

Análise do avanço de ignição em MBT e sua influência na eficiência energética automotiva

Sérgio Roque de Sá ^[1], João Alves de Lima ^[2]

[1] sergioroquesa@gmail.com. [2] jalima@cear.ufpb.br. Centro de Energias Alternativas e Renováveis - DEER/CEAR/UFPB, Cid. Universitária, João Pessoa/PB

RESUMO

O aumento da eficiência energética automotiva tem sido objeto de relevância no cenário mundial. Normas ambientais para redução da emissão de poluentes impuseram à indústria automobilística a necessidade de desenvolver meios para mitigar a emissão desses gases e aumentar a eficiência de seus motores. Pacotes tecnológicos como *downsizing*, turbo-compressão, injeção direta e comando de válvulas eletromagnético são hoje uma realidade. O avanço de ignição também desempenha um papel fundamental, sendo o objetivo do presente trabalho investigar, via simulação numérica, como esse parâmetro influencia no comportamento térmico de motores. O modelo matemático empregado é descrito pelo ciclo Otto, modificado com processos de admissão, descarga, turbo-compressão, liberação finita de calor e presença de gás residual. Resultados de pressão, temperatura, trabalho instantâneo e indicado e eficiência térmica foram obtidos em função do avanço de ignição, empregando-se dados geométricos e operacionais de um motor VW AP 1.8 a álcool. Para as condições adotadas, o motor apresentou sua melhor operação, em termos de Avanço Mínimo para Melhor Torque (MBT: *Minimum Advance for Best Torque*) e Fração de Massa Queimada (MFB: *Mass Fraction Burned*), para o avanço da ignição em -13° , posição angular do virabrequim na qual 50% da massa de combustível era queimada a 8° .

Palavras-chave: Eficiência veicular. Avanço de ignição. MBT (avanço mínimo para melhor torque). Simulação numérica.

ABSTRACT

The search for automobile energy efficiency improvement has been a subject of relevance in the world scenario. Environmental standards for reducing pollutants emission have forced the automotive industry to seek ways to improve efficiency and reduce the emission of these gases from internal combustion engines. Nowadays, new technological packages such as downsizing, turbochargers, direct injection, electromagnetic valve control have been playing the leading role. Ignition advance also plays a key role in engine calibration, so the present study aims to investigate, through numerical simulation, how this parameter influences its thermal behavior. The mathematical model adopted is described by the Otto cycle, modified with admission, exhaust, turbocharging, finite heat release, and residual gas. Results of pressure, temperature, indicated and instantaneous works and thermal efficiency were obtained for several values of the ignition advance, using geometric and operational data of a VW AP 1.8 alcohol engine. For the conditions adopted, the analyzed motor presented its best performance, in terms of Minimum Advance for Best Torque (MBT) and Mass Fraction Burn (MFB), at the point in which the ignition occurred at -13° , the crankshaft angular position to which 50% of the fuel is burned at 8° .

Keywords: *Automobile Fuel Economy. Ignition Advance. MBT (Minimum Advance for Best Torque). Numerical Simulation.*

1 Introdução

A melhora da eficiência energética nos mais diversos processos e equipamentos industriais, em especial dos automóveis, tem sido tema de alta relevância no cenário mundial. As normas ambientais para redução de poluentes, como HC, CO₂, NO_x, impuseram à indústria automobilística a necessidade de buscar meios para redução desses efluentes gasosos dos motores de combustão interna.

Atualmente, ações e pacotes tecnológicos têm sido aplicados na indústria automotiva com o objetivo de melhorar a performance e reduzir, por conseguinte, os impactos ambientais associados. A redução do volume do motor ou *downsizing* tem como objetivo a otimização da eficiência energética, com baixos níveis de emissões. Entretanto, a tendência não ocorreu ao acaso, pois, ao longo dos anos, as emissões de poluentes foram sendo reguladas pelos governos para minimizar gases tóxicos. A medida gerou avanços significativos e, com efeito, os motores atuais poluem cem vezes menos, em relação aos das décadas de 60, 70 e 80. Para alcançar avanços dessa magnitude, a eletrônica teve uma participação decisiva no controle integrado dos motores. Os módulos controladores ou ECU's (*Electronic Control Unity*) têm o total controle da mistura de ar e combustível e do avanço da ignição, sendo estas as duas variáveis básicas para a calibração do motor, com vistas à emissão de poluentes (ZHU; DANIELS; WINKELMAN, 2003; ZAREEI; KAKAEE, 2013; FERGUSON; KIRKPATRICK, 2016).

Segundo Zhu, Daniels e Winkelman (2003) e Magnusson (2007), o processo de avanço de ignição tem como objetivo realizar a ignição da mistura ar/combustível em um determinado ponto/instante, de maneira que a pressão máxima no interior do cilindro favoreça o maior torque possível. Esse processo de avanço de ignição é buscado devido à forma não instantânea de como a combustão da mistura ar/combustível se desenvolve no interior do cilindro. Esse ponto é conhecido como avanço mínimo para torque máximo, MBT (*Minimum Advance for Best Torque*).

