

## **ANÁLISE EXPERIMENTAL ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DA COMBUSTÃO DE UM GRUPO GERADOR USANDO DIESEL E MISTURA BIODIESEL DE SOJA**

Isabella Maria Ferreira de Oliveira<sup>1</sup>

UFGD<sup>1</sup>  
isbellamfo@gmail.com<sup>1</sup>

**RESUMO** - Há décadas a demanda energética visa a procura e o estudo de novas fontes alternativas e renováveis de combustíveis para o uso em motores de combustão interna. Com isso notou-se que o biodiesel de óleo de soja tem propriedades parecidas com o óleo diesel, sendo que ele tem a vantagem de ser de origem vegetal, renovável, biodegradável e não tóxico. Este estudo traz portanto a análise energética e exergética de um grupo gerador operando com diferentes combustíveis, dentre eles o diesel puro (B0) e a mistura de éster metílico transesterificado de óleo de soja e diesel (B25), ambos foram submetidos a diferentes pontos de carga. Os ensaios foram realizados em regime constante de operação e para as análises foi adotado um volume de controle. Foram obtidos resultados a respeito do consumo específico de combustível, temperatura dos gases de exaustão, energia do combustível, eficiência térmica, energia dos gases de exaustão e perdas por transferência de calor. Também foi obtido a exergias do combustível, eficiência exergética, exergia dos gases de exaustão, exergia destruída e a exergia das perdas por transferência de calor. Foi encontrado que o acréscimo de biodiesel na mistura proporcionou quase o mesmo desempenho energético que o B0 e o desempenho exergético foi análogo ao energético, acompanhando assim as mesmas tendências. Portanto, não foi encontrada variação significativa das eficiências com o acréscimo de biodiesel (redução de 0,2 a 3,2% na eficiência térmica e redução de 2,7 a 5,6% na eficiência exergética).

**Palavras-chave:** diesel, biodiesel, análise energética, análise exergética, motor diesel.

**ABSTRACT** – Energy demand has been for decades in the search of new and alternative sources of fuel for the use in internal combustion engines. Thus it was noticed that the biodiesel of soybean oil has similar properties to the diesel oil as well as it has the advantage of being of vegetal origin, renewable, biodegradable and non-toxic. Therefore, this study brings the energy and exergetic analysis of a generator group operating with different fuels, among them the pure

diesel (B0) and the methyl ester mixture transesterified of soybean oil and diesel (B25), both were submitted to different points of load. The tests were performed at steady state and for analyzes it was adopted a control volume. Results were obtained regarding specific fuel consumption, exhaust gas temperature, fuel energy, thermal efficiency, exhaust gas energy and heat transfer losses. Fuel exergies, exergetic efficiency, exhaust gas exergy, destroyed exergy and the exergy of heat transfer losses were also obtained. It was found that the addition of biodiesel in the mixture provided almost the same energy performance as the B0 and the exergetic performance was similar to the energy, thus accompanying the same performances. Therefore, no significant variation of efficiencies was found with the increase of biodiesel (reduction of 0.2 to 3.2% in thermal efficiency and reduction of 2.7 to 5.6% in exergetic efficiency).

**Keywords:** diesel, biodiesel, energy analysis, exergetic analysis, diesel engine.

## 1 INTRODUÇÃO

Muitas pesquisas e estudos foram realizados para encontrar combustíveis alternativos de origem renovável e apropriados para operação em motores de combustão interna de ignição por compressão (chamados de motores ciclo diesel. Com isso, o biodiesel ganhou destaque por possuir propriedades parecidas com a do diesel e não necessita modificações no motor para o seu uso (CANAKCI E HOSOZ, 2006). Santos *et al.* (2017) explicam que o biodiesel é composto por estéres de uma cadeia de ácidos carboxílicos, é produzido por meio de transesterificação do óleo vegetal, é biodegradável, não tóxico e reduz de forma significativa as emissões de gases poluentes. E Barabás e Todorut (2011) explicam que a qualidade do biodiesel

depende de alguns fatores relacionados as características físico-químicas, como a própria qualidade da matéria prima, a composição de ácidos graxos do óleo vegetal, o processo de produção assim como os materiais utilizados neste processo, manuseio e armazenamento.

No entanto, o óleo diesel ainda é o combustível mais utilizado em motores de combustão interna de ignição por compressão. É derivado do petróleo, não renovável, inflamável, medianamente tóxico, composto por hidrocarbonetos (cadeias de 8 a 16 carbonos), e sua composição química além do carbono e do hidrogênio, pode conter átomos de oxigênio, enxofre e nitrogênio em pequenas proporções. O diesel é obtido a partir de diversos processamentos do petróleo bruto (PETROBRAS, 2014).

Dentre eles, o refino e destilação atmosférica.

Logo, percebe-se a vantagem na questão ambiental da utilização do biodiesel misturado ao diesel. Pois possibilita o uso de menores quantidades de diesel, que não é de origem vegetal e de fonte não renovável. Além disso, o biodiesel emite menores quantidades de gases poluentes (LEHMANN, 2015). De acordo com Monyem (1998) frações de ésteres de óleos vegetais somadas ao B0 proporcionam redução substancial de hidrocarbonetos não queimados (UHC), monóxido de carbono (CO) e de emissões de materiais particulados. Apesar das emissões de óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>) aumentarem. Estudos realizados pelos autores Canakci e Hosoz (2006), Santos *et al.* (2017), Monyem (1998), Chang *et al.* (1996), mostraram os efeitos do uso do biodiesel em motores quanto ao desempenho e emissões de gases. A vantagem quanto ao desempenho mostrada pelos autores é de que misturas com biodiesel obtiveram praticamente as mesmas eficiências térmicas e consumo específico de combustível ligeiramente maior quando comparado com o desempenho do B0.

Tanto o diesel quanto o biodiesel são aptos para o uso em grupos geradores. Eles são equipamentos destinados ao fornecimento de energia elétrica, constituídos por um gerador e um motor

para o acionamento do dispositivo. São de pequeno, médio ou grande porte. Os grupos geradores que operam com motores ciclo diesel convertem a energia química do combustível em energia térmica por meio da queima de combustível na câmara de combustão do motor. Esta energia então é convertida em energia mecânica, fazendo com que o eixo do motor se movimente. A energia mecânica então é convertida em energia elétrica, por meio da rotação do eixo que gera campo magnético dando origem a correntes elétricas nos enrolamentos do gerador.

Neste trabalho, portanto, foram realizados testes em um pequeno grupo gerador diesel, com um motor diesel de um cilindro, quatro tempos. O grupo gerador foi submetido a diferentes pontos de cargas e rotação constante para cada ponto estabelecido. O motor foi alimentado nos testes com o B0, e com mistura de B0 e éster metílico transesterificado de óleo de soja (ou biodiesel de soja), chamado B25.

Logo, o objetivo deste trabalho foi fazer análise energética e exérgica a partir dos dados coletados nos testes feitos no grupo gerador com diferentes misturas de combustível (B0 e B25). De modo que para o balanço de energia foram encontradas a energia fornecida pelo combustível, a potência efetiva gerada, a energia dos gases de exaustão e a perda por transferência de

calor. E para o balanço de exergia foram encontradas a exergia do combustível, a exergia dos gases de exaustão, a exergia destruída e a exergia das perdas por transferência de calor. Além disso foram encontrados parâmetros pertinentes ao desempenho do motor, como o consumo específico de combustível, eficiência térmica e eficiência exergética.

## 2 METODOLOGIA

A montagem da bancada e procedimentos do experimento, assim como a abordagem teórica, usados para a coleta de dados e para a análise dos dados são descritos nessa seção.

### 2.1 MOTOR E GERADOR ELÉTRICO

Os ensaios foram feitos em um grupo gerador Diesel, mostrado na Figura 1, modelo GB3500, fabricado por Gera Power Brasil®, composto por um motor ciclo Diesel de um cilindro, quatro tempos, resfriado a ar, modelo ATIMA 178F, injeção direta e potência máxima nominal de 5,23 kW. O gerador é do tipo corrente alternada, potência máxima nominal de 3,8 kVA. As características técnicas são mostradas na Tabela 1.

**Tabela 1** Características técnicas do grupo gerador.

Gerador	
Tipo	Brushless (corrente alternada)
Frequência (Hz)	60
Potência Máxima (kVA)	3,5
Potência Nominal (kVA)	3,8
Tensão A.C (V)	220/127
Tensão D.C (V)	12
Motor	
Modelo	ATIMA 178F
Tipo	1 cilindro-vertical-4 tempos-resfriado a ar-injeção direta
Potência de saída contínua (HP) (kW)	6,5/4,85
Potência de saída máxima (HP) (kW)	7/5,23
Rotação (rpm)	3600
Resfriamento	Ventilação forçada por ventilador

(Fonte: Gera Power Brasil, s.d.)



**Figura 1** Bancada de ensaio.  
(Fonte: Própria, 2018)

### 2.2 COMBUSTÍVEIS E MISTURAS

Para a realização desse trabalho foram feitos dois ensaios. No primeiro ensaio utilizou-se o B0. E no segundo foi utilizado uma mistura, sendo ela composta por biodiesel de éster metílico transesterificado de óleo de soja (25% v/v) e B0 (75% v/v), mistura também chamada de B25.

No caso, o biodiesel utilizado não recebeu tratamento quanto a retirada umidade do seu óleo de base, deste modo há certa quantidade de água (umidade) em excesso a ser considerada deste combustível, no entanto este excesso não foi contabilizado.

A Tabela 2 mostra algumas propriedades físico-químicas dos combustíveis usados para elaborar as misturas.

