



Latin American Journal of Energy Research – Lajer (2023) v. 10, n. 1, pp. 57–66
<https://doi.org/10.21712/lajer.2023.v10.n1.p57-66>

Óleo de Crambe (*Crambe abyssinica*) pré-aquecido em motor ciclo Diesel *Crambe oil (Crambe abyssinica) preheated in diesel engine*

Bruna Martins Bomfati¹, Hevandro Colanhese Delalibera², Leandro Riyuiti Higashibara³, Jaime Alberti Gomes⁴ Pedro Henrique Weirich Neto^{5*}

¹ Mestre em Bioenergia, Universidade Estadual de Ponta Grossa – UEPG, Ponta Grossa, PR, Brasil

² Pesquisador Científico, Instituto de Desenvolvimento Rural do Paraná - IDR, Londrina, PR, Brasil

³ Mestre em Agronomia, Universidade Estadual de Londrina – UEL, Londrina, PR, Brasil

⁴ Professor do Curso de Agronomia, Laboratório de Mecanização Agrícola, UEPG, Ponta Grossa, PR, Brasil

⁵ Professor do Programa de Pós-Graduação em Bioenergia, Lama/UEPG, Ponta Grossa, PR, Brasil

*Autor para correspondência, E-mail: lama1@uepg.br

Received: 16 January 2023 | Accepted: 21 March 2023 | Published online: 10 June 2023

Resumo: Estudos apontam derivados de óleos vegetais e animais como substitutos ao petrodiesel (PD). Porém, o uso destes como combustível requerem transformações ou estratégias para reduzir sua viscosidade. Sendo assim realizou-se experimento utilizando óleo de crambe (CR) pré-aquecido a 100 °C em motor ciclo Diesel. Avaliou-se CR e PD, a cada 15h de funcionamento, em quatro regimes, até 100 h de trabalho. Os regimes foram, 1100 rpm sem carga, 1800 rpm sem carga, 1800 rpm com 51% e com 66% de potência nominal. Observou-se que o consumo de CR foi superior ao de PD, com diferença mais pronunciada nos regimes sob carga, observou-se perda de potência relativa maior no uso de CR quando da mudança de carga. Não houve diferença entre os dois combustíveis para a eficiência térmica. Para o fluido de arrefecimento e lubrificante, foram observadas temperaturas maiores para o CR, porém a temperatura dos gases de exaustão e a pressão do lubrificante foram maiores para o PD. Ao fim do ensaio, para CR, houve aumento das pressões de compressão e de abertura do injetor, e os elementos injetores apresentaram carbonização, de difícil remoção, desgaste e sinais de superaquecimento. Não houveram evidências de degradação do lubrificante.

Palavras-chave: biocombustível, óleo vegetal, consumo de combustível, bioenergia, desenvolvimento sustentável

Abstract: Studies indicate derivatives of vegetable and animal oils as substitutes for Diesel. However, the use of these as fuel has changed or strategies to reduce its adoption. Therefore, an experiment was carried out using crambe oil (CR) preheated to 100 °C in a Diesel engine cycle (PD). CR and PD are accommodated, every 15 hours of operation, in four regimes, up to 100 hours of work. The regimes were, 1100 rpm without load, 1800 rpm without load, 1800 rpm with 51% and 66% of nominal power. Note that the consumption of CR was higher than that of PD, with a more pronounced difference in regimes under load, with a greater loss of relative power being observed in the use of CR when changing the load. There was no difference between the two fuels for thermal efficiency. For the cooling fluid and lubricant, higher temperatures were observed for the CR, but the temperature of the exhaust gases and the lubricant pressure were higher for the PD. At the end of the test, for CR, there was an increase in pressure and opening pressure of the injector, and the injector elements showed carbonization, difficult to remove, wear and signs of overheating. There was no evidence of oil degradation.

Keywords: biofuel, vegetable oil, fuel consumption, bioenergy, sustainable development

1 Introdução

A emissão de gases do efeito estufa pelo uso de combustíveis fósseis faz parte da discussão científica mundial. Neste cenário, uma das alternativas é a substituição do petrodiesel (PD) pelos derivados de óleos vegetais (OV), pois estes, quando transformados, e/ou em *blends* possuem características interessantes para

utilização como combustíveis (Mat et al., 2018; Ramakrishnan et al., 2018; Prabu et al., 2018, Varuvel et al., 2018; Kothandan e Masimalai, 2018; Chidambaranathan et al., 2020 e Chidambaranathan et al., 2022).

Os processos de transformação implicam em aumento de custo, gasto energético e contaminações. Alternativa seria o uso de OV sem transformações. Porém, devido à alta viscosidade, estes podem causar problemas de bombeamento atomização, combustão irregular, formação de depósitos, contaminação do lubrificante, emissão excessiva de gases e diminuição de durabilidade (Agraw et al., 2019; Bakthavathsalam et al., 2019).

O aquecimento dos OV, puros ou em blends com PD, reduz viscosidade, melhora as características de injeção e de atraso de ignição (aumento do número de cetano), favorecendo combustão (Pradhan et al., 2014; Bakthavathsalam et al., 2019). Há relatos de redução do consumo, da formação de depósitos e da contaminação do lubrificante e aumento da eficiência térmica, em comparação ao não aquecido (Almeida et al., 2002; Jain et al., 2017).

Também assume importância as características físico-químicas do OV (Hellier et al., 2015; Ramakrishnan et al., 2018). Em trabalho com os óleos de linhaça, crambe, pinhão-mansão e canola aplicados como combustível em motor Diesel, o crambe apresentou consumo, potência e emissão de particulados similar ao PD (Delalibera et al., 2017).

Neste trabalho, utilizou-se óleo de crambe pré-aquecido, avaliando-se consumo de combustível, perda de potência, eficiência térmica, temperaturas do motor e lubrificante em comparação ao PD.

2 Material e métodos

O experimento foi realizado no Instituto de Desenvolvimento Rural do Paraná (IDR), polo de Londrina – PR. Foram utilizados dois combustíveis: óleo vegetal de crambe (*Crambe abyssinica* Hochst) (CR) pré-aquecido a 100 °C e o combustível convencional, petrodiesel B5 e S500, como testemunha.

O OV do CR foi obtido por extração mecânica em prensa do tipo Expeller e filtrado (0,5 µm). Os combustíveis foram caracterizados quanto ao poder calorífico superior (PCS) (ASTM D240-17). Para o CR, estimou-se a viscosidade cinemática a 40 e a 100 °C, através de viscosímetro capilar do tipo Cannon-Fenske (ASTM D445-06).

A bancada de ensaios foi composta de motor estacionário ciclo Diesel, YANMAR® (B9C), monocilíndrico, quatro tempos, injeção mecânica e indireta e potência máxima de 5,88 kW@1.800 rpm, e gerador elétrico com capacidade nominal de 4 kW (Delalibera et al., 2017).

Previamente, realizou-se substituição do lubrificante, elementos de bomba e bico injetor, aferiu-se pressão de abertura do injetor, pressão de compressão e regulagem das válvulas.

A alternância entre os dois combustíveis foi realizada através de válvula manual de duas posições e três vias, posicionada na entrada da bomba injetora. O CR foi pré-aquecido por resistência elétrica, 450 W, em tubo de alumínio de 140 mm, no qual circula o OV. Para controle da temperatura, utilizou-se termostato digital (N321®, NOVUS) e sensor termopar do tipo K, inserido no aquecedor. Regulou-se sistema para OV entrar no sistema a 100 °C.

Para simular cargas, o gerador foi acoplado a banco resistivo de lâmpadas, que permitia a aplicação de dois regimes de absorção de potência, de 3,0 e 3,9 kW, respectivamente, a 51 e 66% da potência nominal do motor, a 1.800 rpm. Para mensurar a velocidade do motor acoplou-se no virabrequim, *encoder* incremental (1.024 pulsos por volta), com aquisição de 33,33 Hz.

A temperatura do ar ambiente de ensaio foi controlada com termostato (N321®) acoplado a um sensor PT100, com acionamento em temperaturas superiores a 25 °C.

A partida do motor era realizada com PD e, após aquecimento e estabilização da temperatura do sistema de arrefecimento, realizava-se a troca para CR. Antes de desligar o motor, retornava-se para PD, por 15 minutos. O motor funcionou por 8 h diárias, ininterruptas, até 100 h de teste.

No tempo zero e a cada 15 h de funcionamento do motor, foram realizadas avaliações de consumo e perda de potência nos dois tratamentos. Sendo assim, sete tempos de avaliações: 0, 15, 30, 45, 60, 75 e 90 horas. Entre as avaliações, o motor operou com CR sob regime de 51% de absorção da potência a 1.800 rpm.

Após 50 h de funcionamento, o ensaio foi interrompido para averiguações; de desgaste dos elementos do bico injetor e da bomba injetora, de pressão de abertura do injetor, de pressão de compressão e substituição do óleo lubrificante.

As avaliações de massa de combustível foram realizadas por sistema de leitura e gravação automatizada, que determinava as massas de CR, PD e retorno de combustível, conforme reservatórios. Foi

mensurado apenas o retorno do bico injetor, pois o retorno da bomba injetora volta para sua própria entrada. A frequência de leitura foi de 0,5 Hz.

As avaliações foram realizadas em quatro regimes de operação do motor: velocidade de 1.100 rpm (marcha lenta), velocidade de 1.800 rpm sem carga (aceleração livre), 1.800 rpm com 51% da potência do motor e, 1.800 rpm com 66% da potência. Para as avaliações, cada regime e combustível operou por 15 min, com leitura da massa de combustível consumida a cada 150 s (seis repetições).

Para análise da massa de combustível consumida, foram testadas a normalidade e a homocedasticidade. Após realizou-se análise de variância com delineamento em blocos e em esquema de parcela subdividida (2x4x7; combustíveis, regimes e tempo de uso), inserindo-se erros de não casualização para todos os fatores. Para comparação de médias, utilizou-se Tukey a nível de 5% de probabilidade. O consumo específico foi calculado para os regimes sob carga (Pradhan et al., 2014).

Para avaliação de perda de potência utilizou-se a variação na rotação provocada pela alternância de cargas (Delalibera et al., 2017). Calculou-se esta variável através da diferença entre área sob curva de rotação no tempo com demanda de potência inicial e curva com nova demanda submetida. As avaliações de perda de potência relativa (PPR) foram realizadas em três condições de demanda de potência na velocidade de 1.800 rpm. As cargas utilizadas foram 51% da potência nominal (3,0 kW), 66% (3,9 kW) e aplicação de 0,9 kW sobre o regime de carga de 3,0 kW, isto é, a adição de 15% da potência total.

Para esta variável realizaram-se dez repetições a cada 10 s, entre cada condição de submissão e retirada de carga. Para cálculo da PPR, utilizou-se o intervalo de 5 s posterior à aplicação da carga, pois este foi o tempo máximo necessário entre o pico de queda da velocidade, retomada e início de estabilização da rotação. A subtração da área sob curva da velocidade em potência inicial, nos 5 s antes da entrada da carga, e da área abaixo da curva de retomada da aceleração, resulta em uma terceira área. Quanto maior este valor, maior a perda relativa de potência.

