi possível obter o consumo de combustível piloto \dot{m}_{comb} pela Equação 5.

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\dot{m}_{ar} - \dot{m}_{gás/etanol} \cdot AF_{est\,gás/etanol} \cdot \lambda}{AF_{est\,liq} \cdot \lambda} \quad (5)$$

Para análise da emissão de poluentes foi utilizada uma metodologia para análise da medição de gases de exaustão tendo como base a norma ISO 8178-1 adaptada para a tecnologia *dual-fuel*, seguindo a metodologia utilizada apresentada [3] e [6].

O percentual de substituição EF do diesel convencional, HVO e farnesano pelo etanol ou pelos combustíveis gasosos foi calculado de acordo com a representação percentual energética de cada componente da mistura. Esta substituição energética foi calculada pela Equação 6.

$$EF = \frac{\dot{m}_{gás/etanol} \cdot PCI_{gás/etanol}}{\dot{m}_{gás/etanol} \cdot PCI_{gás/etanol} + \dot{m}_{liq} \cdot PCI_{liq}} \quad (6)$$

Já \dot{m}_{exh} corresponde à vazão mássica de exaustão em kg/h, a qual foi calculada pela Equação 7. Este valor é importante para os cálculos posteriores de emissões específicas, os quais serão demonstrados ainda neste capítulo.

$$\dot{m}_{exh} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{gás} + \dot{m}_{liq} \quad (7)$$

As porcentagens de carbono, hidrogênio e oxigênio nas misturas, %C_{mix}, %H_{mix}, %O_{mix}

respectivamente, foram calculadas segundo as Equações 8, 9 e 10.

$$\%C_{mix} = \frac{\dot{m}_{comb} \cdot \%C_{comb} + \dot{m}_{gas} \cdot \%C_{gás}}{\dot{m}_{comb} + \dot{m}_{gás}} \quad (8)$$

$$\%H_{mix} = \frac{\dot{m}_{comb} \cdot \%H_{comb} + \dot{m}_{gas} \cdot \%H_{gás}}{\dot{m}_{comb} + \dot{m}_{gás}} \quad (9)$$

$$\%O_{mix} = \frac{\dot{m}_{comb} \cdot \%O_{comb} + \dot{m}_{gas} \cdot \%O_{gás}}{\dot{m}_{comb} + \dot{m}_{gás}} \quad (10)$$

Dessa forma foi possível realizar o cálculo do primeiro fator de correção, no caso o $k_{f,w}$ que corresponde a um fator específico do combustível nos gases de escape úmidos, calculado pela Equação 11.

$$k_{f,w} = 0,055594 \cdot \%H_{mix} + 0,0070046 \cdot \%O_{mix} \quad (11)$$

O $k_{w,r}$ que corresponde ao fator de correção para o gás de exaustão bruto foi calculado pela Equação 12. Este fator converte as concentrações de NO_x , CO e CO_2 para base úmida e varia de acordo com a composição e a mistura de combustível no cilindro. O H_a corresponde à umidade absoluta do ar de admissão em g de água por kg de ar seco.

$$k_{w,r} = 1,008 \cdot \left[1 - \frac{1,2442 \cdot (H_a) + 111,19 \cdot \%C_{mix} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{comb} + \dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,seco}} \right)}{773,4 + 1,2442 \cdot (H_a) + k_{f,w} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{comb} + \dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,seco}} \right) \cdot 10^3} \right] \quad (12)$$

A massa específica do gás de exaustão ρ_{exh} foi calculada pela Equação 13, a qual é baseada na norma NBR ISO 8178-1 [7].

$$\rho_{exh} = \frac{10^3 + (H_a) + \left(\frac{\dot{m}_{comb} + \dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,seco}} \right) \cdot 10^3}{773,4 + 1,2434 \cdot (H_a) + k_{f,w} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{comb} + \dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,seco}} \right) \cdot 10^3} \quad (13)$$

A norma ISO 8178-1 apresenta razões tabeladas entre as massas específicas dos componentes do gás de exaustão e a massa específica do gás de exaustão para os combustíveis correspondentes, a qual é apresentada por u_{gas} . Os valores de u_{gas} para o diesel e o GNV estão apresentados na Tabela 5.

