

Análise de desempenho e emissões de um motor de ignição por compressão bicomcombustível diesel/gás natural¹

Joanir Pletsch²
Josimar Souza Rosa³
Carlos Roberto Altafini⁴

Resumo

O motor diesel é considerado poluente por suas elevadas emissões de NO_x e particulados que causam problemas à saúde humana e ao meio ambiente. O óleo diesel é a fonte energética mais utilizada no Brasil, portanto o uso de combustíveis alternativos contribui para reduzir a dependência dessa fonte. Nesse contexto, este estudo avaliou o desempenho e emissões gasosas de um motor de combustão interna, ciclo Diesel, operando em modo bicomcombustível, com diesel e gás natural, usando uma válvula borboleta instalada na admissão, para restringir a tomada de ar. Foram aplicadas quatro (4) vazões de gás natural, combinadas com diesel, e três diferentes posições da borboleta: 100%, 67% e 44% aberta. O motor apresentou desempenho satisfatório, em relação à eficiência térmica e, em alguns casos, com valores maiores do que nas condições originais de funcionamento. Também houve redução da opacidade da fumaça, das emissões de NO_x, e aumento das emissões de CO.

Palavras-chave: Motores de combustão interna. Bicomcombustível. Válvula borboleta.

Abstract

The diesel engine is considered polluting due to its high emissions of NO_x and particulate matter that cause health and environmental problems. The diesel is the most used energetic source in Brazil, therefore the alternative fuel evaluation contributes to reduce the dependence on this source. In this context, this study evaluated the performance and emissions of an internal combustion engine, Diesel cycle, operating in dual fuel mode, with diesel and natural gas, using a butterfly valve installed on intake manifold, to restrict the air input. There were applied four (4) natural gas flow rates, combined with diesel oil, and three different valve positions: 100%, 67% and 44% opening. The engine performed satisfactorily, related to thermal efficiency and, in some cases, with higher values than in the original operating conditions. There was also a reduction in smoke opacity, NO_x emissions, and increased CO emissions.

Keywords: Internal combustion engine. Dual fuel. Butterfly valve.

¹ Este artigo é resumo do trabalho de conclusão de curso de Engenharia Mecânica apresentado na Universidade Feevale, Novo Hamburgo, RS, Brasil, sob orientação do Me. Josimar Souza Rosa.

² Bacharel em Engenharia Mecânica pela Feevale. E-mail: joanir.pletsch@gmail.com

³ Doutorando em Engenharia Mecânica na Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), Porto Alegre, RS, mestre em Engenharia Mecânica pela Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS), São Leopoldo, RS. Professor do curso de Engenharia Mecânica da Feevale. E-mail: js-rosa@hotmail.com

⁴ Doutor em Energética pela Università degli Studi di Padova, Itália, mestre em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Florianópolis, SC, Brasil. Professor dos cursos de graduação e mestrado profissional em Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul (UCS), Caxias do Sul, RS. E-mail: craltafini@ucs.br

Artigo recebido em 13.10.2018 e aceito em 12.03.2019.

1 Introdução

Os motores de combustão interna (MCI) ainda são os principais meios usados para movimentar veículos de passeio e transporte (MARTINS, 2011). Para o funcionamento dos MCI, são utilizados principalmente combustíveis fósseis, cujas reservas tendem a se esgotar em um futuro próximo e, por conta disso, o preço desses combustíveis vem aumentando rapidamente (BORA *et al.*, 2014). Além disso, sua combustão libera gases causadores do aquecimento global, responsáveis pela ocorrência de chuvas ácidas e doenças respiratórias. Por outro lado, a demanda de energia tem aumentado mais rapidamente que as taxas de aumento populacional (MOHSIN *et al.*, 2014).

A legislação de emissões por veículos continuamente se torna mais restritiva, como forma de buscar a redução do impacto de seu uso no meio ambiente (ROBERTS; BROOKS; SHIPWAY, 2014; ABEDIN *et al.*, 2016). No que diz respeito à poluição atmosférica, os principais poluentes são gerados pela combustão de combustíveis fósseis, como o diesel (ABEDIN *et al.*, 2016; WEI; GENG, 2016).

O setor de transportes, de forma global, é um dos maiores contribuintes para a poluição ambiental, sendo que esse setor é a maior fonte de emissões de NO_x , HC, CO_2 e material particulado (ABEDIN *et al.*, 2016). Além dos problemas de saúde que podem ser causados, há contribuição dessas emissões para o aquecimento global, o qual está induzindo alterações climáticas no planeta e ocasionando problemas como o aumento global da temperatura, derretimento de geleiras e aumento do nível do mar (WEI; GENG, 2016; ABEDIN *et al.*, 2016). Em novembro de 2015, cientistas da NASA reportaram que as emissões de CO_2 , provocadas por humanos, continuam a crescer em níveis não vistos em centenas de milhares de anos (OTHMAN *et al.*, 2017). No caso de motores a diesel, as emissões mais nocivas são os NO_x e o material particulado. As emissões de NO_x são um dos maiores causadores de *smog* fotoquímico (fumaça/nevoeiro, contendo diversos poluentes dispersos) e um dos causadores de chuva ácida (WEI; GENG, 2016; ABEDIN *et al.*, 2016). O material particulado apresenta efeitos nocivos para a saúde humana e para o meio ambiente, entre os quais são citados problemas respiratórios e cardiovasculares, desordens neurodegenerativas e potencial carcinogênico (WEI; GENG, 2016).

Devido aos problemas causados pelos poluentes, às legislações rígidas de emissões e, ainda, devido à forte dependência dos combustíveis fósseis, a pesquisa por combustíveis alternativos em substituição

ao óleo diesel torna-se relevante. Os estudos sobre uso de gás natural em veículos equipados com motores Otto já se encontram em um estágio avançado, porém seu uso em motores diesel ainda apresenta algumas indefinições.

Estudos do uso de gás natural também serão úteis para futuras aplicações do biometano, por ser similar ao gás natural, podendo ser usado como substituto para o mesmo (MOREIRA, 2010). O biometano tem origem na purificação do biogás, obtido pela decomposição de matéria orgânica, e, assim como outros combustíveis de origem natural, tende a ser menos poluente, além de ser obtido de fontes renováveis, limitando problemas como a escassez de combustível. Sendo originário da biomassa, o biometano contribui menos para as emissões de CO_2 , quando comparado aos combustíveis fósseis (BORA *et al.*, 2014).

