

DESENVOLVIMENTO DE UMA SIMULAÇÃO ZERODIMENSIONAL DE UMA ZONA PARA OBTENÇÃO DOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO

Vinicius Gonçalves Rimsa, viniciusrimsa@gmail.com¹

Oscar Ricardo Sandoval Rodríguez¹

Carlos Eduardo Castilla Alvarez¹

Ramon Molina Valle, ramon@demec.ufmg.br¹

¹Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Av. Pres. Antônio Carlos, 6627, Pampulha, Belo Horizonte, MG 31270901

Resumo: Com relação aos motores de combustão interna, os modelos de simulação zerodimensionais são os que apresentam menor custo computacional, sem perder qualidade dos resultados. O presente trabalho teve como objetivo geral construir um código no software MATLAB para realizar uma simulação zerodimensional do ciclo fechado de um motor de ignição por compressão, obtendo os parâmetros gerais de desempenho como potência, torque e consumo específico de combustível. Foi considerado um volume de controle delimitado pelas paredes internas do cilindro do motor e foram aplicadas a este volume de controle a conservação de massa e de energia. Os gases foram considerados gases ideais e com propriedades constantes em todo o interior do volume de controle. A transferência de calor para as paredes do cilindro foi modelada pela correlação de Annand e a taxa de liberação de calor pela combustão foi modelada pela lei de Wiebe. A simulação foi validada através da comparação do valor da potência de eixo máxima simulada com o valor real. O método proposto neste trabalho se mostrou eficiente para a simulação e obtenção de parâmetros relativos ao desempenho de motores de ignição por compressão, haja vista a adequação dos resultados e o baixo tempo de simulação do programa. O erro do valor simulado em relação ao real para a potência de eixo máxima que o motor produz foi de 0,25%.

Palavras-chave: simulação zerodimensional, MATLAB, ciclo diesel, motor de combustão interna

1. INTRODUÇÃO

Barros (2003) apresenta uma classificação dos modelos de simulação dos motores de combustão interna, dividindo estes em três grupos: zerodimensional (0D), quase-dimensional e multidimensional.

Algumas obras (Stone, 1995; Barros, 2003; Payri *et al.*, 2011; Barros, 2013; Yusek *et al.*, 2014 e Abbe *et al.*, 2015) dissertam sobre os modelos 0D. Os modelos 0D utilizam equações diferenciais ordinárias, correlações empíricas e princípios básicos da termodinâmica para representar os processos termodinâmicos ocorrendo com os gases no interior do cilindro, aplicando a conservação da massa e da energia a um volume de controle, sem se preocupar com a solução da equação da quantidade de movimento em nenhuma dimensão. Estes modelos permitem a obtenção de parâmetros como pressão e temperatura no cilindro e a avaliação de comportamentos específicos dos diversos subsistemas envolvidos no funcionamento do motor. Em termos de otimização e custo computacional, se bem calibrado e validado, o modelo 0D poderá oferecer ótimos resultados. A qualidade dependerá do nível de detalhamento requerido. Por exemplo, com este modelo não é possível estudar o movimento dos gases no cilindro, contudo, é um ótimo modelo para se obter dados gerais de desempenho e combustão de um motor de combustão interna.

Barros (2013) divide os modelos 0D em 3 submodelos: o de 1 zona, que considera apenas uma região de gás homogêneo dentro do cilindro; o de 2 zonas, que considera o gás queimado e o não queimado; e o de 3 (ou mais) zonas, que considera o cilindro dividido em combustível puro, mistura ar-combustível e em ar com gás não queimado.

Alguns trabalhos (Ramos, 1989; Stone, 1995; Payri *et al.*, 2011; Barros, 2013; Yusek *et al.*, 2014 e Abbe *et al.*, 2015) explicam melhor o modelo de 1 zona. O modelo de 1 zona é o que apresenta menor custo computacional dos 3, sem perder a qualidade dos dados gerados. É muito utilizado para uma análise mais rápida dos parâmetros de performance do motor. No modelo de 1 zona, a carga no interior do cilindro é considerada uniforme em termos de composição, temperatura e pressão e a conservação da massa e da energia é aplicada aos gases no interior do cilindro.

Barros (2013) explica que o modelo de 2 zonas apresenta conservação de massa e de energia aplicada a cada zona, oferece uma estimativa das propriedades dos gases no cilindro melhorada e já permite certa estimativa de emissões.