A eficiência térmica foi determinada como a razão entre a potência de saída do motor e a potência teórica fornecida pelo combustível (Wander et al., 2011; Pradhan et al., 2014). Calculou-se a potência teórica, considerando o consumo (tratamentos com trabalho sob carga) e o poder calorífico superior obtidos experimentalmente. Para comparação das médias de potência teórica realizou-se análise pelo teste t.

Para determinação das temperaturas foram utilizados sensores termopar do tipo K. Para o líquido de arrefecimento, o sensor foi disposto no bloco do motor, imerso no fluido de arrefecimento, o sensor para o lubrificante foi imerso no centro do cárter, e sensor para os gases de exaustão foi disposto no centro da janela de escape. Foram realizadas leituras a cada 15 horas de funcionamento, sempre de forma comparativa entre CR e PD. Todas as temperaturas foram monitoradas com aquisição de 0,05 Hz.

De posse dos resultados testou-se normalidade e a homocedasticidade, para variáveis paramétricas, realizou-se análise de variância com delineamento em blocos com esquema de parcela subdividida no tempo 2x4x7, estimando-se os erros da não casualização de todos os fatores, seguido de teste de comparação de médias por Tukey ($p < 0,05$). Para as não paramétricas, realizou-se análise de Friedman ($p < 0,05$).

Para avaliação do lubrificante, monitorou-se a pressão de trabalho do sistema de lubrificação, com frequência de aquisição de 0,5 Hz. A cada 15 horas de funcionamento, retirou-se amostra do lubrificante para análise laboratorial. Foi também analisado lubrificante novo (tempo zero), totalizando sete amostras. Quando necessário houve reposição. O lubrificante aplicado no motor foi do tipo mineral multiviscoso, SAE 15W40 (Ambra Super Gold). Ao completar 50 h, realizou-se a substituição do lubrificante.

No lubrificante foram analisados; de teor de fuligem (ASTM D7686), viscosidade a 40 °C (ASTM D445), diluição por combustível (ASTM D3524), teor de água, índice de precipitação (ASTM D91), número de basicidade total (TBN) (ASTM D4739), insolúveis de pentano (ASTM D4055), dispersância (ASTM D7899), índice de contaminação (ASTM D7900), perda ponderada (ASTM D7901), oxidação, nitratação e sulfatação (ASTM D7889), elementos contaminantes (ASTM D5185), fuligem e produtos de oxidação, óxido de silício e ligas ferrosas (ASTM 7684) e índice de partículas ferrosas (IPF).

As variáveis foram registradas por datalogger Campbell Scientific (CR 5.000). Os softwares utilizados para visualização, tratamento e análises estatísticas foram o Catman Easy-AP 3.3.5[®] (HBM), Microsoft Office Excel, BioEstat 5.0 e SisVar 5.6.

3 Resultados e discussão

Os valores de viscosidade cinemática do CR foram de 49,41 e 9,96 mm² s⁻¹ para 40 e 100 °C, respectivamente, redução de 79,84%. Apesar de decrescer significativamente, a viscosidade ainda é superior as máximas recomendadas, ANP 50/2013 (Brasil, 2013) e 45/2014 (Brasil, 2014), que são de 5,0 e 6,0 mm² s⁻¹ a 40 °C, para PD S500 e biodiesel, respectivamente.

O poder calorífico superior (OCS) obtido para o CR foi de $41,79 \text{ MJ kg}^{-1}$ ($\pm 0,36$), 8,62% menor que o do PD, que foi de $45,73 \text{ MJ kg}^{-1}$ ($\pm 0,72$). Devido ao oxigênio presente em suas moléculas, o poder calorífico dos óleos vegetais é inferior ao do PD (Balakrishna, 2012).

Apesar da interação significativa entre tempo e consumo, optou-se por desconsiderar o fator tempo, pois, este não apresentou ajuste de modelos estatísticos significativos que indicasse tendência. Em todos os regimes houve diferença significativa entre os consumos para os combustíveis, no qual o CR apresentou valores maiores, em média, 8,84% superior no regime de lenta, 3,46% em 1.800 rpm livre de carga, 8,20% para $3,0 \text{ kW}@1.800 \text{ rpm}$ (51%) e 9,34% para $3,9 \text{ kW}@1.800 \text{ rpm}$ (66% da potência nominal) (Tabela 1).

Tabela 1. Consumo horário (g h^{-1}) dos combustíveis CR $100 \text{ }^\circ\text{C}$ e PD conforme regime.

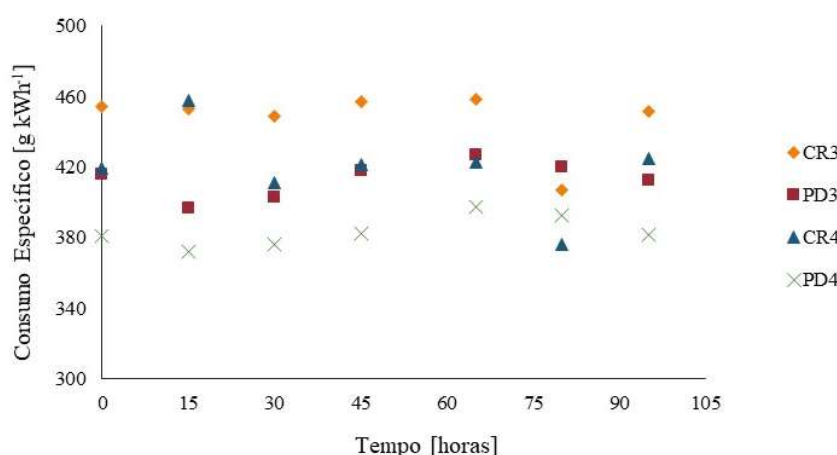
| Regime | Tratamento* | Média (g h^{-1})** |
|----------------------------|-----------------------------------|-------------------------------|
| Marcha lenta | CR $100 \text{ }^\circ\text{C}$ 1 | 410,16 b |
| | PD1 | 376,85 a |
| 1.800 rpm livre de carga | CR $100 \text{ }^\circ\text{C}$ 2 | 635,88 b |
| | PD2 | 614,64 a |
| 1.800 rpm com carga de 51% | CR $100 \text{ }^\circ\text{C}$ 3 | 1342,10 b |
| | PD3 | 1240,37 a |
| 1.800 rpm com carga de 66% | CR $100 \text{ }^\circ\text{C}$ 4 | 1635,34 b |
| | PD4 | 1495,66 a |

*CR1 – óleo de crambe na condição de marcha lenta; PD1 – Petrodiesel na condição de marcha lenta; CR2 – óleo de crambe em aceleração livre de carga a 1.800 rpm; PD2 – Petrodiesel em aceleração livre de carga a 1.800 rpm; CR3 – óleo de crambe com aplicação de carga de $3,0 \text{ kW}@1.800 \text{ rpm}$; PD3 – Petrodiesel com aplicação de carga de $3,0 \text{ kW}@1.800 \text{ rpm}$; CR4 – óleo de crambe com aplicação de carga de $3,9 \text{ kW}@1.800 \text{ rpm}$; PD4 – Petrodiesel com aplicação de carga de $3,9 \text{ kW}@1.800 \text{ rpm}$

**Médias seguidas por letras distintas no mesmo regime diferem entre si pelo teste de Tukey ($p>0,05$)

Os resultados são semelhantes aos já relatados, com consumo superior para o CR pré-aquecido a $100 \text{ }^\circ\text{C}$ em relação ao PD quando sob carga (Delalibera et al., 2017). Com utilização de OV de mamona em blends com PD e butanol, observou-se maior consumo específico com diminuição da proporção de PD (QI et al., 2021). Porém em condições de baixa carga, não foi encontrada diferença nos consumos de OV de colza e PD (Nwafor, 2003). Para o retorno de combustível não foi realizada análise estatística, pois este foi considerado desprezível, $< 1 \%$.

As médias gerais do consumo específico foram de $447,37 \text{ g kW}^{-1} \text{ h}^{-1}$ para o CR e $413,46 \text{ g kW}^{-1} \text{ h}^{-1}$ para o PD, no regime sob carga de 51% e de $419,32$ e $383,50 \text{ g kW}^{-1} \text{ h}^{-1}$ para a carga de 66% da nominal (Figura 1).



CR3 – óleo de crambe com aplicação de carga de $3,0 \text{ kW}@1.800 \text{ rpm}$; PD3 – petrodiesel com aplicação de carga de $3,0 \text{ kW}@1.800 \text{ rpm}$; CR4 – óleo de crambe com aplicação de carga de $3,9 \text{ kW}@1.800 \text{ rpm}$; PD4 – petrodiesel com aplicação de carga de $3,9 \text{ kW}@1.800 \text{ rpm}$

Figura 1. Consumo específico ($\text{g kW}^{-1} \text{ h}^{-1}$) do conjunto motor-gerador com CR $100 \text{ }^\circ\text{C}$ e PD nos regimes sob carga a cada 15 horas de ensaio.

As tendências de redução do consumo específico com o aumento da carga e do maior consumo específico de OV em relação ao PD já foram relatadas (Martini et al., 2012; Pradhan et al., 2014; Jain et

al., 2017). Observa-se ainda, variação dos valores dimensionadas no tempo 80 horas, porém não houve não se identificou discrepância estatística dos mesmos, bem houve diferença significativa para os parâmetros representados conforme tempo de utilização dos combustíveis.

A perda de potência relativa (PPR) aumentou significativamente com o aumento da carga aplicada, para e entre os dois combustíveis (Tabela 2).

Tabela 2. Perda de potência relativa (diminuição relativa no número de rotações em 5 s após a aplicação da carga).

| Tratamento | Carga aplicada | | |
|--------------------|----------------|--------|--------|
| | 51% + 15% | 51% | 66% |
| Crambe 100 °C (CR) | 0,66 b | 1,48 b | 1,74 a |
| Petrodiesel (PD) | 0,51 a | 1,43 a | 1,92 b |

Médias seguidas da mesma letra na coluna não diferem entre si pelo teste de Tukey ($p < 0,05$)

Os valores de PPR foram maiores para o CR, exceto para a aplicação da carga de 66% da potência nominal, onde CR teve melhor desempenho. As menores variações com PD indicam maior estabilidade de funcionamento. Em estudo, também com CR, o pré-aquecimento aumentou a PPR (Delalibera et al., 2017). O trabalho citado foi de curta duração, podendo não refletir exatamente o efeito cumulativo da utilização do combustível.

Para potência teórica, não houve diferença significativa entre os combustíveis, sendo a variação média entre as potências de 1,1% para aplicação de carga de 51% da potência nominal e 0,08% para a carga de 66% (Tabela 3). Esta semelhança entre potências teóricas se deve à compensação do menor poder calorífico do CR através do aumento no consumo, de forma que a combustão nos dois casos fornece teoricamente a mesma quantidade de energia.