Tabela 5. Razões u_{gas} para o diesel e o GNV [7].

Comb.	u_{NO_x}	u_{CO}	u_{HC}	u_{CO_2}
Diesel	0,001586	0,000966	0,000479	0,001517
GNV	0,001621	0,000987	0,000558	0,001551

Através dos cálculos já apresentados foi possível obter as emissões específicas líquidas de NO_x , CO e CO_2 , como demonstrado pelas Equações 14, 15, 16.

$$BSNO_x = \frac{u_{NO_x(mix)} \cdot [NO_x] \cdot m_{exh} \cdot k_{wr} \cdot k_h}{P_{eixo}} \quad (14)$$

$$BSCO = \frac{u_{CO(mix)} \cdot [CO] \cdot m_{exh} \cdot k_{wr}}{P_{eixo}} \quad (15)$$

$$BSCO_2 = \frac{u_{CO_2(mix)} \cdot [CO_2] \cdot m_{exh} \cdot k_{wr}}{P_{eixo}} \quad (16)$$

Já a concentração de material particulado foi obtida pela Equação 17. Para tal, primeiramente foi realizada a medição do coeficiente de absorção pelo opacímetro (k) em m^{-1} e, na sequência, este parâmetro foi correlacionado para a base de medição *FSN* (do inglês, *Filter Smoke Number*) seguindo a metodologia apresentada por [8]. Finalmente, a emissão específica de MP foi calculada pela Equação 18.

$$[MP] = \frac{5,32 \cdot [FSN] \cdot e^{0,31 \cdot [FSN]}}{0,405} \quad (17)$$

$$BSMP = \frac{[MP] \cdot \dot{m}_{exh}}{P_{eixo} \cdot \rho_{exh}} \quad (18)$$

Os testes foram divididos em duas etapas, sendo a primeira realizada com a injeção PFI de etanol e a segunda com a injeção dos combustíveis gasosos. A Figura 5 traz um esquema de todos os pontos testados. É importante ressaltar que ao dar início ao teste de cada mistura, primeiramente o combustível piloto (diesel S10, HVO e farnesano) foi testado em modo *single-fuel* para estabelecer uma condição padrão para posteriores comparações.

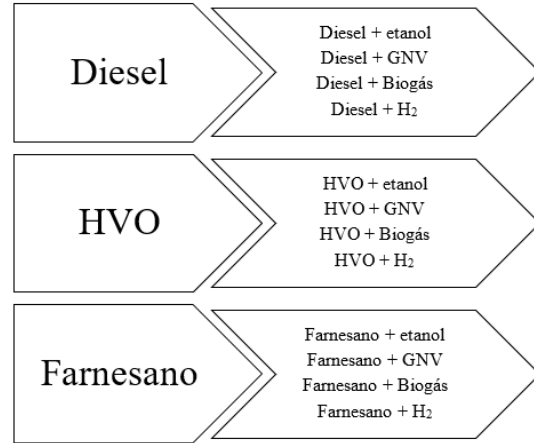


Figura 5. Esquemático das misturas testadas. (Autoria própria)

Para a etapa com os biocombustíveis líquidos em tecnologia *dual-fuel*, antes de iniciar os testes oficiais foram realizados pré-testes com a finalidade de verificar o sistema de aquisição de dados, o sistema de injeção de combustível alternativo ao levantar a curva de calibração e o funcionamento do motor. Primeiramente, operou-se o motor apenas com diesel convencional como combustível piloto e depois fez-se alguns testes com injeção de combustíveis para operação em *dual-fuel*, verificando através dos dados fornecidos pelo software de análise da combustão se

havia alguma mudança drástica no comportamento das curvas.

