

Simulação do rendimento de um motor do ciclo Otto ideal alimentado com álcool e gasolina em diferentes condições de ignição

Marcelo Adriano Fogiatto m.a.fogiatto@gmail.com
Luis Fernando C. A. S. Moratto luis_sebrian@hotmail.com
Jhon Jairo Ramírez Behainne jhon@utfpr.edu.br

Resumo:

Este trabalho apresenta uma modelagem matemática de curvas de rendimento em motor de combustão interna do ciclo Otto, utilizando dois tipos de combustíveis e diferentes tempos de combustão. Foram analisados os principais parâmetros de rendimento, como, torque, potência, eficiência térmica e volumétrica e pressão média efetiva. A metodologia de trabalho consistiu na aplicação da teoria de liberação finita de calor em motores de combustão interna do ciclo Otto. Através da utilização do *software Engineering Equation Solver* foram simulados os comportamentos das curvas de rendimento em função da velocidade de rotação do virabrequim, quando o motor foi alimentado com gasolina e álcool. Adicionalmente, foi verificado o efeito da mudança promovida pelo momento da ignição e a duração da combustão no interior do motor. Os resultados mostraram que o modelo de liberação de calor consegue responder às mudanças do momento de início e da duração da adição de calor, mostrando, porém, limitações para descrever apropriadamente a comportamento de parâmetros de rendimento em função do tipo de combustível, devido, principalmente, às hipóteses consideradas na análise termodinâmica e à ausência de fatores determinantes como a transferência de calor, cinética da combustão e o efeito do atrito, este último, altamente dependente da rotação do motor.

Palavras chave: Motor de Combustão Interna, Ciclo Otto, Liberação Finita de Calor, Análise de Rendimento.

Simulation of the ideal Otto cycle engine fed with alcohol and gasoline in different ignition conditions

Abstract:

This paper presents a mathematical modeling of performance curves in internal combustion engine of the Otto cycle, using two types of fuels and different combustion times. Important performance parameters were discussed, such as, torque, power, thermal and volumetric efficiency, mean effective pressure. The methodology consisted in the application of the theory of finite heat release for internal combustion engines of the Otto cycle. Through the Engineering equation Solver software, graphs were obtained in order to simulate the behavior of performance curves as a function of the crankshaft rotation of the engine fed with gasoline and alcohol. Additionally, the effect of the change promoted by the ignition time and duration of combustion within the engine was checked. The results showed that the model of heat release can respond to changes of the start time and duration of the addition of heat, showing, however, limitations to properly describe the behavior of the performance parameters as a function of fuel type, due mainly to the hypothesis considered in the thermodynamic analysis and the absence of determining factors such as heat transfer, combustion kinetics and the effect of friction, this one highly dependent on engine speed.

Key-words: Internal Combustion Engine, Otto Cycle, Finite Heat Release, Performance Analysis.

1. Introdução

Motores de combustão interna são máquinas térmicas capazes de transformar a energia química contida em um combustível em trabalho mecânico, por meio da rotação de um eixo de saída. Dentre os principais sistemas que possibilitam o funcionamento do motor, destaca-se o conjunto cilindro-pistão, representado na Figura 1, onde tdc é o ponto morto superior, bdc é o ponto morto inferior, b é o diâmetro do cilindro, y é a coordenada da posição do pistão, s é o curso total do pistão, l é o comprimento da biela, a é o raio da manivela e θ é o ângulo da manivela, que vale 0° quando o pistão está no ponto morto superior e 180° quando está no ponto morto inferior.

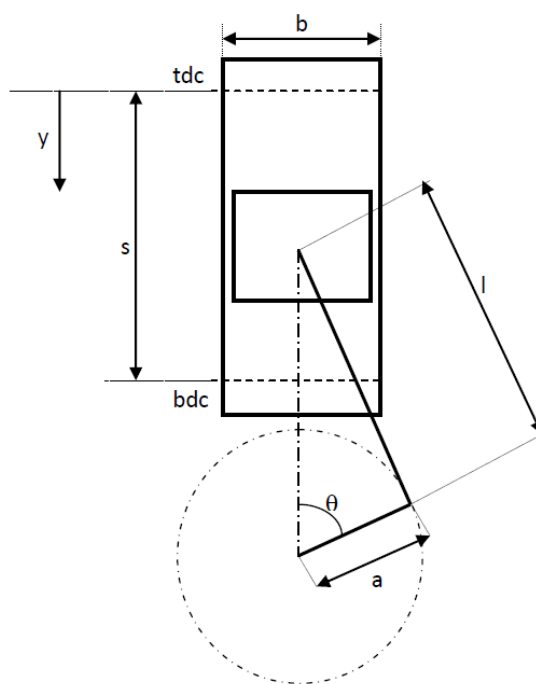


Figura 1 – Conjunto cilindro-pistão

Desde seu desenvolvimento inicial no século XIX até hoje, o motor de combustão interna obteve evolução considerável na redução de emissões e aumento de eficiência térmica, que passou de cerca de 10% a valores superiores a 30% em alguns casos. Esse valor pode ainda ser superado com a alteração de alguns parâmetros de funcionamento do motor, como o tempo de duração da faísca de ignição, por exemplo.