Tabela 3. Potência teórica média fornecida e eficiência térmica estimada dos combustíveis CR 100 °C e PD para o conjunto motor-gerador conforme regimes de carga.

| Regime | Tratamento | Potência teórica (kW) | Significância do teste "t" | Eficiência térmica (%) |
|---|--------------------|-----------------------|----------------------------|------------------------|
| 3,0 kW@1.800 rpm (51% da potência nominal) | Crambe 100 °C (CR) | 15,580 | p=0,5524 | 19,26 |
| | Petrodiesel (PD) | 15,756 | | 19,04 |
| 3,9 kW@1.800 rpm (66% da potência nominal) | Crambe 100 °C (CR) | 18,983 | p=0,9599 | 20,54 |
| | Petrodiesel (PD) | 18,999 | | 20,53 |

Comparação de médias pelo teste "t" em que $p > 0,05$ não representa diferença significativa

A utilização de OV reduz a potência efetiva dos motores (Altin et al., 2001). Relatou-se redução de 4% na potência para óleo de soja a 30 °C e de 1,7% para óleo de soja a 60 °C (Wander et al., 2011). A redução de potência pode ser ocasionada pela maior viscosidade e menor poder calorífico dos OV (Altin et al., 2001). Entretanto, em motor de injeção indireta, o óleo de soja aquecido a 68 °C apresentou potência 6,7% superior ao PD e, em altas rotações obteve-se potência 12,7% superior (SCHLOSSER et al., 2007).

Apesar das energias de entrada do PD e do CR serem similares, há diferença no rendimento do motor, como pode ser observado pela PPR. Adicionalmente, combustíveis diferentes necessitam de condições diferentes para a combustão completa, devido a viscosidade e composição físico-química do combustível, razão de compressão e mistura ar-combustível ideais, entre outros, gerando consequentemente desempenhos distintos.

Devido às potências teóricas similares, as eficiências térmicas foram similares. O aumento da eficiência térmica com o uso de OV em comparação ao PD, já foi observado para diferentes OV pré-aquecidos (Nwafor, 2003). Por outro lado, alguns estudos relatam redução da eficiência térmica. Eficiência térmica de 28,51% para o PD e de 27,69% para o óleo de pinhão-manso a 100 °C (Chauhan et al., 2010), também utilizando pinhão-manso (70 °C), observou-se redução na eficiência térmica em 5,18%, em condição de potência máxima (Pradhan et al., 2014). Com utilização de óleo de sapoti (*Manilkara zapota*), foi relatado eficiência térmica de 88% em relação ao PD (Prabu et al., 2021).

As divergências nos resultados comprovam que a composição físico-química dos OV e o tipo de tecnologia do motor utilizados influenciam desempenho. No caso de tecnologia, relatou-se maior eficiência

térmica, com blend de 20% de OV, quando do revestimento do êmbolo com cerâmica (multi-lantânio) (Bakthavathsalam et al., 2019).

Não houve tendência significativa dos valores das temperaturas dos sistemas conforme tempo de funcionamento. Sendo assim não se desdobrou os fatores dentro do tempo, comparando-se somente as médias obtidas no tempo total de ensaio (Tabela 4).

A temperatura do sistema de arrefecimento para a utilização do CR foi maior que o PD para todos os regimes, porém observa-se que a diferença entre os combustíveis foi pequena.

Tabela 4. Temperaturas dos gases de exaustão, líquido de arrefecimento, lubrificante e pressão de lubrificante do motor de acordo com combustível e regime de trabalho.

| Sistema do motor | Tratamento | Marcha lenta | 1.800 rpm livre | 51%@1.800 rpm | 66%@1.800 rpm |
|---|-------------|--------------|-----------------|---------------|---------------|
| *Gases de exaustão (°C) ¹ | Crambe | 138,10 a A | 166,30 a B | 301,21 a C | 366,25 a D |
| | Petrodiesel | 144,68 b A | 179,12 b B | 320,31 b C | 389,22 b D |
| *Arrefecimento (°C) ¹ | Crambe | 96,59 b A | 97,07 b B | 97,37 b C | 97,75 b D |
| | Petrodiesel | 95,70 a A | 96,17 a B | 96,59 a C | 96,62 a C |
| **Lubrificante (°C) ² | Crambe | 59,05 b A | 62,13 a AB | 62,12 a BC | 63,89 b C |
| | Petrodiesel | 58,78 a A | 59,61 a AB | 60,35 a BC | 62,81 a C |
| *Pressão do Lubrificante (MN m ⁻²) ¹ | Crambe | 1,01 a A | 1,86 a C | 1,79 a BC | 1,69 a B |
| | Petrodiesel | 1,23 b A | 2,03 b C | 1,86 a B | 1,78 b B |

Médias seguidas da mesma letra minúscula na coluna e maiúsculas na linha não diferem entre si onde ¹ - as diferenças são dadas por Tukey (p<0,05) e ² - por Friedman (p<0,05); * médias; ** medianas

A temperatura do lubrificante foi maior para o CR nos regimes de marcha lenta e com carga de 66%. A temperatura dos gases aumentou com o aumento da velocidade e da carga em ambos combustíveis, o que era esperado, porém o CR apresentou menor temperatura.

O uso de OV tende a aumentar a temperatura dos gases de exaustão do motor, quando comparados com PD (Pradhan et al., 2014; Delalibera et al., 2017; Jain et al., 2017, Chidambaranathan et al., 2020). Em motor com óleo de palma não houve alteração na temperatura dos gases de exaustão (Almeida et al., 2002). Menores temperaturas dos gases de exaustão indicam maior eficiência térmica (Chauhan et al., 2010; Pradhan et al., 2014).

Outro estudo, avaliando a adição de 5% de óleo de coco e 5% de óleo de palma em PD observou-se, respectivamente, redução de 1,58% e aumento de 1,42% na temperatura dos gases de exaustão em comparação ao PD. Este efeito foi atribuído a maior quantidade de ácidos graxos saturados no óleo de coco, que favorece a combustão em comparação ao óleo de palma (Kalam et al., 2011). Comparando óleo de punnai (*Calophyllum inophyllum*) e petrodiesel, relatou-se em carga máxima temperaturas 20,8% superiores para o óleo vegetal (Chidambaranathan et al., 2020). Diferentes viscosidades levam a diferentes velocidades de combustão (Venkatesan et al., 2019).

Para o sistema de lubrificação observou-se pressão menor para o CR entre os combustíveis nos regimes 1, 2 e 4. O CR apresentou tendência de maior temperatura que o PD, o que refletiu na menor pressão de lubrificação, provavelmente devido a redução da viscosidade.

As análises mostram variação de até 4% na viscosidade em relação ao lubrificante novo (Tabela 5). Com utilização de OV de girassol, sem pré-aquecimento, devido a combustão incompleta, foi relatado aumento acentuado na viscosidade do lubrificante (Maziero et al., 2007). A redução de viscosidade do lubrificante também já foi observada (Almeida et al., 2002, Delalibera et al., 2009). A diluição do lubrificante geralmente é causada por problemas de combustão, devido à atomização deficiente e baixa volatilidade dos óleos vegetais (Almeida et al., 2002). A presença de OV no lubrificante pode provocar polimerização com espessamento e formação de sólidos em suspensão (Sidibé et al., 2010).

Outro fator relevante foi a não contaminação por fuligem (produto da combustão) e, portanto, indicador de combustão satisfatória (Tabela 5). A fuligem no lubrificante pode ocasionar aumento da viscosidade (Hasannudin et al., 2016). Os resultados obtidos mostram que a combustão do CR tendeu a ser completa. Os motores de combustão indireta, por utilizarem maior taxa de compressão, podem apresentar menor tendência de carbonização dos injetores e de contaminação do lubrificante.

O número de basicidade total (TBN) indica boa condição do lubrificante, pois, recomenda-se substituí-lo caso o TBN atinja metade do valor inicial e, neste caso, apresentou variação máxima de 8,75% em relação à testemunha. A redução do TBN resulta em aumento da oxidação e da viscosidade (PEREIRA, 2018).

Tabela 5. Análise físico-química do lubrificante durante ensaio com óleo vegetal de crambe pré-aquecido.

| Tempo corrido experimental | 0 h | 15 h | 30 h | 45 h | 65 h | 80 h | 95 h |
|--|--------|---------|---------|--------|--------|---------|---------|
| Referência na substituição do lubrificante | Novo | 15 h | 30 h | 45 h | 15 h | 30 h | 45 h |
| Fuligem (%) | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 |
| Viscosidade 40 °C (cSt) | 102,0 | 105,4 | 103,1 | 103,7 | 106,2 | 104,4 | 101,7 |
| Diluição (%) | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 |
| Água (%) | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| Ind. Precipitação (%) | 0,05 | 0,10 | 0,10 | 0,15 | 0,05 | 0,10 | 0,10 |
| T B N (mg KOH g ⁻¹) | 8,23 | 8,27 | 8,50 | 8,95 | 8,63 | 8,60 | 8,03 |
| Insolúveis de Pentano | 0,04 | 0,01 | 0,02 | 0,03 | 0,00 | 0,03 | 0,02 |
| Dispersância | 100 | 77 | 75 | 83 | 76 | 75 | 74 |
| Índice contaminação | 0,1 | 0,1 | 0,3 | 0,2 | 0,1 | 0,2 | 0,3 |
| Perda Ponderada | 0 | 2 | 8 | 3 | 2 | 5 | 8 |
| Alumínio (ppm) | 0,10 | 3,80 | 7,62 | 12,13 | 4,96 | 7,67 | 11,99 |
| Cobre (ppm) | 0,10 | 3,50 | 6,24 | 8,71 | 3,40 | 6,21 | 8,86 |
| Cromo (ppm) | 0,10 | 2,50 | 4,32 | 6,56 | 1,92 | 3,47 | 5,97 |
| Ferro (ppm) | 0,73 | 150,0 | 202,9 | 256,4 | 105,2 | 145,6 | 182,8 |
| Silício (ppm) | 7,47 | 8,43 | 10,04 | 12,60 | 8,88 | 9,88 | 12,38 |
| Chumbo (ppm) | 0,10 | 14,28 | 19,92 | 22,79 | 10,80 | 14,62 | 16,68 |
| Zinco (ppm) | 1385 | 1379 | 1375 | 1376 | 1427 | 1373 | 1396 |
| Estanho (ppm) | 0,10 | 0,44 | 1,70 | 3,19 | 0,13 | 1,26 | 2,54 |
| Cálcio (ppm) | 1288 | 1300 | 1316 | 1350 | 1356 | 1326 | 1378 |
| Sódio (ppm) | 0,10 | 0,25 | 0,58 | 1,15 | 0,60 | 0,78 | 0,97 |
| Boro (ppm) | 0,51 | 0,69 | 0,75 | 0,84 | 0,62 | 0,63 | 0,71 |
| Magnésio (ppm) | 1067 | 1076 | 1087 | 1106 | 1118 | 1088 | 1118 |
| Manganês (ppm) | 0,10 | 0,10 | 0,37 | 0,87 | 0,10 | 0,08 | 0,50 |
| Fósforo (ppm) | 1191 | 1180 | 1178 | 1189 | 1224 | 1171 | 1204 |
| Oxidação (Abs) | 5,861 | 7,054 | 8,366 | 9,746 | 7,177 | 8,684 | 10,110 |
| Nitratação (Abs) | 5,185 | 5,647 | 6,074 | 6,489 | 5,660 | 6,132 | 6,448 |
| Sulfatação (Abs) | 12,461 | 13,701 | 14,388 | 15,421 | 15,693 | 14,656 | 16,086 |
| Fuligem/Por Oxidação | Normal | Normal | Normal | Normal | Normal | Normal | Normal |
| Óxido de Silício | Normal | Traços | Traços | Limite | Normal | Traços | Traços |
| Ligas Ferrosas >5<15 µm | Normal | Atenção | Atenção | Limite | Traços | Atenção | Atenção |
| Ligas Ferrosas >15<70 µm | - | - | Traços | Traços | - | - | - |
| Índice Partículas Ferrosas (IPF) | 6 | 59 | 103 | 180 | 61 | 95 | 115 |

Houve aumento de conteúdo da maioria dos elementos, os quais podem ser advindos de desgaste do motor, do ar de admissão ou do combustível (Tabela 5). Alumínio, cobre, cromo, ferro, chumbo e estanho são característicos de desgaste do motor (Hasannuddin et al., 2016).

