

AVALIAÇÃO DA PERFORMANCE DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DO CICLO OTTO UTILIZANDO GASOLINA E UMA MISTURA GASOLINA - ETANOL

Eric Corrêa Alonso Serpa¹, Ygor Peixoto Rangel¹, Bárbara Ferreira de Oliveira¹, Silas das Dores de Alvarenga¹ & Silvio Eduardo Teixeira Pinto da Silva^{1}*

RESUMO

SERPA, E. C. A.; RANGEL, Y. P.; OLIVEIRA, B. F., ALVARENGA, S. D.; SILVA, S. E. T. P. Avaliação da performance de um motor de combustão interna do ciclo otto utilizando gasolina e uma mistura gasolina-etanol. **Perspectivas Online: Exatas & Engenharias**, v. 9, n. 26, p. 01-21, 2019.

As máquinas térmicas são mecanismos capazes de transformar energia térmica em trabalho. Sendo indiscutível a necessidade das mesmas atualmente, devido a sua importância, há uma procura por maneiras mais eficientes de gerar energia. Em vista disso, o presente trabalho procura comparar a eficiência e performance de motor de combustão interna do ciclo Otto com influência do etanol na gasolina. Para isto, foi realizada a avaliação de desempenho de um motor de combustão interna (MCI) estacionário do ciclo Otto de 389 cilindradas e potência máxima de 13 HP, utilizando dois tipos de combustíveis: uma gasolina sem a presença de etanol e outra com 27,5%, conforme prevista pela ANP N°40 de 25/10/2013 responsável por regular as especificações das gasolinas de

uso automotivo. Inicialmente foi determinada a taxa de compressão do motor, em seguida foram realizados testes para determinar a potência efetiva dos dois combustíveis. Foram calculadas a taxa de consumo de combustível, o torque, vazão mássica de ar admitida no cilindro e a relação ar combustível. Após a realização dos ensaios, constatou-se que a potência efetiva da gasolina é maior que a mistura (gasolina e etanol) para qualquer rotação, porém o consumo específico dos dois combustíveis foram similares indicando que a vantagem de elevada potência efetiva da gasolina é contrabalançada pelo maior consumo, demonstrando que os dois combustíveis apresentam performances semelhantes.

Palavras-chave: Motor de combustão interna, Etanol, Biocombustível.

ABSTRACT

Thermal machines are able to convert thermal energy into work. It is indisputable the need of this currently, because of its importance, there is a seek for greater efficiency to generate power. In view of this. The present work seeks to compare the efficiency and performance of the internal combustion engine of the Otto cycle with the influence of ethanol on gasoline. For this purpose, the evaluation of an internal combustion engine (ICE) stationary of the cycle Otto of 389 displacements and maximum power of 13 HP, two fuels were used: One gasoline without the presence of ethanol and the other gasoline with 27.5% as foreseen by

the ANP N ° 40 of 10/25/2013 responsible for regulating the specifications of gasoline for automotive use. Initially the engine compression rate was determined, then tests to determine the effective power of the two fuels, was found the rate of fuel consumption, the torque, the mass flow of air admitted in the cylinder and the fuel air ratio. After the tests, it was verified that the effective power of the gasoline is greater than the mixture (gasoline and ethanol) for any rotation, but the specific consumption of the two fuels was similar indicating that the advantage of high effective power of the gasoline is counterbalanced by the higher consumption, demonstrating that the two fuels show similar performances.

Keywords: internal combustion engine; ethanol, biofuel.

¹Institutos Superiores de Ensino do CENSA - ISECENSA - Laboratório de Análise e Projeto de Sistemas Mecânicos – LAPSIM - Rua Salvador Correa, 139, Centro, Campos dos Goytacazes, RJ, CEP: 28035-310, Brasil;

(*) e-mail: silvioeduardo2@gmail.com

Data de recebimento: 05/08/2019 . Aceito para publicação: 13/11/2019.

1. INTRODUÇÃO

Atualmente, a emissão de dióxido de carbono em decorrência da queima de combustíveis fósseis é um problema a ser contornado. Isto ocorre principalmente em razão do crescente número de automóveis que utilizam gasolina como fonte principal de combustível.

A substituição da gasolina pelo etanol (álcool etílico) é comumente utilizada como combustível para veículos leves, devido à baixa emissão de poluentes durante a sua combustão, além do seu preço consideravelmente menor em relação aos demais combustíveis.

Automóveis que utilizam a gasolina como principal fonte de energia são os mais comuns, porém, nem sempre a gasolina realiza combustão completa, e o gás residual (porção de combustível que não sofreu combustão) durante o processo de aquecimento e compressão, pode gerar uma autoignição e uma detonação brusca. Isso faz com que o pistão sofra um instantâneo e violento impacto, ao invés de ser empurrado de forma uniforme, danificando os componentes mecânicos do motor (GUIMARÃES; PADILHA; VIANNA, 2003).

Devido a essas autoignições, a compressão permitida durante a utilização da gasolina é inferior às do etanol. A taxa de compressão da gasolina pura é aproximadamente 7,5:1, para reduzir o risco de autoignição e melhorias de desempenho é adicionado 27% de etanol na gasolina a fim de elevar as taxas de compressão em motores de 8:1 a 10:1. A elevação da taxa de compressão ocorre devido ao aumento da octanagem (resistência à autoignição) ao adicionar etanol na gasolina. Estudos mostram que a cada 1% de etanol adicionado à gasolina, o número de octanas aumenta em 0,29 %. Com os atuais 27% de etanol encontrados na gasolina, o número de octanas no combustível atinge cerca de 95% (CASTRO, 2014).

Apesar do menor poder calorífico do etanol em comparação à gasolina, o possível aumento da taxa de compressão pode tornar a eficiência térmica do primeiro combustível superior à gasolina sem mistura, e com isso os valores de potência encontrados serão maiores. Além disso, a queima incompleta da gasolina gera poluentes primários, que prejudicam o meio ambiente (MESQUITA et al., 2017). O etanol, proveniente da cana de açúcar, gera menos poluentes do que a gasolina, devido a sua maior octanagem que permite uma queima mais completa, reduzindo o nível de monóxido de carbono liberado (GUARIEIRO; VASCONCELLOS; SOLCI, 2011).

Em vista do que foi relatado, o presente trabalho procura fazer um comparativo entre o etanol e a gasolina em motores do ciclo Otto, objetivando a obtenção de melhores níveis de potência efetiva e torque.

2. METODOLOGIA

Neste trabalho é feito um estudo sobre o desempenho de um motor de combustão interna com a adição de etanol na gasolina. Para isto foram utilizados dois tipos de combustíveis, uma mistura gasolina e álcool com aproximadamente 27% de etanol, conforme previsto pela legislação atual e a gasolina pura. Foram realizados diversos ensaios visando determinar a potência efetiva, a taxa de consumo de combustível, o torque, vazão mássica de ar admitida no cilindro visando comparar os resultados obtidos para os dois combustíveis em estudo.