De acordo com Martins (2012), o desenvolvimento econômico crescente da Ásia e Europa Oriental vai tornar cada vez maior o uso do motor de combustão interna nessas regiões nas próximas décadas, o que torna apropriado o estudo da melhora do rendimento dos motores. Esse estudo pode ser realizado por meio de simulações computacionais, a exemplo do que já foi realizado por Connolly e Yagle (1994), Vinokurov et al. (2000), Pariotis et al. (2012) e Kim et al. (2013). Levando isso em conta, este trabalho tem por objetivo simular e avaliar o desempenho de motores com a variação de alguns parâmetros de funcionamento.

2. Metodologia

Neste estudo faz-se a análise de um motor de ciclo Otto de quatro tempos, devido ao fato de ser um tipo de motor amplamente difundido. Para a modelagem matemática, foi selecionado o modelo de liberação finita de calor, apresentado por Ferguson (1986). A função da fração de

calor liberada em função do ângulo θ da manivela, também conhecida como função de Weibe, pode ser vista na Equação (1), onde θ_s é o ângulo de início da combustão, θ_d é o ângulo de duração da combustão, e a e n são fatores empíricos. Para este caso, de acordo com Heywood (1988), a assume o valor de 5 e n assume o valor de 3.

$$x_b(\theta) = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_d} \right)^n \right] \quad (1)$$

A taxa de liberação de calor por ângulo da manivela pode ser obtida diferenciando a Equação (1) em relação a θ , conforme apresentado nas Equações (2) e (3), onde Q_{in} é o calor total adicionado durante o ciclo.

$$\frac{dQ}{d\theta} = Q_{in} \frac{dx_b}{d\theta} \quad (2)$$

$$\frac{dQ}{d\theta} = n a \frac{Q_{in}}{\theta_d} (1 - x_b) \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_d} \right)^{n-1} \quad (3)$$

Neste problema, abordou-se a 1ª Lei da Termodinâmica na forma diferencial para um sistema fechado, conforme mostrado na Equação (4). A variação diferencial do trabalho é dado pela Equação (5) e a variação diferencial da energia interna é dada pela Equação (6), onde P é a pressão, V é o volume, m é a massa, c_v é o calor específico a volume constante e T é a temperatura.

$$\delta Q - \delta W = dU \quad (4)$$

$$\delta W = P dV \quad (5)$$

$$dU = m c_v dT \quad (6)$$

Assumiu-se que o gás do sistema comporta-se como um gás ideal, cuja equação de estado é apresentada na Equação (7) e em forma diferencial na Equação (8), Onde R é a constante do gás.

$$P V = m R T \quad (7)$$

$$m dT = \frac{1}{R} (P dV + V dP) \quad (8)$$

Substituindo as Equações (5), (6) e (8) na Equação (4), chega-se à Equação (9). Dividindo (9) pela variação diferencial do ângulo da manivela, chega-se à Equação (10).

$$\delta Q - P dV = \frac{c_v}{R} (P dV + V dP) \quad (9)$$

$$\frac{dQ}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} = \frac{c_v}{R} \left(P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} \right) \quad (10)$$

Levando em conta as relações (11) e (12), a Equação (10) pode ser escrita isolando-se a variação de pressão em relação ao ângulo da manivela, na forma da Equação (13), onde c_p é o calor específico a pressão constante.

$$R = c_p - c_v \quad (11)$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (12)$$

$$\frac{dP}{d\theta} = -\gamma \frac{P}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{\gamma - 1}{V} \frac{dQ}{d\theta} \quad (13)$$

Levando em consideração as Equações (14), (15) e (16), onde V_t é o volume total do cilindro, V_c é o volume da câmara de combustão, r é a razão de compressão, b é o diâmetro do cilindro, V_d é o volume deslocado no cilindro, s é o curso total do pistão e l é o comprimento da biela, chega-se à relação do volume do sistema em função do ângulo da manivela na Equação (17). Diferenciando-se a Equação (17) em relação ao ângulo, foi obtida a relação para a taxa de variação de volume em função do ângulo, mostrada na Equação (18).

$$r = \frac{V_t}{V_c} \quad (14)$$

$$V_d = \frac{\pi}{4} b^2 s \quad (15)$$

$$L = 2 \frac{l}{s} \quad (16)$$

$$V(\theta) = \frac{V_d}{r-1} + \frac{V_d}{2} \left(L + 1 - \cos \theta - \sqrt{L^2 - \sin^2 \theta} \right) \quad (17)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{V_d}{2} \sin \theta \left(1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{L^2 - \sin^2 \theta}} \right) \quad (18)$$

A Equação (13) pode ser integrada numericamente, utilizando o método de Runge-Kutta de 4ª ordem. Na integração, o ângulo de manivela inicial é de -180° , ou seja, no ponto morto inferior, com as condições do gás pré-estabelecidas. No cálculo, considera-se a passagem do pistão pelo ponto morto superior e o retorno ao ponto morto inferior, considerando os cursos de compressão, adição de calor e expansão do ciclo Otto de 4 tempos.