O alumínio, o silício e o ferro também podem ter origem externa, pois, estão presentes em partículas (característicos nos solos da região) em suspensão no ar atmosférico (Hasannuddin et al., 2016). O motor utilizado possuía, como composição original, filtro de ar do sistema de admissão do tipo banho de óleo, sem filtro de lubrificante.

Observou-se presença elevada de elementos metálicos. Estas podem catalisar a oxidação do lubrificante. Sendo assim houve redução da vida útil do lubrificante com uso do CR pré-aquecido, apesar de as causas não estarem necessariamente ligadas ao combustível.

Alguns elementos estavam presentes em grandes concentrações no lubrificante como composição inicial, como o zinco, cálcio, magnésio e fósforo (maior que 1.000 ppm). Estes fazem parte dos aditivos que agem como protetores das superfícies metálicas (Hasannuddin et al., 2016; Pinheiro et al., 2017).

Ainda, os elementos fósforo, cálcio, magnésio e sódio, cujas concentrações aumentaram, estes como o potássio, podem provir do OV. A temperatura média do lubrificante foi 57,46 °C, sendo maior registro de 78,17 °C, inferior ao valor crítico de 120 °C.

No tempo zero, a pressão de compressão era de 1,52 MN m⁻² (15,5 kgf cm⁻²) e, após 100 horas, obteve-se valor médio de 1,70 MN m⁻² (17,38 kgf cm⁻²). Esta variação se encontra dentro de aceitável pelo fabricante. Sendo assim, considera-se que não houve danos na câmara de combustão proporcionados por desgaste e/ou carbonização.

Para o sistema de injeção, realizaram-se duas verificações, além do tempo zero. Em 50 h, a pressão de abertura diminuiu 0,49 MN m⁻² (5 kgf cm⁻²), dentro do aceitável pelo fabricante. No teste de estanqueidade, observaram-se valores adequados, porém, o teste de atomização apresentou formação de gotas grandes. Neste caso realizou-se nova regulagem da pressão de abertura do injetor. Na avaliação de 100 h, houve aumento da pressão de abertura do injetor de 14,2 para 15,6 MN m⁻².

O teste de estanqueidade também indicou excesso de retorno de combustível, provavelmente proporcionado por desgaste no corpo do elemento por excesso de pressão de abertura ou de temperatura de trabalho. O teste de atomização mostrou-se normal. Como foi verificado excesso de pressão de abertura do injetor, este foi calibrado novamente, porém, o teste de estanqueidade não se mostrou adequado. Houve desgaste e foi observado carbonização, de difícil remoção, e sinais de superaquecimento (Figura 2).



Figura 2. a) carbonização no bico injetor; b) indicativo de super aquecimento do bico injetor.

4 Conclusões

- a) O consumo do óleo de crambe pré-aquecido foi superior ao de petrodiesel e a diferença entre os tratamentos foi mais expressiva nos ensaios sob carga;
- b) A perda de potência relativa do óleo de crambe pré-aquecido foi superior, exceto para a condição de inserção da maior carga;
- c) A eficiência térmica foi igual para os dois combustíveis;
- d) Não houveram anomalias nas temperaturas de líquidos de arrefecimento e de lubrificação;
- e) Não houve evidência de degradação do lubrificante devido a contaminantes advindos do uso do óleo de crambe pré-aquecido;
- f) Identificou-se desgaste e superaquecimento do elemento de injetor.

Agradecimentos

À Fundação Araucária pelo apoio financeiro e à CAPES pela concessão de bolsa de mestrado do primeiro autor.

Referências bibliográficas

Agrawal BN, Sinha S, Kuzmin AV and Pinchuk VA (2019) Effect of vegetable oil share on combustion characteristics and thermal efficiency of diesel engine fueled with different blends. *Therm Sci Eng Prog.* 14:100404. Doi: 10.1016/j.tsep.2019. 100404

- Almeida SCA de, Belchior CR, Nascimento MVG, Vieira LSR and Fleury G (2022) Performance of a diesel generator fuelled with palm oil. *Fuel* (81)16: 2097-2102. Doi: 10.1016/S0016-2361(02)00155-2
- Altin R, Çetinkaya S and Yücesu HS (2001) The potential of using vegetable oil fuels as fuel for diesel engines. *Energy Conversion and Management* (42):529-538. Doi: 10.1016/S0196-8904(00)00080-7
- ASTM - American Society for Testing and Materials (2006) ASTM D2445-06: Standard Test Method for Kinematic Viscosity of Transparent and Opaque Liquids (and Calculation of Dynamic Viscosity), West Conshohocken, PA, United States.
- ASTM - American Society for Testing and Materials (2017) ASTM D240-17: Standard Test Method for Heat of Combustion of Liquid Hydrocarbon Fuels by Bomb Calorimeter, West Conshohocken, PA, United States.
- Balakrishna B (2012) Vegetable oil as fuel in C.I. engine: problems and possible solutions. *International Journal of Engineering Science and Technology* (4)11: 4687-4690.
- Bakthavathsalam S, Gound RI and Muniappan, K (2019) The influence of ceramic-coated piston crown, exhaust gas recirculation, compression ratio and engine load on the performance and emission behavior of kapok oil-diesel blend operated diesel engine in comparison with thermal analysis. *Environ Sci Pollut Res.* (26):24772-94. Doi: 10.1007/s11356-019-05678-x
- Brasil - Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (2013) Resolução ANP N° 50, de 23.12.2013. Anexo: Regulamento técnico ANP N° 4/2013.
- Brasil - Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (2014) Resolução ANP N° 45, de 25.08.2014. Anexo: Regulamento técnico ANP N° 3/2014.
- Chauhan BS, Kumar N, Jun YD and Lee KB (2010) Performance and emission study of preheated Jatropha oil on medium capacity diesel engine. *Energy* (35) 6: 2484-2492. Doi: 10.1016/j.energy.2010.02.043
- Chidambaranathan B, Kumarasami DP, Soudararajan G and Ramachandran T (2022) Performance and environmental impact assessment of diesel engine operating on high viscous punnai oil-diesel blends. *Environ Sci Pollut Res.* Doi: 10.1007/s11356-022-20211-3
- Chidambaranathan B, Seeni Kannan P e Devan PK (2020) Performance, emission and combustion characteristics of a DI diesel engine using blends of punnai oil biodiesel and diesel fuel. *Therm Sci* (24):13-25. Doi: 10.2298/TSCI180325233B
- Delalibera, HC, Weirich Neto, PH e Martini, J. (2009) Utilização de óleo de girassol como combustível em unidade de potência monocilindro ciclo diesel. *Revista de Engenharia e Tecnologia* (1)1:36-49.
- Delalibera HC, Johann AL, Figueredo PRA de, Toledo A, Weirich Neto PH and Ralisch R (2017) Performance of diesel engine fuelled with four vegetable oils, preheated and at engine working temperature. *Engenharia Agrícola* (37)2: 302-314. Doi: 10.1590/1809-4430-Eng.Agric.v37n2p302-314/2017
- Hasannuddin AK, Wira JY, Sarah S, Aqma WMNWS, Hadi ARA, Hirofumi N, Aizam SA, Aiman MAB, Watanabe S, Ahmad MI and Azrin MA (2016) Performance, emissions and lubricant oil analysis of diesel engine running on emulsion fuel. *Energy Conversion and Management* (117):548-557. Doi: 10.1016/j.enconman.2016.03.057
- Hellier P, Ladommatos N e Yusaf T (2017) The influence of straight vegetable oil fatty acid composition on compression ignition combustion and emissions. *Fuel* (143):131-43. Doi: 10.1016/j.fuel.2014.11.021
- Jain NL, Soni SL, Poonia MP, Sharma D, Srivastava AK and Jain H (2017) Performance and emission characteristics of preheated and blended thumba vegetable oil in a compression ignition engine. *Applied Thermal Engineering* (113):970-979. Doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.10.186
- Kalam MA, Masjuki HH, Jayed MH e Liaquat AM (2011) Características de emissão e desempenho de um motor diesel de ignição indireta alimentado com óleo de cozinha usado. *Energy* (36):397e402399. Doi: 10.1016/j.energy.2010.10.026
- Kothandan A and Masimalai S (2018) Cleaner emissions from a DI-diesel engine fueled with mahua oil and low carbon ethanol-hydrogen in dual fuel mode. *Environ Sci Pollut Res.* (25):32684-32693. Doi: 10.1007/s11356-018-3166-9