**Tabela 2** Algumas propriedades físico-químicas do diesel e do biodiesel.

Propriedades	Diesel	Biodiesel
Fórmula	C <sub>14,09</sub> H <sub>24,78</sub>	C <sub>18,74</sub> H <sub>34,43</sub> O <sub>2</sub>
Massa molecular média (kg kmol <sup>-1</sup> )	194,2	291,77
Poder calorífico superior (kJ kg <sup>-1</sup> )	45339	39871
Poder calorífico inferior (kJ kg <sup>-1</sup> )	42640	37388
Exergia química (kJ kg <sup>-1</sup> )	45427	40105

(Fonte: Canakci e Van Gerper, 2003)

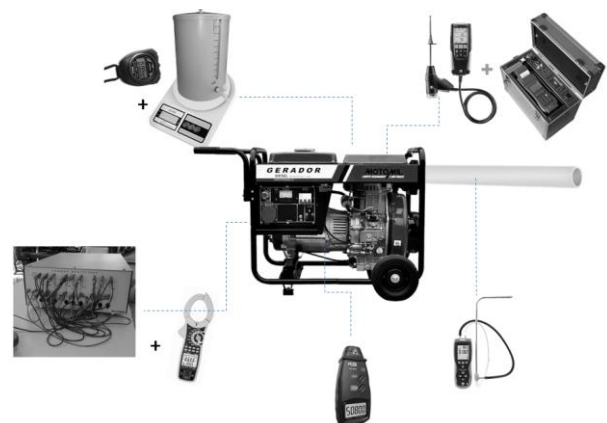
### 2.3 BANCADA DE ENSAIO

Para que fosse realizada a coleta dos dados, o grupo gerador foi instrumentado de acordo com o desenho esquemático da bancada mostrado na Fig. 2. Aguardou-se um tempo de 1800 segundos antes do início dos ensaios de modo a garantir que o motor estivesse aquecido e em regime constante de operação. Para o ensaio, determinou-se que o grupo gerador fosse submetido a quatro pontos de carga diferentes: 0,35 kW;

0,70 kW; 1,05 kW; 1,40 kW. A carga demandada foi controlado por meio de um banco de resistores da De Lorenzo<sup>®</sup>. Para cada ponto de carga demandada foi estabelecido um tempo de 300 segundos para a coleta de dados e um intervalo de 180 segundos foi respeitado entre um ponto e outro de maneira a garantir a estabilização da operação do motor. Os dados coletados dos tempos foram medidos por um cronômetro digital.

Um quinto ponto de carga foi testado mas a rotação do motor foi diminuindo até que o motor parou de funcionar.

A massa inicial e a massa final de combustível no tanque foram registradas ao início e fim de cada ponto de coleta de dados. Com isso, determinou-se a vazão mássica de combustível pela diferença entre as massas inicial e final dividida pelo tempo de coleta dos dados.



**Figura 2** Esquemático da bancada de ensaio.  
(Fonte: Própria, 2018)

Um anemômetro digital com Tubo Pitot da Extech® modelo HD350 foi utilizado para medir a vazão mássica, velocidade e temperatura do ar de admissão. A temperatura dos gases de exaustão foi medida pelo termopar da sonda de coleta de dados do analisador de gases da AOIP® modelo Greenline 8000. Não foi possível coletar medidas quanto as proporções de cada espécie dos gases de exaustão e quais eram cada uma dessas espécies.

Um alicate wattímetro digital da Politerm® modelo 840 foi usado para medir a potência efetiva do grupo gerador. Um tacômetro digital da Politerm® DT6236D foi utilizado para medir a rotação do motor. Foi utilizado também uma balança digital modelo SF-400 para medir a massa de combustível. E como tanque de combustível foi utilizado um barrilete de PVC da Lucadema® modelo LUCA 200/10.

**Tabela 3** Medidas e unidades de medida dos equipamentos utilizados nos ensaios

Medida	Dispositivo	Precisão	Unidade de medida
Massa	Balança digital	± 1,00	g
Tempo	Cronômetro	±0,01	s
Rotação	Tacômetro	±1,00	rpm
Temperatura dos gases de exaustão	Analisador de gases	±0,10	°C
Vazão mássica, velocidade e temperatura de admissão do ar	Anemômetro digital com Tubo Pitot	- , ±1,00, ± 1,50	m <sup>3</sup> min <sup>-1</sup> , m.s <sup>-1</sup> , °C
Potência elétrica	Alicate wattímetro	± 1,00	kW

(Fonte: Própria, 2018)

As condições ambientais no momento dos ensaios em relação a pressão atmosférica, temperatura e umidade são mostradas na Tab. 4.

**Tabela 4** Condições ambientais no momento dos ensaios

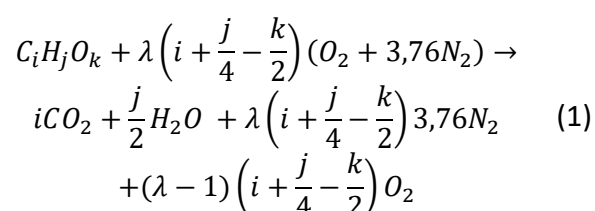
Combustível	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Umidade relativa do ar (%)
B0	22,8	95,95	34
B25	19	96,18	45

(Fonte: Própria, 2018)

Os dados mostrados na Tab. 4 foram coletados pela Estação Meteorológica da UFGD.

## 2.4 REAÇÃO DE COMBUSTÃO

A reação de combustão da mistura dos combustíveis adotada é descrita pela Equação 1.



Na parte esquerda da reação estão os reagentes e na parte direita estão os produtos da combustão. Foram desconsiderados da reação os produtos da combustão CO (monóxido de carbono), NO (monóxido de nitrogênio), NO<sub>2</sub> (dióxido de nitrogênio), UHC (hidrocarbonetos não queimados) e o SO<sub>2</sub> (dióxido de enxofre). A

reação descrita na Eq. 1 é uma reação de combustão completa.

Conforme Turns (2013) e Çengel e Boles (2006) assumiu-se que a composição do ar é igual a 21% de oxigênio ( $O_2$ ) e igual a 79% de nitrogênio ( $N_2$ ) em base molar. Desta forma para cada 1 kmol de  $O_2$  há 3,76 kmols de  $N_2$ . E de acordo com Turns (2013), para cálculos de combustão considerou-se a massa molar do ar  $MW_{ar}$  igual a 28,85 kg/kmol.

Na Eq. 1 considerou-se que o combustível estava oxigenado e que havia uma determinada proporção molar de oxigênio nos gases de combustão. Desse modo, a reação de combustão mostrada na Eq. 1 além de ser completa, é uma reação não estequiométrica, uma vez que a quantidade de ar (oxidante) calculada foi maior que a quantidade necessária para reagir com o combustível.

Conforme Turns (2013) a reação é estequiométrica quando  $\lambda$  é igual a 1, esta condição acontece quando toda quantidade de ar é suficiente para reagir com toda quantidade de combustível presente na câmara de combustão. Segundo o autor quando  $\lambda$  é menor 1, a mistura ar-combustível é considerada rica em combustível pois a quantidade de combustível supera a quantidade de ar na reação. Quando  $\lambda$  é maior que 1 a mistura ar-combustível é considerada pobre em

combustível porque há maior quantidade de ar do que de combustível.

Segundo Marques *et al.* (2016) o excesso de ar  $\lambda$  é calculado pela Eq. 2. Sendo  $\lambda$  a razão entre a razão ar-combustível real  $AC$  e a razão ar-combustível estequiométrica  $AC_{esteq}$ . Sendo que  $AC$  é a razão da vazão mássica real do ar pela vazão mássica real do combustível e  $AC_{esteq}$  é a razão da vazão mássica estequiométrica do ar pela vazão mássica estequiométrica do combustível.

$$\lambda = \frac{\frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_c}}{\left(\frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_c}\right)_{esteq}} = \frac{AC}{AC_{esteq}} \quad (2)$$

Na Eq. 2,  $\dot{m}_{ar}$  e  $\dot{m}_c$  são as vazões mássicas reais do ar e do combustível medidas a partir dos dados coletados no ensaio. E  $(\dot{m}_{ar})_{esteq}$  e  $(\dot{m}_c)_{esteq}$  são as vazões mássicas calculadas a partir da reação estequiométrica.

Então, as vazões mássicas estequiométricas do ar  $(\dot{m}_{ar})_{esteq}$  e do combustível  $(\dot{m}_c)_{esteq}$  foram calculadas a partir das Eq. 4 e Eq. 5, considerando que na Eq. 2 o  $\lambda = 1$ .

$$(\dot{m}_c)_{esteq} = (MW_c)_{esteq} = (iMW_C + jMW_H + kMW_O) \left[ \frac{kg}{kmol} \right] \quad (4)$$

$$(\dot{m}_{ar})_{esteq} = (MW_{ar})_{esteq} = \left[ \lambda \left( i + \frac{j}{4} - \frac{k}{2} \right) MW_{O_2} \right] + \left[ \lambda \left( i + \frac{j}{4} - \frac{k}{2} \right) 3,76 MW_{N_2} \right] \left[ \frac{kg}{kmol} \right] \quad (5)$$

Onde  $MW$  representa as massas molares das espécies químicas.

## 2.5 ABORDAGEM TEÓRICA

Esta seção mostra a modelagem matemática utilizada para a análise energética. Considerou-se os princípios de conservação de massa e de energia da Primeira Lei da Termodinâmica.

Segundo Kotas (1985) a Primeira Lei da Termodinâmica discorre sobre as quantidades de energia em suas diferentes formas que são transportadas entre um sistema (ou volume de controle) e a vizinhança (ou ambiente).

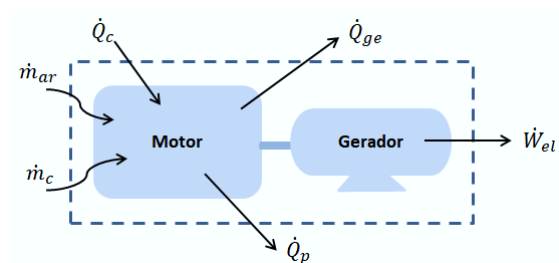
Além disso, Çengel e Boles (2006) descrevem a Primeira Lei como o princípio da conservação da energia, a qual pode sofrer mudanças em sua forma durante interações entre um sistema e sua vizinhança, porém a quantidade total de energia permanece a mesma. Desse modo o total de energia que entra no volume de controle é igual ao total de energia que sai dele. Portanto, energia não se cria ou se destrói, ela se transforma. A análise energética se relaciona com essa Lei por abordar a variação de energia que é igual a diferença entre a energia que entra e a energia que sai de um volume de controle.

E a conservação de massa significa que a quantidade total de massa que entra no

volume de controle é igual a quantidade total de massa que sai.