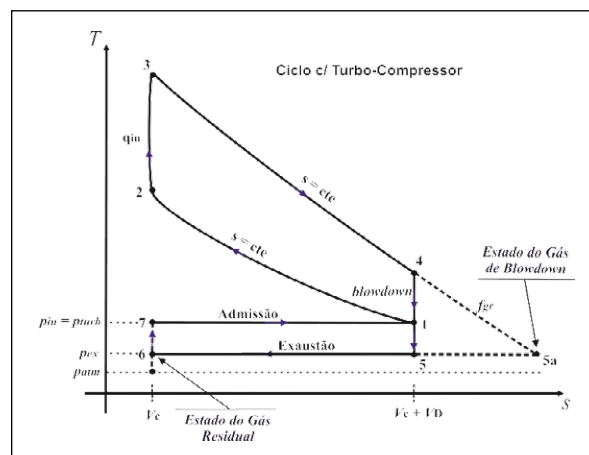
O objetivo deste trabalho é, então, desenvolver um código computacional baseado em um modelo matemático de um ciclo Otto modificado, proposto na literatura, para se estudar o efeito do avanço de ignição em MBT, com o objetivo posterior de se construir mapas de avanço de ignição teórico para um motor específico.

2 Modelagem matemática

O modelo matemático do ciclo termodinâmico empregado é baseado no ciclo Otto padrão a ar ideal, modificado para levar em conta o processo de combustão avaliado pelo modelo de liberação finita de calor, além dos processos de admissão e descarga, os quais incorporam os efeitos de turbo-compressão e da presença de gás residual, respectivamente. A descrição detalhada desse modelo modificado pode ser facilmente encontrada em Ferguson e Kirkpatrick (2016). Outros modelos, mais complexos para o processo de combustão, especificamente, podem ser analisados em Mendera, Spyra e Smereka (2002), Eriksson e Andersson (2002) e Shen, Bedford e Wichman (2009), por exemplo.

A Figura 1 apresenta uma ilustração de um diagrama esquemático Txs do ciclo modificado para facilidade de visualização e descrição dos processos.

Figura 1 – Diagrama Txs do ciclo Otto modificado



Fonte: Elaborada pelos autores

Para facilidade de implementação computacional do ciclo modificado, a modelagem de cada processo é a seguir descrita. O objetivo é determinar as pressões e as temperaturas (p e T) do ciclo para cada posição angular do eixo do virabrequim, θ , a partir de informações físicas e das equações que descrevem cada processo que o compõem. Assim:

- a) **Processo 6->7**
(Turbo-compressão isoentrópica, PMI, $\theta = 0^\circ$):

$$p_7 = p_{in} = r_{p_turb} \times p_{atm} \quad (1)$$

$$T_7 = T_{in} = T_{atm} \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{turb}} \left[\left(r_{p_turb} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\} \quad (2)$$

b) **Processo 7->1**

(Processo de admissão, $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$):

$$P_1 = P_7 = P_{in} = P_{turb} \quad (3)$$

$$T_1 = (1 - f_{gr})T_{in} + f_{gr}T_{ex} \left[1 - \left(1 - \frac{P_{in}}{P_{ex}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (4)$$

$$f_{gr} = \frac{m_{gr}}{m_1} = \frac{1}{r_v} \left(\frac{P_{ex}}{P_4} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (5)$$

c) **Processo 1->2**

(Comp. Isoentrópica, $180^\circ \leq \theta \leq \theta_s^*$, $\theta_s^* = 360 + \theta_s$):

$$P_\theta = P_1 \left(\frac{V_1}{V_\theta} \right)^k \quad (6)$$

$$T_\theta = \frac{P_\theta V_\theta}{m_1 R} \quad (7)$$

d) **Processo 2->3**

(Liberação finita de calor, $\theta_s^* \leq \theta \leq \theta_s^* + \theta_d$):

$$\frac{dp_\theta}{d\theta} = -k \frac{p}{V_\theta} \frac{dV_\theta}{d\theta} + \frac{k-1}{V_\theta} \frac{dQ_{in\theta}}{d\theta} \quad (8)$$

$$T_\theta = \frac{P_\theta V_\theta}{m_1 R} \quad (9)$$

A equação diferencial ordinária para a pressão, Eq. (8), é obtida a partir das equações da 1ª lei da termodinâmica e dos gases ideais. Essa EDO tem como condição inicial a pressão do estado 2, p_2 , em $\theta = \theta_s^*$, sendo resolvida, no presente trabalho, pela sub-rotina IVPAG, do pacote de sub-rotinas científicas IMSL (2001), para cada posição angular, θ .

e) **Processo 3->4**

(Expansão Isoentrópica, $\theta_s^* + \theta_d \leq \theta \leq 540^\circ$):

$$P_\theta = P_3 \left(\frac{V_3}{V_\theta} \right)^k \quad (10)$$

$$T_\theta = \frac{P_\theta V_\theta}{m_1 R} \quad (11)$$

f) **Processo 4-5**

(Blowdown Isocórico, PMI, $\theta = 540^\circ$):

$$P_5 = P_{5a} = P_6 = P_{ex} \quad (12)$$

$$T_5 = T_4 \frac{P_5}{P_4} \quad (13)$$

O processo 4-5a já é integrado no modelo, ao se avaliar a fração de gás residual, f_{gr} .