Porém, no caso de motores de ignição por compressão, o modelo de duas zonas ainda é bastante deficiente e não melhora a previsão da combustão (emissões). Os modelos de 3 zonas em diante já conseguem oferecer uma boa representação da combustão e de emissões.

O objetivo geral deste trabalho é o desenvolvimento de um modelo 0D de uma zona que permita obter os parâmetros globais de desempenho de um motor de ignição por compressão. Uma vez que forem introduzidos dados adequados de entrada no modelo, ele deverá prever os parâmetros de desempenho do motor com boa precisão, além de permitir a variação dos dados de entrada e o estudo do comportamento dos dados de saída com estas variações.

2. PROCEDIMENTO COMPUTACIONAL

2.1. Considerações Gerais e as Hipóteses do Modelo

O código para a simulação foi escrito no software MATLAB, versão R2016a.

As equações dos modelos termodinâmicos geralmente são expressas em forma de equações diferenciais em relação ao tempo. Porém, no motor de combustão interna, não é interessante obter dados no cilindro em função do tempo, mas sim em função do ângulo do eixo virabrequim. A relação entre as duas grandezas é:

$$N = \frac{d\theta}{dt} \quad (1)$$

$$dt = \frac{d\theta}{N} \quad (2)$$

A velocidade angular do eixo virabrequim, N , é constante para cada simulação. Assim, todas as equações diferenciais foram adequadas para que a variável independente fosse o ângulo de rotação do eixo virabrequim e não o tempo.

Foi considerado apenas o ciclo fechado, ou seja, os processos de compressão, combustão e expansão. A simulação já começa com a massa de ar dentro do cilindro no começo do tempo de compressão e termina no final do tempo de expansão com os gases queimados ainda dentro do cilindro (-180° a 180° de ângulo de eixo virabrequim). As válvulas foram consideradas sempre fechadas e a única entrada de massa no sistema foi no ângulo de injeção, sendo considerado o combustível injetado instantaneamente e já na forma de vapor.

Os gases no cilindro foram considerados gases ideais durante todos os processos e as propriedades destes gases foram consideradas uniformes em todos os pontos da câmara de combustão.

O interior do cilindro é cercado por uma superfície de controle, que compreende a área da parede do cilindro, a área da cabeça do pistão e a área delimitada pelo diâmetro do cilindro e projetada no cabeçote do motor. O volume dentro desta superfície de controle forma o volume de controle para a análise termodinâmica dos processos.

A validação do modelo foi feita através da comparação da potência de eixo obtida pela simulação com a potência de eixo medida em testes de bancada para um motor de produção e para a condição de sua potência máxima, que é 162 kW a 2000 rpm .

Os dados experimentais inseridos como dados de entrada no programa foram: número de cilindros do motor, razão volumétrica de compressão, diâmetro do cilindro, comprimento da biela, curso do pistão, rotação do motor, fator lambda, ângulo de injeção de combustível, temperatura e pressão no coletor de admissão, eficiências de combustão, mecânica e volumétrica, poder calorífico inferior do combustível, número de cetanas do combustível, número de átomos de carbono, hidrogênio e oxigênio na molécula de combustível.

A sequência dos passos seguidos na simulação está descrita a seguir (a sequência dos itens e de apresentação das equações corresponde à sequência de cálculo do programa desenvolvido).

2.2. Cálculos Iniciais (Não iterativos)

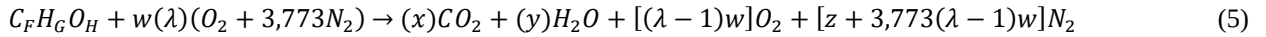
Heywood (1988) mostra que o volume deslocado pelo(s) cilindro(s) do motor e a densidade do ar admitido podem ser calculados, respectivamente, através das fórmulas:

$$V_d = L \times \frac{\pi B^2}{4} \quad (3)$$

Onde L é o curso do pistão $[m]$, B é o diâmetro do cilindro $[m]$ e V_d é o volume deslocado pelo pistão $[m^3]$.

$$\rho_{a,i} = \frac{p_{ar\ col\ adm}}{(\bar{R}/M_a)T_{ar\ col\ adm}} \frac{1}{1000} \quad (4)$$

Onde $p_{ar\ col\ adm}$ é a pressão do ar no coletor de admissão [Pa], $T_{ar\ col\ adm}$ é a temperatura do ar no coletor de admissão [K], $\bar{R}$ é a constante universal dos gases [8,314 J/mol.K], M_a é a massa molar do ar [kg/kmol], $\rho_{a,i}$ é a densidade do ar admitido pelo motor [kg/m³]. Heywood (1988) explica que a composição dos gases produtos da combustão em função do combustível utilizado pode ser calculada através das Eqs. (5) a (9):