Nesta etapa, foi levantada a curva do injetor para o bioetanol (injeção indireta) em função do tempo de abertura. Essa curva permite a calibração do sistema e assim auxiliar na decisão dos parâmetros de injeção posteriores, fazendo com que fosse possível calcular a quantidade de etanol injetada em cada cenário avaliado. Para isso, foi utilizada uma balança de precisão com um recipiente para receber o etanol do bico injetor. A duração da injeção foi controlada pela unidade Fueltech FT 450 e a massa do combustível foi coletada para cada tempo, possibilitando o cálculo da vazão em seguida. Nesse momento, notou-se que o tempo mínimo de injeção de combustível foi de 0,7 ms e assim, decidiu-se calcular a vazão em 0,7 ms para descobrir a vazão mínima e a partir de 1s de injeção, aumentando o tempo em intervalos de 0,5ms até que se atingisse o tempo de injeção de 5ms para ser possível o desenvolvimento da curva.

A Figura 6 traz a curva de injeção de etanol para o injetor utilizado. Com isso, foi decidido realizar os testes com etanol com os tempos de injeção de 0,70 ms, 1,00 ms, 1,50 ms e 1,80 ms que correspondem aproximadamente a substituições energéticas de 27%, 32%, 40% e 44% de etanol, respectivamente.

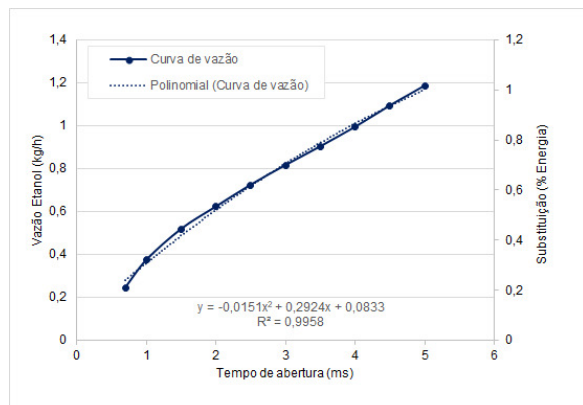


Figura 6. Curva do injetor de etanol.

Ao iniciar os testes, primeiro foi necessário colocar o motor em funcionamento por um certo período de tempo até que ele esquentasse o suficiente para estabilizar todas as temperaturas e atingir um regime permanente, o que foi alcançado com uma temperatura do óleo de $85^{\circ}\pm 5^{\circ}\text{C}$.

Todos os testes foram realizados com o motor numa rotação constante de 1800 rpm, que é uma das mais comuns nas aplicações deste motor para geração de energia, e também por ser compatível com a frequência das redes de distribuição brasileira. Este valor representa um ponto da norma ISO 8178-1, a qual é utilizada no Brasil para processos de homologação de motogeradores. Enquanto isso, foi mantida uma pressão de 100 ± 5 mbar no escapamento que é um valor ideal para a condição por simular sistemas de pós-tratamento (catalisadores), padronizando assim todas

as condições de teste. Assim, com cada combustível, tanto no modo *single-fuel* quanto no *dual-fuel*, foram realizados testes em aproximadamente 50% da carga máxima do motor, o que corresponde a um valor de torque de 10 Nm. Portanto, todos os testes foram realizados com uma potência de eixo constante.

Na segunda etapa, para os testes com combustíveis gasosos, as condições padrão se mantiveram as mesmas, assim como o procedimento de aquisição de dados, diferindo-se apenas na forma de injeção do combustível alternativo. Para a injeção dos combustíveis gasosos foi utilizado um medidor de vazão de gás, que possibilitou a medição com precisão da vazão de injeção no coletor de admissão. Para maior segurança foi instalada uma válvula anti-chama na linha de gás, evitando que, em uma eventual ignição ainda na linha de combustível, esta chama não chegasse ao cilindro de gás.

3. Resultados

Os resultados obtidos com os testes demonstram a viabilidade da tecnologia *dual-fuel* quanto a sua capacidade de reduzir significativamente as emissões de poluentes.

A Figura 7 apresenta o gráfico da emissão de NO_x com a tecnologia *dual-fuel* operando com bioetanol. Pode-se observar reduções da ordem de até 60% na operação de Farnesano com etanol em comparação ao funcionamento com Diesel convencional. Já a Figura 8 demonstra que ocorre um aumento da emissão de CO para as combinações de combustíveis testadas com bioetanol, o que está associada a uma piora na combustão.