A operação bicombustível em motores diesel consiste no funcionamento com óleo diesel, juntamente com um segundo combustível e possui a finalidade de substituir parcialmente esse combustível, reduzindo as emissões e índice de fumaça, aumentando eficiência ou desempenho, entre outros objetivos. Atualmente, três técnicas têm sido implementadas em motores diesel: mistura, fumigação e emulsão (ABEDIN *et al.*, 2016). Na maioria das aplicações da técnica bicombustível em motores diesel, o gás natural é introduzido ou injetado no coletor de admissão e misturado ao ar. Essa mistura homogênea é então admitida como resultado da sucção do motor (ABDELAAL; HEGAB, 2012). Técnicas de injeção direta do gás no cilindro podem também ser utilizadas (WEI; GENG, 2016). O óleo diesel é chamado de combustível piloto, uma vez que o mesmo é responsável por dar a ignição na mistura como um todo (ABEDIN *et al.*, 2016).

O uso de gás natural, em substituição parcial ao óleo diesel, é uma solução bastante promissora para redução de poluentes, principalmente NO_x e material particulado, presente em motores diesel convencionais. O mesmo pode reduzir em 50-80% as emissões de NO_x e gera praticamente zero de fumaça e material particulado (ABDELAAL; HEGAB, 2012). O gás natural também se apresenta como alternativa ambientalmente amigável de combustível, devido às menores emissões de CO_2 , quando comparado a combustíveis tradicionais (WEI; GENG, 2016; MARTINS, 2011). Outros benefícios de seu uso nos MCI são as vantagens de não se diluir com o óleo lubrificante (por tratar-se de um gás), não provocar depósitos na câmara de combustão, pistões, válvulas ou velas de ignição, conseqüentemente,

resultando em maior vida útil dos motores (HEGAB; LA ROCCA; SHAYLER, 2017).

Muitos estudos têm sido realizados a respeito do uso do gás natural em modo bicomcombustível nos motores diesel, mas ainda existem algumas indefinições. Se por um lado, as emissões de NO_x e particulados costumam apresentar redução, por outro, geralmente há aumento de CO e HC (WEI; GENG, 2016; HEGAB; LA ROCCA; SHAYLER, 2017; RYU, 2013; GONZÁLEZ; GOMEZ; URUEÑA, 2015). Pode também haver redução da eficiência térmica, assim como aumento do consumo específico de combustíveis. Pode ser obtida uma operação estável com até 86% de substituição por gás natural, sendo essa condição mais aplicável a condições de rotações mais baixas (HEGAB; LA ROCCA; SHAYLER, 2017). Estudos usando biogás e biometano também vêm sendo realizados, com conclusões parecidas às obtidas com o uso do gás natural, uma vez que esses combustíveis também são semelhantes, possuindo como componente principal o metano (MOREIRA, 2010).

Sobre a aplicação bicomcombustível diesel-gás natural, diferentes técnicas foram pesquisadas com o objetivo de eliminar ou reduzir algumas das desvantagens encontradas, como geralmente as maiores emissões de HC e CO, principalmente em cargas baixas. Bora *et al.* (2014) usaram diferentes taxas de compressão em um motor diesel convencional, enquanto Abdelaal e Hegab (2012) fizeram a aplicação da recirculação de parte dos gases de escape do

motor (*Exhaust Gas Recirculation* – EGR). Outros autores, como aqueles citados por Wei e Geng (2016), variaram rotação, percentuais de substituição, entre outros parâmetros. Enquanto o uso de EGR mostrou diminuir as emissões de CO e HC, em contrapartida, apresenta tendência do aumento de fumaça e particulados (ABDELAAL; HEGAB, 2012). Menores taxas de compressão mostraram diminuir a emissão de NO_x , enquanto registraram aumento de CO e HC. O aumento da taxa de compressão determinou o oposto, ou seja, houve diminuição das emissões de CO e HC, mas aumentaram emissões de NO_x (BORA *et al.*, 2014).

Dentro desse contexto, este trabalho buscou avaliar a operação bicomcombustível diesel-gás natural pelo método da fumigação, com o acréscimo de uma válvula borboleta na admissão, visando restringir a quantidade de ar para combustão do motor e avaliar possíveis diferenças notadas tanto em desempenho quanto em emissões de gases.

2 Metodologia experimental

2.1 Equipamentos e instrumentação

A figura 1 apresenta um diagrama contendo, de forma resumida, a disposição dos principais equipamentos e instrumentos utilizados.

Para este estudo, foi usado um MCI a diesel de pequeno porte, modelo Agrale M93 ID, com as especificações apresentadas na tabela 1.

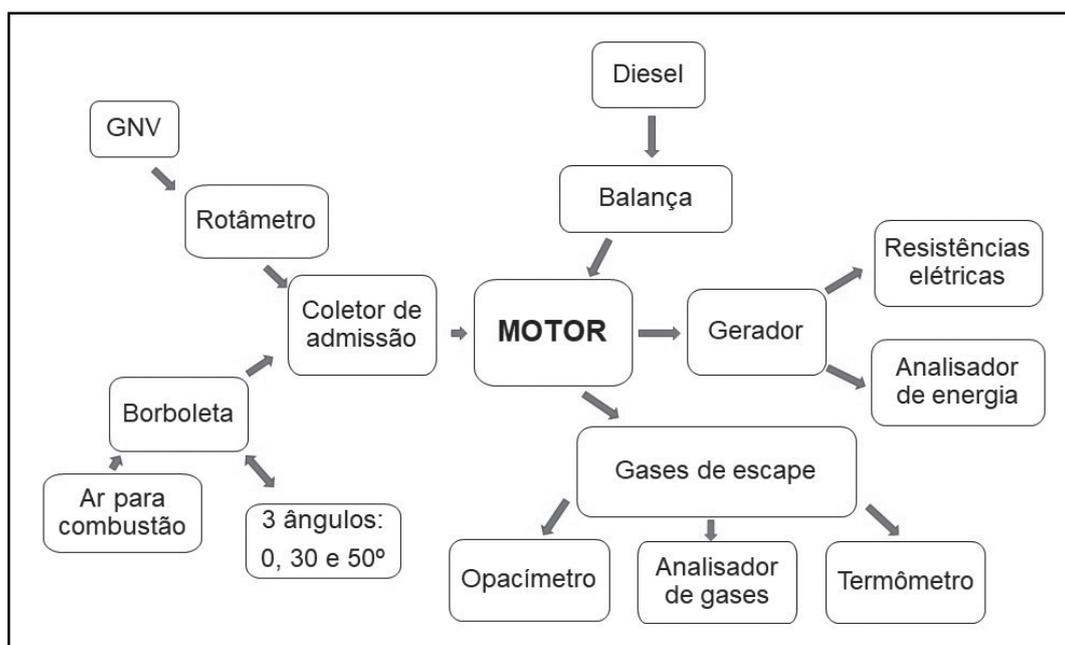


Figura 1 – Montagem experimental
Fonte: Os autores (2008).