2.1. Especificações do Motor de Combustão Interna

Para os testes deste trabalho, foi utilizado o motor de combustão interna do ciclo Otto de 4 tempos da marca ITALY, modelo A113E, de potência máxima de 13HP (Figura 1).



Figura 1: Motor de combustão interna do ciclo Otto 4 tempos ITALY.

2.2. Cilindrada do motor

A cilindrada do motor foi encontrada com auxílio de um paquímetro para a mensuração do diâmetro do cilindro (D) e o curso percorrido (C) pelo pistão.

Os valores encontrados após a medição foram substituídos na Equação 1:

$$V_{cc} = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot C \quad (1)$$

Onde:

V_{cc} = Cilindrada do motor (cm^3);

D = Diâmetro do cilindro (cm);

C = Curso do pistão (cm).

2.3. Taxa de compressão

A escolha do tipo de combustível em um motor de combustão interna está diretamente relacionada com as características físicas e termodinâmicas que resultam no seu desempenho. A taxa de compressão está diretamente relacionada ao rendimento térmico do motor, previsto no ciclo termodinâmico de Otto. E pode ser determinada a partir da Equação 2.

$$r_v = \frac{V_t}{V_m} \quad (2)$$

Onde:

r_v = Taxa de compressão (adimensional);

V_t = Volume total da câmara de combustão (cm³);

V_m = Volume morto (cm³).

O álcool, devido ao seu efeito antidetonante, permite maior taxa de compressão, devendo-se reduzir o volume morto para a obtenção de um melhor desempenho. Entretanto, para este trabalho não foi realizada esta otimização considerando o caso da adição da mistura desses combustíveis em motores comuns como os flex.

O cabeçote do motor apresenta uma geometria côncava, impossibilitando mensurar o volume por métodos algébricos convencionais.

Para determinação do volume morto, inicialmente foi realizada a desmontagem do cabeçote e quantificado o volume de óleo necessário para que ocorra o total preenchimento dessa câmara. Com este propósito, foi utilizada uma seringa de extrema precisão.

Inicialmente, foi realizada a retirada do cabeçote do bloco do motor sem a remoção das válvulas de admissão e descarga e da vela de ignição. Em seguida, foi realizado um nivelamento da estrutura utilizando um nivelador de bolhas para evitar que o fluido se acomodasse preferencialmente em um dos lados.

Em seguida, foi colocada nas bordas do cabeçote uma graxa em conjunto com um vidro tampando a superfície (deixando uma pequena cavidade para que entrasse a ponta da seringa) no intuito de vedar e não derramar o fluido (óleo) inserido pela seringa, além de evitar efeitos provocados pela tensão superficial do fluido. A partir disso, o volume morto foi obtido utilizando o valor total (mL) baseando-se na média de 3 medições (Figura 2).



Figura 2: Método de medição do volume morto do cabeçote.

O bloco do motor também foi nivelado de forma que a superfície do cilindro ficasse paralela à bancada e o mesmo método utilizado para a determinação do volume morto no

cabeçote foi repetido para encontrar o volume morto que se encontra na concavidade do pistão (Figura 3).



Figura 3: Método para mensurar o volume morto localizado no pistão.

Para determinar o volume morto associado à junta foi utilizado um paquímetro para determinação da sua espessura, considerando um efeito de deformabilidade de 10% associado à elasticidade da borracha durante o processo de compressão e substituindo os valores na Equação 3:

$$V_{jun} = 0,9 \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot e \quad (3)$$

Onde:

V_{jun} = Volume morto da junta (cm³);

D = Diâmetro do cilindro (cm);

e = Espessura da junta (cm).

Depois de encontrado os volumes, todos os valores foram somados na Equação 4 de modo a obter o volume morto total.

$$V_{PMS} = V_{cab} + V_{pis} + V_{jun} \quad (4)$$

Onde:

V_{PMS} = Volume morto total (cm³);

V_{cab} = Volume morto do cabeçote (cm³);

V_{pis} = Volume morto do pistão (cm³).

V_{jun} = Volume morto da junta (cm³).

Com o valor do volume morto total encontrado, foi substituído na Equação 5 para determinar a taxa de compressão.

$$r_v = \frac{V_{cc} + V_{PMS}}{V_{PMS}} \quad (5)$$

Onde:

r_v = Taxa de compressão (adimensional);

V_{PMS} = Volume morto total (cm³);

V_{cc} = Volume do cilindro (cm³).

2.4. Bancada de Teste

Os valores de potência efetiva, velocidade do ar e consumo foram obtidos em diversas rotações na bancada de testes. A cada teste aumentava-se 300 RPM (Rotações Por Minuto) da velocidade angular do virabrequim e eram recolhido novos valores de performance do motor até chegar à velocidade máxima de 3600 RPM.

2.4.1. Teste de potência

A potência efetiva dos motores é medida por aparelhos chamados dinamômetros, que medem o torque do motor em função da rotação. A potência, então é dada pelo produto do torque pela velocidade angular, para um motor de 4 tempos com duas voltas do eixo de manivela por ciclo, sendo expressa pela Equação 6.

$$P_e = \frac{2\pi NT}{60000} \quad (6)$$

Onde:

P_e = Potência efetiva (KW);

N = Velocidade angular em (RPM);

T = Torque (Nm).

Para este trabalho, foi criada uma bancada de teste para determinar a potência de motores de bancada sem o uso de um dinamômetro (Figura 4b) através de um sistema de poliais e correias que interliga o eixo do virabrequim ao gerador trifásico (Figura 4a).

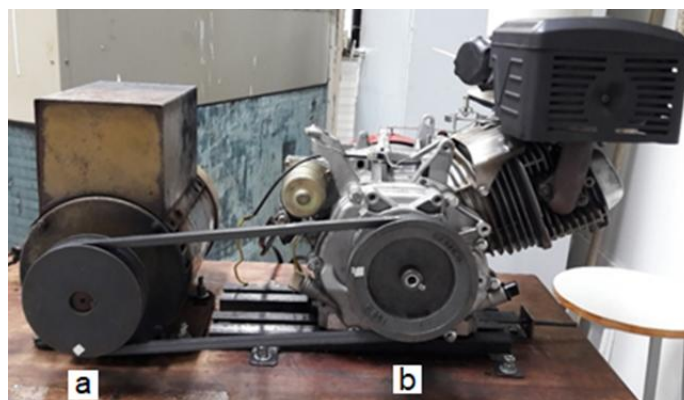


Figura 4: Conjunto Motor-Gerador: Gerador Elétrico Trifásico Kohlbach (a); Motor Otto ITALY (b).