g) **Processo 5-6**

(Processo de Exaustão, $540^\circ \leq \theta \leq 720^\circ$):

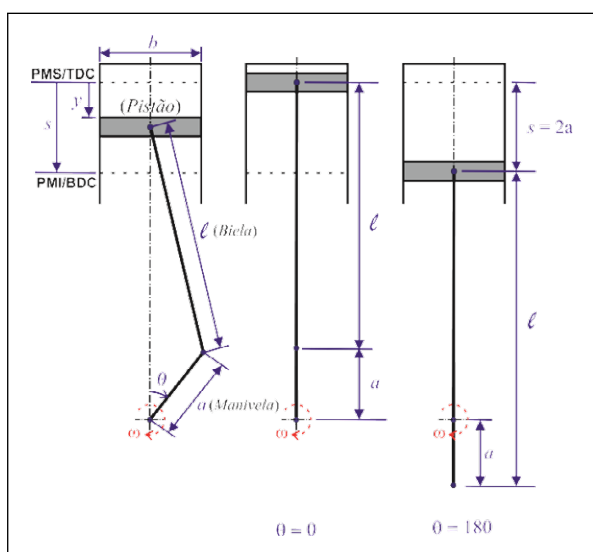
$$P_6 = P_5 = P_{5a} = P_{ex} \quad (14)$$

$$T_6 = T_{ex} = T_{5a} = T_4 \left(\frac{P_{ex}}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (15)$$

As equações do modelo dependem do volume do cilindro para cada posição angular, V_θ e da descrição da função que representa o modelo de liberação de calor associado ao processo de combustão, além de propriedades da mistura e de condições de entrada e características do turbo-compressor.

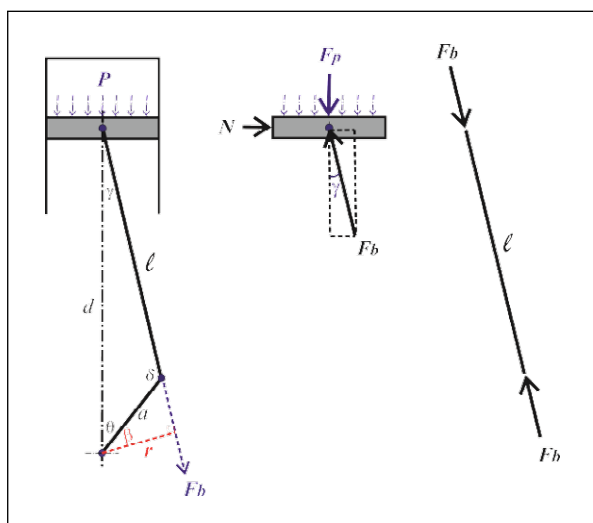
O volume do cilindro é facilmente calculado a partir da descrição geométrica do sistema pistão-biela-manivela (Figura 2).

Figura 2 – Características do sistema pistão-biela-manivela



Fonte: Elaborada pelos autores

Figura 3 – DCL do sistema pistão-biela-manivela



Fonte: Elaborada pelos autores

Da Figura 2 e de parte do DCL da Figura 3, as seguintes relações podem ser obtidas:

$$y(\theta) = \frac{s}{2} \left[R + 1 - \cos(\theta) - \sqrt{R^2 - \sin^2(\theta)} \right] \quad (16)$$

$$R = \frac{2\ell}{s} = \frac{\ell}{a} \quad (17)$$

$$s = 2a \quad (18)$$

$$V(\theta) = V_c + A_p y(\theta) \quad (19)$$

$$A_p = \frac{\pi b^2}{4} \quad (20)$$

$$\frac{dV}{d\theta}(\theta) = A_p \frac{dy}{d\theta}(\theta) \quad (21)$$

Por sua vez, a combustão é descrita pelo modelo de liberação finita de calor (uma equação de Vibe), o qual depende dos parâmetros n (que leva em conta a forma da câmara de combustão) e a , a rapidez da frente de chama (que está associada à eficiência do processo de combustão).

O modelo de liberação finita de calor é descrito por (onde θ_s é o ângulo de início da ignição e $\Delta\theta$ é a duração angular do processo de combustão):

$$Q_{in}(\theta) = Q_{comb} x_b(\theta) \quad (22)$$

$$x_b(\theta) = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_s}{\Delta\theta} \right)^n \right] \quad (23)$$

Nesse modelo, x_b representa a fração de massa queimada (MFB-*Mass Fraction Burned*), a qual é função do ângulo do eixo do virabrequim, θ , do instante/posição do início da liberação da energia, θ_s , e da duração da combustão, $\Delta\theta$. A inclinação, $dx_b/d\theta$, representa a velocidade com que a massa é queimada (taxa de queima). Q_{comb} é a energia associada ao poder calorífico do combustível e à eficiência da combustão, sendo estimado como $Q_{comb} = PC_{comb} \times \eta_{comb}$.