- Mat SC, Idroas MY, Hamid MF and Zainal ZA (2018) Performance and imissions of straight vegetable oils and its blends as a fuel in diesel engine: a review. *Renew Sustain Energy Rev.* (82): 808-823. Doi: 10.1016/j.rser.2017.09.080
- Martini J, Delalibera HC e Weirich Neto PH (2012) Consumo de óleo de soja pré-aquecido por motor diesel. *Revista Brasileira de Agrociência* (18)2: 213-220
- Nwafor OMI (2003) The effect of elevated fuel inlet temperature on performance of diesel engine running on neat vegetable oil at constant speed conditions. *Renewable Energy* (28):171-181. Doi: 10.1016/S0960-1481(02)00032-0
- Pinheiro CT, Ascensão VR, Cardoso CM, Quina MJ and Gando-Ferreira LM (2017) An overview of waste lubricant oil management system: Physicochemical characterization contribution for its improvement. *Journal of Cleaner Production* (150):301-308. Doi: 10.1016/j.jclepro.2017.03.024
- Prabu PM, Sivaprakasam P, Perumal V, Kim SC, Balasubramani P and Kumar SS (2021) Emission Measurement Analysis of Sapodilla Seed Oil Blending Fueled IC Engine. *Journal of Nanomaterials* (Article ID 2385356). Doi: 10.1155/2021/2385356
- Pradhan P, Raheman H and Padhee D (2014) Combustion and performance of a diesel engine with preheated *Jatropha curcas* oil using waste heat from exhaust gas. *Fuel* (115):527-533. Doi: 10.1016/j.fuel.2013.07.067
- Praubu SS, Asokan MA, Prathiba S, Ahmed S and Puthean G (2018) Effect of additives on performance, combustion and emission behavior of preheated palm oil/diesel blends in DI diesel engine. *Renew Energy* (122):196-205. Doi: 101016/j.renene.2018.01.068
- Qi DH, Jin X, Li K, Zhang C and Wang T (2021) Experimental study of castor oil–diesel–n-butanol blends used in a CRDI diesel engine with double injection strategy. *International Journal of Sustainable Energy* (40)12. Doi:10.1080/14786451.2021.2016760
- Ramakrishnan M, Rathinam TM and Viswanathan K (2018) Comparative studies on the performance and emissions of a direct injection diesel engine fueled with neem oil and pumpkin seed oil biodiesel with and without fuel preheater. *Environ Sci Pollut Res.* (25):4621-4631. Doi: 10.1007/s11356-017-0838-9
- Schlosser JF, Machado PRM e Camargo MN (2007) Desempenho de misturas pré-aquecidas de óleo de soja cru e Diesel como combustível para motores agrícolas. *Ciência Rural* (37)5:1329-1335. Doi: 10.1590/S0103-84782007000500017
- Sidibé SS, Blin J, Vaitilingom G and Azoumah Y (2010) Use of crude filtered vegetable oil as a fuel in diesel engines state of the art: Literature review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (14)9:2748-2759. Doi: 10.1016/j.rser.2010.06.018
- Varuvel EG, Sonthalia A, Subramanian T and Aloui F (2018) NOx-smoke trade-off characteristics of minor vegetable oil blends synergy with oxygenate in a commercial CI engine. *Environ Sci Pollut Res.* (25):35715-35724. Doi: 10.1007/s11356-018-3484-y
- Venkatesan EP, Kandhasamy A, Sivalingam A, Kumar AS, Ramalingam KM, Joshua PJT and Balasubramanian D (2019) Performance and emission reduction characteristics of cerium oxide nanoparticle-water emulsion biofuel in diesel engine with modified coated piston. *Environ Sci Pollut Res.* (26):27362-27371. Doi: 10.1007/s11356-019-05773-z
- Wander PR, Altafini CR, Moresco AL, Colombo AL and Lusa D (2011) Performance analysis of a mono-cylinder diesel engine using soy straight vegetable oil as fuel with varying temperature and injection angle. *Biomass and Bioenergy* (35)9:3995-4000. Doi: 10.1016/j.biombioe.2011.06.024



Latin American Journal of Energy Research – Lajer (2023) v. 10, n. 1, pp. 57–66
<https://doi.org/10.21712/lajer.2023.v10.n1.p57-66>

Crambe oil (*Crambe abyssinica*) preheated in diesel engine *Óleo de Crambe (*Crambe abyssinica*) pré-aquecido em motor ciclo Diesel*

Bruna Martins Bomfati¹, Hevandro Colanhese Delalibera², Leandro Riyuiti Higashibara³, Jaime Alberti Gomes⁴ Pedro Henrique Weirich Neto^{5*}

¹ Mestre em Bioenergia, Universidade Estadual de Ponta Grossa – UEPG, Ponta Grossa, PR, Brasil

² Pesquisador Científico, Instituto de Desenvolvimento Rural do Paraná - IDR, Londrina, PR, Brasil

³ Mestre em Agronomia, Universidade Estadual de Londrina – UEL, Londrina, PR, Brasil

⁴ Professor do Curso de Agronomia, Laboratório de Mecanização Agrícola, UEPG, Ponta Grossa, PR, Brasil

⁵ Professor do Programa de Pós-Graduação em Bioenergia, Lama/UEPG, Ponta Grossa, PR, Brasil

*Autor para correspondência, E-mail: lama1@uepg.br

Received: 16 January 2023 | Accepted: 21 March 2023 | Published online: 10 June 2023

Abstract: Studies indicate derivatives of vegetable and animal oils as substitutes for petrodiesel. However, their use as fuel requires changes or strategies to reduce their viscosity. Therefore, an experiment was carried out using crambe oil (CR) preheated up to 100 °C in a diesel engine (PD). CR and DE were evaluated at every 15 hours of operation, in four regimes, up to 100 hours of work. The regimes were, 1100 rpm without load, 1800 rpm without load, 1800 rpm with 51% and 66% of nominal power. We observed that the consumption of CR was higher than that of PD, with a more pronounced difference in regimes under load, with a greater loss of relative power being observed in the use of CR when changing the load. There was no difference between the two fuels regarding thermal efficiency. When the cooling fluid and lubricant were analyzed, higher temperatures were observed for the CR, but the temperatures of the exhaust gases and the lubricant pressure were higher for the PD. At the end of the test, CR presented increased pressure and injector opening pressure, and the injector elements showed carbonization, which were difficult to remove, wear and signs of overheating. There was no evidence of oil degradation.

Keywords: biofuel, vegetable oil, fuel consumption, bioenergy, sustainable development

Resumo: Estudos apontam derivados de óleos vegetais e animais como substitutos ao petrodiesel. Porém, o uso destes como combustível requerem transformações ou estratégias para reduzir sua viscosidade. Sendo assim realizou-se experimento utilizando óleo de crambe (CR) pré-aquecido a 100 °C em motor ciclo Diesel. Avaliou-se CR e PD, a cada 15h de funcionamento, em quatro regimes, até 100 h de trabalho. Os regimes foram, 1100 rpm sem carga, 1800 rpm sem carga, 1800 rpm com 51% e com 66% de potência nominal. Observou-se que o consumo de CR foi superior ao de PD, com diferença mais pronunciada nos regimes sob carga, observou-se perda de potência relativa maior no uso de CR quando da mudança de carga. Não houve diferença entre os dois combustíveis para a eficiência térmica. Para o fluido de arrefecimento e lubrificante, foram observadas temperaturas maiores para o CR, porém a temperatura dos gases de exaustão e a pressão do lubrificante foram maiores para o PD. Ao fim do ensaio, para CR, houve aumento das pressões de compressão e de abertura do injetor, e os elementos injetores apresentaram carbonização, de difícil remoção, desgaste e sinais de superaquecimento. Não houveram evidências de degradação do lubrificante.

Palavras-chave: biocombustível, óleo vegetal, consumo de combustível, bioenergia, desenvolvimento sustentável

1 Introduction

The release of greenhouse effect gases by the use of fossil fuels is a concern in the global scientific discussion. In such scenery, one alternative is the substitution of petrodiesel by vegetable oil derivatives (VO), since when they are transformed, and/or used in *blends*, these oils present interesting characteristics

to be used as fuel (MAT et al., 2018; RAMAKRISHNAN et al., 2018; PRABU et al., 2018, VARUVEL et al., 2018; KOTHANDAN & MASIMALAI, 2018; CHIDAMBARANATHAN et al., 2020, and CHIDAMBARANATHAN et al., 2022).

Transformation processes imply increased costs, energy consumption, and contaminations. Thus, one alternative would be to use VO without transformations. However, due to their high viscosity, these oils might cause problems related to atomization, pumping, irregular combustion, formation of deposits, lubricant contamination, excess gas emission, and decreased durability (AGRAW et al., 2019, BAKTHAVATHSALAM et al., 2019).

Heating VO, either pure or in blends with PD reduces viscosity, improves the injection and ignition delay features (increased cetane number), and favor combustion (PRADHAN et al., 2014; BAKTHAVATHSALAM et al., 2019). The literature presents reports of consumption reduction, formation of deposits, lubricant contamination, and increased thermal efficiency when compared to the unheated oil (ALMEIDA et al., 2002; JAIN et al., 2017).

Another factor to be considered is the importance of the physicochemical characteristics of VO (HELLIER et al., 2015; RAMAKRISHNAN et al., 2018). When investigating linseed, crambe, jatropha curcas, and canola oils used as fuel in diesel engines, crambe presented consumption, power, and particulate emission similar to that of PD (DELALIBERA et al., 2017).

In this study, preheated crambe oil was used and the factors evaluated were fuel consumption, power loss, thermal efficiency, and engine and lubricant temperatures in comparison to DE.

2 Material and methods

The experiment was developed at the Institute for the Rural Development of Paraná (IDR-Desenvolvimento Rural do Paraná), Londrina center – PR. Two types of fuel were used, namely, preheated crambe (*Crambe abyssinica* Hochst) (CR) vegetable oil, at 100 °C, and conventional fuel, diesel B5 and S500 (PD) as witness.

The CR VO was obtained using mechanical extraction in an Expeller press followed by filtering (0.5 µm). The fuels were characterized regarding gross calorific value (GCV) (ASTM D240-17). The CR kinematic viscosity was estimated at 40°C and 100 °C, using a Cannon-Fenske capillary viscosimeter (ASTM D445-06).

The test bench contained a stationary diesel engine, YANMAR® (B9C), mono-cylinder, four stroke, mechanical and indirect injection, and maximum power of 5.88 kW@1.800 rpm, and an electrical generator with 4 kW nominal capacity (DELALIBERA et al., 2017).

The procedures followed prior to the test included lubricant, pump element, and fuel nozzle substitution, as well as the injector opening pressure, compression pressure verification, and valve adjustment.

The alternation of fuels was carried out using a three-way two-position manual valve, positioned at the entrance of the injection pump. CR was preheated via electrical resistance, 450 W, in a 140 mm aluminum tube, inside which the VO circulated. To control the temperature, a digital thermostat (N321®, NOVUS) was used along with a K-type thermocouple sensor, inserted in the heater. The system was regulated so that the VO entered the system at 100 °C.

To simulate loads, the generator was coupled to the lamp resistive bank, which allowed the application of two power absorption regimes, that is, 3.0 and 3.9 kW, respectively, at 51% and 66% of the engine nominal power, and 1,800 rpm. To measure the engine speed, an incremental encoder (1,024 pulses per revolution) with 33.33 Hz acquisition was coupled to the crankshaft.

The room temperature at the time of the test was controlled with a thermostat (N321®) coupled to a PT100 sensor, which would be activated at temperatures over 25 °C.

The engine was started with PD and after heating and the cooling system temperature stabilization, it was changed to CR. Before stopping the engine, it was returned to PD for 15 minutes. The engine worked uninterruptedly for 8 hours a day up to 100 h of test.

At time zero and at each 15h after the engine had been started, evaluations of consumption and power loss in both treatments were carried out. This means that there were seven evaluation times: 0, 15, 30, 45, 65, 80, and 95 hours. Between the evaluations, the engine operated with CR in the regime of 51% power absorption and 1.800 rpm.

After the engine had been working for 50 h, the test was interrupted for analyses, in which we verified the wear of the injection nozzle elements and the injection pump, the injector opening pressure, the compression pressure, and the lubricant oil substitution was carried out.

Fuel mass evaluations were carried out using a system of automated reading and recording, which determined the CR and PD masses and fuel return, according to the reservoirs. Only the injector nozzle return was evaluated since the injector pump return goes back to its own input. The reading frequency was 0.5 Hz.