O trabalho do gás no cilindro pode ser obtido pela Equação (19) e a temperatura pode ser obtida pela Equação (20). A potência e o torque podem ser obtidos pelas Equações (21) e (22), onde N é o número de rotações por período de tempo.

$$\delta W = P dV \quad (19)$$

$$T = \frac{P V}{m R} \quad (20)$$

$$\dot{W} = \frac{W N}{2} \quad (21)$$

$$\dot{W} = 2 \pi \tau N \quad (22)$$

Para determinar o calor adicionado, é necessário calcular alguns parâmetros com antecedência. Para o cálculo da eficiência volumétrica, calcula-se o índice de Mach modificado Z na Equação (23), onde b é o diâmetro do cilindro, U_p é a velocidade média do pistão, A_i é um coeficiente relacionado ao diâmetro da válvula de admissão e c_i é um fator relacionado ao fluxo de admissão da válvula. A eficiência volumétrica e_v pode ser calculada pela Equação (24), onde θ_{va} é o ângulo de fechamento da válvula de admissão e θ_{ava} é o ângulo de abertura da válvula de admissão.

$$Z = \frac{\frac{\pi}{4} b^2}{A_i} \frac{U_p}{c_i} \quad (23)$$

$$e_v = 0,58 \left(\frac{\theta_{fva} - \theta_{ava}}{\pi} \right) \frac{1}{Z} \quad (24)$$

A massa da mistura real pode ser obtida pela Equação (25), onde ρ_m é a massa específica da mistura ar-combustível. Por fim, o calor adicionado pode ser obtido com o uso da Equação (26), onde PC é o poder calorífico do combustível e $Rmca_{real}$ é a razão mássica combustível-ar real.

$$m_{real} = e_v \rho_m V_d \quad (25)$$

$$Q_{in} = \frac{m_{real} PC Rmca_{real}}{1 + Rmca_{real}} \quad (26)$$

Os resultados foram obtidos com a utilização do programa Engineering Equation Solver (EES®) em um computador com processador Core i5 de 6,5 GHz e 6 GB de memória RAM, com duração média de 340 segundos para as simulações.

3. Resultados e Discussão

Primeiramente, é feita a análise do efeito dos diferentes combustíveis (gasolina e álcool), em relação a potência, pressão média efetiva, torque e eficiência térmica. Em seguida, analisa-se o efeito do momento de início e duração da ignição sobre potência, pressão média efetiva, torque e eficiência térmica do ciclo.

3.1 Efeito do combustível sobre os parâmetros de rendimento

Para comparação do efeito dos combustíveis sobre os parâmetros de rendimento, os cálculos foram realizados com valores de poder calorífico e razão mássica combustível-ar diferentes para álcool e gasolina. Os valores utilizados, que foram fornecidos por Martins (2012), são apresentados na Tabela 1.

Combustível	PC (MJ/kg)	Rmca
Álcool	27,0	0,11123
Gasolina	42,5	0,06849

Tabela 1 – Propriedades dos combustíveis

Com o objetivo de avaliar a influência da velocidade do motor na capacidade de admissão do gás, o funcionamento do motor foi simulado com velocidades angulares variando de 500 a 4000 rpm. O gráfico dessa simulação, envolvendo a velocidade angular e Z pela eficiência volumétrica, pode ser visualizado na Figura 2.

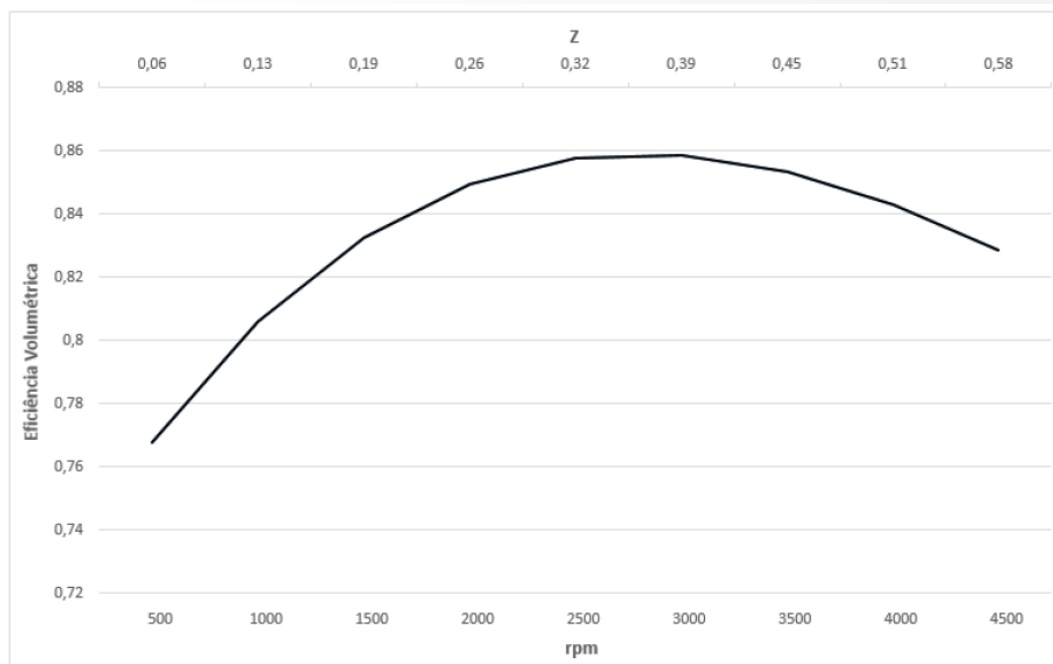


Figura 2 – Relação entre N , e_v e Z

Analisando o gráfico da Figura 2, nota-se que a eficiência volumétrica máxima do motor é de 0,86 e ocorre a cerca de 3000 rpm. Com a relação entre N e e_v sendo conhecida, foi possível determinar o trabalho realizado pelo motor, por meio do cálculo da pressão em função do volume de gás no cilindro. O trabalho realizado pelo motor em diferentes rotações para cada combustível pode ser visto na Tabela 2.