Segundo Heywood (2018), os valores que mais aproximam a realidade são ($a = 5$ e $n = 3$), pois para um valor constante de $a = 5$, valores de $n < 3$ fazem com que a frente de combustão aconteça bem antes do ponto morto superior (avanço da ignição/combustão: APMS), e, inversamente, para valores de $n > 3$, ocorre forte atraso na liberação de calor (depois do ponto morto superior: DPMS). Em relação ao parâmetro a , o comportamento é invertido, isto é, tomando o valor de $n = 3$, valores de $a < 5$ levam a atraso no processo de liberação de calor, enquanto que valores de $a > 5$, o efeito é de avanço.

Uma vez que o sistema de equações (1-23) é não linear, um procedimento iterativo deve ser usado para a determinação dos estados do ciclo, em cada posição angular do virabrequim. Em particular, os estados 1, 2, 3, 4, 5, 6 e 7 e a fração de gases residuais podem ser obtidos a partir de uma estimativa para a fração de gases residuais, a qual será empregada como a variável de convergência.

O seguinte procedimento é empregado, com o apoio das Eqs. (16-23):

1) Com p_{atm} , T_{atm} , r_{p_turb} e η_{turb} conhecidos, usam-se as Eqs. (1) e (2) para se determinar p_{in} e T_{in} .

2) Com p_{in} e T_{in} calculados, inicia-se o procedimento iterativo, a partir de estimativas para f_{gr} e T_{ex} , para se determinar o estado 1 (p_1 , T_1), empregando-se as Eqs. (3) e (4).

3) Com p_1 e T_1 , e com a informação geométrica do volume V_1 , usa-se a equação dos gases ideais para se determinar a massa da mistura total (ar+combustível+gás residual) no estado 1, m_1 .

4) Usam-se as Eqs. (6) e (7) para se determinar as pressões e temperaturas (p_θ e T_θ) em qualquer posição angular durante o processo de compressão isoentrópica. O estado 2 (p_2 , T_2) é obtido na última posição angular.

5) Resolve-se a EDO para a pressão, para posições angulares θ , empregando-se o modelo de liberação de calor, Eq. (8), tendo o ponto 2 como condição inicial, além dos parâmetros da combustão. Emprega-se a Eq. (9) para se obter a temperatura naquelas posições angulares. O estado 3 é obtido na última posição angular (p_3 , T_3).

6) Usam-se as Eqs. (10) e (11) para se determinar as pressões e temperaturas (p_θ e T_θ) em qualquer posição angular durante o processo de expansão isoentrópica. O estado 4 é obtido pela última posição angular (p_4 , T_4).

7) Usam-se as Eqs. (12) e (13) para se determinar o estado 5 (p_5 , T_5).

8) Usam-se as Eqs. (14) e (15) para se determinar o estado 6 (p_6 , T_6) = (p_{ex} , T_{ex}).

9) Usa-se a Eq. (5) para se determinar uma nova estimativa para f_{gr} .

10) Se a diferença for maior do que uma tolerância predeterminada, volta-se ao item 2 e repete-se a iteração até a convergência.

Embora não se possa explicitar as características dinâmicas do processo de combustão da mistura ar/combustível no interior do cilindro de um motor de combustão interna, o modelo de liberação finita de calor (*heat release model*) pode ser empregado como uma ferramenta computacional para levantamento de diagnósticos simples, como os efeitos de avanço/atraso de ignição e da eficiência global do processo de combustão sobre a eficiência térmica/energética do ciclo e sobre parâmetros como pressão, temperatura, trabalho, potência e torque máximo produzidos.

Os esforços mecânicos sobre o sistema, como força motriz da biela sobre a manivela, $F_{b'}$, torque no eixo do virabrequim, $T_{m'}$ e trabalho indicado, W_r , são avaliados em função da posição angular do eixo do virabrequim, θ , a partir das relações geométricas, cinemáticas e cinéticas do diagrama do sistema pistão-biela-manivela (Figura 3). Esses esforços são dependentes da força de combustão que age sobre o pistão, F_p , associada à pressão no interior do cilindro p_θ (a qual é avaliada no procedimento iterativo).

Logo, do DCL da Figura 3, as seguintes relações são obtidas (para maiores detalhes, consultar a referência de SÁ, 2017):

$$F_b(\theta) = \frac{F_p}{\cos(\gamma)} \quad (24)$$

$$F_p = p(\theta) A_p \quad (25)$$

$$T_m(\theta) = r(\theta) F_b(\theta) \quad (26)$$

$$r(\theta) = a \cos(\beta) \quad (27)$$

O trabalho indicado é obtido a partir da integração da curva de pressão com a posição angular do virabrequim:

$$W_i(\theta) = \int p(\theta) dV = \int_{\theta_0}^{\theta} p(\theta) \frac{dV}{d\theta} d\theta \quad (28)$$

3 Resultados

O modelo matemático foi implementado em linguagem Fortran 90 e empregado para análise de um motor Volkswagen AP 1.8 a álcool. O código computacional foi avaliado a partir de comparações com os resultados disponíveis em Ferguson e Kirkpatrick (2016). As informações básicas de entrada do código estão apresentadas na Tabela 1.