A Equação (5) representa a reação de combustão em um motor de combustão interna funcionando com excesso de ar em relação à mistura estequiométrica. A reação estequiométrica é a reação onde tem-se a exata quantidade de ar para se transformar todo o combustível em produtos completamente oxidados. Esta reação foi utilizada porque, de acordo com Heywood (1988), os motores de ignição por compressão funcionam normalmente com excesso de ar nas reações de combustão, para principalmente evitar uma grande emissão de particulados pelo sistema de exaustão. Os coeficientes da Eq. (5) são dados por:

$$w = F + G/4 - H/2 \quad (6)$$

$$x = F \quad (7)$$

$$y = G/2 \quad (8)$$

$$z = 3,773 \times w \quad (9)$$

Heywood (1988) apresenta valores de $F = 10,8$, $G = 18,7$ e $H = 0$ para as quantidades de átomos de carbono, hidrogênio e oxigênio respectivamente na molécula de diesel. O fator lambda é uma forma de medir com quanto em excesso de ar na combustão o motor está funcionando, e é definido por Heywood (1988), pela Eq. (10):

$$\lambda = \frac{(A/F)_{actual}}{(A/F)_s} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \times \frac{1}{(A/F)_s} \quad (10)$$

$$(A/F)_s = \frac{w(2 \times 16 + 3,773 \times 28,16)}{F \times 12 + G \times 1 + H \times 16} = \frac{w(138,248)}{12F + G + 16H} \quad (11)$$

Onde $\dot{m}_f$ é o fluxo mássico de combustível para o motor [kg/s], $\dot{m}_a$ é o fluxo mássico de ar para o motor [kg/s], $(A/F)_{actual}$ é a razão entre o fluxo mássico de ar e de combustível reais que entram no motor, $(A/F)_s$ é a razão estequiométrica entre o fluxo mássico de ar e de combustível. No caso desta simulação, o fator lambda foi um dado de entrada e, para se descobrir os fluxos mássicos de combustível e de ar, foram realizados os seguintes cálculos, conforme apresentados por Heywood (1988):

$$\dot{m}_a = \frac{\eta_v \rho_{a,i} V_d N}{n_R} \quad (12)$$

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_a}{\lambda (A/F)_s} \quad (13)$$

Onde η_v é a eficiência volumétrica do motor [], N é a rotação do motor [rad/s] e n_R é um parâmetro que vale 4 para motores 2 tempos.

2.3. Cálculos Iterativos (solução numérica)

As equações diferenciais do modelo foram integradas pelo método de Euler para a obtenção das propriedades dos gases no cilindro em função do ângulo de virabrequim do motor. Este passo será subdividido agora em outras etapas, para melhor explicação. Resumidamente, a sequência de cálculo foi a seguinte:

2.3.1 Área e Volume Instantâneos do Volume de Controle

Heywood (1988) apresenta as equações utilizadas para os cálculos da área e do volume instantâneos no interior do cilindro:

$$V = V_c + \frac{\pi B^2}{4} [l + a - (a \cos \theta + (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2})] \quad (14)$$

$$A = A_{ch} + A_p + \pi B [l + a - (a \cos \theta + (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2})] \quad (15)$$

$$A_{ch} = A_p = \pi \frac{B^2}{4} \quad (16)$$

Onde: V_c é o volume da câmara de combustão [m^3], l é o comprimento da biela [m], a é o raio de manivela [m], θ é a ângulo de rotação do ângulo do virabrequim [$^\circ$], A_{ch} é a área da superfície do cabeçote limitada circunferência do cilindro [m^2], A_p é a área da superfície do topo do pistão [m^2].

2.3.2 Atraso de Ignição

Heywood (1988) apresenta a equação utilizada para o cálculo do atraso de ignição (ângulo de início da combustão):

$$\tau_{id} = (0,36 + 0,22\bar{S}_p) \exp \left[E_A \left(\frac{1}{\bar{R}T} - \frac{1}{17.190} \right) \left(\frac{21,2}{p-12,4} \right)^{0,63} \right] \quad (17)$$

Onde τ_{id} é a duração do atraso de ignição [$^\circ$], $\bar{S}_p$ é a velocidade média do pistão [m/s], E_A é a energia de ativação aparente [J/mol], T é a temperatura da mistura ar-combustível [K], p é a pressão da mistura ar-combustível [bar]. A energia de ativação aparente é dada por:

$$E_A = \frac{618.840}{CN+25} \quad (18)$$

Onde CN é o número de cetanos do combustível. Para se determinar o ângulo de virabrequim em que ocorre o início da combustão (θ_0), é preciso conhecer o ângulo onde é feita a injeção (θ_{inj}):

$$\theta_0 = \theta_{inj} + \tau_{id} \quad (19)$$

θ_0 e θ_{inj} devem estar em graus.