Tabela 1 - Dados técnicos do motor Agrale M93

Parâmetro	Valor
Potência	10,3 kW a 2600 rpm
Diâmetro do cilindro	90 mm
Curso do pistão	105 mm
Cilindrada	668 cm ³
Taxa de compressão	20:1
Consumo específico (dinamômetro)	240 g/kWh
Consumo de ar para combustão	0,83 m ³ /min
Sistema de injeção	Direta, Bosch
Ponto de injeção	21° Antes do PMS

Fonte: Agrale S. A. (2018).

Acoplado ao motor, foi usado um gerador de energia elétrica trifásico, da marca Kohlbach. O gerador, modelo 132LA, possui potência de 10 kVA, rendimento previsto de 80% para a condição utilizada (NOVA MOTORES E GERADORES ELÉTRICOS LTDA, 2017) e a carga imposta foi resistiva, proporcionada por um conjunto de resistências elétricas, colocadas dentro de um tanque, contendo água corrente. A potência gerada foi medida, através de um analisador de energia modelo Embrasul RE6000 (EMBRASUL INDÚSTRIA ELETRÔNICA LTDA, 2015).

O gerador tem seu melhor desempenho, quando operando em 60 Hz, frequência padrão utilizada pelo sistema elétrico brasileiro. Dessa forma, para gerar energia nessa frequência, a rotação do motor foi ajustada para aproximadamente 2560 rpm em todos os ensaios, de forma que a rotação no eixo do gerador fosse adequada, para que essa geração ocorresse em 60 Hz. A rotação do motor foi então medida por um medidor universal de rotação, modelo NAPRO PRO 8500.

O consumo de combustível líquido (diesel) foi medido, através de uma balança digital que registrou, durante o tempo cronometrado de cada experimento, a massa de combustível, contido no recipiente colocado sobre a mesma. As especificações da balança são apresentadas na tabela 2.

Tabela 2 - Características técnicas da balança usada

Parâmetro	Valor
Modelo	Marte AS5500
Carga máxima	5 kg
Carga mínima	0,25 g
Menor divisão	0,01 g

Fonte: Marte Balanças Eletrônicas (2017).

O gás natural foi inserido na linha de admissão do motor, através de um mesclador tipo tubo Venturi, instalado à jusante da válvula borboleta que foi utilizada. Para o controle de vazão do gás, foi usada uma válvula tipo agulha. O consumo, por sua vez, foi medido por um rotâmetro, cujas características técnicas são apresentadas na tabela 3.

Tabela 3 - Características do rotâmetro

Característica	Dado
Modelo	Rotâmetro OMEL tipo "T"
Escala de medição	0 a 5,0 Nm ³ /h, com divisões de 0,1 Nm ³ /h
Precisão	2 % (fundo de escala)

Fonte: Omel Bombas e Compressores (2017).

Na linha de gás, foi ainda usado um tanque pulmão, com capacidade de aproximadamente 0,083 m³, para amortecer as oscilações de pressão, verificadas na linha, causadas pelas pulsações na admissão do motor. Isso possibilitou medições estáveis de vazão de gás natural no rotâmetro. Oscilações de pressão acarretam em uma medida

menos precisa em rotâmetros, já que seu elemento flutuador com massa calibrada poderia se movimentar de acordo com essas oscilações. O tanque pulmão atua como um reservatório de expansão do gás, minimizando oscilações de pressão ou vazão. Um fluxograma das linhas de combustível pode ser visualizado na figura 2.

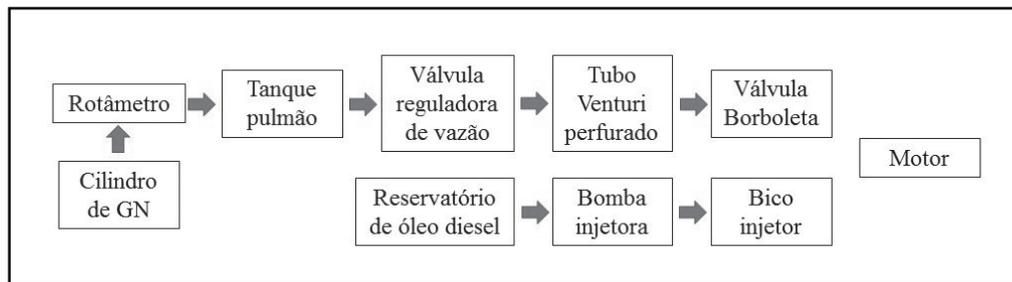


Figura 2 - Fluxograma das linhas de alimentação de combustível
Fonte: Os autores (2018).

Uma válvula tipo borboleta foi instalada na linha de admissão, com a finalidade de restringir o ar admitido pelo motor. Motores diesel trabalham com misturas pobres, ou seja, elevados coeficientes de excesso de ar, porém essa condição não é ideal para a combustão do gás natural, a qual se dá melhor em misturas mais próximas à estequiométrica (limites de inflamabilidade entre 5 a 15% em volume misturado com ar, enquanto do óleo diesel é de 0,6 a 5,5 % (ABDELAAL; HEGAB, 2012). Nesse contexto, a restrição ao ar de entrada visa deixar a mistura menos pobre, buscando uma melhor combustão do gás. A válvula tem diâmetro interno de 42 mm, e foram usados três ângulos da borboleta: 0, 30 e 50°.

Foi também instalado um termopar tipo K na saída dos gases de escape do motor, para medir a temperatura desses gases e verificar variação nas diferentes condições de ensaio. A análise da opacidade foi realizada, através de um opacímetro, com as especificações apresentadas na tabela 4.

Tabela 4 - Especificações do opacímetro NAPRO NA9000

Parâmetro	Valor
Opacidade	0 a 99,9 %
Precisão	± 2% relativo
Resolução	0,1

Fonte: Napro Eletrônica Industrial (2017).

Em relação às emissões de gases, utilizou-se um analisador de gases Eurotron, modelo Green Line 8000, para avaliar a concentração de óxidos de nitrogênio e de monóxidos de carbono (EUROTRON INSTRUMENTS GROUP LCC, 2017).

2.2 Ensaios realizados

Foram realizados ensaios na condição original do motor (com óleo diesel), como ensaio testemunha para efeitos de comparação e, em modo bicomcombustível, com quatro (4) vazões combinadas com os três (3) ângulos de fechamento da borboleta. As

vazões de gás natural e as nomenclaturas dadas aos ensaios realizados são apresentadas na tabela 5.

Tabela 5 - Nomenclaturas de ensaios

Ensaio	Nomenclatura
Óleo diesel	OD
OD + 0,57 Nm ³ /h de GN	OD0.6GN
OD + 1,15 Nm ³ /h de GN	OD1.2GN
OD + 1,72 Nm ³ /h de GN	OD1.7GN
OD + 2,18 Nm ³ /h de GN	OD2.2GN

Fonte: Os autores (2017).

Os ensaios em modo bicomcombustível foram realizados para três (3) ângulos de fechamento da borboleta, instalada na admissão: 0° (100% aberta), 30° (67% aberta em relação ao ângulo) e 50° (44% aberta).