A Figura 9 apresenta os níveis de emissão de CO_2 para o bioetanol, os quais decrescem com o aumento da fração energética, consequência da redução na quantidade de carbono associada ao uso de etanol.

É importante ressaltar que não foi possível realizar testes com menores frações energéticas de etanol, já que o menor tempo de injeção permitido pelo bico injetor corresponde a um valor de EF de 27%.

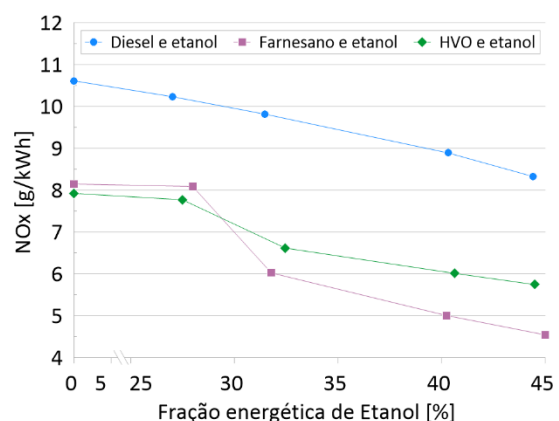


Figura 7. Emissão de NO_x em *dual-fuel* com etanol.

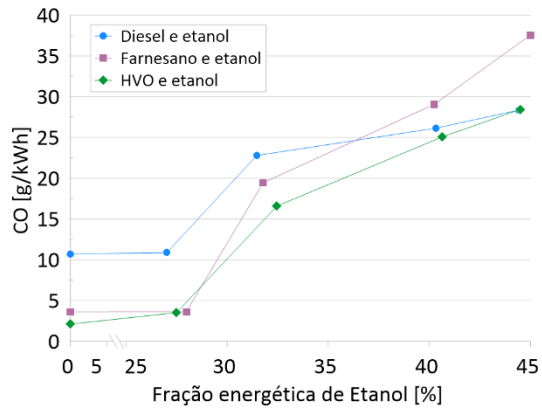


Figura 8. Emissão de CO em *dual-fuel* com etanol.

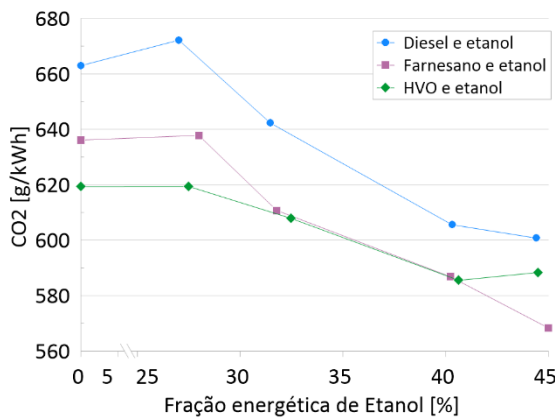


Figura 9. Emissão de CO₂ em *dual-fuel* com etanol.

Os resultados obtidos com a tecnologia *dual-fuel* operando com combustíveis gasosos também apresentam resultados promissores uma vez que houve redução da emissão de NO_x para todas as combinações testadas como demonstrado pela Figura 10, como também redução de emissão de material particulado visto no gráfico da Figura 11.

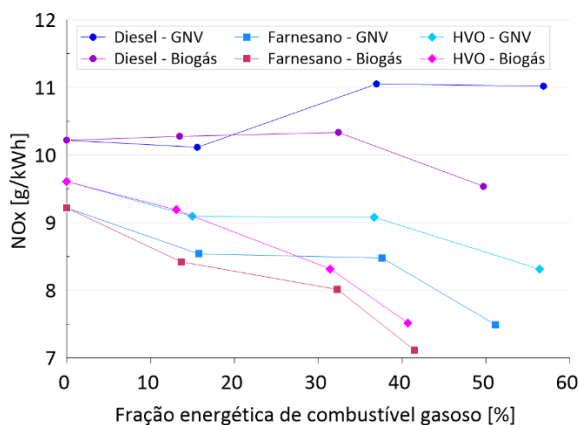


Figura 10. Emissão de NO_x em *dual-fuel* com GNV e biogás. (Autoria própria)