The assessments were carried out in four engine operation regimes, namely, 1,100rpm speed (low gear), 1,800rpm speed without load (free acceleration), 1,800rpm with 51% of the engine power, and 1,800rpm with 66% of the engine power. For the evaluations, each regime and fuel were in operation for 15min, with consumed fuel mass reading at each 150 s (six repetitions).

To analyze the consumed fuel mass, normality and homoscedasticity were tested. After that, the variance analysis was carried out, with block design and split-plot design (2x4x7; fuels, regimes, and time of use), with the insertion of non-randomization errors for all factors. To compare the means, the Tukey test was employed at a 5% probability level. Specific consumption was calculated for the regimes under load (PRADHAN et al., 2014).

To evaluate power loss, we used the variation in revolutions provoked by the load alternance (DELALIBERA et al., 2017). This variable was calculated by considering the difference between area under the rotation curve in time with the initial power demand and curve with the new submitted demand. The relative power loss evaluations were carried out in three conditions of power demand at 1,800 rpm speed. The loads employed were 51% nominal power (3.0 kW), 66% (3.9 kW) and the application of 0.9 kW over the 3.0 kW load regime, that is, by adding 15% of the total power.

Ten repetitions were performed for this variable at each 10s, between each submission condition and load removal. To calculate PPR, we used the interval of 5s after load application, since this was the maximum time needed between the speed decrease peak, resumption, and start of the rotation stabilization. Subtracting the area under the speed curve in the initial power, within 5s before the load input, and the area below the acceleration resumption curve, results in a third area. The higher this value is, the greater the relative power loss is.

Thermal efficiency was determined as the ratio between the engine output power and the theoretical power supplied by the fuel (WANDER et al., 2011; PRADHAN; RAHEMAN; PADHEE, 2014). The theoretical power was calculated considering the consumption (treatments with work under load) and the calorific value obtained experimentally. Test t was employed to compare the theoretical power means.

To determine the temperatures, K-type thermocouple sensors were employed. For the cooling fluid, the sensor was placed in the engine block, immersed in the cooling fluid, the lubricant sensor was immersed in the center of the crankcase, while the exhaust gas sensor was placed in the center of the exhaust port. The readings were carried out at each 15 hours of engine work, always comparing CR and PD. All temperatures were monitored with 0.05 Hz acquisition.

After obtaining the results, normality and homoscedasticity were tested. For parametric variables, variance analysis with a block design and split-plot scheme in the 2x4x7 time was performed, estimating the errors of non-randomization of all factors, followed by the Tukey test ($p < 0.05$) for mean comparison ($p < 0.05$). Regarding non-parametric variables, the Friedman analysis ($p < 0.05$) was used.

In the lubricant analysis, the lubricant system work pressure was monitored, with a 0.5 Hz acquisition frequency. At each 15 hours of engine operation, a lubricant sample was collected for laboratory analysis. The new lubricant was also analyzed (zero time), totaling seven samples. Whenever necessary, the lubricant was replenished. The multigrade mineral lubricant SAE 15W40 (Ambra Super Gold) was used. At the end of 50 h, the lubricant was substituted.

The lubricant was analyzed for the following factors: soot content (ASTM D7686), viscosity at 40 °C (ASTM D445), dilution per fuel (ASTM D3524), water content, precipitation index (ASTM D91), total base number (TBN) (ASTM D4739), pentane insolubles (ASTM D4055), dispersion power (ASTM D7899), contamination index (ASTM D7900), weighted loss (ASTM D7901), oxidation, nitration, and sulfonation (ASTM D7889), contaminant elements (ASTM D5185), soot and oxidation products, silicon oxide and ferrous alloys (ASTM 7684), and ferrous particle index (IPF).

The variables were recorded using the datalogger Campbell Scientific (CR 5,000). The software used in the visualization, treatment, and statistical analyses included Catman Easy-AP 3.3.5[®] (HBM), Microsoft Office Excel, BioEstat 5.0, and SisVar 5.6.

3 Results and discussion

The CR kinematic viscosity values were 49.41 and 9.96 mm² s⁻¹ at 40°C and 100 °C, respectively, with a 79.84% reduction. Despite the significant decrease, viscosity was still higher than the recommended

maximum values according to ANP 50/2013 (BRASIL, 2013) and 45/2014 (BRASIL, 2014), which are 5.0 and 6.0 mm² s⁻¹ at 40 °C for PD S500 and biodiesel, respectively.

The superior calorific value (OCS) obtained by CR was 41.79 MJ kg⁻¹ (± 0.36), 8.62% lower than that obtained by PD, which reached 45.73 MJ kg⁻¹ (± 0,72). Due to the oxygen present in their molecules, the calorific value of vegetable oils is lower than that of PD (BALAKRISHNA, 2012).

Despite the significant interaction between time and consumption, we opted for disregarding the time factor, since it did not present any adjustment of significant statistical models that indicated such trend. In all regimes, significant difference was found between consumption for different fuels, in which CR showed higher values, on average, 8.84% higher in the low gear, 3.46% in the load-free 1,800 rpm, 8.20% for 3.0 kW@1.800 rpm (51%), and 9.34% for 3.9 kW@1.800 rpm (66% of the nominal power) (Table 1).

Table 1. Consumption per hour (g h⁻¹) of fuels CR 100 °C and PD according to the regime.

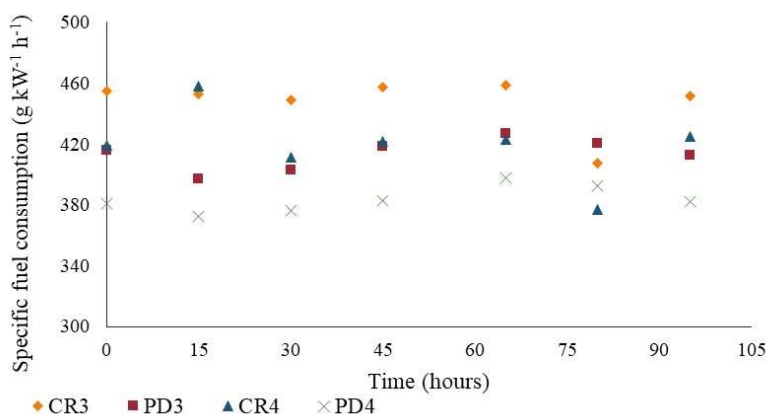
| Regime | Treatment* | Mean (g h ⁻¹)** |
|-------------------------|-------------|-----------------------------|
| Low gear | CR 100 °C 1 | 410.16 b |
| | PD1 | 376.85 a |
| 1,800 rpm without load | CR 100 °C 2 | 635.88 b |
| | PD2 | 614.64 a |
| 1,800 rpm with 51% load | CR 100 °C 3 | 1342.10 b |
| | PD3 | 1240.37 a |
| 1,800 rpm with 66% load | CR 100 °C 4 | 1635.34 b |
| | PD4 | 1495.66 a |

*CR1 – crambe oil in the low gear condition; PD1 – Petrodiesel in the low gear condition; CR2 – load-free crambe oil in acceleration at 1,800 rpm; PD2 – Petrodiesel in load-free acceleration at 1,800 rpm; CR3 – crambe oil with a 3.0 kW load @1.800 rpm; PD3 – Petrodiesel with a 3.0 kW load@1.800 rpm; CR4 – crambe oil with a 3.9 kW load @1.800 rpm; PD4 – Petrodiesel with a 3.9 kW load@1.800 rpm

**Means followed by different letters in the same regime differed one from another in the Tukey test (p>0.05)

Our results are similar to those already reported, with higher consumption of the preheated CR at 100 °C in relation to PD when load was applied (DELALIBERA et al., 2017). With the castor bean VO use in blends with PD and butanol, higher specific consumption was observed with the decrease in the PD proportion (QI et al., 2021). However, in low load conditions, no difference was found in the consumption of rapeseed VO and PD (NWAFOR, 2003). No statistical analysis was performed for the fuel return, since it was considered irrelevant, that is, < 1%.

The general means of specific consumption were 447.37 g kW⁻¹ h⁻¹ with CR and 413.46 g kW⁻¹ h⁻¹ with PD, in the regime employing 51% load, and 419.32 and 383.50 g kW⁻¹ h⁻¹ for 66% of the nominal power load (Figure 1).



CR3 – crambe oil with a 3.0 kW load@1.800 rpm; PD3 – petrodiesel with a 3.0 kW load@1,800 rpm; CR4 – crambe oil with a 3.9 kW load@1,800 rpm; PD4 – petrodiesel with a 3.9 kW load@1,800 rpm

Figure 1. Specific consumption (g kW⁻¹ h⁻¹) of the engine-generator set with CR at 100 °C and PD in the load regimes at each 15 hours of test.

The specific consumption reduction with load increase trend, and the higher specific consumption of VO when compared to PD were already reported (MARTINI et al., 2012; PRADHAN et al., 2014; JAIN et

al., 2017). Another finding was the variation of values measured in the time of 80 hours. However, no statistical difference was observed in those values and the absence of significant difference was also observed for the parameters represented according to the time of use of the fuels.

The relative power loss (PPR) significant increase was observed with the increase in the applied load with both fuels and when comparing them (Table 2).

Table 2. Relative power loss (relative loss in the number of revolutions in 5 s after load application).

| Treatment | Load applied | | |
|--------------------|--------------|--------|--------|
| | 51% + 15% | 51% | 66% |
| Crambe 100 °C (CR) | 0.66 b | 1.48 b | 1.74 a |
| Petrodiesel (PD) | 0.51 a | 1.43 a | 1.92 b |

Means followed by the same letter in the column did not differ one from another in the Tukey test ($p < 0.05$)

The PPR values were higher for CR, except when 66% of the nominal power was applied, when CR showed the best performance. The smallest variations with PD indicate higher stability when the engine is in operation. A study on CR showed that preheating increased PPR (DELALIBERA et al., 2017). However, that was a short-lasting investigation, thus it might not represent accurately the cumulative effect of this fuel use.

When investigating theoretical power, no significant difference was observed between both fuels, with 1.1% mean variation between the powers with a load of 51% of the nominal power and 0.08% with the 66% load (Table 3). Such similarity between the theoretical powers is due to the compensation of the CR lower calorific value through increased consumption, so that the combustion in both cases results theoretically in the same amount of energy.

Table 3. Mean theoretical power supplied and thermal efficiency estimated for the fuels CR at 100 °C and PD to the engine-generator set according to the load regimes.

| Regime | Treatment | Theoretical power (kW) | Significance in the "t" test | Thermal efficiency (%) |
|--|--------------------|------------------------|------------------------------|------------------------|
| 3.0 kW@1,800 rpm (51% of the nominal power) | Crambe 100 °C (CR) | 15.580 | p=0.5524 | 19.26 |
| | Petrodiesel (PD) | 15.756 | | 19.04 |
| 3.9 kW@1,800 rpm (66% of the nominal power) | Crambe 100 °C (CR) | 18.983 | p=0.9599 | 20.54 |
| | Petrodiesel (PD) | 18.999 | | 20.53 |

Comparison of means using the "t" test where $p > 0.05$ does not depict a significant difference.