A carga aplicada ao motor foi de 6,6 kW, constante, já calculadas as perdas energéticas no gerador. Antes de dar início aos ensaios, o motor foi previamente ligado e a carga foi aplicada no gerador por um tempo aproximado de 30 minutos. Dessa forma, tanto o motor, quanto o gerador e resistências elétricas no tanque de água eram aquecidos. Esse aquecimento possibilitou um funcionamento em condição normal de serviço para o conjunto, de forma que os resultados obtidos fossem mais próximos à condição normal de operação.

2.3 Equacionamento aplicado

Neste item, serão apresentadas as equações utilizadas para obter os resultados da pesquisa. Inicialmente, foram determinados os percentuais mássicos (%m_{gn}) e energéticos (%e_{gn}) de gás natural usando, respectivamente, as equações 1 e 2.

$$\%m_{gn} = 100 \frac{\dot{m}_{gn}}{\dot{m}_{gn} + \dot{m}_{od}} \quad (1)$$

$$\%e_{gn} = 100 \frac{e_{gn}}{e_{gn} + e_{od}} \quad (2)$$

Nas equações 1 e 2 \dot{m}_{gn} , ocorre a vazão mássica de gás natural, \dot{m}_{od} é a vazão mássica de óleo diesel, e_{gn} é a energia fornecida pelo gás natural e e_{od} é a energia fornecida pelo óleo diesel. A energia fornecida por cada combustível foi determinada, através do produto da vazão mássica, em cada ensaio, pelo respectivo poder calorífico inferior.

Para determinar a eficiência térmica (η_t), usou-se a equação 3.

$$\eta_t = \frac{P}{PCI_{od} \dot{m}_{od} + PCI_{gn} \dot{m}_{gn}} \quad (3)$$

Na equação 3, P é a potência do motor, PCI_{od} é o poder calorífico do óleo diesel (42,6 MJ/kg), PCI_{gn} é o poder calorífico do gás natural (45,7 MJ/kg). Já o consumo específico de combustíveis (CEC), foi calculado segundo a equação 4.

$$CEC = 3600 = \frac{\dot{m}_{od}}{P} + 3600 \frac{\dot{m}_{gn}}{P} \quad (4)$$

O número 3600 realiza a conversão do consumo de combustível de g/s para g/h e, dada a potência em kW, a unidade final desse parâmetro é g/kWh, fornecendo uma noção do consumo de combustível, em relação à energia produzida pelo motor.

Com base nas incertezas da instrumentação, foi calculada a incerteza propagada para a eficiência térmica e para o consumo específico de combustível,

usando o método proposto por Kline e McKlinton (1953). Supondo que um parâmetro R seja função de duas ou mais variáveis independentes $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$, ou seja:

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (5)$$

A incerteza total do parâmetro R:

$$I_R = \sqrt{\left[\frac{\partial R}{\partial x_1} I_1 \right]^2 + \left[\frac{\partial R}{\partial x_2} I_2 \right]^2 + \left[\frac{\partial R}{\partial x_n} I_n \right]^2} \quad (6)$$

Na equação 6, I_1, I_2 e I_n são as incertezas das variáveis independentes.

3 Resultados e discussão

Os resultados apresentados nesta seção estão divididos em resultados obtidos nos ensaios com óleo diesel e em modo bicombustível. Para identificação dos ensaios, será usada a nomenclatura apresentada na tabela 5.

3.1 Desempenho do grupo motor-gerador com óleo diesel

O motor mostrou um desempenho esperado, com OD na sua condição original, levando em consideração a sua natureza e aplicação. Os dados obtidos estão apresentados na tabela 6.

Tabela 6 - Desempenho do motor na condição original (a diesel)

Carga (kW)	Eficiência térmica	Consumo específico (g/kWh)	Opacidade (%)	CO (ppm)	NO _x (ppm)	λ (lambda)
6,83	0,271	312	49,6	967	411	2,44

Fonte: Os autores (2017).

Os resultados apontam uma eficiência térmica de aproximadamente 27% nessa condição. O valor alto do coeficiente de excesso de ar indica que o motor está operando com 244% de ar teórico ou 144% de excesso de ar, característico dos motores diesel, principalmente em baixas cargas. Considerando a potência especificada, a carga aplicada é de aproximadamente 63% da potência máxima do motor, demonstrando que há ainda uma boa reserva de potência disponível. Os resultados da opacidade mostram uma considerável emissão de particulados, porém é importante citar que isso é característico desse tipo de motor e não possui filtro de emissões como os motores mais modernos.

3.2 Operação em modo bicombustível

Durante a operação do motor na condição bicombustível, foram percebidas diferenças no ruído do motor, apresentando nas substituições mais elevadas ruídos característicos de detonação em motores de ignição por compressão, o qual pode ser percebido pelo operador, dentro da sala, mesmo com uso de protetor auricular. No ensaio OD2.2GN, a operação do motor foi ligeiramente instável, observando-se variação na velocidade angular do mesmo (variações entre 2540 a 2580 rpm), possivelmente, devido ao alto percentual de GN, presente na combustão. Notou-se também a diminuição da emissão de fumaça escura: com óleo diesel, era possível ver

emissões de fumaça escura, embora não muito significativas, entretanto, com qualquer vazão de gás não foi notada a presença de fumaça.

Os resultados estão apresentados em gráficos de barras, para uma melhor visualização. As barras visam diferenciar os ângulos de borboleta usados nos ensaios, sendo que foram dispostas da seguinte forma: a primeira barra de cada ensaio apresenta os resultados para borboleta totalmente aberta, a segunda barra para a borboleta 67% aberta e, por fim, a terceira barra apresenta os resultados obtidos com borboleta 44% aberta.

3.2.1 Desempenho e consumo

Inicialmente, será apresentado o percentual mássico de gás para as diversas condições de ensaio. O percentual mássico de gás representa quanto desse combustível estava sendo usado para alimentar o

motor, em relação ao total de combustível, conforme a figura 3, relacionado aos ensaios, nas diferentes vazões de gás.

Os percentuais médios são de, respectivamente, 23 % para os ensaios OD0.6GN; 44 % para os ensaios OD1.2GN; 68 % para os ensaios OD1.7GN; e de 84 % para os ensaios OD2.2GN, observando que a parcela restante é de óleo diesel. Os mesmos são distintos e escalonados, atingindo uma faixa ampla de substituição de diesel por gás. O percentual mássico de gás pode também ser entendido como percentual de substituição de diesel, da mesma forma que apresentado por Rosa (2014) e em trabalhos citados por Wei e Geng (2016) e Hegab, La Rocca e Shayler (2017). Além do percentual em massa, foi também calculado o respectivo percentual energético para cada condição (figura 4), visto que os combustíveis apresentam diferentes valores de poder calorífico inferior.