As Figuras 4 a 8 ilustram o comportamento desse motor para diferentes ângulos de início da combustão. Nessas figuras, a curva associada à fração da massa queimada é também mostrada, para se avaliar diretamente as informações na situação em que MFB = 50% (fração de massa queimada, MFB₅₀), quando a teoria indica obtenção de máximo torque. Também estão indicadas as posições angulares onde os valores máximos das variáveis plotadas ocorrem (números em azul acima da curva), e a posição angular onde a fração de massa queimada é 50% (números em vermelho abaixo da curva). Note que as origens dos eixos das ordenadas desses gráficos não podem ser escolhidos, uma vez que dependem de uma combinação de resultados entre MFB e ângulo do eixo do virabrequim.

Tabela 1 – Dados do motor para o modelo computacional

	Variável	Valor	Descrição
Dados Geométricos	<i>b</i>	81,0×10 ⁻³ m	Diâmetro do pistão
	<i>s</i>	172,8×10 ⁻³ m	Curso do pistão
	<i>ℓ</i>	144,0×10 ⁻³ m	Compr. da biela
	<i>r_v</i>	12:1	Taxa de compressão
Dados do Combustível, Mistura, Combustão	-	Etanol	Tipo de combustível
	<i>T_{ig}</i>	363 °C	Temp. auto-ignição
	<i>k</i>	1,2	Coef. politrópico
	<i>R</i>	0,287 kJ/kgK	Constante dos gases
	<i>PC_{comb}</i>	27,0 MJ/kg	P. calorífico comb.
	<i>η_{comb}</i>	1,0	Rend. combustão
	<i>λ</i>	1,0	Fator lâmbda
	<i>AFR_{steq}</i>	9,0	Razão ar/comb. esteq.
	<i>f_{gr}</i>	0	Fração gases residuais
		<i>θ_{VC}</i>	180°
Dados da Ignição	<i>a</i>	5	Coef. função de Vibe
	<i>b</i>	3	Coef. função de Vibe
	<i>θ_s</i>	entre -35° e 0°	Âng. avanço ignição
	<i>θ_d</i>	40°	Duração ang. comb.
Dados de Operação	<i>N</i>	3000 rpm	Rotação nom. motor
	<i>p_{atm}</i>	100 kPa	Pressão atmosférica
	<i>T_{atm}</i>	300 K	Temp. atmosférica
	<i>r_{p,turb}</i>	1,0	Razão de pressão do turbo-compressor
	<i>η_{turb}</i>	1,0	Rend. turbo-comp.
	<i>p_{ex}</i>	100 kPa	Pressão de exaustão
	<i>T_{mat}</i>	1587 K	Temp. máx. material

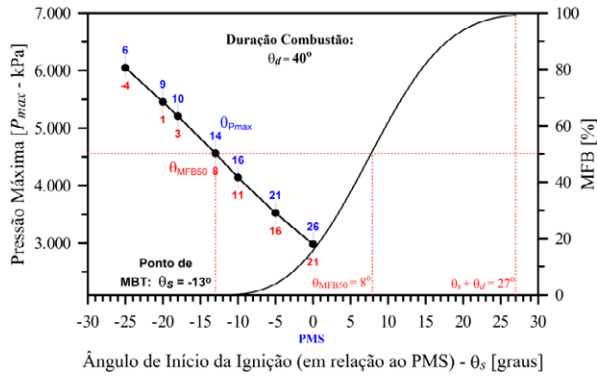
Fonte: Elaborada pelos autores

As Figuras 4 e 5 ilustram o comportamento da pressão máxima e da temperatura máxima para diferentes ângulos de avanço de ignição.

Essas figuras demonstram o aumento, aproximadamente linear, da pressão máxima (de cerca de 2.981 kPa para 6.050 kPa) e da temperatura máxima (de cerca de 1.786 K para 1.967 K) com o aumento do avanço da ignição (de 0° para -25°). A posição angular do eixo do virabrequim na qual essas variáveis são máximas (números em azul, *θ_{Pmax}* e *θ_{Tmax}*), por sua vez,

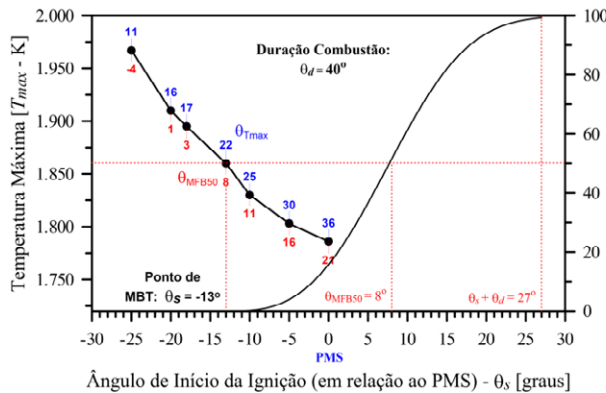
apresenta comportamento inverso, isto é, ela diminui de 26° para 6°, no caso da pressão, e de 36° para 11°, no caso da temperatura.