2.3.3 Fração Mássica Queimada (Taxa de Liberação de Calor pela Combustão)

Se no momento a simulação estivesse na iteração correspondente ao início da combustão, passava-se a calcular a fração mássica queimada para cada iteração (ângulo) subsequente, através da lei de Wiebe, até o final da combustão:

$$x_b = 1 - \exp \left[-a_w \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta \theta} \right)^{m_w + 1} \right] \quad (20)$$

Barros (2003) explica que a lei de Wiebe de uma zona mostrada na Eq. (20) pode ser utilizada com a obtenção de ótimos resultados para as condições de plena carga. Maroteaux e Saad (2013) explicam que a lei de Wiebe de duas zonas é utilizada em condições de cargas parciais:

$$x_b = 1 - \left\{ x_p \exp \left[-a_w \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta \theta_p} \right)^{m_p + 1} \right] + x_d \exp \left[-a_w \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta \theta_d} \right)^{m_d + 1} \right] \right\} \quad (21)$$

Nas Equações (20) e (21), x_b é a fração mássica de combustível queimado, x_p é a fração mássica de combustível queimado na fase de combustão pré-misturada, x_d é a fração mássica de combustível queimado na fase de combustão

difusiva, $\Delta\theta_p$ é a duração da combustão pré-misturada, $\Delta\theta_d$ é a duração da combustão na fase difusiva, m_p é um parâmetro de ajuste da curva para a fase de combustão pré-misturada, m_d é um parâmetro de ajuste da curva para a fase de combustão difusiva, a_w e m_w são também parâmetros de ajuste das curvas. Os valores recomendados por Barros (2013) para os parâmetros da lei de Wiebe de uma zona são: $5 < a_w < 7$ (sendo mais recomendado para motores de ignição por compressão o valor de $a_w = 5$) e $0,5 < m_w < 1,0$.

2.3.4 Massa de Gases no Cilindro

A massa de gases no interior do cilindro foi diferente em dois momentos da simulação. Até o ângulo de injeção de combustível, a massa dentro do cilindro foi apenas a massa de ar que entrou no cilindro no processo de admissão do motor. No ângulo (iteração) de injeção, a massa no cilindro aumentou instantaneamente do valor de massa de combustível injetado. Estas massas foram obtidas pelas Eqs. (22) e (23), que representam a massa de ar e de combustível que entraram no cilindro do motor em cada ciclo:

$$m_a = \eta_v \rho_{a,i} V_d \quad (22)$$

$$m_f = \frac{m_a}{\lambda(A/F)_s} \quad (23)$$

2.3.5 Fração Molar dos Componentes e Massa Molecular Média dos Gases no Cilindro

A fração molar de um componente é definida como o número de moles daquele componente dividido pelo número de moles total da mistura. No caso do ar, tem-se:

$$X_{O_2} = \frac{1}{4,773} = 0,2095 \quad (24)$$

$$X_{N_2} = \frac{3,773}{4,773} = 0,7905 \quad (25)$$

Heywood (1988) mostra que a massa molecular média de um gás (ou uma mistura de gases) é dada por:

$$M = X_1 M_1 + X_2 M_2 + \dots + X_k M_k \quad (26)$$

Onde M_k é a massa molecular e X_k é a fração molar de cada componente que forma a mistura correspondente ao gás. As equações e raciocínio acima foram utilizados para o cálculo da massa molecular média dos gases no cilindro neste trabalho. Enquanto a massa de gases no cilindro mudou apenas em dois estágios da simulação, a massa molecular média dos gases no cilindro variou em quatro estágios, em função dos componentes do gás presente no interior do cilindro: antes da injeção (somente ar), após a injeção e antes da combustão (ar + combustível), durante a combustão (ar + combustível + produtos da combustão) e após a combustão completa (produtos da combustão).