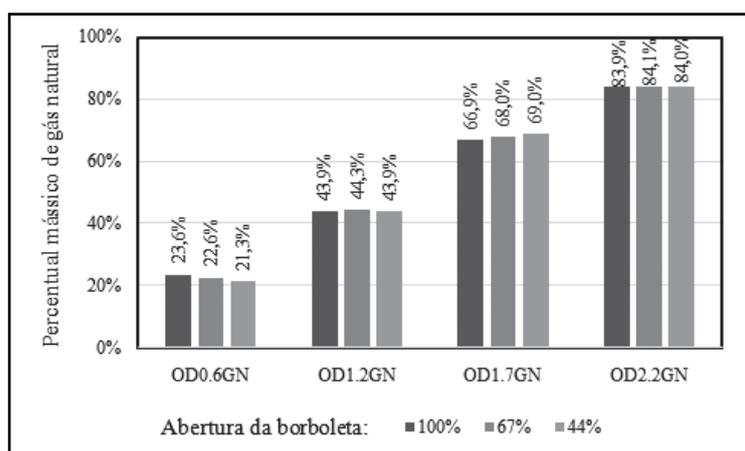


Figura 3 - Percentual mássico de gás em cada vazão usada
Fonte: Os autores (2017).

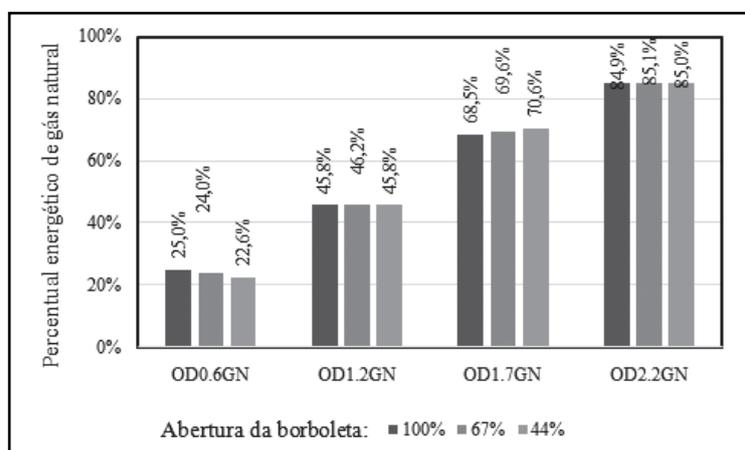


Figura 4 - Percentual energético de gás nos ensaios diesel-GN
Fonte: Os autores (2017).

A eficiência térmica do grupo motor-gerador mostrou variação nas diferentes vazões de gás, conforme dados apresentados na figura 5. A maior eficiência registrada foi no ensaio OD0.6GN com borboleta totalmente aberta, sendo que o valor foi superior

à eficiência do motor, na condição de operação original com óleo diesel, em aproximadamente 8%. A eficiência nas demais vazões de gás ficou muito próxima à original, demonstrando bom aproveitamento da energia presente no combustível.

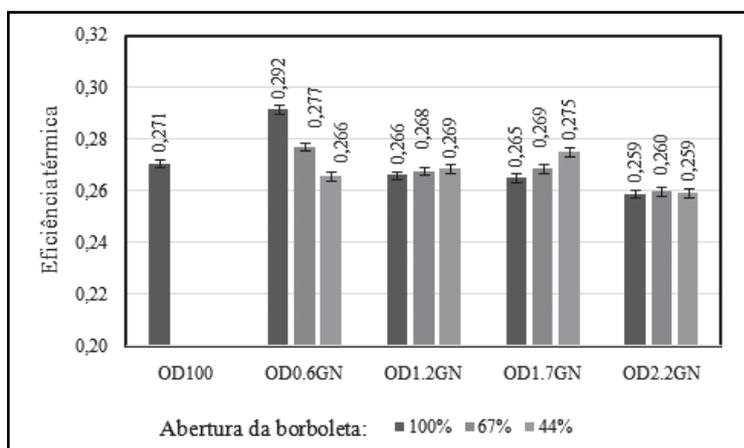


Figura 5 – Eficiência térmica nos ensaios diesel-GN
Fonte: Os autores (2017).

Autores como Rosa (2014) e de trabalhos citados por Wei e Geng (2016) relataram falhas de ignição em grandes percentuais de substituição de diesel por gás, sendo isso notado nos ensaios OD2.2GN, nos quais o motor apresentou variações na rotação, demonstrando um funcionamento instável nessa condição, provavelmente, devido a falhas de ignição. Nesses ensaios, o percentual mássico de gás foi consideravelmente alto, em torno de 84%, sendo que a pequena parcela de óleo diesel, somente 16%, é a responsável por realizar a ignição da mistura ar e gás. É possível que a quantidade de óleo diesel nessa condição seja muito baixa, de forma que a ignição falhe ou seja deficiente, podendo explicar a menor eficiência registrada nessa condição. Apesar de ser menor que as demais, a eficiência foi somente 4% inferior a original, representando, ainda, um desempenho satisfatório.

Para Wei e Geng (2016), menores eficiências podem ser atribuídas a misturas muito pobres, o que também dificulta uma adequada ignição da mistura, fazendo com que parte da carga de ar-combustível seja rejeitada, sem ter sido completamente queimada no motor, principalmente em cargas mais baixas. A menor eficiência nos percentuais mais altos de gás, principalmente no ensaio OD2.2GN, pode estar relacionada a essa dificuldade de combustão. As variações de velocidade angular apresentadas pelo motor também levam a entender que estavam ocorrendo falhas de combustão, quando usada essa vazão de gás, reduzindo assim, a eficiência. Outro

fator apresentado por Wei e Geng (2016) é a menor velocidade de propagação de chama e o maior atraso de ignição por conta do uso do gás natural, o que aumenta as perdas térmicas e, consequentemente, diminui a eficiência térmica. A eficiência também foi menor em maiores percentuais de gás no trabalho desenvolvido por Ambarita (2017), que usou biogás, porém de composição próxima ao gás natural.

Por outro lado, a eficiência em vazões mais baixas se mostrou bastante próxima à eficiência da queima do diesel, sendo que chegou a apresentar um valor ligeiramente acima no ensaio OD0.6GN com borboleta totalmente aberta (100%). Maior eficiência em menores percentuais também foi obtida por Ambarita (2017), demonstrando que há percentuais ideais para obtenção do melhor desempenho. Os ensaios OD1.2GN e OD1.7GN apresentaram eficiência muito próxima à original do motor, demonstrando a boa aplicabilidade do GN, em modo bicombustível com diesel. Para Wei e Geng (2016), a maior eficiência em cargas altas no motor pode ser atribuída à maior quantidade de combustível necessária, aproximando a mistura de sua relação ar-combustível estequiométrica, proporcionando melhor sustentação de chama.