Velocidade angular (rpm)	Trabalho (J)	
	Gasolina	Álcool
500	1246	1231
1000	1308	1292
1500	1352	1335
2000	1378	1362
2500	1392	1375
3000	1392	1377
3500	1384	1368
4000	1368	1352
4500	1343	1329

Tabela 2 – Trabalho realizado no cilindro

Baseado nos resultados da Tabela 2, os parâmetros de rendimento puderam ser calculados. Na Figura 3, é apresentado o gráfico da potência em função da velocidade angular.

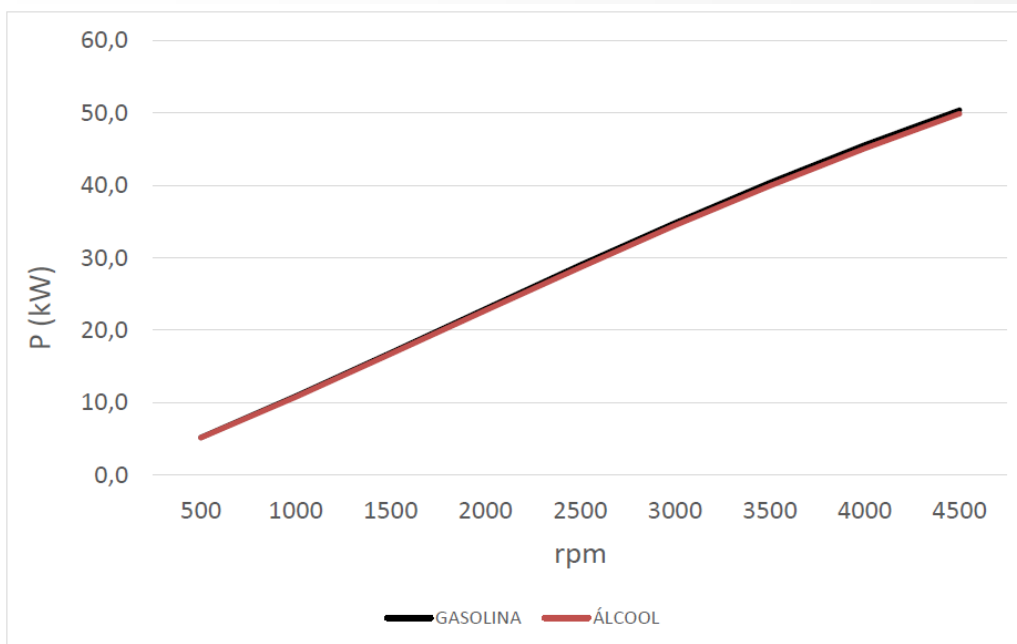


Figura 3 – Potência desenvolvida em função da velocidade angular

A potência indicada do motor, ou seja, a potência baseada na energia contida no gás, apresentou aumento com o incremento da velocidade angular da manivela. De acordo com Pulkrabek (2004), a curva de potência deveria atingir um ponto máximo devido à diminuição da eficiência volumétrica do motor. Porém, a diminuição da potência não foi percebida com o uso deste modelo (liberação finita de calor) para a faixa de velocidades angulares observada. Em uma análise da potência ao freio, a diminuição da potência seria mais acentuada devido à maior dissipação por atrito no interior do cilindro.

Na Figura 4, é apresentado o gráfico da pressão média efetiva em função da velocidade angular; na Figura 5, pode ser visualizado o gráfico do torque do motor em função da velocidade angular; e na Figura 6, mostra-se o gráfico da eficiência térmica em função da velocidade angular.