Com o sistema motor - gerador elétrico em funcionamento, energiza-se assim o painel elétrico. Este painel é composto de 4 disjuntores com 3 lâmpadas de 100 W cada, mais 3 resistores de 1000 W, conforme ilustra a Figura 5. Resultando em uma carga total 4,2 kW.

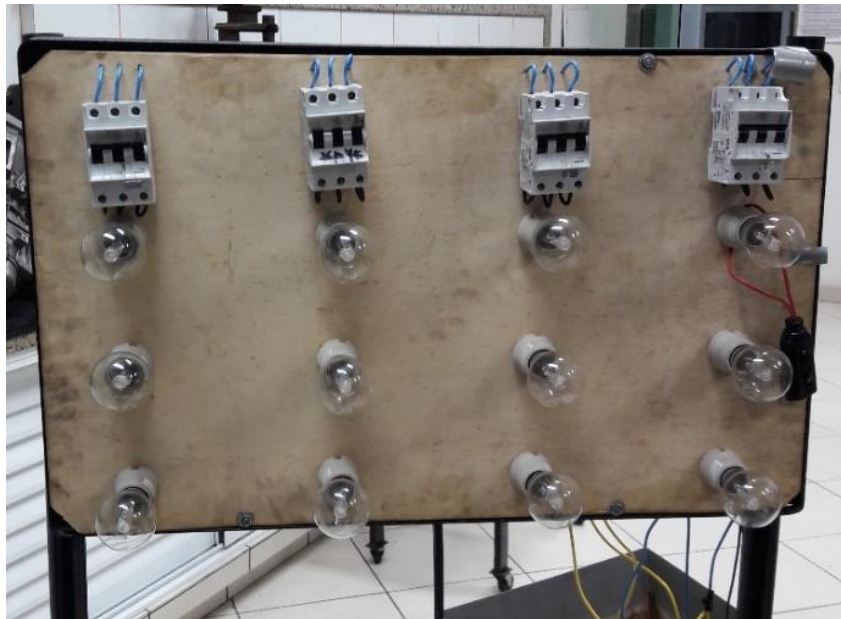


Figura 5: Painel elétrico.

Uma vez que o gerador é trifásico, cada uma das fases estará associada a uma das resistências, e cada disjuntor acrescenta uma lâmpada em série em cada fase.

O gerador da bancada é um gerador síncrono trifásico compound da marca Kolhbach, cujas especificações estão na Tabela 1.

Tabela 1: Especificações do gerador Kolhbach.

KOHLBACH		Gerador síncrono trifásico compound		ABNT IEC 34-1
MOD 112 MA		26/1	CÓD: 40432606200	GE-003
REG. CONTÍNUO		REG. CONTÍNUO		
KVA 4,0	KW 3,2	KVA 4,8	KW 3,8	
A 10,5		A 12,8		
V 220/127FN		Regime S1		
RPM 1600	IP-21	Vcampo		
HZ60	ISOL F	Acampo		
FS 1,00	COS 0,8	Regul. TRAF0		
STAND-BY 20% de sobrecarga durante 1h para cada 12h de funcionamento limitado a 300h/ano				

Fonte: Etiqueta do Gerador.

Tendo em vista que a potência elétrica produzida pelo gerador e consumida pelo painel elétrico será equivalente com a potência fornecida pelo motor, foi realizada a leitura dos valores de voltagem e corrente que diretamente energiza o gerador, por meio de um multímetro do modelo ET-3810 da marca Minipa .

Desta forma, a corrente elétrica foi obtida enrolando o condutor de uma das fases de tal forma que passasse 3 vezes dentro do alicate, sendo utilizada a média destes valores, e a tensão foi encontrada utilizando as pontas de provas conectadas nas extremidades das fases, ambos procedimentos foram feitos com todos os disjuntores dos painéis ligados. Os valores obtidos da tensão e corrente elétrica foram substituídos na Equação 7 que descreve a potência para um motor trifásico.

$$P_E = V \cdot I \cdot \sqrt{3} \quad (7)$$

Onde:

P_E = Potência elétrica (W);

V = Tensão (V);

I = Corrente elétrica (A).

2.4.2. Regime de rotação

A velocidade angular em rotações por minuto (RPM) foi medida com o auxílio de um tacômetro digital, do modelo MDT-2244B da marca Minipa com resolução de 0,1 RPM em rotações entre (2,5~999,9 RPM) e 1 RPM para rotações maiores que 1000 RPM.

Para que fosse possível medir o RPM, foi fixado nas polias fitas capazes de refletir a luz infravermelha do tacômetro.

2.4.3. Consumo de combustível

A determinação do consumo do combustível a plena carga em função da rotação do motor foi realizada a uma rotação constante. Nesse ensaio foi determinado o consumo realizado pelo motor em cerca de 1 minuto. Para isso, foi utilizada uma balança interligada ao motor através de uma mangueira. Este dispositivo se encontra em uma altura superior ao do motor de modo a aumentar a pressão, pois facilita o ingresso da mistura ar/combustível por gravidade durante o processo de admissão. O combustível foi pesado antes e após a contagem do intervalo de tempo definido, sendo a sua vazão mássica determinada a partir da Equação 8.

$$C = \frac{m_i - m_f}{t} \quad (8)$$

Onde:

C = Consumo de combustível (g/min);

m_i = massa inicial (g);

m_f = massa final do combustível (g);

t = tempo (min).

2.4.4. Velocidade do ar

A capa original do filtro do motor não permitia a utilização adequada do anemômetro, pois a passagem do ar acontecia por mais de um orifício. Para solucionar este problema, foi

instalado um dispositivo no lugar da capa de filtro, de modo a forçar a passagem de ar por uma única passagem de seção circular de 25,7 mm, possibilitando acoplar o anemômetro digital conforme ilustra a Figura 6.

Para a medição da velocidade do ar na entrada do motor foi utilizado um anemômetro digital da marca Paraglider Kite Drone, com faixa de operação até 30 m/s e precisão de medição de 95%. Encaixando-o no orifício da passagem de ar para o filtro e ajustando a escala em termos de velocidade (m/s).



Figura 6: Dispositivo instalado para possibilitar medir a velocidade do ar.

2.5. Rendimento térmico

O rendimento térmico de um motor do ciclo Otto foi calculado a partir da Equação 9:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad (9)$$

Onde:

η = rendimento térmico;

r = taxa de compressão;

k = razão entre os calores específicos, a volume constante e a pressão constante.

A pressão média efetiva foi determinada com base no torque aplicado sobre a biela conforme previsto pela Equação 10.

$$PME = \frac{16T}{nLD^2} \quad (11)$$

Onde:

PME = Pressão média efetiva (Pa);

T = Torque (Nm);

n = Rotação (RPM);

L = Curso ou biela (m);

D = Diâmetro do cilindro (m).