O volume de controle adotado neste trabalho inclui motor e gerador e foi assumido operação do motor em regime permanente. Os efeitos da energia cinética e potencial foram desprezados. Considerou-se também que o ar e os gases de exaustão eram formados como gases ideais. Adotou-se o estado de referência padrão de 25°C (298,15 K) e 1 atm. As temperaturas medidas do ar de admissão ficaram próximas da temperatura de referência e por isso a energia presente no ar de admissão foi desprezada.

A Fig. 3 mostra os fluxos de massa e energia que passam pelas fronteiras do volume de controle. As vazões mássicas de combustível e de ar nas fronteiras do volume de controle foram medidas e a vazão dos gases foi calculada pela Eq. 6 respeitando-se o princípio de conservação de massa e de energia.



**Figura 3** Fluxo de energia e massa que atravessam o volume de controle.  
(Fonte: Própria, 2018)

$$\dot{m}_{ge} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_c \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (6)$$



A análise energética avalia as energias fornecidas e consumidas em um volume de controle, conforme é mostrado na Eq. 7.

$$\dot{E}_{en} = \dot{E}_{sai} \quad [kW] \quad (7)$$

Segundo Moran e Shapiro (2006) em um volume de controle com apenas uma

$$\sum_{en} \dot{m} h = \dot{m}_{ar} h_{reag} + \dot{m}_c h_c \quad [kW] \quad (10)$$

$$\sum_{sai} \dot{m} h = \dot{m}_{ge} h_{prod} \quad [kW] \quad (11)$$

entrada e uma saída e regime permanente, a equação geral para o balanço energético é dada pela Eq. 8.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{en} + \dot{W}_{en} + \sum_{en} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \\ = \dot{Q}_p + \dot{W}_{ele} + \sum_{sai} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad [kW] \end{aligned} \quad (8)$$

Na Eq. 8,  $h$  representa as entalpias dos reagentes e produtos da combustão.  $V$  representa as velocidades e  $z$  as cotas. No entanto, os efeitos da energia cinética e potencial foram desprezados. Como é mostrado na Fig. 4, nenhum trabalho foi fornecido para o grupo gerador, então desprezou-se a potência de entrada  $\dot{W}_{en}$ . Nenhuma energia na forma de transferência de calor  $\dot{Q}_{en}$  é fornecida para o volume de

$$\sum_{en} \dot{m} h = \dot{Q}_{sai} + \dot{W}_{sai} + \sum_{sai} \dot{m} h \quad [kW] \quad (9)$$

controle. Como não há trabalho e transferência de calor fornecidos para o

volume de controle a Eq. 8 pode ser reescrita conforme a Eq. 9.

Sendo que  $\sum_{en} \dot{m} h$  é o somatório das energias dos reagentes, descrito na Eq. 10. O  $\sum_{sai} \dot{m} h$  o somatório das energia dos produtos, descrito na Eq. 11. O  $\dot{W}_{el}$  a potência elétrica efetiva medida no gerador. E  $\dot{Q}_p$  representa a energia perdida para o ambiente por meio de transferência de calor.

A energia contida no combustível é representada por  $\dot{m}_c h_c$  (ou chamada de  $\dot{Q}_c$ ), onde  $h_c$  é a energia contida no combustível também chamada de poder calorífico inferior  $PCI$ . O fluxo de ar presente na combustão é representado por  $\dot{m}_{ar} h_{reag}$  (ou chamado de  $\dot{Q}_{ar}$ ). E a energia dos gases de exaustão é representada por  $\dot{m}_{ge} h_{prod}$  (ou  $\dot{Q}_{ge}$ ). As entalpias  $h_{reag}$ ,  $h_{prod}$  e o  $PCI$  são definidos na Seção 2.7 pelas Eq. 24, Eq. 25, Eq. 32 e Eq. 33.

Por fim o balanço de energia para o volume de controle definido é mostrado pela Eq. 12.

$$\dot{Q}_c + \dot{Q}_{ar} = \dot{Q}_{ge} + \dot{W}_{el} + \dot{Q}_p \quad [kW] \quad (12)$$

A vazão de combustível  $\dot{m}_c$  é a razão entre a quantidade de combustível em massa consumida em um determinado tempo, conforme é mostrado na Eq. 13.

$$\dot{m}_c = \frac{m_1 - m_2}{t} \quad \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (13)$$

Sendo que  $m_1$  e  $m_2$  são as massas inicial e final coletadas em cada ponto de ensaio e  $t$  é o tempo de ensaio em cada ponto admitido, onde  $t$  é igual a 300 segundos.

A vazão mássica do ar foi medida volumetricamente. E para se obter a vazão mássica do ar multiplicou-se a vazão volumétrica pela massa específica do ar no momento do ensaio. Um fator de correção de 60 foi inserido na equação com a finalidade de converter  $m^3/min$  em  $kg/s$ . Logo a vazão mássica do ar é dada pela Eq. 14. As vazões mássicas (volumétricas) medidas não tiveram mudanças substanciais em seus valores, conforme os pontos de cargas eram trocados.

$$\dot{m}_{ar} = \frac{\rho \dot{m}_{ar(v)}}{60} \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (14)$$

A massa específica  $\rho$  do ar foi calculada considerando os valores de pressão e temperatura ambientes coletados pela Estação Meteorológica no momento dos ensaios. Considerou-se também que a constante universal dos gases  $R$  fosse  $0,287 \text{ kJ/kgK}$ . A massa específica é definida pela Eq. 15.

$$\rho = \frac{P}{RT} \left[ \frac{kg}{m^3} \right] \quad (15)$$

A energia contida no combustível  $\dot{Q}_c$  é dada pela Eq. 16.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c PCI \text{ [kW]} \quad (16)$$

Segundo Santos *et al.* (2017), a eficiência térmica é razão entre a potência elétrica efetiva e a energia liberada pelo combustível e representa a quantidade de energia útil que é efetivamente fornecida por unidade de energia que entra no volume de controle. É definida pela Eq. 17.

$$\eta = \frac{W_{el}}{\dot{m}_c |PCI|} 100 \text{ [%]} \quad (17)$$

O consumo específico de combustível (CSE) é um parâmetro utilizado para avaliar o desempenho do motor. O CSE é a razão entre a vazão mássica de combustível e a potência efetiva. O consumo específico de combustível é dado pela Eq. 18. Sendo 1000 o fator de converção de quilograma (kg) para grama (g).

$$CSE = \frac{\dot{m}_c}{W_{el}} 1000 \left[ \frac{g}{kWs} \right] \quad (18)$$

## 2.6 AVALIAÇÃO DA ENTALPIA PADRÃO

Segundo Moran e Shapiro (2006) o estudo da entalpia padrão de reagentes  $\bar{h}_{reag}$  e produtos  $\bar{h}_{prod}$  de uma reação é utilizado para calcular a quantidade de energia contida em cada uma das substância presentes na reação. Dessa maneira avalia-se o quanto de energia é necessária para formar 1 kmol ou 1 kg de determinada substância. E

conforme Turns (2013) a entalpia padrão  $\bar{h}$  é a soma da entalpia de formação  $\bar{h}_f^\circ$  de determinada substância considerando-se o estado de referência padrão (25°C e 1 atm) com a variação de entalpia sensível  $\Delta\bar{h}_s$  considerando-se a temperatura medida.

As equações e conceitos apresentados a seguir foram apoiados em argumentos discorridos por Turns (2013) e Moran e Shapiro(2006) em suas obras.

A entalpia padrão  $\bar{h}$  em base molar é definida pelas Eq. 19 e Eq. 20.

$$\bar{h}(T) = \bar{h}_f^\circ(T_{ref}) + \Delta\bar{h}_s(T) \left[ \frac{kJ}{kmol} \right] \quad (19)$$

$$\Delta\bar{h}_s(T) \equiv \bar{h}(T) - \bar{h}_f^\circ(T_{ref}) \left[ \frac{kJ}{kmol} \right] \quad (20)$$

Sendo  $\bar{h}_f^\circ$  a energia associada ao processo de formação do composto químico,  $\Delta\bar{h}_s$  a energia relacionada a mudança de estado e  $T_{ref}$  a temperatura no estado de referência padrão. Para os reagentes usa-se a temperatura medida de admissão do ar ( $T = T_{ar}$ ) e para os produtos usa-se a temperatura medida dos gases de exaustão ( $T = T_{ge}$ ).

Quando os elementos estão quimicamente estáveis, como o  $N_2$  e  $O_2$ , a entalpia de formação no estado padrão é nula. As entalpias de formação das espécies químicas utilizadas neste estudo são mostradas na Tab. 5.

Tabela 5 Entalpias de formação ( $T_{ref}$ )	
$\bar{h}_f^\circ$ (kJ.kmol <sup>-1</sup> )	
Diesel ( $C_{14,09}H_{24,78}$ )	-260159*
Biodiesel ( $C_{18,74}H_{34,43}O_2$ )	-628779*
CO2	-393546
N2	0
O2	0
H2O(g)	-241845

\* Canakci e Hosoz (p. 384, 2006)  
(Fonte: Própria, 2018)

## 2.7 PODER CALORÍFICO

Çengel e Boles (2006) definem a entalpia de combustão  $\Delta\bar{h}_R$  (também chamada de entalpia de reação) como a diferença entre a entalpia dos reagentes e a entalpia dos produtos em um mesmo estado especificado. A entalpia de combustão é numericamente igual ao calor de combustão  $\Delta\bar{h}_C$  porém com o sinal contrário. E segundo Turns (2013) o calor de combustão também é conhecido como poder calorífico, e quando assume-se que toda água nos produtos está no estado vapor é chamado de poder calorífico inferior *PCI*. E quando assume-se que toda água nos produtos está no estado líquido é chamado de poder calorífico superior *PCS*. A entalpia e o calor de combustão são definidos na Eq. 21 e a entalpia dos reagentes e dos produtos são definidas na Eq. 22.