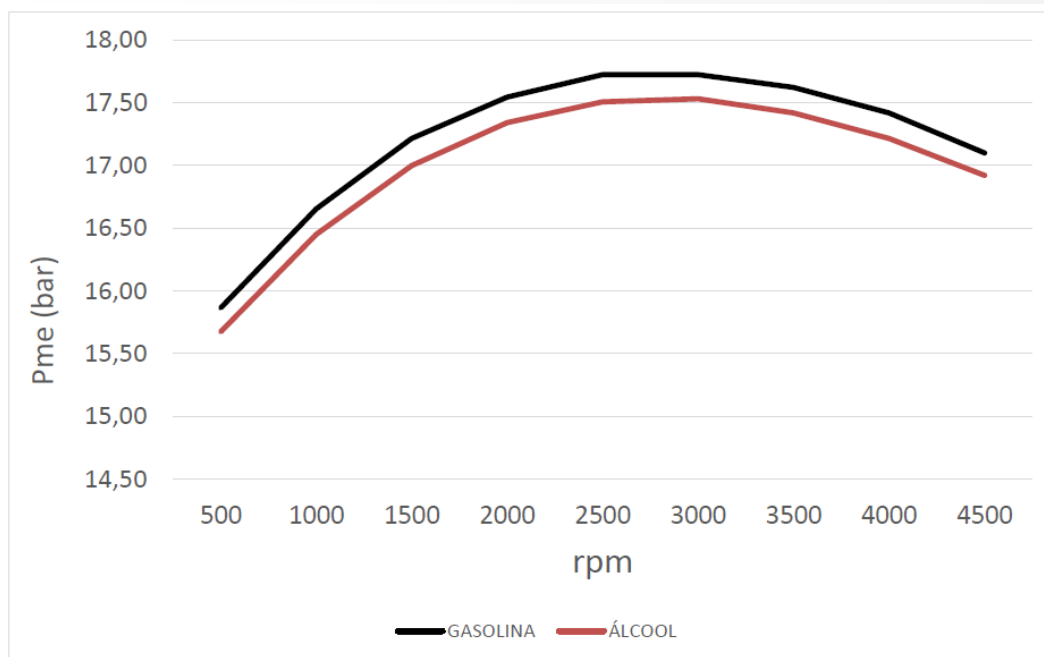


Figura 4 – Pressão média efetiva em função da velocidade angular

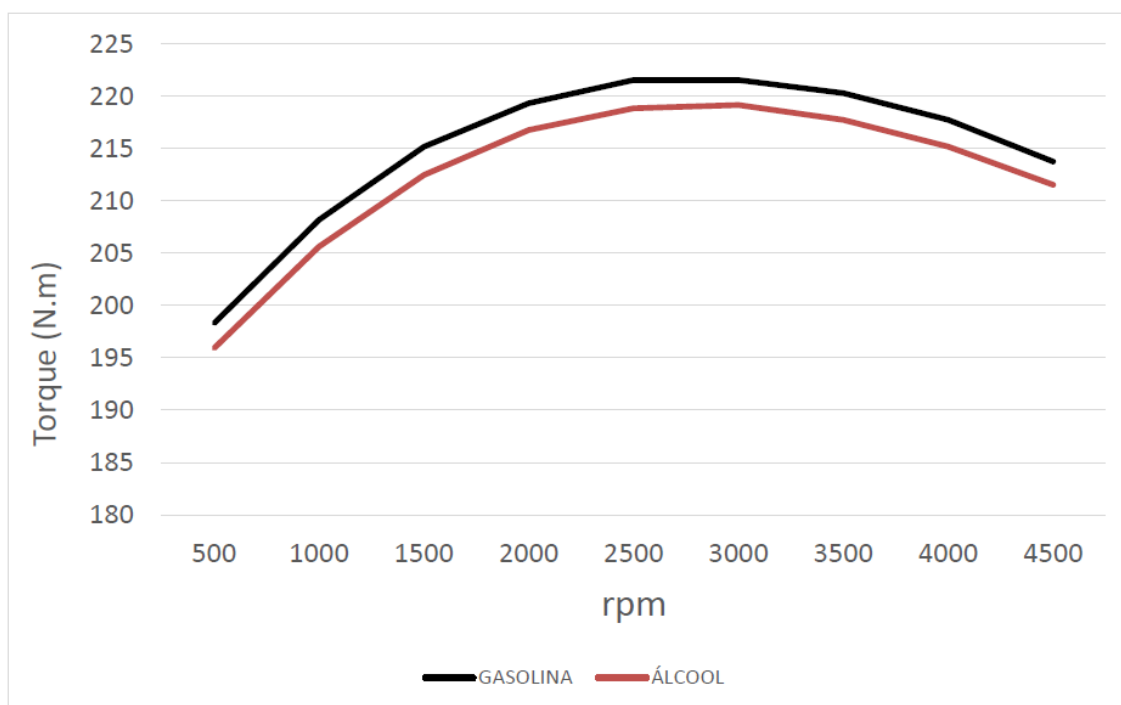


Figura 5 – Torque em função da velocidade angular

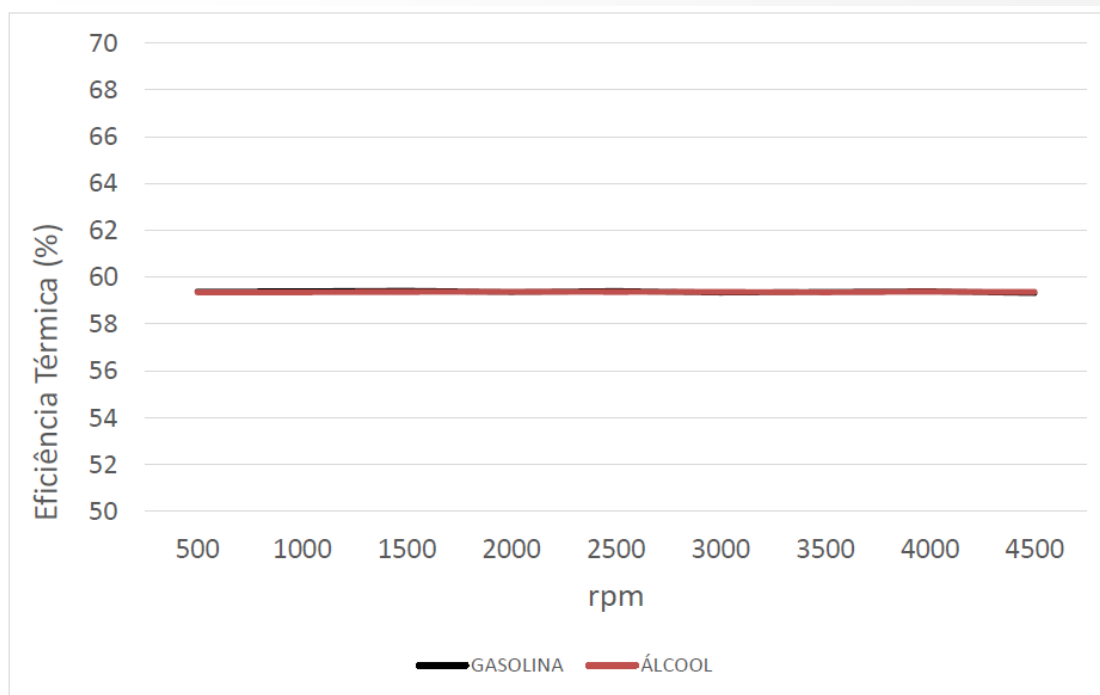


Figura 6 – Eficiência térmica em função da velocidade angular

As curvas de pressão média efetiva (Figura 4) e torque (Figura 5) estão de acordo com as tendências afirmadas por Pulkrabek (2004), segundo as quais existe um ponto de máximo a determinada rotação, ocorrendo uma queda na sequência. Por outro lado, como esperado, neste modelo, a eficiência térmica manteve-se constante independentemente da velocidade de rotação (Figura 6).

Nota-se, pelos resultados apresentados, que os parâmetros de rendimento não variam muito com o uso de diferentes combustíveis, o que não é coerente com a realidade. Essa deficiência nos resultados pode ser explicada pelo fato de o modelo de liberação finita de calor não levar em consideração a troca de calor na parede do cilindro, as perdas por atrito, a composição química do combustível e nem