2.6. Eficiência volumétrica

Se a aspiração fosse perfeita, todo espaço liberado pelo pistão, ao deslocar-se do ponto morto superior para o morto inferior, seria ocupado pela mistura. No entanto, devido aos fatores associados às perdas de cargas no conduto de admissão; tempos de abertura, fechamento e cruzamento de válvulas, tempo da mistura, pressão atmosférica, porcentagem de gás queimado e inércia da mistura, a massa de ar o volume ocupado é sempre menor.

A eficiência volumétrica foi calculada segundo a Equação 12. A eficiência volumétrica não é parte do rendimento global, tendo efeito somente sobre a potência do motor.

$$\eta = \frac{m_{ar}}{m_{arTeorico}} \quad (12)$$

Onde:

η = Eficiência volumétrica;

m_{ar} = massa de ar que se encontra no cilindro no início da compressão;

$m_{arTeorico}$ = massa teórica que poderia estar nas condições atmosféricas de admissão.

A vazão mássica do fluido que escoar pelo interior do tubo para um caso estacionário foi determinada a partir de Equação 13 (SCHLUNDER, 1983).

$$\dot{m}_t = \rho VA \quad (13)$$

Onde:

\dot{m}_t = vazão mássica em kg/s;

ρ = massa específica em kg/m³;

V = velocidade em m/s;

A = Área em m².

A densidade do ar foi determinada com base na Equação 14 de Clayperon:

$$\rho = \frac{P}{R T} \quad (14)$$

Onde:

ρ = densidade em (kg/m³);

P = pressão em (Pa);

R = constante ideal dos gases(J/kgK);

T = temperatura em (K).

2.8. Combustíveis

Os combustíveis utilizados neste trabalho para os ensaios de potência efetiva e consumo específico de combustível foram adquiridos de um posto de combustível comercial. O primeiro combustível a ser utilizado nos testes foi a gasolina encontrada nos postos de abastecimento, que segundo a Agência Nacional de Petróleo possui a composição de 73% gasolina e 27% álcool anidro.

O segundo combustível foi uma gasolina com ausência maior de álcool anidro, sendo este removido com base no princípio de imiscibilidade entre os fluidos. Para isto, foram adicionados 500 mililitros de água em 1 litro de combustível (gasolina comum) e realizada a mistura até que fique heterogênea (Figura 14).

Após algumas horas de descanso da mistura álcool, gasolina e água, percebe-se que o álcool se mistura com a água e se deposita embaixo do recipiente de forma homogênea, enquanto a gasolina fica separada sob ambos. O álcool junto com a água é removido colocando o recipiente de cabeça para baixo e abrindo a tampa até que o nível do fluido zere e reste apenas a gasolina.

Após a experiência, constatou-se uma redução do volume para valores próximos de 750 ml de gasolina. Confirmando que a porcentagem da mistura gasolina e etanol está próximo ao definido pela regulamentação vigente, de aproximadamente 27%.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nessa parte do trabalho será realizada uma análise comparativa da performance do motor em relação ao tipo de combustível utilizado. Esta avaliação foi realizada através do levantamento das curvas de potência, torque, consumo e consumo específico do combustível, vazão mássica do ar e eficiência volumétrica para diferentes rotações do motor a fim de determinar os melhores intervalos de desempenho do motor.

3.1. Taxa de compressão

Para o motor, a taxa de compressão r_v foi calculada a partir da cilindrada e o volume morto obtido experimentalmente:

$$r_v = \frac{V_{pmi}}{V_{pms}} = \frac{V_c + V_m}{V_m} = \frac{389 + 54,263}{54,263} = 8,168 \text{ cm}^3$$

Maiores taxas de compressão resultam em maior eficiência do motor. A taxa de compressão obtida está dentro dos valores esperados para o ciclo Otto (BRUNETTI, 2012). Porém, uma das grandes vantagens relacionadas ao combustível contendo etanol é a maior taxa de compressão do combustível. Essa grande vantagem é perdida para motores com tecnologia flexível, e, portanto, para este trabalho não será realizado testes em diferentes taxas de compressão.

3.2. Rendimento Térmico

A termodinâmica e os processos químicos dos motores de combustão interna são bastante complexos para análise teórica completa. Dessa forma, foi considerada a hipótese padrão ar frio onde os calores específicos a pressão e a volume constante não irão alterar com a variação da temperatura e a razão destes será igual a 1,4 durante todas as etapas do ciclo. Dessa forma, o rendimento térmico (Equação 9) será o mesmo para os dois combustíveis analisados.

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} = 1 - \frac{1}{8,168^{1,4-1}} = 0,431$$

3.3. Potência em função da rotação

A Figura 7 apresenta os resultados da potência efetiva em função da rotação para os dois combustíveis em estudo para os diferentes regimes de cargas que o motor foi submetido durante o ensaio.

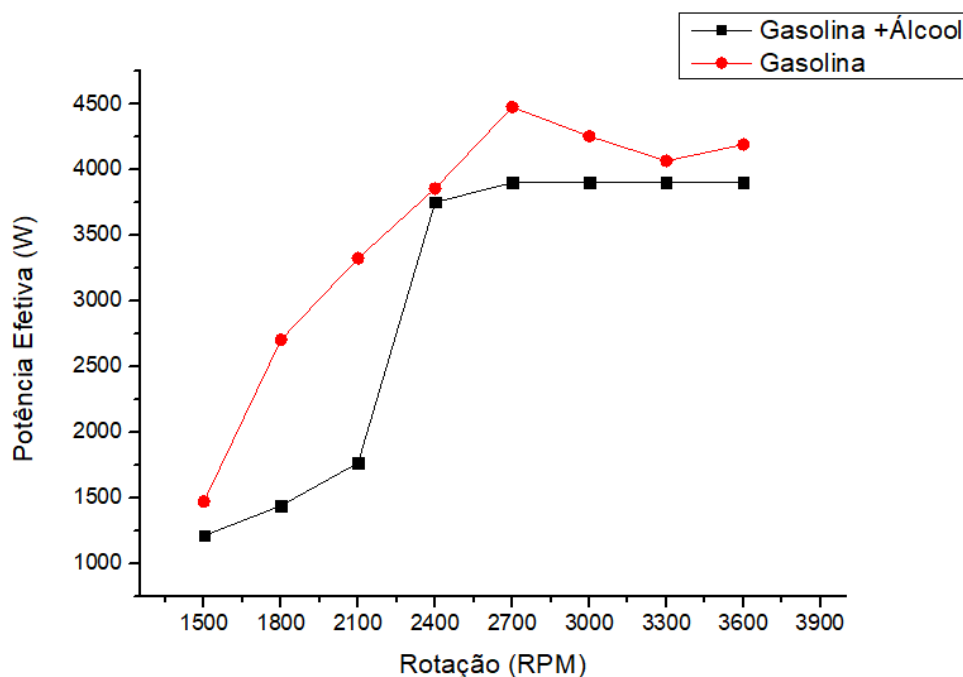


Figura 7: Curvas potência efetiva versus rotação por minuto.