Neste estudo, assumiu-se que a reação de combustão foi completa, a temperatura e a pressão no estado de referência padrão e considerou-se fluxo constante de 1 kmol em

base molar de combustível queimado. Considerou-se também que toda água nos produtos estava no estado vapor.

$$-\Delta\bar{h}_R = \Delta\bar{h}_C = \bar{h}_{reag} - \bar{h}_{prod} \quad (21)$$

$$= \overline{PCI}$$

$$\bar{h}_{reag} = \sum_{reag} N_i \bar{h}_i \text{ e } \bar{h}_{prod}$$

$$= \sum_{prod} N_i \bar{h}_i \quad (22)$$

Sendo,  $N_i$  é o número de mols das espécies presentes nos reagentes e dos produtos e  $\bar{h}_i$  é a entalpia de formação de cada uma destas espécies. Ambas Eq.21 e Eq.22 são utilizadas para calcular os poderes caloríficos inferiores do diesel e do biodiesel. O  $PCI$  do combustível é calculado pela Eq. 23.

$$\overline{PCI} = \frac{\bar{h}_{f(c)}^\circ - \left[ i\bar{h}_{f(CO_2)}^\circ + \frac{j}{2}\bar{h}_{f(H_2O(g))}^\circ \right]}{1 \text{ kmol}_{(c)}} \quad (23)$$

$$\left[ \frac{kJ}{kmol} \right]$$

Sendo,  $i$  e  $j/2$  o número de mols das espécies em questão. O subscrito  $g$  refere-se à água no estado vapor e o subscrito  $c$  se refere ao combustível. Para os cálculos foram utilizados dados da Tab. 5 e os coeficientes encontrados por meio da Eq. 1.

A conversão do  $PCI$  para a base mássica é feita pela razão entre o  $PCI$  na base molar pelo somatório dos produtos

entre o coeficiente da espécie envolvida e a massa molar dela, como é descrito na Eq. 24.

$$PCI = \frac{\overline{PCI}}{MW_c} \quad (24)$$

$$= \frac{\overline{PCI}}{iMW_c + jMW_H + kW_O} \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Por fim, determinou-se o valor do  $PCI$  da mistura B25 considerando-se as proporções presentes de ambos os combustíveis na mistura. O  $PCI$  do B25 é descrito na Eq. 25.

$$PCI_{B25} = \frac{0,75PCI_{C_{14,09}H_{24,78}} + 0,25PCI_{C_{18,74}H_3}}{0,75 + 0,25} \quad (25)$$

## 2.8 ANÁLISE ENERGÉTICA

Para a análise energética considerou-se a reação de combustão completa utilizando-se o excesso de ar medido no ensaio.

Considerando uma mistura composta por um número  $x$  de espécies químicas, a massa da mistura é a soma de todas as massas de cada espécie  $m_{total}$  (ÇENGEL E BOLES, 2006). A fração mássica foi obtida pela razão entre a massa da espécie e o somatório das massas de todas as espécies envolvidas, como é definido nas Eq. 26 e Eq. 27.

$$m_{total} = \sum_{i=1}^x m_i \quad [kg] \quad (26)$$

$$Y_i \equiv \frac{m_i}{m_{total}}. \quad (27)$$

A massas molares de cada espécie química foram determinadas pela média ponderada entre a massa molar de cada espécie e sua proporção conforme se mostra nas equações abaixo. A massa molar da mistura é o somatório dos produtos entre as frações mássicas e as massas molares das espécies envolvidas. As massas molares dos reagentes e dos produtos são determinadas nas Eq. 28 e Eq. 29.

$$\begin{aligned} MW_{reag} \\ = (Y_{O_2} MW_{O_2} \\ + Y_{N_2} MW_{N_2})_{reag} \quad \left[ \frac{kg}{kmol} \right] \end{aligned} \quad (28)$$

$$\begin{aligned} MW_{prod} \\ = (Y_{CO_2} MW_{CO_2} + Y_{H_2O} MW_{H_2O} \\ + Y_{O_2} MW_{O_2} \\ + Y_{N_2} MW_{N_2})_{prod} \quad \left[ \frac{kg}{kmol} \right] \end{aligned} \quad (29)$$

A entalpia dos reagentes na base molar é dada pela Eq. 30.

$$\begin{aligned} \bar{h}_{reag} = \\ Y_{O_2} \left( \bar{h}_{f_{O_2}}^{\circ}(T_{ref}) + \Delta \bar{h}_{O_2}(T) \right) + \\ Y_{N_2} \left( \bar{h}_{f_{N_2}}^{\circ}(T_{ref}) + \Delta \bar{h}_{N_2}(T) \right) \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \end{aligned} \quad (30)$$

Sendo  $T$  a temperatura dos reagentes

$$\dot{m}_c PCI = \dot{m}_{ge} h_{prod} + \dot{W}_{el} + \dot{Q}_p \quad (34)$$

$[kW]$

na admissão do motor,  $\bar{h}_f^{\circ}$  a entalpia de formação da espécie envolvida,  $T_{ref}$  a temperatura no estado de referência e  $\Delta \bar{h}$  a entalpia sensível da espécie. No entanto, foi discorrido na abordagem teórica (Seção 2.5) que a energia contida no ar de admissão foi desprezada e por essa razão a entalpia dos reagentes também foi desprezada.

A entalpia dos produtos na base molar é dada pela Eq. 31.

$$\begin{aligned} \bar{h}_{prod} = \\ Y_{CO_2} \left( \bar{h}_{f_{CO_2}}^{\circ}(T_{ref}) + \Delta \bar{h}_{CO_2}(T) \right) + \\ Y_{H_2O} \left( \bar{h}_{f_{H_2O(g)}}^{\circ}(T_{ref}) + \Delta \bar{h}_{H_2O}(T) \right) \\ + \Delta \bar{h}_{N_2} \\ + \Delta \bar{h}_{O_2}(T) \quad \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \end{aligned} \quad (31)$$

Neste caso,  $T$  indica a temperatura dos gases de exaustão.

Por fim as entalpias dos reagentes e dos produtos na base mássica são definadas pela Eq. 32 e Eq. 33.

$$h_{reag} = \frac{\bar{h}_{reag}}{MW_{reag}} \quad \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (32)$$

$$h_{prod} = \frac{\bar{h}_{prod}}{MW_{prod}} \quad \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (33)$$

Então, utilizando-se as entalpias sensíveis dos gases pertinentes aos produtos da Eq. 1, a Eq. 12 pode ser reescrita conforme a Eq. 34.

### 3.0 ANÁLISE EXERGÉTICA

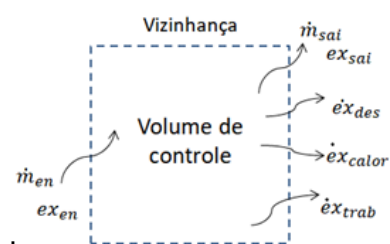
A Segunda Lei da Termodinâmica define que a energia possui quantidade e qualidade e que os processos reais acontecem na direção da diminuição da qualidade da energia, ou seja, em situações em que a energia se transforma para uma forma menos útil (menos qualidade). E quando a energia se transforma, o que foi perdido para o ambiente não se recupera. A Segunda Lei portanto aplica-se à análise exergética por estabelecer as diferentes formas de energia e por identificar as energias disponíveis ou chamadas de potenciais de trabalho.

Conforme Çengel e Boles (2006) a exergia é uma propriedade utilizada para determinar a qualidade da energia e para comparar os potenciais de trabalho de diferentes formas de energia presentes no volume de controle. A exergia depende tanto do estado do ambiente especificado quanto do estado do volume de controle, por isso é uma propriedade combinada. A exergia é transportada por fluxo de massa, transferência de calor e por realização de trabalho.

Quando um sistema tem como estado do ambiente especificado como estado morto, ele está em equilíbrio termodinâmico com o ambiente. Além disso, este estado não

possui energia cinética e nem energia potencial, assim como não reage de forma química com o ambiente. Portanto considerou-se na análise exergética o estado morto como estado de referência e por isso adotou-se 25 °C e 1 atm como referência.

Segundo Moran e Shapiro (2006) a energia em um processo se conserva e não é destruída. No entanto, a exergia não se conserva e pode ser destruída. A exergia é uma medida do potencial de trabalho teórico, ou de energia disponível, obtido de um sistema em um estado especificado. E o seu valor depende do estado de referência. Os autores discorrem que a análise exergética é usada para identificar os locais onde ocorre a perda de exergia e que pode ocorrer a destruição. O volume de controle para o balanço exergético foi adotado o mesmo da balanço energético, mostrado na Fig. 4 (mostra a transferência de exergia no volume de controle), considerou operação em regime permanente e fluxo de massa nas fronteiras e desconsiderou-se a exergia do ar de admissão. E para os gases produtos da combustão assumiu-se mistura de gases ideais.



**Figura 4** Exergia transferida para dentro e fora do volume de controle.  
(Fonte: Própria, 2018)

No volume de controle mostrado na Fig. 4 na entrada estão a vazão mássica de entrada  $\dot{m}_{en}$  e a exergia de entrada  $ex_{en}$ . E na saída do volume de controle estão a exergia destruída  $ex_{des}$ , a vazão mássica de saída  $\dot{m}_{sai}$ , a exergia de saída  $ex_{sai}$ , a exergia por transferência de calor  $ex_{calor}$  e a exergia do trabalho realizado  $ex_{trab}$ . Então, o balanço da exergia é dado pela Eq. 35.

$$0 = \left(1 - \frac{T_{ref}}{T_i}\right) \dot{Q}_p + \dot{m}_c ex_c - \dot{m}_{ge} ex_{ge} - \dot{W}_{el} - ex_{des} \quad [kW] \quad (35)$$

Na Eq. 35 a exergia que entra no volume de controle é representada pelo produto entre a vazão mássica de combustível e a exergia específica do combustível. A exergia que sai do volume de controle é representada pelo produto da vazão mássica dos gases de exaustão, pela exergia específica dos gases de exaustão, pelo trabalho representado pela potência efetiva e pelo fluxo de exergia destruída devido as irreversibilidades dentro do volume de controle, ou seja, é proporcional a geração de entropia no sistema. E  $\dot{Q}_p$  é o fluxo das perdas por transferência de calor, sendo  $T_{ref}$  a temperatura de referência e  $T_i$  a temperatura na saída da fronteira do volume de controle, que representa a temperatura dos gases de exaustão.