2.3.6 Propriedades Termodinâmicas e de Transporte dos Gases: c_p , c_v , γ , h_f , $c_{p,f}$, ρ , μ , k , Re .

A metodologia apresentada por Heywood (1988) foi seguida e o calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante dos gases foram calculados por, respectivamente:

$$c_p = X_1 c_{p,1} + X_2 c_{p,2} + \dots + X_k c_{p,k} \quad (27)$$

$$c_v = c_p - (\tilde{R}/M) \quad (28)$$

Heywood (1988) mostra que a razão de calores específicos do fluido é um parâmetro importante ao se estudar motores de combustão interna, e é dada por:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (29)$$

Heywood (1988) explica que cada valor de calor específico da Eq. (27) corresponde ao calor específico do componente k que compõe a mistura do gás em questão. Estes calores específicos foram calculados da seguinte forma:

$$\frac{\bar{c}_{p,k}}{\bar{R}} = a_{i1} + a_{i2}T + a_{i3}T^2 + a_{i4}T^3 + a_{i5}T^4 \quad (30)$$

$$c_{p,k} = (a_{i1} + a_{i2}T + a_{i3}T^2 + a_{i4}T^3 + a_{i5}T^4)(\bar{R}/M) \quad (31)$$

Os coeficientes das equações acima para CO_2 , H_2O , O_2 e N_2 são tabelados por Heywood, (1988). T é a temperatura média dos gases no cilindro [K]. Para o diesel com a formulação adotada neste trabalho ($C_{10,8}H_{18,7}$) e na fase de vapor:

$$h_f = (4,184 \times 10^6) \left(\frac{1}{M_f} \right) \left[-(9,1063 \times t) + \left(246,97 \times \frac{t^2}{2} \right) - \left(143,74 \times \frac{t^3}{3} \right) + \left(32,329 \times \frac{t^4}{4} \right) - (0,0518 \times t) - (50,128) + (23,514) \right] \quad (32)$$

$$c_{p,f} = (4,184 \times 10^3) \left(\frac{1}{M_f} \right) \left[-(9,1063) + (246,97 \times t) - (143,74 \times t^2) + (32,329 \times t^3) + \left(0,0518 \times \frac{1}{t^2} \right) \right] \quad (33)$$

Onde $t = T(K)/1000$, h_f é dado em J/kg e $c_{p,f}$ em J/kg.K. A massa específica dos gases no interior do cilindro foi calculada da mesma forma que a massa específica do ar que entra no cilindro:

$$\rho = \frac{p}{(\bar{R}/M)T} \frac{1}{1000} \quad (34)$$

Onde: ρ é a massa específica dos gases no interior do cilindro [kg/m^3], p é a pressão dos gases no interior do cilindro [Pa]. Heywood (1988) apresenta a forma de se calcular a condutividade térmica dos gases no cilindro:

$$k = \frac{\mu c_p}{Pr} \quad (35)$$

$$Pr = \frac{4\gamma}{9\gamma - 5} \quad (36)$$

$$k = \mu c_p \frac{9\gamma - 5}{4\gamma} \quad (37)$$

Onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido [Pa.s]. Heywood (1988) explica que a viscosidade dinâmica do fluido pode ser calculada através da expressão:

$$\mu = (3,3 \times 10^{-7}) T^{0,7} \quad (38)$$

Fox, McDonald e Pritchard (2006) apresentam o número de Reynolds através da expressão:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (39)$$

Onde ρ é massa específica do fluido [kg/m^3], V é a velocidade média do fluido [m/s], D é o diâmetro por onde flui o fluido [m], μ é viscosidade dinâmica do fluido [Pa.s]. No caso do motor em estudo, para o cálculo do número de Reynolds, os parâmetros foram adaptados para:

$$Re = \frac{\rho \bar{S}_p B}{\mu} \quad (40)$$

2.3.7 Troca de Calor Líquida Através das Fronteiras do Volume de Controle

Heywood (1988) e Stone (1995) apresentam uma forma de modelar a transferência de calor líquida através da fronteira do volume de controle, dQ_n/dt : a diferença entre o calor liberado pela combustão e a perda de calor pelos gases para as paredes do cilindro:

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{dQ_{ch}}{d\theta} - \frac{dQ_{ht}}{d\theta} \quad (41)$$