The use of VO reduces the effective power of engines (ALTIN et al., 2001). A 4% power reduction was reported for soybean oil at 30 °C and 1.7% for the same vegetable oil at 60 °C (WANDER et al., 2011). Power reduction might be caused by the VO higher viscosity and lower calorific value. (ALTIN et al., 2001). However, in an indirect injection engine, soybean oil heated at 68 °C showed power that was 6.7% higher than that of PD and, in high revolution, the power was 12.7% higher (SCHLOSSER et al., 2007).

Although the PD and CR input energies are similar, there are differences in the engine performance, as observed in the PPR analysis. In addition, different fuels require different conditions for complete combustion due to the fuel viscosity and physicochemical composition, compression ratio, and ideal air-fuel mixture, thus generating distinct performance.

Due to the similar theoretical powers, the thermal efficiencies were also similar. The increased thermal efficiency by the VO use in comparison to PD was also observed for different preheated VO (Nwafor, 2003). On the other hand, some studies reported reduced thermal efficiency such as 28.51% for PD and 27.69% jatropha oil at 100 °C (CHAUHAN et al., 2010). In another study using jatropha (70 °C), a 5.18% reduction in thermal efficiency was observed in the maximum power condition (PRADHAN et al., 2014). When using sapodilla (*Manilkara zapota*) oil, an 88% thermal efficiency was reported in relation to PD (PRABU et al., 2021).

The different results confirm that the VO physicochemical compositions and the type of technology of the engine used influence performance. Regarding the technology, higher thermal efficiency was

reported with a blend of 20% VO, when the plunger was coated with ceramic (multi-lanthanum) (BAKTHAVATHSALAM et al., 2019).

No significant trend was observed in the values of the temperatures of the different systems in relation to the time the engine worked. Therefore, we did not calculate factors within time only comparing the means obtained in the test total time (Table 4).

The cooling system temperature when CR was used was higher than that of PD in all regimes. However, little difference was observed between both fuels.

Table 4. Temperature of exhaust gases, cooling fluid, lubricant, and lubricant pressure in the engine according to the fuel and work regime.

| Engine system | Treatment | Low gear | Load-free 1,800 rpm | 51%@1,800 rpm | 66%@1,800 0 rpm |
|--|-------------|------------|------------------------|------------------|--------------------|
| *Exhaustion gases (°C) ¹ | Crambe | 138.10 a A | 166.30 a B | 301.21 a C | 366.25 a D |
| | Petrodiesel | 144.68 b A | 179.12 b B | 320.31 b C | 389.22 b D |
| *Cooling (°C) ¹ | Crambe | 96.59 b A | 97.07 b B | 97.37 b C | 97.75 b D |
| | Petrodiesel | 95.70 a A | 96.17 a B | 96.59 a C | 96.62 a C |
| **Lubricant (°C) ² | Crambe | 59.05 b A | 62.13 a AB | 62.12 a BC | 63.89 b C |
| | Petrodiesel | 58.78 a A | 59.61 a AB | 60.35 a BC | 62.81 a C |
| *Lubricant pressure (MN m ⁻²) ¹ | Crambe | 1.01 a A | 1.86 a C | 1.79 a BC | 1.69 a B |
| | Petrodiesel | 1.23 b A | 2.03 b C | 1.86 a B | 1.78 b B |

Means followed by the same small letter in the column and capital letter on the line did not differ from one another, where ¹ – differences given by the Tukey test ($p < 0.05$) and ² – by the Friedman test ($p < 0.05$); * mean; ** median

The lubricant temperature was higher with CR in the low gear and with 66% load regimes. The temperature of exhaust gases increased when the speed and load increased with both fuels, which was expected, however, CR resulted in lower temperature.

The VO use tends to increase the temperature of the engine exhaust gases when compared to PD (PRADHAN et al., 2014; DELALIBERA et al., 2017; JAIN et al., 2017, CHIDAMBARANATHAN et al., 2020). In an engine with palm oil, no alteration was observed in the temperature of exhaust gases (ALMEIDA et al., 2002). Lower temperatures of exhaust gases indicate higher thermal efficiency (CHAUHAN et al., 2010; PRADHAN et al., 2014).

Another study evaluated the addition of 5% coconut oil and 5% palm oil to PD and reported, respectively a 1.58% reduction and a 1.42% increase in the temperature of exhaust gases when compared to PD. Such effect was ascribed to the higher amount of saturated fat acids in the coconut oil, which favors combustion when compared to the palm oil (KALAM et al., 2011). When comparing punnai (*Calophyllum inophyllum*) oil and petrodiesel in maximum load, temperatures that were 20.8% higher were observed with the vegetable oil use (CHIDAMBARANATHAN et al., 2020). Different viscosities lead to different combustion speeds (VENKATESAN et al., 2019).

As regards the lubrication system, lower pressure was observed with CR between the fuels in regimes 1, 2, and 4. CR showed a higher temperature trend that that of PD, which resulted in lower lubrication pressure, probably due to viscosity reduction.

The analysis showed variation of up to 4% in viscosity when compared to the new lubricant (Table 5). When sunflower VO was used, without preheating due to incomplete combustion, a sharp increase in the lubricant viscosity was reported (MAZIERO et al., 2007). Lubricant viscosity reduction was also observed (ALMEIDA et al., 2002, DELALIBERA et al., 2009). Lubricant dilution is usually caused by combustion problems due to faulty atomization and low volatility of vegetable oils (ALMEIDA et al., 2002). The presence of VO in the lubricant might provoke polymerization with thickening and formation of suspended solids (SIDIBÉ et al., 2010).

Another relevant factor observed was the absence of soot (combustion product) contamination, which indicated satisfactory combustion (Table 5). Soot in the lubricant might cause increased viscosity (HASANNUDIN et al., 2016). The results obtained showed that the CR combustion tended to be complete. Indirect combustion engines use a higher compression rate and therefore might show lower injector carbonization and lubricant contamination.

The total base number (TBN) indicates the lubricant good condition, since its substitution is recommended whenever TBN reaches half of the initial value and, in this case, it showed 8.75% maximum

variation in relation to the witness. TBN reduction results in increased oxidation and viscosity (PEREIRA, 2018).

Table 5. Physicochemical analysis of the lubricant during the test with preheated crambe vegetable oil.

| Experimental time | 0 h | 15 h | 30 h | 45 h | 65 h | 80 h | 95 h |
|-----------------------------------|--------|-----------|-----------|--------|--------|-----------|-----------|
| Lubricant replenishment reference | New | 15 h | 30 h | 45 h | 15 h | 30 h | 45 h |
| Soot (%) | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.1 | 0.1 |
| Viscosity at 40 °C (cSt) | 102.0 | 105.4 | 103.1 | 103.7 | 106.2 | 104.4 | 101.7 |
| Dilution (%) | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 |
| Water (%) | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 | 0.00 |
| Precipitation Index (%) | 0.05 | 0.10 | 0.10 | 0.15 | 0.05 | 0.10 | 0.10 |
| T B N (mg KOH g ⁻¹) | 8.23 | 8.27 | 8.50 | 8.95 | 8.63 | 8.60 | 8.03 |
| Pentane insolubles | 0.04 | 0.01 | 0.02 | 0.03 | 0.00 | 0.03 | 0.02 |
| Dispersing power | 100 | 77 | 75 | 83 | 76 | 75 | 74 |
| Contamination index | 0.1 | 0.1 | 0.3 | 0.2 | 0.1 | 0.2 | 0.3 |
| Weighted loss | 0 | 2 | 8 | 3 | 2 | 5 | 8 |
| Aluminum (ppm) | 0.10 | 3.80 | 7.62 | 12.13 | 4.96 | 7.67 | 11.99 |
| Copper (ppm) | 0.10 | 3.50 | 6.24 | 8.71 | 3.40 | 6.21 | 8.86 |
| Chrome (ppm) | 0.10 | 2.50 | 4.32 | 6.56 | 1.92 | 3.47 | 5.97 |
| Iron (ppm) | 0.73 | 150.0 | 202.9 | 256.4 | 105.2 | 145.6 | 182.8 |
| Silicon (ppm) | 7.47 | 8.43 | 10.04 | 12.60 | 8.88 | 9.88 | 12.38 |
| Lead (ppm) | 0.10 | 14.28 | 19.92 | 22.79 | 10.80 | 14.62 | 16.68 |
| Zinc (ppm) | 1385 | 1379 | 1375 | 1376 | 1427 | 1373 | 1396 |
| Tin (ppm) | 0.10 | 0.44 | 1.70 | 3.19 | 0.13 | 1.26 | 2.54 |
| Calcium (ppm) | 1288 | 1300 | 1316 | 1350 | 1356 | 1326 | 1378 |
| Sodium (ppm) | 0.10 | 0.25 | 0.58 | 1.15 | 0.60 | 0.78 | 0.97 |
| Boron (ppm) | 0.51 | 0.69 | 0.75 | 0.84 | 0.62 | 0.63 | 0.71 |
| Magnesium (ppm) | 1067 | 1076 | 1087 | 1106 | 1118 | 1088 | 1118 |
| Manganese (ppm) | 0.10 | 0.10 | 0.37 | 0.87 | 0.10 | 0.08 | 0.50 |
| Phosphorus (ppm) | 1191 | 1180 | 1178 | 1189 | 1224 | 1171 | 1204 |
| Oxidation (Abs) | 5.861 | 7.054 | 8.366 | 9.746 | 7.177 | 8.684 | 10.110 |
| Nitration (Abs) | 5.185 | 5.647 | 6.074 | 6.489 | 5.660 | 6.132 | 6.448 |
| Sulfonation (Abs) | 12.461 | 13.701 | 14.388 | 15.421 | 15.693 | 14.656 | 16.086 |
| Soot/due to oxidation | Normal | Normal | Normal | Normal | Normal | Normal | Normal |
| Silicon oxide | Normal | Trace | Trace | Limit | Normal | Trace | Trace |
| Iron alloys >5<15 µm | Normal | Attention | Attention | Limit | Trace | Attention | Attention |
| Iron alloys >15<70 µm | - | - | Trace | Trace | - | - | - |
| Ferrous particle index (IPF) | 6 | 59 | 103 | 180 | 61 | 95 | 115 |

Most elements showed increased content, which might have resulted from engine wear, admission air, or fuel (Table 5). Aluminum, copper, chrome, iron, lead, and tin are characteristic of engine wear (HASANNUDDIN et al., 2016).

Aluminum, silicon and iron can also have an external origin, because they can be found in particles (characteristic of the region soil) suspended in the atmosphere (HASANNUDDIN et al., 2016). The engine used was originally composed of an air filter of the oil bath type in the admission system, without a lubricant filter.

We also observed high presence of metallic elements. They might catalyze the lubricant oxidation. Therefore, the useful life of the lubricant was reduced with the preheated CR use, even if the causes might not be necessarily linked to the fuel.

Some elements were found in high concentrations in the lubricant as its initial composition such as zinc, calcium, magnesium, and phosphorus (over 1,000 ppm). They are part of the additives that act as protectors of the metallic surfaces (HASANNUDDIN et al., 2016; PINHEIRO et al., 2017).