Conforme Canakci e Hosoz (2006) a exergia específica de um determinado fluido é a soma da contribuição das exergias específicas termomecânica ( $ex^{th}$ ) e química ( $ex^{ch}$ ). A exergia específica na base mássica é definida pela Eq. 36.

$$ex = ex^{th} + ex^{ch} \quad \left[\frac{kJ}{kg}\right] \quad (36)$$

Moran e Shapiro (2006) discorrem que a exergia química e a exergia termomecânica avaliam o potencial de trabalho que permite a reação entre o combustível e o ar de admissão para produzir os produtos da combustão como o  $CO_2$  e  $H_2O$ , quando há equilíbrio térmico e mecânico com o ambiente. O ar medido entrou no volume de controle com temperatura e pressão próximas do estado de referência, e desta forma, sua exergia química e termomecânica são aproximadamente zero e foram desconsideradas do balanço de exergia. Por essa mesma razão a exergia termomecânica do combustível foi desprezada, conforme foi feito por Canakci e Hosoz (2006).

Segundo Kotas (1995) a exergia específica do combustível, em sua forma líquida, é calculada considerando-se a contribuição química da exergia. Então em base mássica a exergia química específica do combustível é definida pela Eq. 37.

$$ex_c^{ch} = \begin{bmatrix} 1,0401 + 0,1728 \frac{Y_H}{Y_C} \\ + 0,0432 \frac{Y_O}{Y_C} + \\ 0,2169 \frac{Y_S}{Y_C} \\ \left( 1 - 2,0628 \frac{Y_H}{Y_C} \right) \end{bmatrix} |PCI| \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (37)$$

Sendo  $Y_H$ ,  $Y_C$ ,  $Y_O$  e  $Y_S$  as frações mássicas de hidrogênio (H), carbono (C), oxigênio (O) e enxofre(S), respectivamente. Não há enxofre na reação de combustão considerada neste trabalho, por isso os termos que possuem o subscrito S são anulados.

A exergia específica dos gases de exaustão é a soma da exergia específica termomecânica e da exergia específica química dos gases de exaustão, dado pela Eq. 38.

$$ex_{ge} = ex_{ge}^{th} + ex_{ge}^{ch} \quad (38)$$

A exergia termomecânica e química em base molar são definidas pelas Eq. 39 e 40, respectivamente.

$$\bar{ex}_{ge}^{th} = \sum_{i=1}^n \left\{ X_i \left[ \bar{h}_i(T) - \bar{h}_i(T_0) - T_0(\bar{s}^0(T) - \bar{s}^0(T_0)) \right] \right\} \quad (39)$$

$$\bar{ex}_{ge}^{ch} = T_0 \bar{R} \sum_{i=1}^n [X_i \ln(X_i)] + \sum_{i=1}^n X_i ex_{PM} \quad (40)$$

Sendo  $X_i$  a fração molar obtida pela razão entre a massa da espécie química  $m_i$  e o somatório das massas de todas as espécies envolvidas  $m_{total}$ , definida na Eq. 41.

O termo  $\bar{h}_i(T)$  representa a entalpia específica da espécie envolvida a uma determinada temperatura T e  $\bar{s}^0(T)$  é a entropia absoluta da espécie envolvida a uma determinada temperatura T e 1 atm. O termo  $\bar{h}_i(T_0)$  representa a entalpia específica da espécie envolvida na temperatura no estado de referência padrão e  $\bar{s}^0(T_0)$  é a entropia absoluta  $\bar{s}^0(T_0)$  na temperatura no estado de referência e 1 atm.

O termo  $\bar{R}$  representa a constante universal dos gases ideais, igual a 8,314 kJ/kmolK e  $ex_{PM}$  é a exergia química padrão molar, mostrada na Tab. 6.

$$X_i \equiv \frac{m_i}{m_{total}} \quad (41)$$

A massa total das espécies químicas é dada pela Eq. 42.

$$m_{total} = \sum_{i=1}^x m_i \quad [kg] \quad (42)$$



**Tabela 6** Exergia Química Padrão a 25 °C de algumas espécies químicas

$ex_{PM}$ (kJ/kmol) – Modelo II	
CO <sub>2</sub> (g)	19870
H <sub>2</sub> O (l)	900
N <sub>2</sub> (g)	720
O <sub>2</sub> (g)	3970

(Fonte: Própria, 2018)

A exergias específicas química e termomecânica dos gases de exaustão são convertidas para base mássica utilizando a massa molar dos gases de exaustão, como é mostrado nas Eq. 43 e Eq. 44.

$$ex_{ge}^{th} = \frac{\overline{ex}_{ge}^{th}}{MW_{prod}} \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (43)$$

$$ex_{ge}^{ch} = \frac{\overline{ex}_{ge}^{ch}}{MW_{prod}} \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (44)$$

A eficiência exergética do grupo gerador é calculada pela relação entre a potência efetiva e o fluxo de exergia do combustível, como é descrito na Eq. 45.

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{el}}{\dot{m}_c ex_c^{ch}} 100 \quad [\%] \quad (45)$$

#### 4.0 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste trabalho, as reações de combustão analisadas do diesel e do biodiesel foram reações completas e não estequiométricas. Além disso, ambas as reações dos combustíveis obtiveram mistura

ar-combustível considerada pobre. A relação ar-combustível calculada para a reação de combustão do diesel e do biodiesel foram respectivamente, aproximadamente 14,3 e 12,4.

Foram calculados os poderes caloríficos inferiores do diesel, do biodiesel e da mistura B25. Foram encontrados os valores de 42643,67  $kJ.kg^{-1}$  para o diesel e de 37390,85  $kJ.kg^{-1}$  para o éster metílico transesterificado de óleo de soja. Esses resultados encontrados foram próximos aos do Canakci e Van Gerper (2003), mostrados na Tab. 2.

Para a mistura B25 foi encontrado o poder calorífico inferior de 41330,46  $kJ.kg^{-1}$ . Visto que a mistura B25 continha 75% (v/v) de diesel e 25% (v/v) de éster metílico transesterificado de óleo de soja, o PCI encontrado do B25 foi menor que o PCI do B0 e maior que o PCI do biodiesel.

A Tab. 7 mostra as temperaturas de admissão do ar e dos gases de exaustão medidos nos ensaios com o B0 e o B25 de acordo com os pontos de carga estabelecidos. Nota-se na Tab. 7 que as temperaturas medidas do ar de admissão no ensaio com o B25 foram mais baixas que as temperaturas do ensaio com o B0, em razão dos ensaios terem sido realizados em dias diferentes e as temperatura ambientes estavam diferentes, como é mostrado na Tab. 4.

**Tabela 7** Temperaturas de admissão do ar e dos gases de exaustão

Pontos de carga (kW)	Temperatura de admissão do ar (°C)		Temperatura dos gases de exaustão (°C)	
	B0	B25	B0	B25
0,35	23,3	19,4	129,2	129,1
0,7	22,6	20	140,8	139,9
1,05	22,4	20,2	154,1	153,3
1,4	22,3	20,5	149,6	142,2

(Fonte: Própria, 2018)

Observou-se no B0 que a partir do segundo ponto de carga a temperatura variou pouco, houve queda de 3% da primeira para a segunda carga, da segunda para a terceira a temperatura diminuiu 0,9% e da terceira para a quarta carga houve queda de aproximadamente 0,5% da temperatura. Observou-se no B25 que da primeira carga para a segunda a temperatura aumentou 3,1%, da segunda para a terceira carga aumentou 1,0% e da terceira para a quarta carga a temperatura aumentou 1,5%.

A Tab. 7 também mostra as temperaturas medidas dos gases de exaustão para cada combustível testado em diferentes pontos de carga estabelecidos. Nota-se que o B0 alcançou maiores temperaturas dos gases de exaustão. Observou-se que no primeiro ponto de carga as temperaturas para o B0 e para o B25 foram quase iguais, sendo que a temperatura do B25 foi aproximadamente 0,1% menor que a do B0. E no segundo, terceiro e quarto ponto de carga as temperaturas atingidas pelo B0 foram,

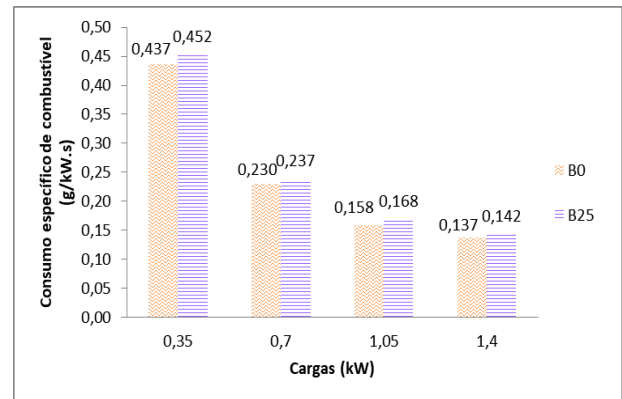
respectivamente, 0,6%, 0,5% e 4,9% maiores que a temperatura do B25. Observa-se que a temperatura tende a aumentar conforme aumentam as cargas, no entanto, do terceiro para o quarto ponto de carga as temperaturas de ambas misturas de combustíveis diminuíram. No B0 a temperatura reduziu 2,9% e no B25 reduziu 7,2% em relação a terceira carga.

A Fig. 5 mostra o consumo específico de combustível (CSE). Observa-se nessa figura que o CSE tende a diminuir conforme as cargas foram aumentando. Resultados similares foram vistos em dados da literatura (Canakci e Hosoz (2006); SANTOS *et al.* (2017)). Ao comparar o primeiro ponto de carga e o último houve redução de aproximadamente 68% do CSE do B0 e do B25. Observou-se que o B25 alcançou os maiores valores de consumo específico em todos os pontos de carga, resultado que está de acordo com os dados da literatura (Monyem (1998)). No primeiro e no quarto ponto de carga houveram aumento de 3,6% do CSE com o uso do B25 quando comparado com o B0, no segundo ponto aumento foi de 3,4% e no terceiro ponto o aumento foi de 6,6%.