Especificamente, para as curvas de potência exibidas nesta seção é possível observar que para baixos regimes de rotação a gasolina apresentou maiores valores de potência em relação à mistura (gasolina e álcool). Isso se deve principalmente ao baixo poder calorífico do álcool em comparação com a gasolina, além da taxa de compressão extremamente baixa, que não permite aproveitar o efeito anti-detonante do álcool, o que prejudica o rendimento térmico e, com isso, impossibilita uma melhor utilização da energia do combustível (BRUNETTI, 2012).

A potência efetiva para ambos os combustíveis aumenta com a rotação devido ao enriquecimento da mistura ar/combustível devido a uma maior abertura da válvula borboleta responsável pela admissão de ar. Geralmente, a presença de um maior valor de etanol requer uma maior vazão mássica de ar para compensar o menor poder calorífico do etanol (MARTINS, 2006).

No entanto, à medida que a rotação se aproxima de 2400 RPM, os valores de potência para os dois combustíveis se tornam próximos. Para a gasolina sem mistura, a potência atinge um pico máximo de 4477 W a uma rotação de 2700 RPM. Porém, à medida que a rotação aumenta, a gasolina exibe uma redução de potência efetiva. Isto acontece porque com o aumento da rotação há uma diminuição natural da eficiência volumétrica, pelo menor tempo de admissão da mistura ar/combustível.

Já para a mistura (gasolina e álcool), após atingir um valor de máximo, os valores de potência permanecem constantes, sofrendo poucas alterações com a elevação da rotação, conforme relatado anteriormente (DA SILVA; SERPA; RANGEL, 2019).

4.4. Consumo específico de combustível

Do ponto de vista de consumo específico de combustível (CE), espera-se que o etanol seja o combustível a ter o maior (CE) visto que é o combustível com menor poder calorífico. Penido Filho (1983) afirma que o consumo de combustível hora do etanol é, em média, 35% maior que o da gasolina. Esse fato pode ser explicado pelo menor poder calorífico do etanol em relação à gasolina, 6.400 kcal/kg contra 9.550 kcal/kg, respectivamente.

Sendo assim, para obter o mesmo desempenho de potência e torque para qualquer combustível usado, o etanol, por possuir menor PCI (Poder Calorífico Inferior), deve ser injetado em maior quantidade. Como não existe a possibilidade de injetar mais ar/combustível, pois a câmara só consegue succionar uma quantidade limitada pela geometria fixa do motor, opta-se em injetar mais o combustível utilizado (etanol), ou seja, opta-se por uma mistura rica.

Outro fator que contribui para o maior consumo do etanol é a baixa razão de compressão, que diminui o aproveitamento térmico do combustível, elevando o gasto do mesmo.

Os cálculos de consumo de combustível e consumo específico nos motores são mostrados nas Figuras 8 e 9, respectivamente. Para os combustíveis descritos no trabalho foi possível a elaboração destas curvas.

Para a Figura 9 ambos os combustíveis tiveram um aumento do consumo de combustível com o aumento de rotação do virabrequim, o que está compatível com o esperado. Isto ocorre em consequência de uma maior aceleração e de uma maior demanda de potência que ocasiona uma maior abertura da válvula borboleta, permitindo um aumento na quantidade de ar ingressando pelo coletor. Apesar de ambas as curvas terem uma aparência semelhante, a gasolina sem mistura apresentou um maior consumo em relação à mistura gasolina e etanol. Isto provavelmente ocorreu devido ao efeito antidetonante do álcool que irá retardar o tempo para que a combustão ocorra.

Para a rotação de 1500 RPM, o consumo específico da gasolina sem mistura foi superior aos valores obtidos em rotações um pouco mais elevadas. Como estes testes foram confirmados em três repetições, não se encontra explicação para este comportamento que não seja uma falha no sistema de controle.

Os valores de consumo específico calculados, em kg/kW.h, são apresentados na Figura 9.

Quanto ao consumo hora de combustível, ao contrário do esperado por Ganesan (2012), os testes apresentaram comportamento similar durante o funcionamento do motor para ambos os combustíveis, variando muito pouco à medida que a rotação do virabrequim aumenta. Isso decorre do fato de que, quanto maior a potência dissipada pelo motor, maior é a eficiência da queima dos combustíveis. Porém, o elevado consumo da gasolina sem mistura contrabalança esta redução. O maior consumo específico ocorre para a rotação de 1500 RPM. Este fato está relacionado com o equacionamento matemático, pois quando a potência tende à zero o valor do consumo específico tende a infinito.

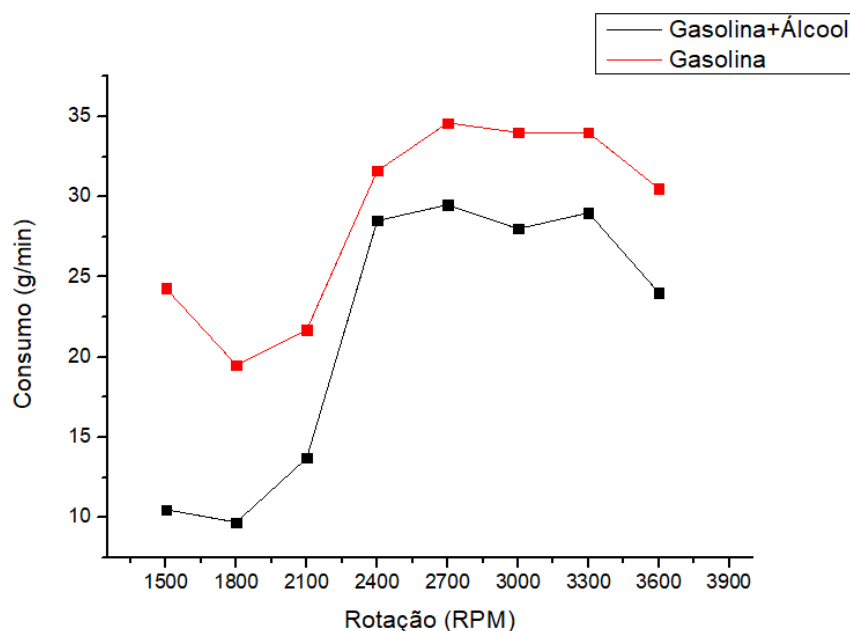


Figura 8: Consumo do combustível (g/min) por rotação.