Figura 4 – Pressão máxima e percentual de MFB versus ângulo de avanço de ignição



Fonte: Elaborada pelos autores

Figura 5 – Temperatura máxima e percentual de MFB versus ângulo de avanço de ignição



Fonte: Elaborada pelos autores

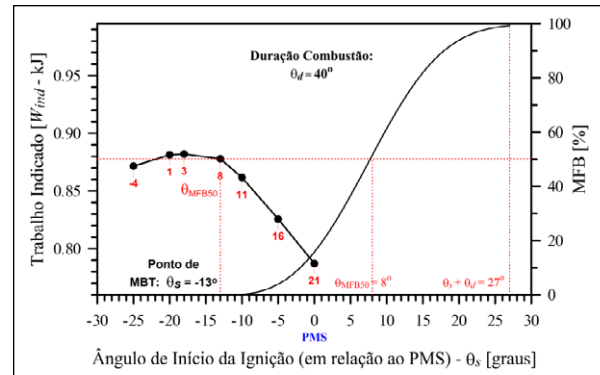
A posição angular em que 50% da massa é queimada, MFB_{50} , também segue a tendência de diminuir com o aumento do avanço de ignição (de 21° para -4°).

Para se analisar mais detalhadamente a influência do avanço de ignição sobre o comportamento do ciclo, as Figuras 6 e 7 ilustram o comportamento do trabalho indicado e do rendimento térmico para diferentes ângulos de avanço de ignição.

Essas figuras mostram um comportamento interessante. Com o aumento do avanço do início da ignição, o trabalho indicado e o rendimento térmico apresentam um crescimento inicial, atingem um máximo e, em seguida, diminuem. O trabalho indicado e o rendimento máximos ocorrem em ângulos de

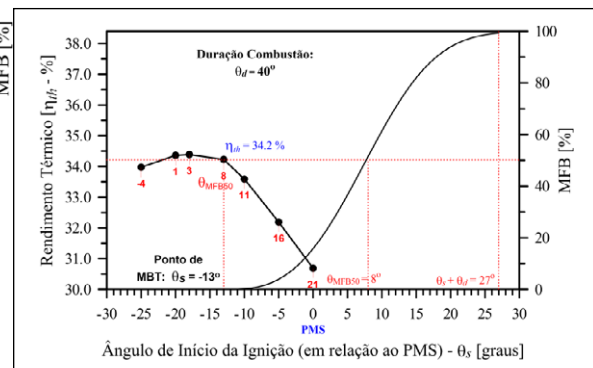
avanço de ignição em torno de -18° (0,8821 kJ e 34,39 %) e -20° (0,8814 kJ e 34,36 %). Para essas posições angulares de avanço de ignição, as curvas de fração de massa queimada mostram que as posições angulares do eixo do virabrequim nas quais ocorre MFB_{50} serão 1° e 3°, respectivamente.

Figura 6 – Trabalho indicado e percentual de MFB versus ângulo de avanço de ignição



Fonte: Elaborada pelos autores

Figura 7 – Rendimento térmico e percentual de MFB versus ângulo de avanço de ignição



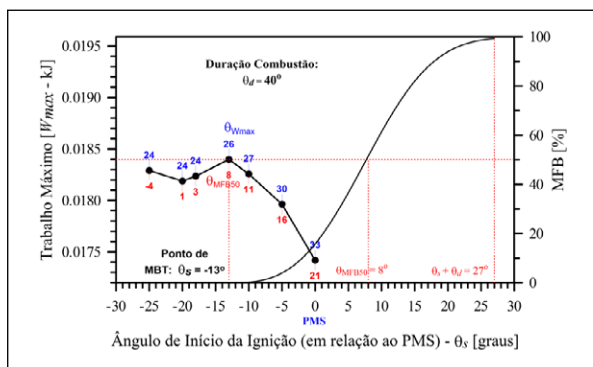
Fonte: Elaborada pelos autores

Poder-se-ia pensar, apenas com essas informações, que esses valores de avanço de ignição seriam os ideais. No entanto, a teoria de fração de massa queimada aponta que o valor ótimo de ângulo de avanço (em torno de 13°) seria aquele no qual o eixo do virabrequim esteja próximo a 8° quando MFB_{50} . Esse é o valor identificado em todas as figuras, para a função de Vibe adotada, apesar de, nessa condição, o trabalho indicado e o rendimento serem inferiores (0,8779 kJ e 34,23 %).

Assim, para demonstrar que o torque/trabalho máximo deve ocorrer em torno dessa posição angular de início da combustão (ângulo de avanço de ignição

de 13° e posição do virabrequim na qual MFB_{50} é 8°), a Figura 8 ilustra o comportamento do trabalho máximo desenvolvido pelo motor, em função do ângulo de avanço de ignição.

Figura 8 – Percentual de MFB e trabalho máximo versus ângulo de avanço de ignição



Fonte: Elaborada pelos autores

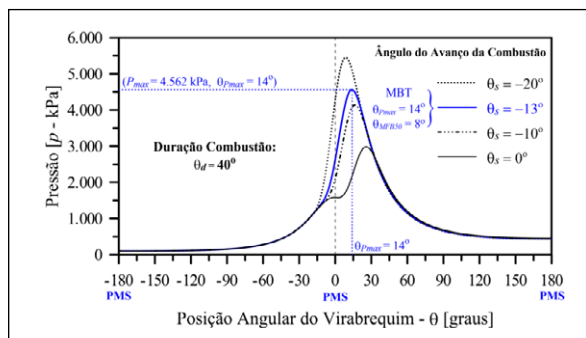
Das Figuras 4, 9 e 10, observou-se que todos os avanços de ignição acima de -15°, geraram níveis de pressão no cilindro maiores do que a pressão gerada com o avanço ótimo em MBT, no entanto, efeitos práticos positivos da combinação (MBT) de trabalho máximo e rendimento não são obtidos.