mesmo a razão de compressão. Na prática, entende-se que motores que trabalham com gasolina e álcool (*flex*) apresentam maior potência quando são alimentados com álcool. Os motores *flex* tem razão de compressão em torno de 11, que é um valor mais próximo da razão de compressão do álcool (que é de aproximadamente 12) do que da gasolina (que é em torno de 9), o que faz com que o motor *flex* real seja mais propício a ter um maior rendimento com álcool. Como neste estudo a razão de compressão foi considerada como sendo de 10 para os dois combustíveis, e algumas características químicas dos combustíveis não foram consideradas, as diferenças nos parâmetros de rendimento não ficaram em evidência.

3.2 Efeito do início e duração da ignição sobre os parâmetros de rendimento

Nas Figuras 7, 8, 9 e 10, mostra-se as linhas de tendência dos parâmetros de rendimento em função do ângulo de início da ignição, para duas durações de ignição diferentes.

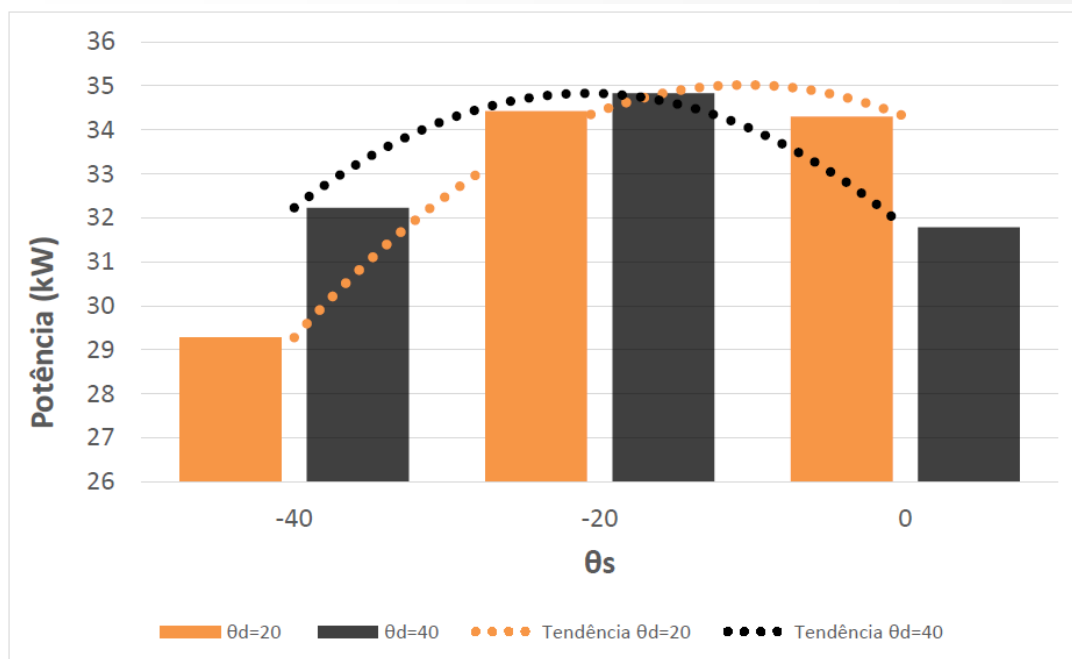


Figura 7 – Curva de tendência da potência em função do ângulo de início da ignição