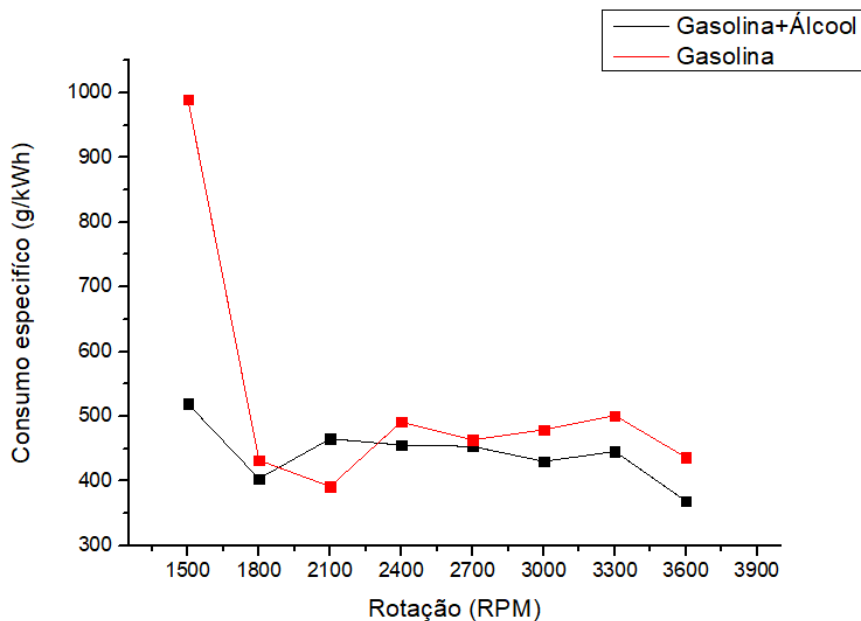


Figura 9: Consumo do combustível (g/kWh) por rotação.

3.5. Torque

A curva de torque foi obtida a partir da potência efetiva e da rotação da polia associada ao gerador, para a mistura (gasolina e álcool) o torque é relativamente constante entre 1500 RPM a 2100 RPM. No entanto, para a gasolina sem mistura, a curva de torque possui um coeficiente angular (inclinação) visivelmente maior para baixas rotações. O maior torque para a gasolina sem mistura (18,03 Nm) foram obtidos na rotação de 2700 RPM e a apresentou performance ligeiramente maior que a mistura (gasolina e etanol) neste intervalo de rotação.

Como mostra a Figura 10, para a mistura (gasolina e álcool), a curva apresenta um pico de torque em (15,55 Nm) na rotação de 2400 RPM, correspondendo com o ponto de operação de maior potência. Logo, após esse ponto, o torque apresenta uma queda significativa à medida que a rotação aumenta.

Martins (2006) relatou que a presença de etanol proporciona um maior torque em regimes de rotação mais elevados. Um dos fatores responsáveis por isto seria a maior resistência à compressão do combustível. Porém, este fato não ocorreu durante o experimento para a mistura (gasolina e álcool), já que, a partir do ponto de máximo torque, a curva perde rendimento. Isso decorre, pois a rotação e o torque são inversamente proporcionais e, como a potência para este combustível permaneceu praticamente constante, o torque irá decair à medida que a rotação se eleva.

Já para a gasolina com ausência de álcool, a redução do torque pode ser explicada através da turbulência excessiva da mistura ar/combustível associada a um aumento do consumo de ar que gera ondas de choque no fluido, podendo ter resultado na queda de desempenho e uma mistura inadequada do combustível, que tem como consequência a diminuição da eficiência mecânica do motor nesta faixa de rotação.

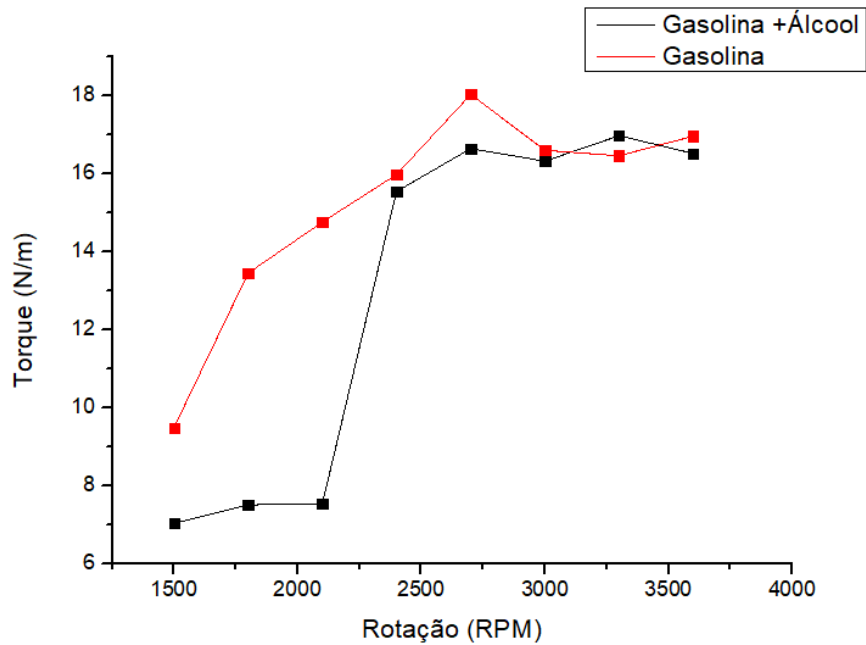


Figura 10: Torque versus rotação (RPM).

Além disso, a curva de torque do motor aumenta até uma determinada rotação, onde ocorre o valor máximo do torque do motor para, em seguida, começar a declinar, pois o atrito interno nas partes móveis aumenta com a rotação, além de que, matematicamente, o torque e a rotação são inversamente proporcionais.

O torque do motor é uma função que depende tanto da rotação do motor como da pressão no interior do cilindro produzido pela expansão dos gases. Desse modo, a pressão média efetiva apresenta um formato semelhante ao gráfico de torque, conforme a Figura 11.

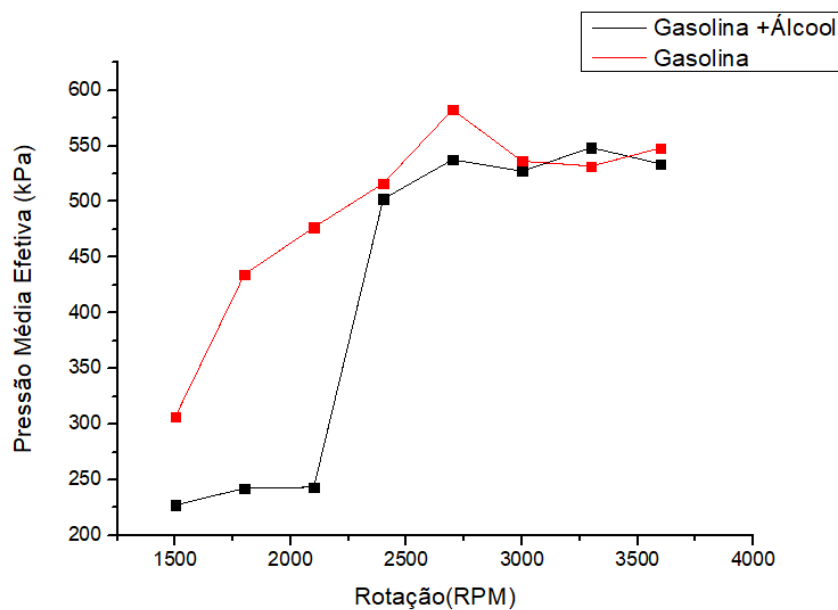


Figura 11: Curva PME versus RPM.