A parcela do calor que eventualmente seria absorvida pela mudança de fase do combustível líquido injetado foi desprezada, uma vez que foi considerado que todo o combustível já foi injetado na fase de vapor. Heywood (1988) mostra que a energia contida no combustível é dada por:

$$E_f = m_f Q_{LHV} \quad (42)$$

Onde Q_{LHV} é o Poder Calorífico Inferior do combustível [J/kg]. Porém, na queima do combustível, devido à eficiência de combustão (η_c), não é convertida toda essa energia em calor pela reação de combustão. Assim, o calor liberado pela combustão, Q_{ch} , em Joules, se torna:

$$Q_{ch} = \eta_c m_f Q_{LHV} \quad (43)$$

Considerando a taxa de queima de combustível, a Eq. (43) se torna:

$$Q_{ch}(\theta) = \eta_c m_f Q_{LHV} x_b \quad (44)$$

Derivando:

$$\frac{dQ_{ch}}{d\theta} = \eta_c m_f Q_{LHV} \frac{dx_b}{d\theta} \quad (45)$$

Borman e Nishiwaki (1987) apresentam a correlação de Annand para a modelagem da taxa de transferência de calor para as paredes do cilindro:

$$\frac{dQ_{ht}}{d\theta} = A \left[a_q \frac{k}{B} Re^{0,7} (T - T_w) + b(T^4 - T_w^4) \right] \frac{1}{N} \quad (46)$$

Onde $\frac{dQ_{ht}}{d\theta}$ é a taxa de variação do calor trocado com as paredes do cilindro em função do ângulo do virabrequim [$W/^\circ$] e N é a rotação do motor [$^\circ/s$]. Komnics e Rakopoulos (2016) citam que a_q é uma constante que varia entre 0,35 e 0,8 (aumentando com o aumento da turbulência no cilindro) e b é uma constante que vale 0 na compressão e $3,3 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$ na combustão para motores de ignição por compressão. T_w é a temperatura média das paredes do volume de controle (interior do cilindro). Heywood (1988) apresenta uma média para T_w de 460K.

2.3.8 Variação da Pressão e da Temperatura dos Gases no Cilindro em Função do Ângulo de Virabrequim

Heywood (1988) mostra que a aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica para o volume de controle em questão resulta na seguinte equação:

$$\frac{dQ_n}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} + \frac{\dot{m}_f h_f}{N} = \frac{dU}{d\theta} \quad (47)$$

Onde $\frac{dQ_n}{d\theta}$ é a taxa de variação do calor líquido trocado em função do ângulo de virabrequim [$J/^\circ$], $\frac{dV}{d\theta}$ é a taxa de variação do volume no interior do cilindro em função do ângulo virabrequim [$m^3/^\circ$], $\frac{dU}{d\theta}$ é a taxa de variação da energia interna dos gases no interior do cilindro em função do ângulo de virabrequim [$J/^\circ$]. Heywood (1988) explica ainda que o termo $\frac{\dot{m}_f h_f}{N}$ pode ser desprezado na Eq. (47). Levando-se em conta a consideração feita de que os gases no cilindro se comportaram como gases ideais, Heywood (1988) mostra que:

$$\frac{dQ_n}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} = mc_v \frac{dT}{d\theta} \quad (48)$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{mc_v} \times \left(\frac{dQ_n}{d\theta} \right) - \frac{1}{mc_v} \times \left(p \frac{dV}{d\theta} \right) \quad (49)$$

Onde m é a massa dos gases dentro do cilindro $[kg]$, $\frac{dT}{d\theta}$ é a taxa de variação da temperatura dos gases no interior do cilindro em função do ângulo de virabrequim $[K/^\circ]$. A Equação (49) foi utilizada para o cálculo da temperatura dos gases na câmara de combustão em função do ângulo de virabrequim do motor. Heywood (1988) cita que utilizando a Lei dos Gases Ideais e derivando (considerando a massa dos gases no cilindro constante):

$$pV = mRT \quad (50)$$

$$p \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dp}{d\theta} = mR \frac{dT}{d\theta} \quad (51)$$

A Equação (51) pode ser substituída na Eq. (49) para eliminar $\frac{dT}{d\theta}$, resultando na Eq. (52):

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{1}{V} \left[\left(\frac{R}{c_v} \right) \frac{dQ_n}{d\theta} - \left(1 + \frac{R}{c_v} \right) p \frac{dV}{d\theta} \right] \quad (52)$$

Onde $\frac{dp}{d\theta}$ é a taxa de variação da pressão dos gases na câmara de combustão em função do ângulo virabrequim do motor $[Pa/^\circ]$, R : Constante Universal dos Gases $[J/kg.K]$. A Equação (52) foi utilizada para o cálculo da pressão dos gases na câmara de combustão em função do ângulo de virabrequim do motor.