O ângulo de fechamento da borboleta no ensaio OD0.6GN mostrou tendência de afetar negativamente a eficiência, mas tal tendência não foi notada nos demais ensaios, tornando impossível afirmar precisamente qual sua influência nos resultados.

Vale ressaltar que, com maior vazão de gás, a vazão de ar na admissão é menor, justamente pela presença do gás, o que diminui a efetividade da restrição da borboleta. No ensaio OD1.7GN aparentemente a eficiência aumentou com a maior restrição de ar,

mesmo assim, os valores ficaram próximos à eficiência para as demais condições de borboleta.

O consumo específico mostrou tendência compatível com a eficiência térmica, sendo apresentado na figura 6.

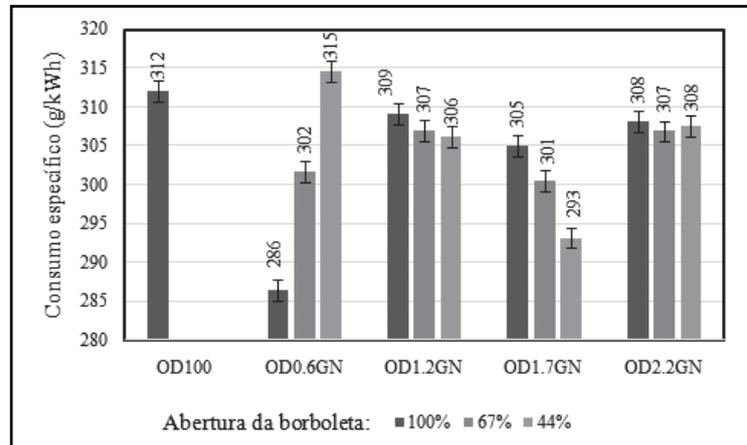


Figura 6 - Consumo específico nos ensaios diesel-GN
Fonte: Os autores (2017).

O menor consumo foi correspondente à condição de maior eficiência (OD0.6GN com borboleta a 100%), enquanto o maior corresponde ao ensaio OD0.6GN e borboleta a 67%. A eficiência térmica possui relação inversamente proporcional ao consumo específico, tendo, portanto, tendências de maior consumo nas condições de menor eficiência e vice-versa. Entretanto, vale ressaltar que os valores

de poder calorífico e de massa específica do diesel e do gás são diferentes, por isso os valores apresentados não seguem exatamente a tendência inversa à eficiência térmica. Outro dado registrado foi a temperatura de saída dos gases de escape. Notou-se uma maior temperatura para os todos os ensaios com borboleta a 44%, indicando que tal teve influência direta nesses valores, conforme figura 7.

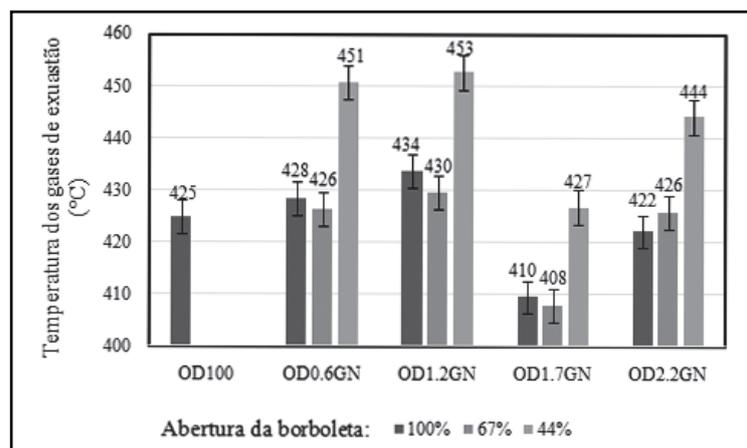


Figura 7 - Temperatura dos gases de escape nos ensaios diesel-GN
Fonte: Os autores (2017).

Possivelmente, a maior temperatura em parte dos ensaios OD-GN também está relacionada a um maior atraso de ignição da mistura citada por Wei e Geng (2016), favorecendo com que a maior

taxa de liberação de calor aconteça em um ângulo de virabrequim mais avançado, de forma que parte do calor seja rejeitada no momento da abertura da válvula de escape.

A restrição na tomada de ar do motor pela borboleta faz com que menor quantidade de ar seja admitida e, uma vez que há menos ar disponível para compressão, a temperatura atingida, após a compressão, também será menor. Com uma menor temperatura, o diesel injetado tem maior dificuldade de entrar em combustão espontânea, aumentando o atraso de ignição e, conseqüentemente, afetando eficiência e consumo. Em qualquer motor, há um ângulo de virabrequim ideal para ocorrer o pico de pressão, de forma que a energia da combustão seja bem aproveitada durante a expansão.

A maior temperatura dos gases de escape na

condição de restrição de ar pode estar relacionada a uma maior rejeição de calor, sendo que esse não foi devidamente aproveitado durante o tempo de expansão do motor. A temperatura maior pode ainda estar relacionada a uma concentração maior de calor nos gases de escape, visto que há menos massa de ar para combustão nos ensaios com restrição de ar.

3.2.2 Emissões

As emissões de CO se mostraram maiores que os valores obtidos para operação original a diesel, exceto nos ensaios OD2.2GN, como na figura 8.

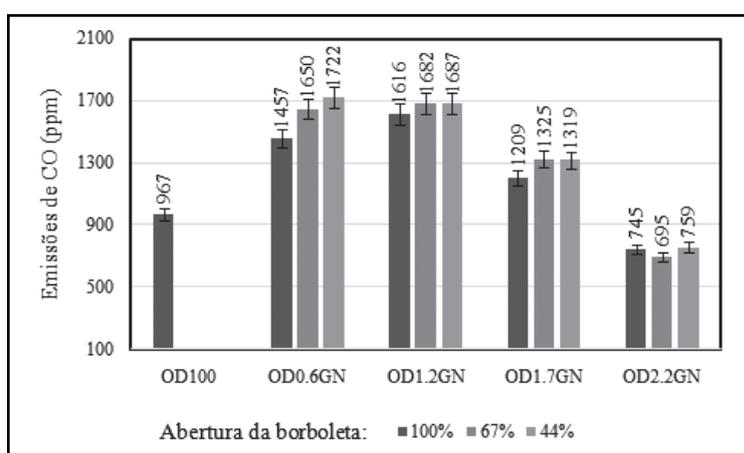


Figura 8 - Emissões de CO nos ensaios diesel-GN
Fonte: Os autores (2017).

Os maiores valores estão compreendidos nos ensaios OD0.6GN e OD1.2GN, ficando acima dos valores obtidos com o motor na condição original. No ensaio OD0.6GN nota-se que, possivelmente a borboleta influenciou o resultado, uma vez que a emissão foi maior com a borboleta a 44%, principalmente, quando comparado à borboleta aberta. Já nos demais ensaios os valores ficaram muito próximos, dificultando compreender se houve essa influência.