Also, the elements phosphorus, calcium, magnesium, and sodium, whose concentrations increased, all of them along with potassium might have come from the VO. The lubricant mean temperature was 57.46 °C, while the highest temperature recorded was 78.17 °C, lower than the critical value, that is, 120 °C.

At zero time, the compression pressure was 1.52 MN m⁻² (15.5 kgf cm⁻²) and after 100 hours, the mean value 1.70 MN m⁻² (17,38 kgf cm⁻²) was obtained. This variation is within the limits recommended by the manufacturer. Thus, we considered that no damage was provoked to the combustion chamber due to wear and/or carbonization.

Two verifications in addition to that of the zero time were carried out for the injection system. At 50h the opening pressure decreased 0.49 MN m⁻² (5 kgf cm⁻²), within the limits recommended by the manufacturer. Although the tightness test presented suitable values, the atomization test showed the formation of large drops. In that case, new adjustment of the injector opening pressure was carried out. In the 100 h evaluation, an increase from 14.2 to 15,6 MN m⁻² was observed in the injector opening pressure.

The tightness test also indicated excess fuel return, probably caused by wear of the element body due to the increased opening pressure or work temperature. The atomization test showed normal results. Since the injector opening pressure excess was verified, it was calibrated again. However, the tightness test did not obtain suitable results, wear and carbonization (difficult to remove) as well as overheating signs were observed (Figure 2).



Figure 2. a) Injector nozzle carbonization; b) overheating signs

4 Conclusions

- a) The consumption of preheated crambe oil was higher than that of petrodiesel and the difference between the treatments was more noticeable in tests under load;
- b) The preheated crambe oil relative power loss was higher, except for the condition in which heavier load was applied;
- c) Both fuels presented the same efficiency;
- d) No abnormalities were observed in the temperatures of cooling or lubrication fluids;
- e) No evidence was found of lubricant degradation due to contaminants presented by the use of preheated crambe oil;
- f) Wear and overheating of the injector element were observed.

Acknowledgements

The authors are thankful to Fundação Araucária (Araucaria Foundation) for the financial support and to CAPES (Coordination for the Improvement of Higher Education Personnel) for the first author's grant.

References

- Agrawal BN, Sinha S, Kuzmin AV and Pinchuk VA (2019) Effect of vegetable oil share on combustion characteristics and thermal efficiency of diesel engine fueled with different blends. *Therm Sci Eng Prog.* 14:100404. Doi: 10.1016/j.tsep.2019. 100404
- Almeida SCA de, Belchior CR, Nascimento MVG, Vieira LSR and Fleury G (2022) Performance of a diesel generator fuelled with palm oil. *Fuel* (81)16: 2097-2102. Doi: 10.1016/S0016-2361(02)00155-2
- Altin R, Çetinkaya S and Yücesu HS (2001) The potential of using vegetable oil fuels as fuel for diesel engines. *Energy Conversion and Management* (42):529-538. Doi: 10.1016/S0196-8904(00)00080-7

ASTM - American Society for Testing and Materials (2006) ASTM D2445-06: Standard Test Method for Kinematic Viscosity of Transparent and Opaque Liquids (and Calculation of Dynamic Viscosity), West Conshohocken, PA, United States.

ASTM - American Society for Testing and Materials (2017) ASTM D240-17: Standard Test Method for Heat of Combustion of Liquid Hydrocarbon Fuels by Bomb Calorimeter, West Conshohocken, PA, United States.

Balakrishna B (2012) Vegetable oil as fuel in C.I. engine: problems and possible solutions. *International Journal of Engineering Science and Technology* (4)11: 4687-4690.

Bakthavathsalam S, Gound RI and Muniappan, K (2019) The influence of ceramic-coated piston crown, exhaust gas recirculation, compression ratio and engine load on the performance and emission behavior of kapok oil-diesel blend operated diesel engine in comparison with thermal analysis. *Environ Sci Pollut Res.* (26):24772-94. Doi: 10.1007/s11356-019-05678-x

Brasil - Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (2013) Resolução ANP N° 50, de 23.12.2013. Anexo: Regulamento técnico ANP N° 4/2013.

Brasil - Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (2014) Resolução ANP N° 45, de 25.08.2014. Anexo: Regulamento técnico ANP N° 3/2014.

Chauhan BS, Kumar N, Jun YD and Lee KB (2010) Performance and emission study of preheated Jatropha oil on medium capacity diesel engine. *Energy* (35) 6: 2484-2492. Doi: 10.1016/j.energy.2010.02.043

Chidambaranathan B, Kumarasami DP, Soudararajan G and Ramachandran T (2022) Performance and environmental impact assessment of diesel engine operating on high viscous punnai oil-diesel blends. *Environ Sci Pollut Res.* Doi: 10.1007/s11356-022-20211-3

Chidambaranathan B, Seeni Kannan P e Devan PK (2020) Performance, emission and combustion characteristics of a DI diesel engine using blends of punnai oil biodiesel and diesel fuel. *Therm Sci* (24):13-25. Doi: 10.2298/TSCI180325233B

Delalibera, HC, Weirich Neto, PH e Martini, J. (2009) Utilização de óleo de girassol como combustível em unidade de potência monocilindro ciclo diesel. *Revista de Engenharia e Tecnologia* (1)1:36-49.

Delalibera HC, Johann AL, Figueredo PRA de, Toledo A, Weirich Neto PH and Ralisch R (2017) Performance of diesel engine fuelled with four vegetable oils, preheated and at engine working temperature. *Engenharia Agrícola* (37)2: 302-314. Doi: 10.1590/1809-4430-Eng.Agric.v37n2p302-314/2017

Hasannuddin AK, Wira JY, Sarah S, Aqma WMNWS, Hadi ARA, Hirofumi N, Aizam SA, Aiman MAB, Watanabe S, Ahmad MI and Azrin MA (2016) Performance, emissions and lubricant oil analysis of diesel engine running on emulsion fuel. *Energy Conversion and Management* (117):548-557. Doi: 10.1016/j.enconman.2016.03.057

Hellier P, Ladommatis N e Yusaf T (2017) The influence of straight vegetable oil fatty acid composition on compression ignition combustion and emissions. *Fuel* (143):131-43. Doi: 10.1016/j.fuel.2014.11.021

Jain NL, Soni SL, Poonia MP, Sharma D, Srivastava AK and Jain H (2017) Performance and emission characteristics of preheated and blended thumba vegetable oil in a compression ignition engine. *Applied Thermal Engineering* (113):970-979. Doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.10.186

Kalam MA, Masjuki HH, Jayed MH e Liaquat AM (2011) Características de emissão e desempenho de um motor diesel de ignição indireta alimentado com óleo de cozinha usado. *Energy* (36):397e402399. Doi: 10.1016/j.energy.2010.10.026

Kothandan A and Masimalai S (2018) Cleaner emissions from a DI-diesel engine fueled with mahua oil and low carbon ethanol-hydrogen in dual fuel mode. *Environ Sci Pollut Res.* (25):32684-32693. Doi: 10.1007/s11356-018-3166-9

Mat SC, Idroas MY, Hamid MF and Zainal ZA (2018) Performance and imissions of straight vegetable oils and its blends as a fuel in diesel engine: a review. *Renew Sustain Energy Rev.* (82): 808-823. Doi: 10.1016/j.rser.2017.09.080

Martini J, Delalibera HC e Weirich Neto PH (2012) Consumo de óleo de soja pré-aquecido por motor diesel. *Revista Brasileira de Agrociência* (18)2: 213-220

- Nwafor OMI (2003) The effect of elevated fuel inlet temperature on performance of diesel engine running on neat vegetable oil at constant speed conditions. *Renewable Energy* (28):171-181. Doi: 10.1016/S0960-1481(02)00032-0
- Pinheiro CT, Ascensão VR, Cardoso CM, Quina MJ and Gando-Ferreira LM (2017) An overview of waste lubricant oil management system: Physicochemical characterization contribution for its improvement. *Journal of Cleaner Production* (150):301-308. Doi: 10.1016/j.jclepro.2017.03.024
- Prabu PM, Sivaprakasam P, Perumal V, Kim SC, Balasubramani P and Kumar SS (2021) Emission Measurement Analysis of Sapodilla Seed Oil Blending Fueled IC Engine. *Journal of Nanomaterials* (Article ID 2385356). Doi: 10.1155/2021/2385356
- Pradhan P, Raheman H and Padhee D (2014) Combustion and performance of a diesel engine with preheated *Jatropha curcas* oil using waste heat from exhaust gas. *Fuel* (115):527-533. Doi: 10.1016/j.fuel.2013.07.067
- Praubu SS, Asokan MA, Prathiba S, Ahmed S and Puthean G (2018) Effect of additives on performance, combustion and emission behavior of preheated palm oil/diesel blends in DI diesel engine. *Renew Energy* (122):196-205. Doi: 10.1016/j.renene.2018.01.068
- Qi DH, Jin X, Li K, Zhang C and Wang T (2021) Experimental study of castor oil–diesel–n-butanol blends used in a CRDI diesel engine with double injection strategy. *International Journal of Sustainable Energy* (40)12. Doi:10.1080/14786451.2021.2016760
- Ramakrishnan M, Rathinam TM and Viswanathan K (2018) Comparative studies on the performance and emissions of a direct injection diesel engine fueled with neem oil and pumpkin seed oil biodiesel with and without fuel preheater. *Environ Sci Pollut Res.* (25):4621-4631. Doi: 10.1007/s11356-017-0838-9
- Schlosser JF, Machado PRM e Camargo MN (2007) Desempenho de misturas pré-aquecidas de óleo de soja cru e Diesel como combustível para motores agrícolas. *Ciência Rural* (37)5:1329-1335. Doi: 10.1590/S0103-84782007000500017
- Sidibé SS, Blin J, Vaitilingom G and Azoumah Y (2010) Use of crude filtered vegetable oil as a fuel in diesel engines state of the art: Literature review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (14)9:2748-2759. Doi: 10.1016/j.rser.2010.06.018
- Varuvel EG, Sonthalia A, Subramanian T and Aloui F (2018) NO_x-smoke trade-off characteristics of minor vegetable oil blends synergy with oxygenate in a commercial CI engine. *Environ Sci Pollut Res.* (25):35715-35724. Doi: 10.1007/s11356-018-3484-y
- Venkatesan EP, Kandhasamy A, Sivalingam A, Kumar AS, Ramalingam KM, Joshua PJT and Balasubramanian D (2019) Performance and emission reduction characteristics of cerium oxide nanoparticle-water emulsion biofuel in diesel engine with modified coated piston. *Environ Sci Pollut Res.* (26):27362-27371. Doi: 10.1007/s11356-019-05773-z
- Wander PR, Altafini CR, Moresco AL, Colombo AL and Lusa D (2011) Performance analysis of a mono-cylinder diesel engine using soy straight vegetable oil as fuel with varying temperature and injection angle. *Biomass and Bioenergy* (35)9:3995-4000. Doi: 10.1016/j.biombioe.2011.06.024