Conforme se observa nessa figura, a dinâmica do trabalho máximo com o avanço do processo de ignição também apresenta um comportamento diferenciado. A curva não apresenta apenas um máximo, mais indica que mais de um pode ocorrer com o aumento do avanço da ignição.

No entanto, pode-se concluir, com base nesse e nos gráficos anteriores, que a condição ótima simultânea de MBT e MFB_{50} parece ser, realmente, aquela em que $\theta_s = -13^\circ$ com MFB_{50} ocorrendo a 8° . Nessa condição, a produção de torque pelo motor é máxima (condição de MBT, $W_{max} = 18,3981$ J), embora o rendimento térmico seja ligeiramente inferior ($\eta_{th} = 34,2\%$, Figura 7) em relação a outros avanços de ignição. Rendimentos maiores podem ser obtidos para outros avanços de ignição, no entanto, o trabalho máximo é menor.

Para ratificar e esclarecer ainda mais as observações e conclusões anteriores, as Figuras 9 a 11 ilustram as dinâmicas da pressão, trabalho local e temperatura, como função da posição angular do virabrequim, para o motor analisado, para 4 valores de ângulo de avanço de ignição, incluindo, em especial, o ângulo de avanço de -13° .

Figura 9 – Perfis de pressão em função de θ para quatro avanços de ignição

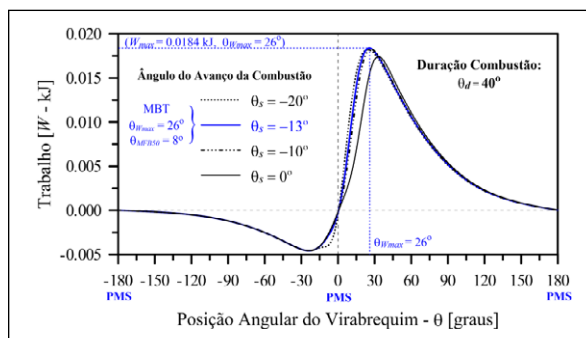


Fonte: Elaborada pelos autores

Para uma condição de duração do processo de combustão entre -13° e 27° , com início da combustão na posição angular de -13° , o trabalho/torque máximo ($W_{max} = 18,3981$ J) acontece na posição angular do virabrequim em $\theta_{Wmax} = 26^\circ$ (Figura 10), com pressão máxima no cilindro de $p_{max} = 4,562$ kPa, ocorrendo quando o eixo do virabrequim se encontrava a 14° DPMS (Figura 9).

No ângulo de avanço de ignição de -25° , 50% do combustível (MFB_{50}) é queimado na posição angular do virabrequim 4° APMS, e o ponto de pico de pressão PPP é localizado a 6° DPMS. Nessa condição de avanço, e, de maneira semelhante, para os ângulos de avanço de ignição de -20° e -15° , a região de localização de 50% de fração de massa queimada e o PPP estão fora dos conceitos que a literatura de MFB e MBT defende.

Figura 10 – Perfis de trabalho em função de θ para quatro avanços de ignição



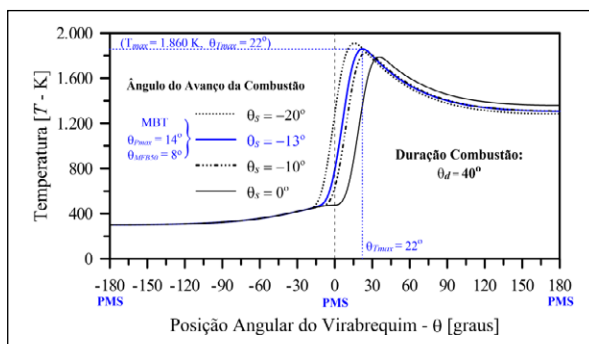
Fonte: Elaborada pelos autores

Com relação à temperatura máxima, observou-se que o avanço da ignição na posição angular -25° produziu o maior valor de temperatura de combustão,

por volta de 1.967 °C, seguido dos avanços de -20° e -15°. Apesar da Figura 8 apontar uma elevação do trabalho produzido nesses ângulos, os rendimentos térmicos são reduzidos e produzirão, certamente, o efeito indesejado de pré-ignição, levando, possivelmente, à fadiga do pistão, de maneira que esses pontos de avanço de ignição deverão ser evitados.

Por outro lado, quando 50% da fração da massa de combustível é queimada em 8°, a temperatura máxima alcançada foi em torno de 1.860°C, na posição angular 22°, após o início da combustão em -13°. Portanto, o avanço de -13° ($MFB_{50} = 8^\circ$) foi, também, o que produziu valores de temperatura compatíveis com a operação do motor.