São notáveis as reduzidas emissões de CO nos ensaios OD2.2GN. Porém, é possível que a queima do gás tenha sido tão ineficiente que nessa condição sequer tenha ocorrido a formação de CO, sendo possível que parte do combustível tenha sido descarregado como HC não queimado. Essa hipótese vai ao encontro da baixa eficiência térmica e ao funcionamento irregular registrados nesses ensaios. Outra hipótese para essa baixa emissão de CO está relacionada ao maior atraso de ignição. Esse atraso pode determinar uma combustão muito tardia, de forma que a maior parte do calor seja liberado num

ângulo de virabrequim além do ideal, diminuindo a eficiência, mas não necessariamente resultando em uma combustão incompleta.

Maiores emissões de CO são também apontadas por Hegab, La Rocca e Shayler (2017), principalmente em cargas baixas. Essas maiores emissões de CO são atribuídas à baixa velocidade de combustão nessa condição, devido à uma mistura ar-combustível muito pobre, fazendo com que parte do combustível seja descarregado do motor, sem completar a oxidação.

As emissões de NO_x mostraram a tendência de serem menores com o aumento do percentual de gás, conforme a figura 9. A formação do NO_x está relacionada principalmente às altas temperaturas de combustão.

Nota-se que os melhores resultados foram obtidos no ensaio OD2.2GN com borboleta, com 100% e 67% de abertura, porém, com a borboleta na condição mais fechada (44% aberta), a emissão de NO_x foi maior. Conforme se observa na figura 9, tanto

no ensaio OD2.2GN, quanto no ensaio OD1.7GN, ocorreu isso, demonstrando que possivelmente foram atingidos maiores picos de temperatura na combustão com a borboleta mais fechada. Isso é evidenciado pelas maiores temperaturas dos gases de escape, mostradas na figura 7. Apesar da variação nos ensaios, todos os valores encontrados são menores

que na combustão do OD, indicando que o uso do GN emite menos NO_x . Hegab, La Rocca e Shayler (2017) citam resultados semelhantes de redução de NO_x , sendo atribuída à menor taxa de combustão do combustível gasoso em baixas cargas e, devido à combustão menos intensa, menor temperatura e menor quantidade de ar disponível.

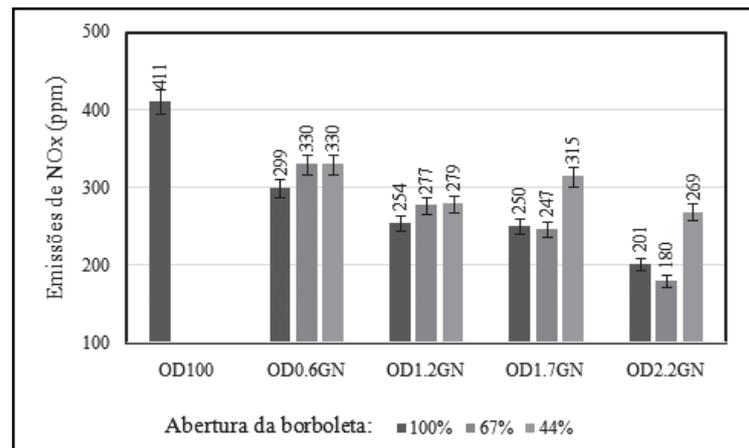


Figura 9 - Emissões de NO_x nos ensaios diesel-GN
Fonte: Os autores (2017).

As emissões de NO_x normalmente estão associadas a elevadas temperaturas durante o processo de combustão (mecanismo de formação térmico), no qual a sua formação depende da existência de regiões de mistura próxima a estequiométrica. Quando se reduz a quantidade de óleo diesel injetado, há redução das regiões de mistura estequiométrica ou até rica, reduzindo a formação de NO_x , ao aumentar a parcela de gás natural, como é mostrado no gráfico da figura 9. No caso dos ensaios com substituição maiores do que 80%, nota-se redução de 51% nas

emissões para borboleta 100%, 56% para borboleta 67% e 34% para borboleta 44%, o que aparentemente é uma redução significativa. A redução nas emissões de NO_x também são progressivas e seguem uma linha de tendência.

Os resultados de opacidade, apresentados na figura 10, demonstraram que as emissões de particulados foram reduzidas em todos os ensaios no modo bicomcombustível, sendo identificado que, quanto maior o percentual de GN, menores são as emissões.

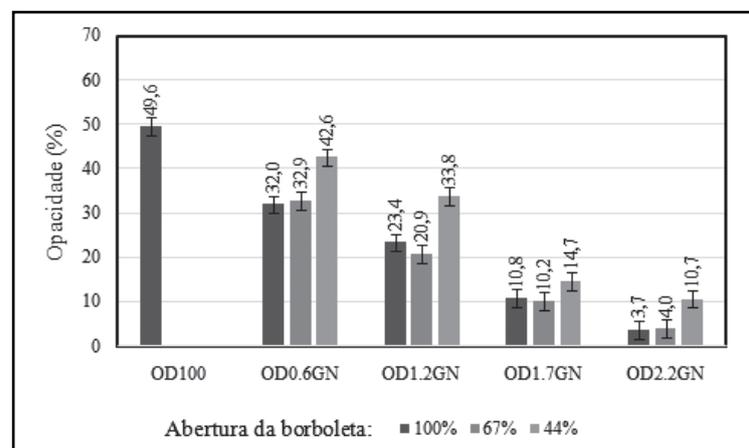


Figura 10 - Resultados de opacidade dos ensaios diesel-GN
Fonte: Elaborado pelos autores (2017).

Para Wei e Geng (2016), as menores emissões de particulados estão relacionadas à forma como se dá a combustão: menos diesel é queimado na fase de combustão por difusão, e a grande parte do combustível (incluindo o gás) é consumida na combustão pré-misturada, resultando em condições menos propícias para a formação de partículas. Outro ponto levantado pelos autores é a melhor mistura ar-combustível, ou seja, enquanto o OD é somente injetado no fim da compressão, o GN já se mistura durante a admissão, sendo menores as áreas de mistura rica, que é propícia à formação de fumaça. Ainda a considerar a própria composição dos combustíveis, isto é, o GN não possui uma estrutura de cadeia longa, assim como não há enxofre na sua composição, tendo, portanto, nenhuma tendência de formação das emissões de particulados.

Hegab, La Rocca e Shayler (2017) também apontam redução considerável de emissão de fumaça, uma vez que o gás natural tem baixa tendência de formá-la durante a combustão. Essa hipótese condiz com os resultados, quanto mais GN é injetado menor é a quantidade de OD, reduzindo proporcionalmente as emissões de fumaça escura contendo particulados.