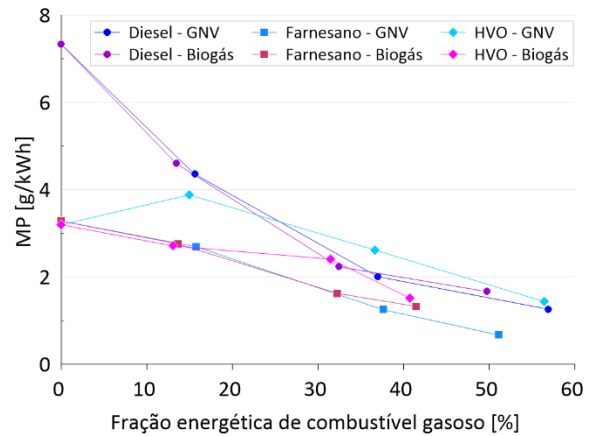


Figura 11. Emissão de material particulado em *dual-fuel* com GNV e biogás.

Já nos testes realizados com o hidrogênio, é possível observar na Figura 12 uma redução nos níveis de CO₂ devido à ausência de carbono na composição do combustível de substituição.

Este fator também impacta na redução das emissões de material particulado, apresentado pela Figura 13, sendo uma consequência da maior eficiência de combustão e da redução na quantidade de combustível piloto provocada pela adição de hidrogênio ao combustível líquido.

Além disso, conforme a Figura 14 indica, há um aumento expressivo nas emissões de NO_x em função das maiores temperaturas na câmara de combustão.

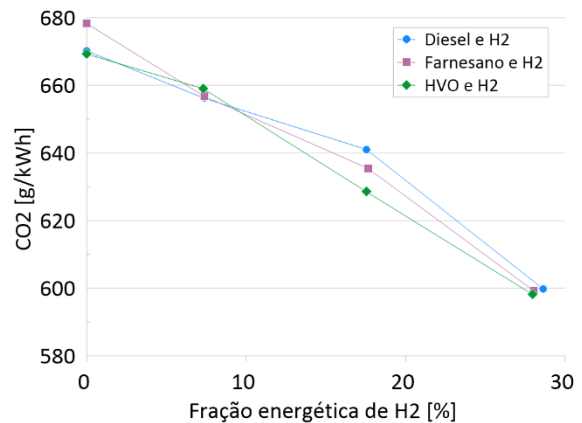


Figura 12. Emissão de CO₂ em *dual-fuel* com hidrogênio.

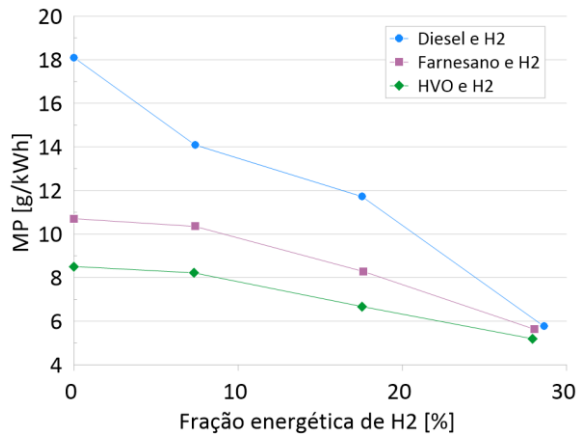


Figura 13. Emissão de material particulado em *dual-fuel* com hidrogênio.