Figura 11 – Perfis de temperatura em função de θ para quatro avanços de ignição



Fonte: Elaborada pelos autores

Os resultados indicam, e concordam com a literatura, que, para duração de combustão de $\theta_d = 40^\circ$ (de -13° a 27°), a ignição deve ocorrer na posição angular de -13°, para MFB_{50} em 8° e trabalho máximo. Esse é o ângulo de avanço de ignição para MBT (*Minimum Advance for Best Torque*).

4 Conclusões

O presente trabalho, empregando uma metodologia para avaliação do ciclo Otto ideal, modificado para inclusão do efeito do avanço/atraso de ignição e em associação com a teoria da fração de massa queimada, ratificou a necessidade de se satisfazer uma tendência de MFB_{50} a 8° (MBT).

Quando o ponto de ignição é adiantado em relação ao MBT, o ponto de pico de pressão (PPP) tenderá a ser maior, porém o trabalho negativo no ciclo de compressão aumenta. O efeito do adiantamento em excesso é, então, o freio motor e, portanto, a

perda de eficiência no torque (ou trabalho). Por outro lado, havendo um atraso na ignição, as pressões no processo de expansão serão reduzidas, levando à atenuação do torque produzido, visto que, no ciclo de expansão, o volume do cilindro está aumentando, conforme a relação politrópica $pV^n = \text{constante}$, de maneira que a tendência final será a atenuação no torque de saída do eixo.

Em relação à temperatura, os efeitos de adiantamento e atraso em relação ao ponto de ignição em MBT seguem a mesma tendência da curva de pressão. Quando se adianta o ponto de ignição, resulta em aumento de temperatura e, quando se atrasa, há uma redução. O aumento exagerado da temperatura pode gerar efeitos danosos aos componentes do motor como, pistão, por exemplo, bem como a ocorrência de emissão de óxido de nitrogênio, NOx. Este é um dos gases causadores de chuva ácida que como o monóxido de carbono (CO) e os hidrocarbonetos (HC) são rigorosamente controlados pelo CONAMA.

Além dos efeitos sobre a pressão e temperatura, do avanço/atraso do início da ignição, o fator final que apontará o seu valor otimizado será o trabalho indicado produzido. É essa variável que indicará, para uma fração de massa queimada de 50% em torno de 8°, qual será o maior trabalho máximo produzido e a eficiência energética associada.

Como sugestão para trabalhos futuros, propõe-se o uso de modelos de combustão mais complexos, além de modelos que levem em conta perda de calor e massa no ciclo, de maneira a trazer maior representatividade ao modelo computacional. Em adição, a influência da duração da combustão, a qual é associada ao tempo de injeção, abertura e fechamento de válvulas, também deve ser estudada.

Finalmente, com a ajuda de experimentos, o presente trabalho pode ser empregado como uma ferramenta para elaboração de mapas de avanço de ignição, apresentando as variáveis anteriormente analisadas para uma ampla faixa de rotação do motor. Para tal, é necessário que expressões que relacionem a taxa e início da combustão com a rotação operacional do motor sejam estabelecidas.

AGRADECIMENTOS

Os autores são gratos ao Centro de Energias Alternativas e Renováveis pelo suporte técnico durante a realização do curso de Especialização em Eficiência Energética Automotiva.

REFERÊNCIAS

- DE SÁ, S. R. **Análise do Avanço de Ignição em MBT e sua Influência na Eficiência Energética Automotiva**. 2017. TCC (Especialização em Eficiência Energética Automotiva) – Centro de Energias Alternativas e Renováveis, Instituto Federal da Paraíba, João Pessoa, 2017.
- ERIKSSON, L.; ANDERSSON, I. An Analytic Model for Cylinder Pressure in a Four Stroke SI Engine, **SAE Technical Paper**, Warrendale, 4 mar. 2002.
- FERGUSON, C. R.; KIRKPATRICK, A. T. **Internal Combustion Engine: Applied Thermosciences**. 3. ed. Chichester: John Wiley & Sons Ltd, 2016.
- HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. 2. ed. Massachusetts: McGraw-Hill, 2018.
- MAGNUSSON, J. **An Investigation of Maximum Brake Torque Timing based on Ionization Current Feedback**. 2007. Dissertação (Mestrado em *Vehicular Systems*) – Departamento de Engenharia Elétrica, Linköping University, Linköping, 2007.
- MENDERA, K. Z.; SPYRA, A.; SMEREKA, M., 2002, Mass Fraction Burned Analysis. **Journal of KONES Internal Combustion Engines**, Warsaw, n.3-4, p. 193-201, 2002.
- SHEN, Y.; BEDFORD, J.; WICHMAN, I. S. Thermodynamic modeling of direct injection methanol fueled engines. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 29, p. 2379-2385, 2009.
- ZAREEI, J.; KAKAEE, A. H. Study and the effects of ignition timing on gasoline engine performance and emissions. **Eur. Transp. Res. Rev.**, [s.l.], v. 5, p. 109–116, 2013. Disponível em: <https://etr.springeropen.com/articles/10.1007/s12544-013-0099-8>. Acesso em: 19/12/2017.
- ZHU, G. G.; DANIELS, C. F.; WINKELMAN, J. MBT Timing Detection and its Closed-Loop Control Using In-Cylinder Pressure Signal, **SAE Technical Paper**, Warrendale, 2003.