4 Conclusões

Os resultados indicaram que não há redução de desempenho em operação bicomcombustível na maioria dos ensaios, com eficiência próxima à obtida em condição de funcionamento do motor com óleo diesel ou até acima em alguns casos. Por outro lado, as emissões de CO foram maiores na operação OD-GN, demonstrando que existem deficiências na combustão, impedindo que a reação se complete. As emissões de NO_x, considerado um dos principais poluentes emitidos por motores diesel, foi menor em qualquer condição de ensaio, assim como a opacidade da fumaça decresce fortemente com o aumento da injeção de GN na admissão do motor.

Somente as vazões mais altas de GN obtiveram eficiência energética do grupo motor-gerador consideravelmente menor, porém, apresentando vantagens, devido às menores emissões obtidas. Com percentuais, acima de 80% de alimentação de gás natural, as emissões de CO foram menores, estando inclusive abaixo da operação do motor com somente OD. As emissões de NO_x foram também menores, assim como nos demais ensaios, demonstrando um funcionamento mais ambientalmente correto em percentuais altos de alimentação de GN, porém menos econômico, uma vez que a eficiência foi mais baixa, refletindo em maior consumo.

Não foi possível avaliar precisamente a influência da borboleta na operação do motor, devido a pouca variação dos resultados encontrados para os diferentes ângulos de abertura. Enquanto a eficiência do grupo motor-gerador e as emissões de CO não mostraram grandes variações, as emissões de NO_x e a opacidade dos gases de escape foram ligeiramente maiores, com menor abertura da borboleta. Por outro lado, a temperatura dos gases de escape foi maior com 44% de abertura, mesmo nos ensaios que obtiveram eficiências ligeiramente menores.

Os resultados obtidos apontaram a viabilidade técnica do uso do GN no modo bicomcombustível em motores diesel, uma vez que em boa parte dos ensaios a eficiência foi maior, assim como as emissões de NO_x e de fumaça escura foram menores. Seu uso seria mais fácil de implementar em grupos-geradores, devido às mais controladas condições de carga e rotação. Por outro lado, ocorre o aumento das emissões de CO.

Referências

- ABDELAAL, M. M.; HEGAB, A. H. Combustion and emission characteristics of a natural gas-fueled diesel engine with EGR. **Energy Conversion and Management**, v. 64, p. 301-312, 2012.
- ABEDIN, M. J. *et al.* An overview on comparative engine performance and emission characteristics of different techniques involved in diesel engine as dual-fuel engine operation. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 60, p. 306-316, 2016.
- AGRALE S. A. **Manual do proprietário**: Motor M80 M85 M90 ID M93 ID. Caxias do Sul: 2018. 48 p.
- AMBARITA, H. Performance and emission characteristics of a small diesel engine run in dual-fuel (diesel-biogas) mode. **Case Studies in Thermal Engineering**, v. 10, p. 179-191, 2017.
- BORA, B. J. *et al.* Effect of compression ratio on performance, combustion and emission characteristics of a dual fuel diesel engine run on raw biogas. **Energy Conversion and Management**, v. 87, p. 1000-1009, 2014.
- EMBRASUL INDÚSTRIA ELETRÔNICA LTDA. **Analizador de Energia RE6000**. 2015. Disponível em: http://www.embrasul.com.br/painel/pdf/Catálogo_RE6000_v05r00_pt_HR.pdf. Acesso em: 28 ago. 2017.
- EUROTRON INSTRUMENTS GROUP LCC. **Green Line 8000**: Portable Industrial Combustion

- & Emission Analyzer. 2017. Disponível em: http://www.instrumaticsinc.com/einstruments/einstrumentimages/GreenLine_8000.pdf. Acesso em: 31 ago. 2017.
- GONZÁLEZ, J. M. M.; GOMEZ, J. R.; URUEÑA, C. H. G. Desempenho y emisiones de un motor de combustión interna con combustible dual Diesel – Gas natural. **Ingeniería Energética**, v. 36, p. 27-37, 2015.
- HEGAB, A.; LA ROCCA, A.; SHAYLER, P. Towards keeping diesel fuel supply and demand in balance: Dual-fuelling of diesel engines with natural gas. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 70, p. 666-697, 2017.
- KLINE, S. J; McKLINTONE, F. A. Describing the uncertainties in single sample experiments. **Mechanical Engineering**, v. 75, n. 1, p. 3-8, Jan. 1953.
- MARTE BALANÇAS ELETRÔNICAS. **Manual do usuário**. 2017. Disponível em: http://www.intellibuild.com.br/download/Marte_AL_AS.pdf. Acesso em: 28 ago. 2017.
- MARTINS, J. **Motores de combustão interna**. 3. ed. Porto: Publindústria, 2011.
- MOHSIN, R. *et al.* Effect of biodiesel blends on engine performance and exhaust emission for diesel dual fuel engine. **Energy Conversion and Management**, v. 88, p. 821-828, 2014.
- MOREIRA, N. **Biomethane as a substitute for Natural Gas**. Clean Technology 2010, p. 144-146, Jan./Dec. 2010. Disponível em: <http://www.ct-si.org/publications/proceedings/pdf/2010/600.pdf>. Acesso em: 22 out. 2017.
- NAPRO ELETRÔNICA INDUSTRIAL. **Opacímetro**. 2017. Disponível em: <http://www.napro.com.br/opacimetro.html>. Acesso em: 31 ago. 2017.
- NOVA MOTORES E GERADORES ELÉTRICOS LTDA. **Geradores síncronos monofásicos/trifásicos New Compound e Compound**. 2017. Disponível em: https://docs.wixstatic.com/ugd/ffccab_98cfe86456464971925221e48b35985f.pdf. Acesso em: 04 set. 2017.
- OMEL BOMBAS E COMPRESSORES. **Rotâmetro T**. 2017. Disponível em: http://www.omel.com.br/cms-lang/wp-Content/uploads/2014/07/Catalogo_rotametro_4T.pdf. Acesso em: 27 ago. 2017.
- OTHMAN, M. F. *et al.* Green fuel as alternative fuel for diesel engine: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 80, p. 694-709, 2017.
- ROBERTS, A.; BROOKS, R.; SHIPWAY, P. Internal combustion engine cold-start efficiency: a review of the problem, causes and potential solutions. **Energy Conversion and Management**, v. 82, p. 327-350, 2014.
- ROSA, J. S. **Estudo de um motor ciclo Diesel monocilíndrico bicombustível**. 2014. 101 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo, 2014.
- RYU, K. Effects of pilot injection pressure on the combustion and emissions characteristics in a diesel engine using biodiesel-CNG dual fuel. **Energy Conversion and Management**, v. 76, p. 506-516, 2013.
- WEI, L.; GENG, P. A review on natural gas/diesel dual fuel combustion, emissions and performance. **Fuel Processing Technology**, v. 142, p. 264-278, 2016.