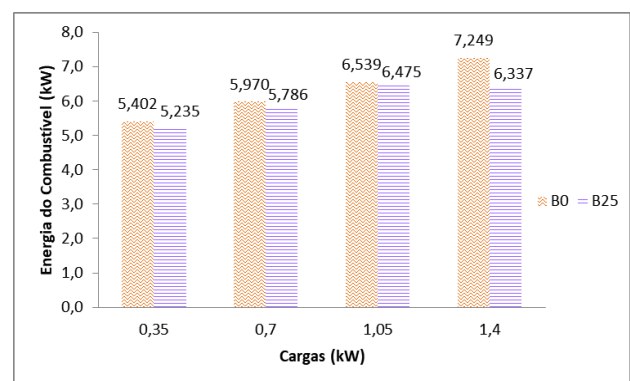
A energia do combustível ( $\dot{m}_c PCI$ ) fornecida ao motor de acordo com diferentes pontos de carga estabelecidos é mostrada na Fig. 6. Observou-se que a energia fornecida pelo diesel foi maior que da mistura B25 em

todos os pontos de carga. No primeiro e segundo ponto o B0 teve a energia do combustível 3,2% maior que a energia do B25. No terceiro ponto foi 1,0% maior que o B25. E na quarta carga houve a maior diferença entre as energia dos combustíveis, onde o B0 teve a energia 12,6% maior que a do B25. Além disso, observa-se na figura que conforme as cargas aumentam as energias fornecida pelos combustíveis aumentam, resultados iguais foram vistos em dados da literatura (Santos *et al.* (2017) e Canakci e Hosoz (2006)). É visto em Canakci e Hosoz (2006) que sob um mesmo ponto de carga o B0 teve energia 0,1% maior que a do B20 (20% v/v de éster metílico transesterificado de óleo de soja), desse modo considerou-se que a energia do combustível do B0 era igual a do B20. E Santos *et al.* (2017), sob um mesmo ponto de carga, comparou o B25 com um B5 que teve a energia 0,4% maior que o B25.

Portanto, neste trabalho o B25 quando comparado com o B0 teve os valores das energias do combustível próximos aos do B0, porém sua energia um pouco menor. Mas, houve exceção no quarto ponto de carga onde o B25 teve uma redução substancial da energia do combustível quando comparado com o B0.



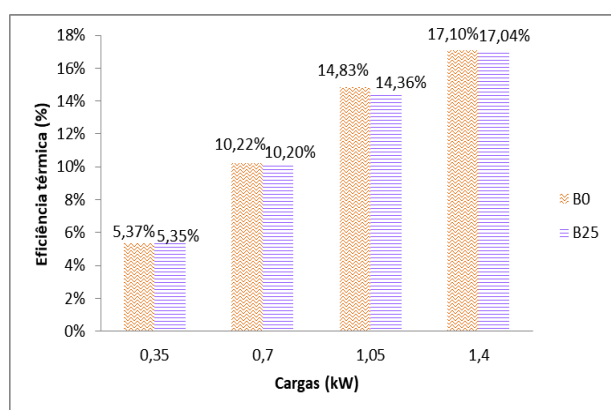
**Figura 5** Consumo específico de combustível para os combustíveis testados.  
(Fonte: Própria, 2018)



**Figura 6** Energia do combustível.  
(Fonte: Própria, 2018)

Na Fig. 7 são mostradas as eficiências térmicas dos combustíveis testados. Observa-se nesta figura um expressivo aumento da eficiência térmica conforme as cargas aumentaram. Do primeiro ponto de carga ao segundo houve crescimento de aproximadamente 90% da eficiência para ambos B0 e B25. Do segundo ao terceiro ponto houve crescimento de 45,2% da eficiência do B0 e 40,8% da eficiência do B25. E do terceiro para o quarto ponto B0 cresceu 15,3% e o B25 18,6%. Em todos os pontos de carga as eficiências do B25 e do B0 atingiram quase os mesmos valores. No primeiro e no quarto ponto de carga o B25 em comparação

com o B0 teve sua eficiência reduzida em aproximadamente 0,4%, no segundo ponto reduziu 0,2% e no terceiro ponto 3,2%. Arredondando os resultados mostrados na Fig. 10, nota-se que as eficiências de ambos B0 e B25 no primeiro, segundo e no quarto ponto de carga são praticamente iguais. Dados da literatura mostram que o acréscimo de biodiesel em uma mistura faz com que a eficiência térmica seja igual ou com valor quase igual ao do B0 (Monyem (1998); Chang *et al.* (1996)). Canakci e Hosoz (2006) compararam as eficiências térmicas entre o B0 e uma mistura B20 e ambos tiveram as mesmas eficiências térmicas. Compararam também com o B100 (100% v/v de éster metílico transesterificado de óleo de soja) e houve aumento de 1,6% com relação à eficiência do B0.

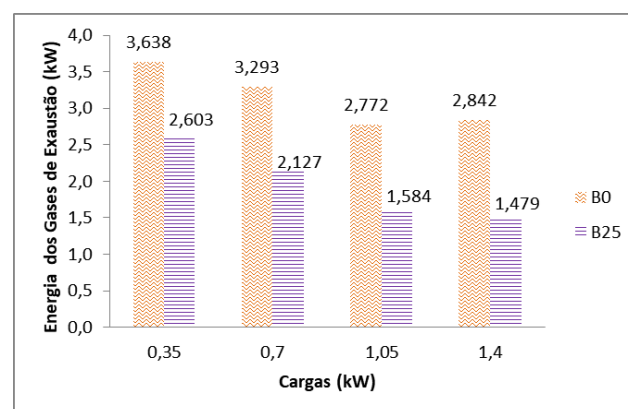


**Figura 7** Eficiência Térmica para os combustíveis testados  
(Fonte: Própria, 2018)

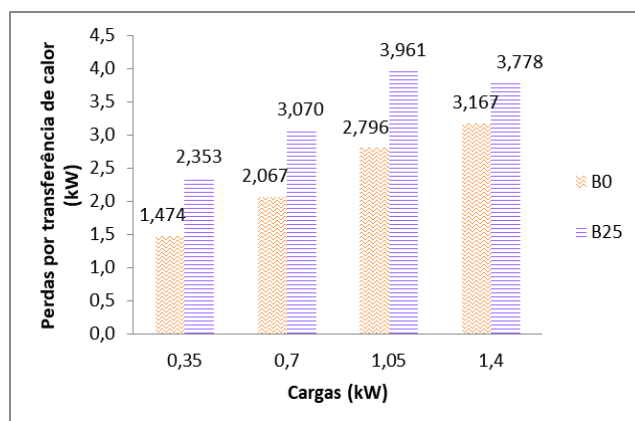
A energia dos gases de exaustão é mostrada na Fig. 8. É visto nessa figura que a adição de biodiesel na mistura contribuiu

para uma redução expressiva da energia dos gases de exaustão. Neste sentido o B0 obteve as maiores energias dos gases de exaustão. No primeiro ponto de carga o B25 teve energia aproximadamente 28,5% menor que o B0, no segundo foi 35,4% menor, no terceiro foi 42,9% e no quarto foi 48,0% menor que o B0. Observa-se que as energias dos gases de exaustão tendem a diminuir para ambos B0 e B25 conforme aumentam as cargas, esse mesmo resultado foi visto nos dados da literatura (Santos *et al.* (2017)).

Houveram perdas em razão da transferência de calor por parte do motor que ultrapassaram as fronteiras do volume de controle, mostradas na Fig. 9. É visto nessa figura que as perdas tendem a crescer com o aumento das cargas, o mesmo resultado foi visto em dados da literatura (Santos *et al.* (2017)), e as maiores perdas são alcançadas pelo B25. No entanto, houve exceção no B25 que teve suas perdas reduzidas do terceiro para o quarto ponto de carga.



**Figura 8** Energia dos gases de exaustão dos combustíveis testados.  
(Fonte: Própria, 2018)



**Figura 9** Perdas por transferência de calor.  
(Fonte: Própria, 2018)

Na Fig. 9, no primeiro ponto de carga, com o acréscimo de biodiesel na mistura houve o aumento de aproximadamente 59,6% das perdas por transferência de calor, no segundo aumentaram 48,5%, no terceiro aumentaram 41,7% e no quarto ponto de carga as perdas em comparação com o B0 aumentaram 19,3%. Canakci e Hosoz (2006) comparou as perdas entre o B0 e o B20 e sob o mesmo ponto de carga houve o aumento de aproximadamente 6,3%.

Segundo Manavella (2012), os motores Diesel trabalham com misturas pobres (16,5:1 a 22:1/24:1), portanto com excesso de ar, e o tempo para a formação da mistura é menor para garantir uma combustão completa. E quando isto não é garantido, a falta de excesso de ar faz com que os gases de exaustão contenham também hidrocarbonetos não queimados, monóxido de carbono e material particulado em razão da combustão incompleta.

Em relações aos motores Diesel é importante destacar o retardo da ignição presente no ciclo de combustão desses motores. O retardo da ignição diz respeito à fase de combustão sem chama, na qual a combustão não ocorre assim que o combustível é admitido na câmara, o combustível fica um determinado tempo para absorver calor e se misturar com o ar até atingir a temperatura de ignição. O aumento de temperatura e pressão desse processo ocorre devido a compressão do pistão. Além da temperatura e pressão, o tipo de combustível influencia no retardo da ignição. Conclui-se então que o atraso da ignição não é bom para o motor.

Quanto ao tipo de combustível, o número de cetanos é um indicador da qualidade de ignição de um combustível diesel (ou biodiesel), e dependendo do número de cetanos contribui para produzir menores atrasos na ignição. Ele dá uma indicação da velocidade em que o combustível entra em ignição. O número ou índice médio de cetanos do biodiesel é 49, e para o diesel é entre 48 e 52 (BIODIESELBR, 2011).

O número de cetanos é um indicador da qualidade de ignição de um combustível diesel, e mede a rapidez com que este combustível entra em ignição a uma dada pressão e temperatura. O índice de cetano médio do biodiesel é 49, enquanto para o

óleo diesel mineral a cetanagem situa -se entre 48 a 52, bastante menor, sendo esta a razão pelo qual o biodiesel queima muito melhor num motor diesel que o próprio óleo diesel mineral.

O acréscimo de biodiesel na mistura de combustível influenciou em uma pequena diminuição da temperatura dos gases de exaustão (Tab. 7), esse resultado ficou de acordo com dados da literatura (HAZAR, 2009). Isto é explicado pelo menor poder calorífico inferior do biodiesel, como foi calculado, e em razão de um possível menor número de cetanos.