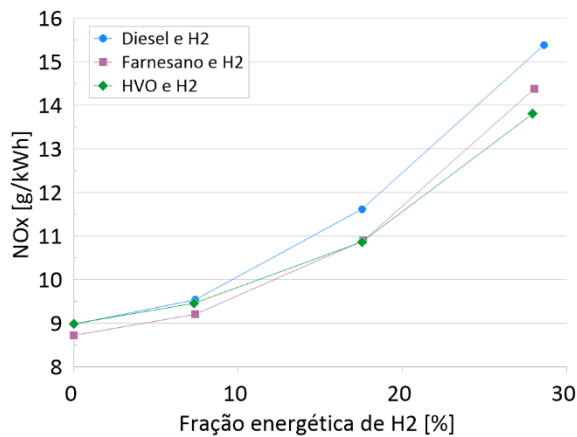


Figura 14. Emissão de NO_x em *dual-fuel* com hidrogênio.

4. Conclusões

Os resultados obtidos nesta pesquisa contribuíram para o desenvolvimento de possibilidades de uso da tecnologia dual-fuel em motores de ignição por compressão. A metodologia utilizada poderá ser reaproveitada para testes em motores de mais de um cilindro bem como para testes com outros combustíveis líquidos e gasosos.

Foi possível concluir que as emissões de NO_x são reduzidas quando se utiliza etanol, GNV ou biogás em modo *dual-fuel*, embora não apresente o mesmo comportamento com o hidrogênio, fazendo com que seja necessário um aprofundamento nesses testes com a variação de outros parâmetros para que se encontre uma solução.

Além disso, o material particulado apresenta reduções em todos os testes dual-fuel, o que pode ser uma alternativa interessante para uma matriz energética menos poluente. De forma geral, se observa uma redução na maioria dos poluentes com o uso de

HVO ou farnesano, fazendo com que sejam potenciais substitutos do diesel convencional.

Por fim, pela análise dos resultados de emissão de poluentes pode-se concluir que o uso desta tecnologia pode trazer grandes benefícios na redução de emissões, ainda que a adaptação de motores para esta tecnologia ainda necessite de mais testes e um melhor desenvolvimento, além de um estudo a respeito do ciclo de vida destes biocombustíveis para avaliar a viabilidade técnica e econômica.

5. Agradecimentos

Os autores gostariam de agradecer a ajuda e apoio financeiro fornecido do Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq - Brasil) (Proc. N° 305741/2019-5), do Laboratório de Máquinas Térmicas (LMT - UNIFEI); do Laboratório de Combustão e Biocombustíveis (LC-BIO - UNIFEI); IEM - UNIFEI, da Fundação de Desenvolvimento da Pesquisa - FUNDEP, Programa Rota 2030/Linha V (Proc. N°27192*5). Os autores também gostariam de agradecer a empresa FPT Industrial (parceiro de P&D) e a NESTE S.A (fabricante do HVO) por apoiar o desenvolvimento desta pesquisa.

6. Referências

- [1] DEHERI, Chinmay et al. **A review on performance of biogas and hydrogen on diesel engine in dual fuel mode.** Fuel, 260, 2020.
- [2] SUBRAMANIAN, K. A. et al. **Comparative evaluation of emission and fuel economy of an automotive spark ignition vehicle fuelled with methane enriched biogas and CNG using chassis dynamometer.** Applied Energy, v. 105, p. 17-29, 2013.
- [3] PEDROZO, Vinícius B. et al. **High efficiency ethanol-diesel dual-fuel combustion: A comparison against conventional diesel combustion from low to full engine load.** Fuel. 2018.
- [4] ANP. **RESOLUÇÃO ANP N° 842, DE 14 DE MAIO DE 2021.** Publicado em: 17/05/2021. Edição: 91, Seção: 1, Página: 65. Órgão: Ministério de Minas e Energia/Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis. Disponível em: <<https://www.in.gov.br/en/web/dou/-/resolucao-anp-n-842-de-14-de-maio-de-2021-320059616>>. Acesso em 01.03.2022.
- [5] HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals.** Second ed. Cambridge, Massachusetts: McGraw-Hill Education, 2018.

[6] COSTA, Roberto B. R. **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)**. 2021. Tese de Doutorado. Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI, Minas Gerais, Brasil

[7] 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.

[8] LAKSHMINARAYANAN, P. A.; ASWIN, S. **Estimation of Particulate Matter from Smoke, Oil Consumption and Fuel Sulphur**. SAE Technical Papers v. 2017-Septe, p.1-11,2017.