3.6. Vazão mássica de ar

Vale ressaltar que, após a troca de capa de filtro, foram feitos testes e foi provado que o motor passou a fornecer uma maior potência e a consumir uma menor quantidade de combustível. Isso provavelmente ocorre devido ao motor operar com excesso de combustível, onde parte do combustível evapora sem a respectiva combustão, resfriando a câmara de combustão e dificultando a propagação da chama até que ocorra a sua extinção. Outra parcela do combustível pode se condensar nas paredes do cilindro e diluir o óleo lubrificante do motor provocando instabilidade no funcionamento do motor.

A Figura 12 apresenta a vazão mássica de ar que é admitida pelo cilindro. Ganesan, prevê que ocorra uma maior vazão mássica do ar à medida que a rotação aumenta, uma vez que maiores rotações implicam em maior número de abertura da válvula de admissão de ar, além de maiores aberturas da válvula borboleta. Portanto, a vazão mássica do ar para a gasolina sem mistura possui um comportamento conforme esperado. No entanto, a mistura (gasolina e álcool) sofreu grandes oscilações durante todas as etapas de operação do motor.

Pinto e Nadai (2008) explicam que esta diferença no comportamento da vazão volumétrica da mistura contendo etanol em relação à gasolina acontece porque a presença de álcool ocasiona um maior consumo mássico e maior pressão parcial do combustível com etanol em relação à gasolina. Conseqüentemente, a pressão parcial do ar seco é menor nos ensaios com etanol do que com gasolina. A menor pressão parcial do ar seco diminui a sua densidade, acarretando redução na sua vazão mássica, o que, por sua vez, implica na diminuição da eficiência volumétrica, sendo talvez uns dos motivos para queda da potência média efetiva em maiores rotações.

Para a gasolina sem mistura, em rotações maiores ocorreu uma redução da quantidade de ar admitida pelo cilindro. A razão principal disto é o aumento das perdas de cargas por atrito (arrasto aerodinâmico) no coletor e na válvula de admissão com o crescimento da velocidade da mistura ar/combustível, além da inércia da massa de ar, que causa queda do rendimento volumétrico (PULKRABEK, 2014).

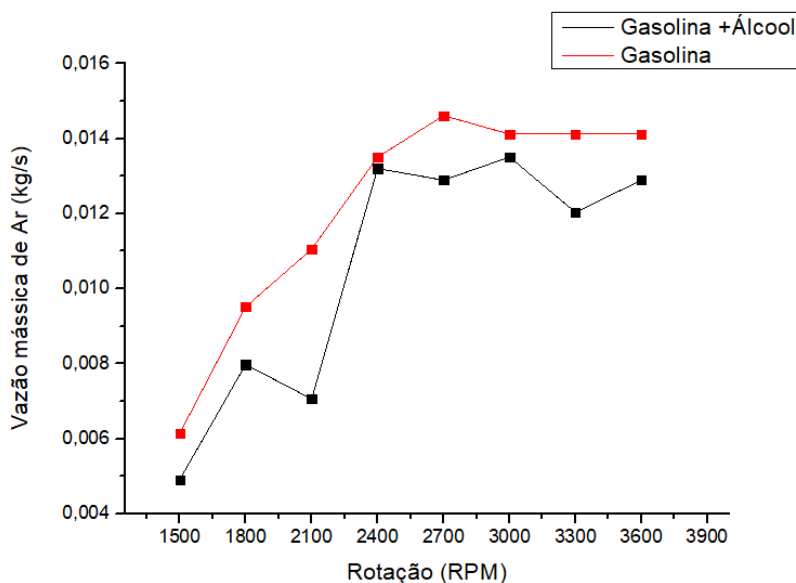


Figura 12: Curva Vazão mássica versus RPM.

A Figura 13 ilustra a eficiência volumétrica dos dois combustíveis em função da rotação. Como se pode notar, neste gráfico as curvas apresentam formato similar ao da Figura 12, pois o volume máximo de ar capaz de ser admitido pelo cilindro depende apenas da cilindrada e do número de vezes em que a válvula de admissão é aberta. Desse modo, a quantidade máxima de ar capaz de ingressar no cilindro aumenta com o número de rotações, mas para uma rotação específica este valor é constante.

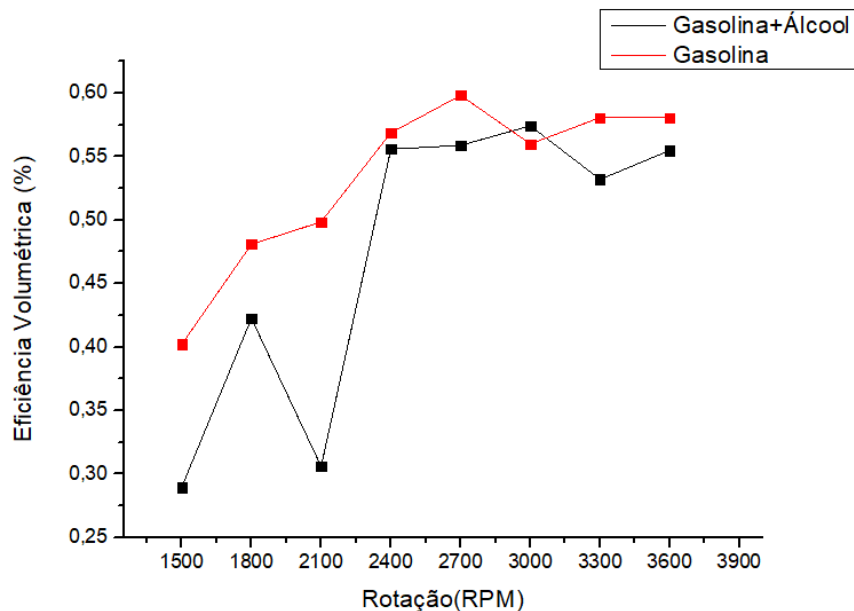


Figura 13: Eficiência Volumétrica versus Rotação por minuto (RPM).