Houve menor quantidade de energia do combustível fornecida ao motor pelo B25 (Fig. 6), em razão no menor PCI do biodiesel presente na mistura. A potência efetiva medida no gerador e a energia do combustível tiveram influência direta no resultado da eficiência térmica (Fig. 7), que também foi menor com o B25. Sendo que, de acordo com os pontos de carga as potências efetivas medidas foram: 0,29; 0,61; 0,97; 1,24 kW (para o B0) e 0,28; 0,59; 0,93; 1,08 (para o B25). Percebe-se então que no primeiro ponto de carga houve redução de 3,4% em relação a potência do B0, no segundo 3,3%, no terceiro 4,1% e no quarto ponto de carga 12,9%.

O consumo específico de combustível (Fig. 5) segundo Santos *et al.* (2017) e Canakci e Hosoz (2006) aumenta devido o acréscimo

de biodiesel na mistura de combustível, em razão do menor PCI. Além disso, esse aumento se deve pelas menores potências efetivas alcançadas com o B25, onde no primeiro ponto de carga houve redução de 3,4% em relação a potência do B0, no segundo 3,3%, no terceiro 4,1% e no quarto ponto de carga 12,9%.

Como já foi visto a mistura B25 promoveu uma maior quantidade de oxigênio para a composição química do combustível, e com isso provocou um maior empobrecimento da mistura. E segundo Canakci e Hosoz (2006) as maiores perdas por transferência de calor (Fig. 9) com o B25 são atribuídas a combustão do biodiesel devido ao maior excesso de oxigênio presente na mistura durante a combustão e que provocaram maiores temperaturas e pressão na ignição, e conseqüentemente maiores perdas por calor e maior atraso na ignição em relação ao B0. Além disso, as perdas por transferência de calor são associadas ao excesso de água presente na composição do biodiesel, como foi discutido na Seção 2.2. Com isso a elevada umidade do B25, proporcionou maiores quantidades de água presente na combustão, e dessa forma quanto mais água na câmara de combustão maior é a transferência de calor por meio da água para as fronteiras do volume de controle. E segundo Santos *et al.* (2017) a energia dos gases de exaustão (Fig. 11)

diminuiu com o acréscimo de biodiesel na mistura, em razão das entalpias dos produtos da combustão serem menores. No trabalho foram calculadas as entalpias dos produtos e obteve-se redução de 38,5% das entalpias dos produtos em relação ao B0.

De acordo com Chang *et al.* (1996) o biodiesel tem um peso molecular maior que o do diesel, não contém cadeias aromáticas e possui oxigênio em sua composição (como pode ser visto na Tabela 2). E quanto menor a quantidade de cadeias aromáticas na composição do combustível menor é a formação de material particulado (resíduo da combustão formado por diversas partículas, entre elas ácidos, sulfatos, nitratos, metais e fuligem). O autor também ressalta que a quantidade de oxigênio na composição química de combustível colabora para a redução de COs e hidrocarbonetos nas emissões. No presente trabalho as emissões de material particulado, Cos e HCs foram desconsideradas mas para trabalhos futuros a mensuração desses dados contribuirá para uma melhor avaliação dos resultados.

A respeito dos gases de exaustão, com o acréscimo de biodiesel na mistura as frações molares dos produtos da combustão foram menores que as frações do B0. Isso explica a menor energia dos gases de exaustão do B25 (Fig. 8).

Foram calculadas as exergias químicas do B0 e do B25. Os valores encontrados das

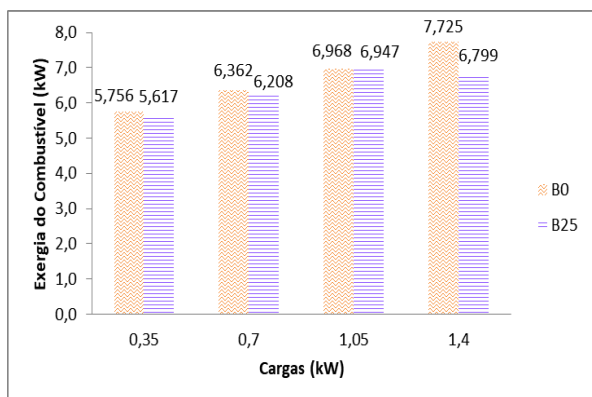
exergias químicas do B0 e do B25 foram, respectivamente, 45441,4 e 44343  $kJ/kg$ . A exergia do diesel encontrada ficou próxima da exergia encontrada por Canakci e Van Gerper (2003), mostrada na Tabela 2. E a exergia do B25 ficou menor que o valor da exergia do diesel e maior que a exergia do biodiesel, mostradas na Tab. 2, encontradas por Canakci e Van Gerper (2003).

Comparando a exergia do combustível mostrada na Fig. 10 com a energia do combustível mostrada na Fig. 6, houve aumento da exergia do combustível de 6,6% para o B0 em todos os pontos de carga e para o B25 o aumento foi de 9,3% em todos os pontos de carga. Este aumento para o B0 esteve de acordo com o dado da literatura (Canakci e Hosoz (2006)).

A Fig. 10 mostra as exergias dos combustíveis de acordo com os pontos de carga estabelecidos. Nota-se nessa figura que a exergia do combustível do B0 é maior em todos os pontos de carga. A exergia do B0 no primeiro e no segundo ponto de carga é aproximadamente 0,6% maior que a exergia do B25, no terceiro ponto é 1,6% maior e no quarto ponto de carga houve há um aumento substancial da exergia em 10,3% a mais que a do B25. Portanto, no geral, as exergias de ambas as misturas testadas no trabalho tiveram valores muito próximos das suas exergias do combustível, a exceção foi na quarta carga. Observa-se também na Fig.



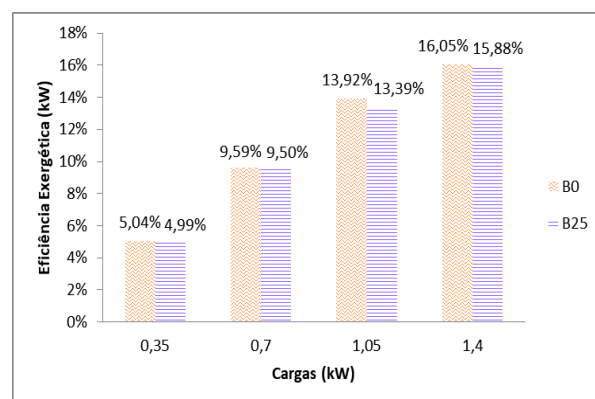
10 que as exergias tendem a crescer conforme as cargas aumentam. Canakci e Hosoz (2006) comparou as exergias dos combustíveis do B0 e do B20 sob o mesmo ponto de carga e suas exergias foram iguais.



**Figura 10** Exergia do combustível  
(Fonte: Própria, 2018)

Os resultados encontrados das eficiências exergéticas do B0 e do B25 são mostrados na Fig. 11. Nessa figura é visto que a eficiência exergética tende a crescer conforme a carga aumenta. Nota-se que as eficiências são praticamente iguais nos dois primeiros pontos de carga, e nos outros pontos as eficiências têm valores próximos. No primeiro ponto de carga o B25 teve eficiência exergética aproximadamente 3,0% menor que do B0, no segundo ponto foi 2,7% menor, no terceiro ponto foi 5,6% menor e no quarto ponto foi 2,8% menor que a eficiência do B0. Canakci e Hosoz (2006) compararam as eficiências exergéticas do B0 e do B20 sob um mesmo ponto de carga e encontraram valores iguais para ambas

misturas e em comparação do B0 com o B100, o B100 teve eficiência 1,2% maior.



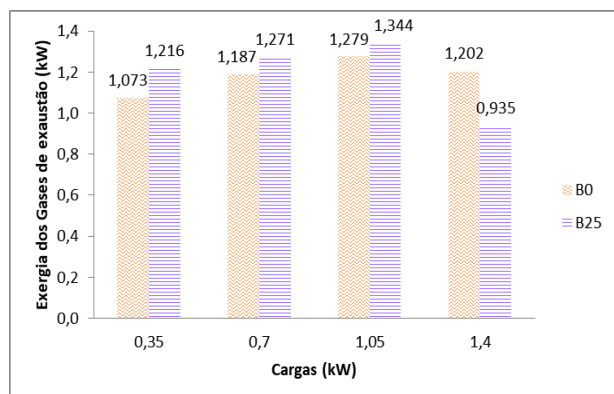
**Figura 11** Eficiência exergética  
(Fonte: Própria, 2018)

Comparando a eficiência exergética com a eficiência térmica (Fig. 7), a eficiência exergética é 5,9-6,7% menor. Este resultado está de acordo com os dados da literatura (Canakci e Hosoz (2006)).

A exergia dos gases de exaustão é mostrada na Fig. 12. Observa-se na figura que do primeiro ao terceiro ponto de carga a exergia cresceu conforme as cargas aumentaram. E do terceiro ao quarto ponto decresceu quando a carga aumentou. Observa-se também que no primeiro ponto de carga a exergia dos gases de exaustão do B25 foi 13,4% maior que a do B0, no segundo ponto foi 7,0% maior, no terceiro ponto foi 5,1% maior que a do B0. No entanto, no quarto ponto a exergia dos gases de exaustão do B0 foi 22,3% maior que a do B25. Canakci e Hosoz (2006) compararam as exergias dos gases de exaustão do B0 e do B20 sob um mesmo ponto de carga e encontraram

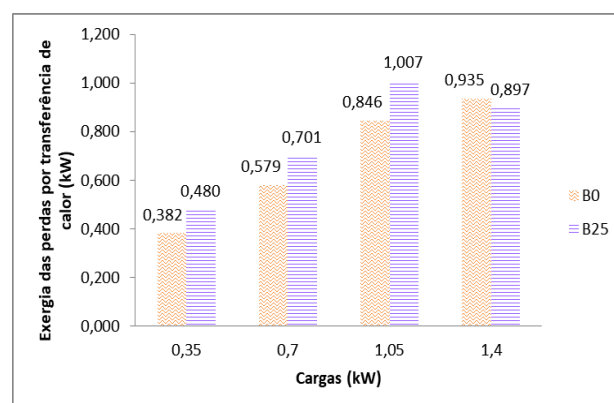


que o B20 foi aproximadamente 0,7% maior que o B0 e o mesmo resultado foi obtido em comparação entre B0 e o B100.