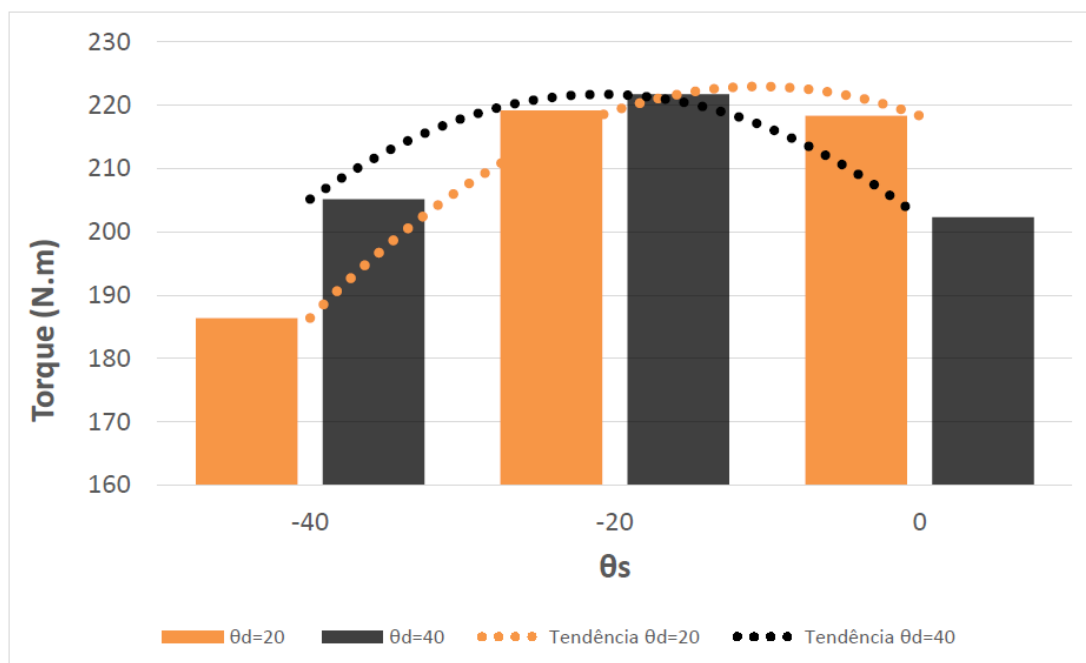


Figura 8 – Curva de tendência do torque em função do ângulo de início da ignição

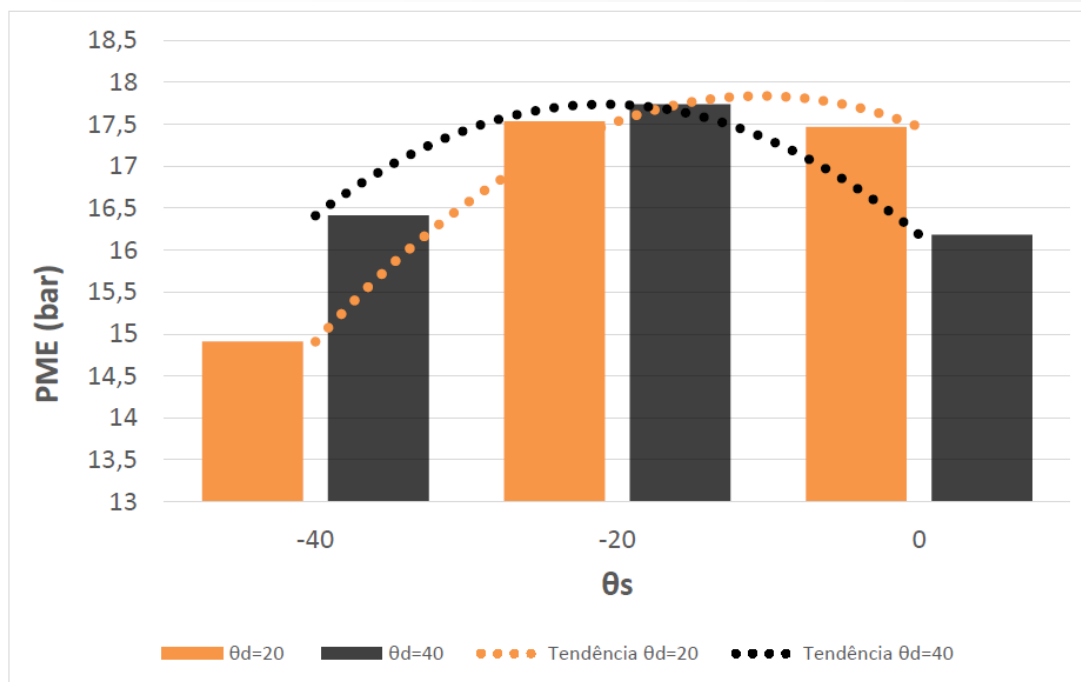


Figura 9 – Curva de tendência da pressão média efetiva em função do ângulo de início da ignição