3.7. Relação Ar-Combustível

A Figura 14 representa a relação ar / combustível em função da taxa de rotação para os combustíveis em estudo. Foi evidenciado que, para baixas rotações, a mistura ar/combustível para a composição gasolina e álcool são mais pobres que a gasolina sem etanol, sendo que, para rotações acima de 2100 RPM, as duas curvas apresentam comportamento semelhantes.

Castro (2014) afirma que a vantagem da sobrealimentação de ar é a possibilidade de o motor trabalhar de uma forma mais próxima da estequiométrica, o que permite reações de combustão mais completas, principalmente no etanol, pois devido ao seu baixo poder calorífico costuma-se injetar uma maior quantidade de etanol para obter o mesmo desempenho da gasolina.

Porém, uma mistura mais rica do que é desejado não é o ideal, pois afeta diretamente o consumo do combustível e a poluição, já que misturas ricas tendem a formar hidrocarbonetos não queimados ou subaproveitados. Além disso, misturas ricas tendem a ter uma eficiência de combustão menor de modo que o motor aproveite menos o combustível utilizado.

Penido Filho (1983) diz que uma razão ar/combustível próximo a 14,7 indica uma condição estequiométrica da mistura ar/combustível desejando-se valores superiores a esta proporção. Portanto, o valor ligeiramente maior da relação ar/ combustível será benéfico para o funcionamento do motor.

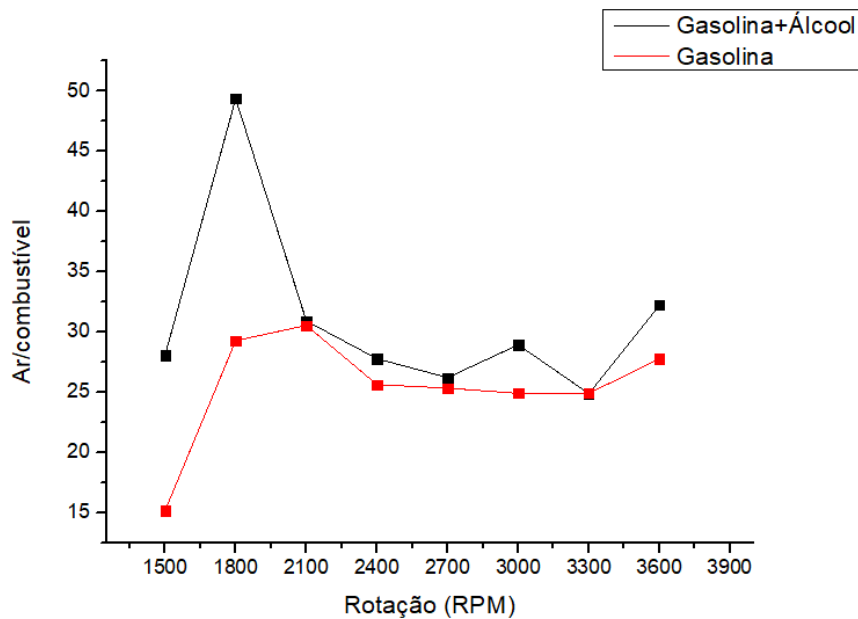


Figura 14: Razão ar/ Combustível versus RPM.

4. CONCLUSÕES

O presente trabalho analisou o desempenho de um motor ciclo Otto operando com gasolina e com a mistura gasolina e etanol, comumente utilizada nos abastecimentos de carros, através de procedimento experimentais conforme abordado na metodologia. A gasolina pura apresentou maior potência comparada a gasolina com álcool, picos de 4477,93 W a 2700 RPM contra 3902,89 W a 2400 RPM. O consumo específico foram próximos em altas rotações, diferentemente em baixas rotações. Verificou-se que baixos valores de torque para gasolina com álcool em baixas rotações e aumento brusco de 2100 a 2400 RPM, enquanto na gasolina pura houve um aumento gradativo até 2700 RPM. A vazão mássica na gasolina sem mistura aumentou de forma diretamente proporcional até atingir 2700 RPM, enquanto na gasolina com álcool apresentou intervalos de crescimentos e quedas de consumo do ar. Os valores da razão ar/combustível obtidas foram acima de 14,7, indicando que a mistura é pobre e todo combustível será queimado.

5. REFERÊNCIAS

- BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. São Paulo: Blucher, v. 1, 2012.
- CASTRO, F. **Motores automotivos: evolução, manutenção e tendências**. [s.l.]: EDIPUCRS, 2014.
- DA SILVA, S. E. T. P.; SERPA, E. C. A.; RANGEL, Y. P. Análise de Desempenho de um Motor De Combustão Interna Do Ciclo Otto Utilizando Como Fonte Energética Gasolina E Uma Mistura Gasolina - Etanol. **Perspectivas Online: Exatas & Engenharias**, v. 9, n. 25,

2019. DOI: 10.25242/885X92520191791.

ENGLER-PINTO, C. M.; DE NADAI, L. Volumetric efficiency and air-fuel ratio analysis for flex fuel engines. **SAE Technical Paper**, 2008-36-0223, 2008. DOI: 10.4271/2008-36-0223.

GANESAN, V. **Internal combustion engines**. 4. ed. [s.l.]: McGraw Hill Education (India) Pvt Ltd, 2012.

GUARIEIRO, L. L. N; VASCONCELLOS, P. C.; SOLCI, M. C. Poluentes atmosféricos provenientes da queima de combustíveis fósseis e biocombustíveis: uma breve revisão. **Revista Virtual de Química**, v. 3, n. 5, p. 434-445, 2011. DOI: 10.5935/1984-6835.20110047.

GUIMARÃES, P. R. B.; PADILHA, J. F.; VIANNA, R. F. Avaliação da adição de aditivos do tipo “booster” de octanagem no poder antidetonante da gasolina automotiva brasileira. In: 2º Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás. 2003.

MARTINS, J. **Motores de combustão interna**. [s.l.]: Publindústria, 2006.

MESQUITA, M.; PESSANHA, D. M.; SHTEL, M. S.; LIMA, G. R.; ALVARENGA, S. D.; CÂMARA, W.; MACHADO, F. A. L. Detecção de CO e CO₂ emitidos por um motor a gasolina de ciclo Otto. **Perspectivas Online: Exatas & Engenharia**, v. 7, n.18, p. 15-21, 2017. DOI: 0.25242/885X71820171193.

PENIDO FILHO, P. **Os motores a combustão interna**. Belo Horizonte: Editora LEMI, 1983.

PULKRABEK, W.W. **Engineering fundamentals of the internal combustion engine**. 2 ed. Upper Saddle River, Nova Jersey: Prentice Hall, 2014.

SCHLUNDER, U. **Heat exchanger design handbook**. Taylor & Francis Group, 1983.