2.4. Método Numérico Utilizado

As equações diferenciais da simulação foram resolvidas pelo Método de Euler, com passo de 10° , 1° , $0,1^\circ$, $0,01^\circ$ e até $0,001^\circ$. Foi observado que do passo de 10° para 1° e até $0,1^\circ$ houve variações nas curvas (havia erro associado ao grande passo utilizado para a solução pelo Método de Euler). De $0,1^\circ$ em diante não foram mais observadas variações, além de ser observado que a simulação demorava um tempo da ordem de segundos para ser realizada. Isto motivou a escolha deste valor como passo de simulação.

2.5. Cálculos Finais (Não Iterativos)

A curva de pressão em função do volume no interior do cilindro foi integrada e assim foi calculado o trabalho realizado pelo motor no ciclo. Heywood (1988) apresenta a expressão para cálculo da pressão média efetiva indicada (IMEP):

$$IMEP = \frac{W}{dV} = \frac{W_{ciclo}}{V_d} \quad (53)$$

Ainda, Heywood (1988) apresenta a expressão para o cálculo da potência indicada:

$$P_i = \frac{W_{ciclo} N}{n_R} \quad (54)$$

Onde P_i é a potência indicada (medida do cilindro) $[kW]$. Se N estiver em rad/s , o trabalho será dado em kJ . Heywood (1988) mostra que o torque indicado pode ser calculado por:

$$Torq_i = \frac{1000 P_i}{2\pi N} \quad (55)$$

Onde $Torq_i$ é dado em Nm para P_i em kW e N em rev/s . Calculou-se os parâmetros de eixo do motor:

$$P_b = \eta_m P_i \quad (56)$$

$$Torq_b = \eta_m Torq_i \quad (57)$$

$$BMEP = \eta_m IMEP \quad (58)$$

Onde η_m é o rendimento mecânico do motor. Por fim, Heywood (1988) apresenta ainda as expressões para cálculo do consumo específico e da eficiência de conversão de combustível:

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \quad (59)$$

As unidades são $bsfc = [g/kW \cdot h]$, $\dot{m}_f = [g/h]$, $P_b = [kW]$

$$\eta_f = \frac{W_{ciclo}}{\dot{m}_f Q_{LHV}} = \frac{P_b}{\dot{m}_f Q_{LHV}} = \frac{1}{bsfc \times Q_{LHV}} \quad (60)$$

Q_{LHV} é o poder calorífico inferior do combustível. Para se utilizar sfc em $g/kW \cdot h$ e Q_{LHV} em MJ/kg a expressão à direita da igualdade na Eq. (60) deve ser multiplicada por 3600.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados foram comparados com dados de testes em laboratório do motor a 2000 *rpm*, região de potência máxima (162 *kW*). Foi utilizada a lei de Wiebe de uma zona, por se tratar de uma condição de plena carga, e os parâmetros adotados foram $a_w = 7$ e $m_w = 0,65$ e $\Delta\theta = 75$. O valor de a_q da correlação de Annand foi adotado como sendo 1,0. Todos os parâmetros estão dentro dos valores recomendados pela literatura para este tipo de simulação.

Com estes valores, os parâmetros de desempenho obtidos pela simulação foram: $IMEP = 14,8 \text{ bar}$, $P_i = 165,5 \text{ kW}$, $Torq_i = 790,4 \text{ Nm}$, $BMEP = 14,5 \text{ bar}$, $P_b = 162,2 \text{ kW}$, $Torq_b = 774,6 \text{ Nm}$, $bsfc = 197,6 \text{ g/kW} \cdot h$ e $\eta_f = 40,5\%$. O fabricante apresenta $P_b = 162 \text{ kW}$ de potência máxima para o motor funcionando nas mesmas condições da simulação. Ou seja, a simulação apresentou um erro de 0,25%.

4. CONCLUSÕES

O método proposto neste trabalho se mostrou eficiente para a simulação e obtenção de parâmetros relativos ao desempenho de motores de ignição por compressão, haja visto a adequação dos resultados e o pequeno erro encontrado em relação à potência máxima do motor. Além disso, o método cumpriu o que propôs no sentido do custo computacional, pois a simulação leva um tempo muito pequeno (da ordem de segundos) para ser completada.

Os parâmetros adotados, muitos retirados da literatura sobre o tema, também se mostraram adequados, uma vez que através deles que o modelo conseguiu prever corretamente o comportamento do motor estudado.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à CAPES pelo apoio financeiro e à CNH Industrial por ceder os dados do motor utilizados para a validação do modelo desenvolvido neste trabalho.