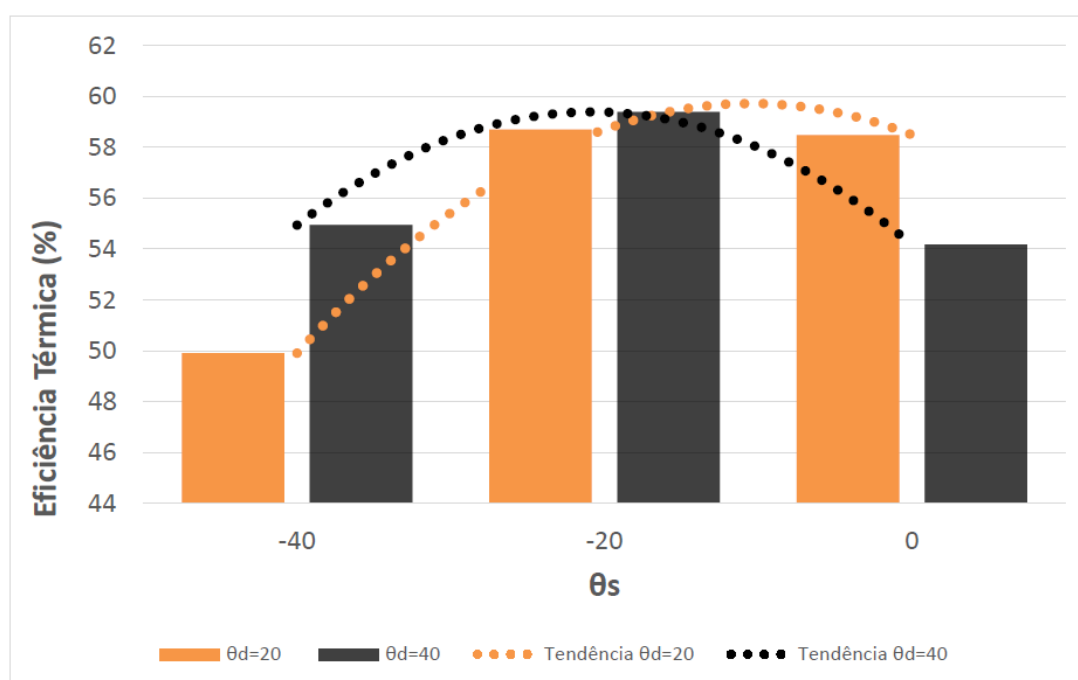


Figura 10 – Curva de tendência da eficiência térmica em função do ângulo de início da ignição

Nota-se que para todas as situações simuladas, ocorre uma diferença considerável nos resultados para diferentes durações da combustão. Para 40° de duração, o ponto de máximo para os parâmetros de rendimento da combustão é com a ignição iniciando em torno de -20° . Já para a combustão com 20° de duração, o ponto ótimo de rendimento situa-se entre -20° e 0° . Esses resultados são confirmados por Ferguson (1986), que afirma que, embora o ponto ótimo de ignição varie devido às diferentes características dos motores, é comum que esteja entre -20° e -5° .

4. Conclusão

Neste estudo foi abordada a modelagem matemática de curvas de rendimento de um motor de combustão interna de ciclo Otto operando com álcool e gasolina. Foi determinado o efeito dos dois combustíveis sobre os parâmetros de rendimento do motor.

Para as simulações, foi utilizado o modelo de liberação finita de calor, onde a adição de calor é tida como função do ângulo de manivela do motor. Pelos resultados obtidos, observou-se que para motores iguais, o tipo de combustível não afeta de forma significativa o rendimento do ciclo. As diferenças observadas na prática são atribuídas a fatores que não são considerados no modelo utilizado.

Outro resultado obtido neste estudo é que existe um momento ideal, em torno de -20° de ângulo de manivela, em que a combustão proporciona um melhor rendimento térmico. A duração da combustão também influencia a potência do ciclo, proporcionando maior potência quando a combustão ocorre por cerca de 40° de ângulo de manivela.

Referências

- CONNOLLY, F. T.; YAGLE, A. E. *Modeling and Identification of the Combustion Pressure Process in Internal Combustion Engines*. Mechanical Systems and Signal Processing. Vol. 8, n.1, p.1-19, 1994.
- FERGUSON, C. R. *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences*. New York: J. Wiley & Sons, 1986.
- HEYWOOD, J. B. *Introduction to Internal Combustion Engines*. New York: McGraw-Hill, 1988.
- KIM, J.; BAE, C.; KIM, G. *Simulation on the Effect of the Combustion Parameters on the Piston Dynamics and Engine Performance Using the Wiebe Function in a Free Piston Engine*. Applied Energy. Vol. 107, p.446-455, 2013.
- MARTINS, J. *Motores de Combustão Interna*. 3. ed. Porto: Publindústria Edições Técnicas, 2012.
- PARIOTIS, E. J.; KOSMADAKIS, G. M.; RAKOPOULOS, C. D. *Comparative Analysis of Three Simulation Models Applied on a Motored Internal Combustion Engine*. Energy Conversion and Management. Vol. 60, número especial, p. 45-55, 2012.
- PULKRABEK, W. W. *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. 2. Ed. New Jersey: Pearson Prentice-Hall, 2004.
- VINOKUROV, V. A.; KAMINSKII, V. A.; FROST, V. A.; KOLESNIKOV, I. M. *Modeling of Combustion Processes in Internal Combustion Engines*. Chemistry and Technology of Fuels and Oils. Vol. 36, n.6, p.408-415, 2000.