**Figura 12** Exergia dos gases de exaustão  
(Fonte: Própria, 2018)

Na Fig. 13 são mostradas as exergias das perdas por transferência de calor do B0 e do B25. Observa-se na figura que do primeiro ao terceiro ponto de carga a exergia cresceu conforme as cargas aumentaram. E do terceiro ao quarto ponto de carga a exergia decresceu quando a carga aumentou. Observa-se também que no primeiro ponto de carga a exergia das perdas por transferência de calor do B25 foi 25,7% maior que a do B0, no segundo ponto foi 21,1% maior e no terceiro ponto foi 19,1% maior que a do B0. No entanto, no quarto ponto a exergia das perdas do B0 foi 4,0% maior que a do B25. Canakci e Hosoz (2006) compararam as as exergias das perdas por transferência de calor do B0 e do B20 sob um mesmo ponto de carga e encontraram que o B20 foi aproximadamente 6,3% maior que o B0 e em comparação entre B0 e o B100, o B100 foi 3,2% maior que o B0.

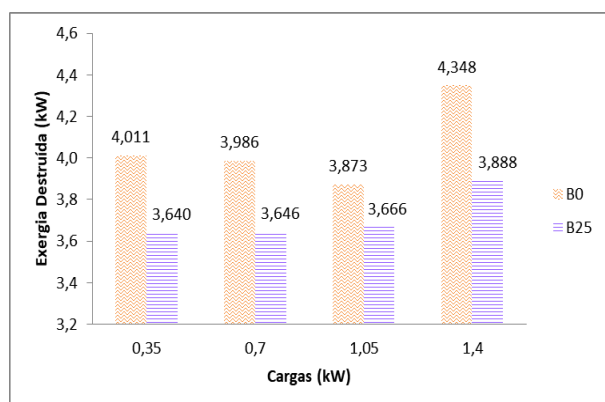


**Figura 13** Exergia das perdas por transferência de calor  
(Fonte: Própria, 2018)

A exergia das perdas por transferência de calor é proporcional a quantidade de calor rejeitado pelo volume de controle e é análoga as perdas por transferência de calor (Fig. 9). No caso do B0, a exergia das perdas por calor representam 6,6-12,1% da exergia do combustível. E no caso do B25 representam 8,4-14,2% da exergia do combustível.

Na Fig. 14 são mostradas as exergias destruídas do B0 e do B25. Observa-se na figura que do primeiro ao terceiro ponto de carga a exergia destruída decresceu conforme as cargas aumentaram. E do terceiro ao quarto ponto cresceu quando a carga aumentou. Observa-se também que no primeiro ponto de carga a exergia do B25 foi 6,6% menor que a do B0, no segundo ponto foi 5,6% menor, no terceiro ponto foi 2,0% menor que a do B0 e no quarto ponto a exergia destruída do B0 foi 7,7% maior que a do B25. Canakci e Hosoz (2006) compararam as as exergias destruídas do B0 e do B20 sob um mesmo ponto de carga e encontraram

que o B20 foi aproximadamente 1,0% menor que o do B0 e em comparação entre B0 e o B100, o B100 foi 2,6% menor que o B0. A exergia destruída ocorre devido aos processos irreversíveis que ocorrem no volume de controle considerado, como a combustão, transferência de calor, atrito, etc.



**Figura 14** Exergia destruída  
(Fonte: Própria, 2018)

## 5.0 CONCLUSÃO

As seguintes conclusões são feitas a respeito do trabalho: o acréscimo de biodiesel na mistura mostrou-se vantajoso para o uso em motores diesel, por não necessitar modificações e adaptações no motor para a sua operação. Além disso, em termos de meio ambiente, a utilização de maiores quantidades de biodiesel em motores implica em menor uso do diesel, que é um combustível originado do petróleo, e por isso não é renovável. Como consequência da redução do uso do diesel, as emissões de gases de exaustão são reduzidas segundo

dados da literatura, ficando este assunto para discussão em trabalhos futuros.

Foi visto que o biodiesel de soja possui um poder calorífico inferior ao do diesel e em sua composição química tem a presença de oxigênio, além do carbono e do hidrogênio. A respeito dos resultados encontrados, é visto que o B25 promoveu maior consumo em massa por unidade de potência, ou seja, um maior consumo específico de combustível. Revelando assim que, como o PCI do B25 é menor, foi necessário que houvesse um maior consumo específico para tentar suprir o menor conteúdo energético oferecido pelo biodiesel ao mesmo tempo em que era necessário ser submetido aos mesmos pontos de carga que o B0, e dessa forma gerando potências efetivas similares aos do B0. Portanto foi necessário um maior consumo de combustível na câmara de combustão. As maiores perdas por transferência de calor indicam que maiores temperaturas foram atingidas com a queima do B25, e em razão de um maior consumo específico de combustível, foi necessário maiores temperaturas dentro da câmara, implicando em maiores perdas. As menores emissões de gases produtos da exaustão influenciaram nas menores perdas pelos gases de exaustão pelo B25, reflexo de uma maior quantidade de combustível oxidado. Em contrapartida, a energia do combustível do B25 é menor, isto é explicado pelo seu

menor poder calorífico quando comparado ao do diesel. Nota-se o melhor desempenho energético do B0 em comparação com o B25 pela sua maior energia do combustível e pela sua maior eficiência térmica.

Os resultados quanto a exergia do combustível e eficiência exergética foram praticamente iguais para ambas as misturas, indicando assim a tendência de desempenhos exergéticas similares entre o B0 e o B25. A exergia destruída do B25 mostrou-se menor que a do B0. E a exergia das perdas por transferência de calor e a exergia dos gases de exaustão mostrou-se maior na mistura B25.

É importante ressaltar que os ensaios foram realizados em dias diferentes sob condições de temperatura, pressão e umidade diferentes. Além disso, apesar dos resultados na análise exergética e energética da mistura B25 serem menores ou maiores em número, ainda assim são muito próximas ao valores atingidos pelo B0, podendo-se concluir que as duas misturas mostraram resultados de performance energética e exergética relativamente iguais, e inclusive com eficiências térmicas relativamente iguais. Somando estes resultados com as considerações sobre as vantagens do uso do biodiesel já feitas acima, conclui-se que é vantajoso também para o meio ambiente o acréscimo de biodiesel em misturas com o

diesel, além de não necessitar modificações no motor para o usuário.

## AGRADECIMENTOS

Ao professor Ramon Eduardo Pereira Silva, pela orientação, confiança e apoio.

Ao professor Rogério da Silva Santos, por disponibilizar o biodiesel que foi utilizado nos ensaios.

Ao professor Orlando Moreira Júnior, por disponibilizar os dados da Estação Meteorológica da UFGD.

A todos que direta ou indiretamente fizeram parte da minha formação, em especial aos meus irmãos na amizade e minha amada e compreensiva família, o meu muito obrigado e carinho eterno.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Barabás, I., Todoruț, A. *Key Fuel Properties of Biodiesel-diesel Fuel-ethanol Blends*. SAE Technical Paper 2009-01-1810, 2009. <https://doi.org/10.4271/2009-01-1810>.

BiodieselBr. *Laboratórios: Qualidade Garantida. Análise do biodiesel envolve testes caros e complexos, como o do número de cetano*. Disponível em <<https://www.biodieselbr.com/revista/022/qualidade-garantida.htm>>. Acesso em: 12 nov. 2018.

Canakçi M., Hosoz M. *Energy and exergy analyses of a diesel engine fuelled with various biodiesels*. Energy Sources B – 1: 379–394, 2006.

<https://doi.org/10.1080/15567240500400796>

Canakçi, M., Van Gerpen, J. H. *Comparison of engine performance and emissions for petroleum diesel fuel, yellow grease biodiesel, and soybean oil biodiesel*. Transactions of the ASAE, 2003. 46(4) :1429-1436

Çengel, Y. A., Boles M. A.. *Thermodynamics: an engineering approach*. 5th ed, McGraw Hill, 2006.

Chang, D., Van Gerpen, J. H. *Fuel Properties and Engine Performance for Biodiesel Prepared from Modified Feedstocks*. SAE, Technical Paper 971684, 1997. <https://doi.org/10.4271/971684>.

Hazar, H. *Effects of biodiesel on a low heat loss diesel engine*. Renew Energy 34:1533-1537. 2009. Doi: 10.1016/j.renene.2008.11.008.

Kotas, T. J., *The Exergy Method of thermal plant analysis*. Butterworths, 1985.

Monyem, Abdul, *The effect of biodiesel oxidation on engine performance and emissions*. Retrospective Theses and Dissertations. 11950, 1998. <https://lib.dr.iastate.edu/rtd/11950>

Santos, T.B., Ferreira, V.P., Torres, E.A. et al. *Energy analysis and exhaust emissions of a stationary engine fueled with diesel-biodiesel blends at variable loads*. J Braz. Soc. Mech. Sci. Eng. 39: 3237. 2017. <https://doi.org/10.1007/s40430-017-0847-0>

Manavella, H. J. *Emissões Automotivas – Sistema de Controle Diagnóstico*. 2012. São Paulo, SP: HM Autotrônica.

Marques, D.O., Trevizan, L.S.F., Oliveira, I.M.F. et al. *Combustion assessment of an ethanol/gasoline flex-fuel engine*. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. April 2017, Volume

39, Issue 4, p 39-1079. <https://doi.org/10.1007/s40430-016-0609-4>.

Moran, M. J., Sahpuro H. N. *Fundamentals of engineering thermodynamics*. 5th ed, John Wiley and Sons, 2006.

PETROBRAS. *Óleo Diesel. Informações Técnicas*. Versão 1.3. 2014. <http://sites.petrobras.com.br/minisite/assistenciaticnica/public/downloads/diesel-manual.pdf>

Turns, S. R. *Introdução à combustão. Conceitos e aplicações*. 3 edição, McGraw Hill, 2013.