6. REFERÊNCIAS

- Abbe, A.V.N, Nzenywa, R., Danwe, R., Ayissi, Z.M. and Obonou, M., 2015, "A study on the 0D phenomenological model for diesel engine simulation: application to combustion of neem methyl ester biodiesel. Energy Conversion and Management" Vol.89, p. 568-576.
- Barros, J.E.M., 2003, "Estudo de motores de combustão interna aplicando análise orientada a objetos", Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.
- Barros, J.E.M., 2013, Capítulo 2: "Modelos Unidimensionais de Combustão em Motores Diesel", IV Escola de Combustão, 29p.
- Borman, G. and Nishiwaki, K., 1987, "Internal-combustion engine heat transfer", Prog. Energy Combust. Sci., Vol.13, p. 1-46.
- Fox, R.W., McDonald, A.T. and Pritchard, P.J., 2006, "Introdução à mecânica dos fluidos", 6ed., Ed. LTC, Rio de Janeiro.

- Heywood, J.B., 1988, "Internal combustion fundamentals", 1ed., Ed. MC Graw Hill Education.
- Komninos, N.P. and Rakopoulos, C.D., 2016, "Heat transfer in hcci phenomenological simulation models: A review", Applied Energy Vol.181, p. 179-209.
- Kumar, S., Chauhan, M.K. and Varun, 2013, "Numerical modeling of compression ignition engine: A review", Renewable and Sustainable Energy Reviews Vol.19, p. 517-530.
- Maroteaux, F. and Saad, C., 2013, "Diesel engine combustion modeling for hardware in the loop applications: effects of ignition delay time model", Energy Vol.57, p. 641-652.
- Mohankumar, S. and Senthilkumar, P., 2017, "Particulate matter formation and its control methodologies for Diesel engine: A comprehensive review", Renewable and Sustainable Energy Vol.80, p. 1227-1238.
- OICA, Organisation Internationale des Constructeurs d'Automobiles. Disponível em: <http://www.oica.net/wp-content/uploads/Total_in-use-All-Vehicles.pdf>. Acesso em: out. 2017.
- Payri, F., Olmeda, P., Martín, J. and GARCÍA, A., 2011, "A complete 0D thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines", Applied Energy Vol.88, p. 4632-4641.
- Ramos, J.I., 1989, "Internal combustion engine modeling", Hemisphere Publishing Corp., p. 97-235.
- Stone, R., 1995, "Introduction to internal combustion engines", Warrendale: SAE.
- Thangaraja, J. and Kannan, C., 2016, "Effect of exhaust gas recirculation on advanced Diesel combustion and alternate fuels - A review", Applied Energy Vol.180, p. 169-184.
- Yukse, L., Sandalci, T., Ozener, O. and Ergenic, A.T., 2014, "Modelling the effect of injection pressure on heat release parameters and nitrogen oxides in direct injection diesel engines", Thermal Science, Vol.18, No1., p. 155-168.

7. RESPONSABILIDADE AUTURAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

DEVELOPMENT OF A ZERODIMENSIONAL SIMULATION OF ONE ZONE TO OBTAIN THE PERFORMANCE PARAMETERS OF A COMPRESSION IGNITION ENGINE

Vinicius Gonçalves Rimsa, viniciusrimsa@gmail.com¹

Oscar Ricardo Sandoval Rodríguez¹

Carlos Eduardo Castilla Alvarez¹

Ramon Molina Valle, ramon@demec.ufmg.br¹

¹Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Av. Pres. Antônio Carlos, 6627, Pampulha, Belo Horizonte, MG 31270901

Abstract. With respect to the internal combustion engines, zerodimensional models are those that present lower computational cost, without losing quality of the results. The objective of the present work was to construct a code in the MATLAB software to perform a zerodimensional simulation of the closed cycle of a compression ignition engine, obtaining general performance parameters such as power, torque and specific fuel consumption. It was considered a control volume delimited by the internal walls of the engine cylinder and the mass and energy conservation were applied to this control volume. The gases were considered ideal gases with constant properties throughout the interior of the control volume. Heat transfer to the cylinder walls was modeled by Annand's correlation and the rate of heat released by the combustion was modeled by Wiebe's law. The simulation was validated by comparing the simulated maximum brake power value with the actual value. The method proposed in this work proved to be efficient in the obtaining of the general parameters related to the performance of compression ignition engines, because of the adequacy of the results and the low simulation time of the program. The error of the simulated value in relation to the real one for the maximum brake power produced by the engine was 0.25%.

Keywords: zerodimensional simulation, MATLAB, diesel cycle, internal combustion engine