

6

Modelagem do Cálculo do de Calor Aparente Liberado

6.1.

Hipóteses

A taxa de calor aparente foi determinada com base modelo termodinâmico zero-dimensional, que se caracteriza por ter como base a conservação global de energia (Primeira Lei da Termodinâmica) e o tempo como única variável independente (Pasqualetto, 2015).

A seguir são enumeradas as hipóteses do modelo adotado para calcular a taxa de calor aparente (HEYWOOD, 1988):

1. O volume de controle está delimitado pela câmara de combustão, conforme pode ser observado na Figura 6.1.

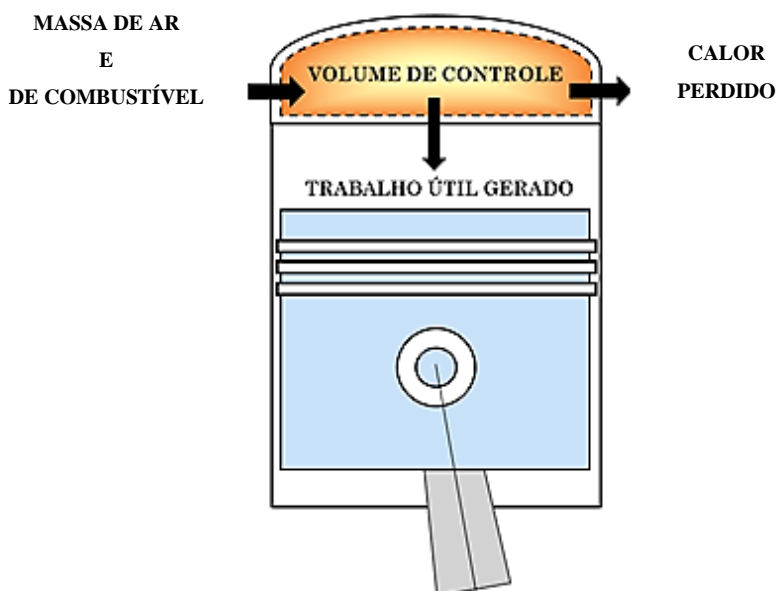


Figura 6.1: Volume de Controle da Câmara de Combustão

2. Nos cálculos relacionados ao volume de controle foi avaliado o período entre o fechamento da válvula de admissão e a abertura da válvula de exaustão. Portanto, abrange apenas os processos de compressão, de combustão e de expansão.
3. Não há transferência de massa por meio das folgas entre o pistão e a parede do cilindro (hipótese).
4. O fluido de trabalho contido na câmara é considerado gás ideal.
5. A distribuição de pressão no interior da câmara de combustão é uniforme para cada instante de tempo.
6. A mistura dos gases no interior da câmara é homogênea.
7. A razão entre os calores específicos (γ) varia com a temperatura.
8. No volume de controle da câmara de combustão as válvulas de admissão e de escape estão fechadas.

6.2.

Primeira Lei da Termodinâmica para Volume de Controle

O ponto de partida para calcular a taxa de calor aparente é a Primeira Lei da Termodinâmica para Volume de Controle, expressa na Equação 6.1 (HEYWOOD, 1988).

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \dot{m}_f h_f = \frac{dU}{dt} \quad (6.1)$$

Onde:

- $\frac{dQ}{dt}$: Taxa de transferência de calor;
- \dot{m}_f : Taxa do fluxo de massa;
- h_f : Entalpia do combustível;
- $\frac{dU}{dt}$: Energia interna;
- $p \frac{dV}{dt}$: Taxa de trabalho realizado.

A energia interna pode ser expressa como:

$$\frac{dU}{dt} = m c_v \frac{dT}{dt} \quad (6.2)$$

Assumindo que a entalpia h_f seja próxima de zero, a equação 6.2 pode ser expressa como:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dQ_n}{dt} = \frac{dQ_{ch}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} \quad (6.3)$$

(HEYWOOD, 1988) designa este parâmetro de “*net heat-release rate*”, que em tradução livre seria: taxa líquida de calor aparente liberado $\left(\frac{dQ_n}{dt}\right)$. Neste trabalho $\left(\frac{dQ_n}{dt}\right)$ é denominado de Taxa de Calor Aparente.

A substituição das Equações 6.2 e 6.3 em 6.1, resulta em:

$$\frac{dQ_n}{dt} = p \frac{dV}{dt} + m c_v \frac{dT}{dt} \quad (6.4)$$

Assumindo o fluido de trabalho como gás ideal, tem-se:

$$P V = m R T \quad (6.5)$$

Derivando a Equação 6.5 em relação a t, encontra-se:

$$V \frac{dP}{dt} + P \frac{dV}{dt} = m R \frac{dT}{dt} \quad (6.6)$$

Isolando $\left(\frac{dT}{dt}\right)$ na Equação 6.6 e substituindo em 6.4 obtém-se:

$$\frac{dQ_n}{dt} = p \frac{dV}{dt} \left(1 + \frac{c_v}{R}\right) + \left(\frac{c_v}{R}\right) V \frac{dP}{dt} \quad (6.7)$$

Como γ é a relação entre os calores específicos $\left(\frac{c_p}{c_v}\right)$ e $R = c_p - c_v$, a Equação 6.8 pode ser representada por:

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{dt} \quad (6.8)$$

6.3. Razão de Calores Específicos

O termo γ é denominado de razão de calores específicos e, neste trabalho, foi obtido por meio da equação 6.10.

$$\gamma = \left(1 - \frac{R}{c_p}\right)^{-1} \quad (6.9)$$

Para determinar a razão $\left(\frac{c_p}{R}\right)$ foi utilizada a Equação 6.11.

$$\frac{c_p}{R} = A_0 + A_1 T_\theta + A_2 T_\theta^2 + A_3 T_\theta^3 + A_4 T_\theta^4 \quad (6.10)$$

Onde:

- T_θ [K]: temperatura do gás no interior do cilindro em uma determinada posição (θ).
- $A_o = 3.04473$

- $A_1 = 1,33805 \times 10^{-3}$
- $A_2 = -4,8256 \times 10^{-7}$
- $A_3 = 8,55475 \times 10^{-11}$
- $A_4 = -5,70132 \times 10^{-15}$

6.4. Temperatura no Interior do Cilindro

A temperatura do gás no interior do cilindro (T_{θ_i}), levando em consideração as hipóteses mencionadas no item 6.1, é determinada por meio da Equação 6.12.

$$T_{\theta} = \frac{P_{\theta} V_{\theta} T_0}{P_0 V_0} \quad (6.11)$$

Onde:

- P_{θ} [Pa]: Pressão no interior do cilindro em uma determinada posição (θ).
- V_{θ} [m³]: Volume do cilindro em uma determinada posição (θ).
- T_0 [K]: Temperatura no momento da admissão do ar no cilindro.
- P_0 [Pa]: Pressão no momento da admissão do ar no cilindro.
- V_0 [m³]: Volume no instante de fechamento da válvula de admissão.

6.5. Volume do Cilindro em uma Determinada Posição (θ)

O volume do cilindro (V_{θ}) em uma determinada posição do ângulo do virabrequim (θ) foi calculado por meio da Equação 6.13 (HEYWOOD, 1988).

$$V_{\theta} = \frac{\pi B^2}{4} \left[L + C - C \cos \theta - \sqrt{L^2 - C^2 \sin^2 \theta} + \frac{2C}{r_c - 1} \right] \quad (6.12)$$

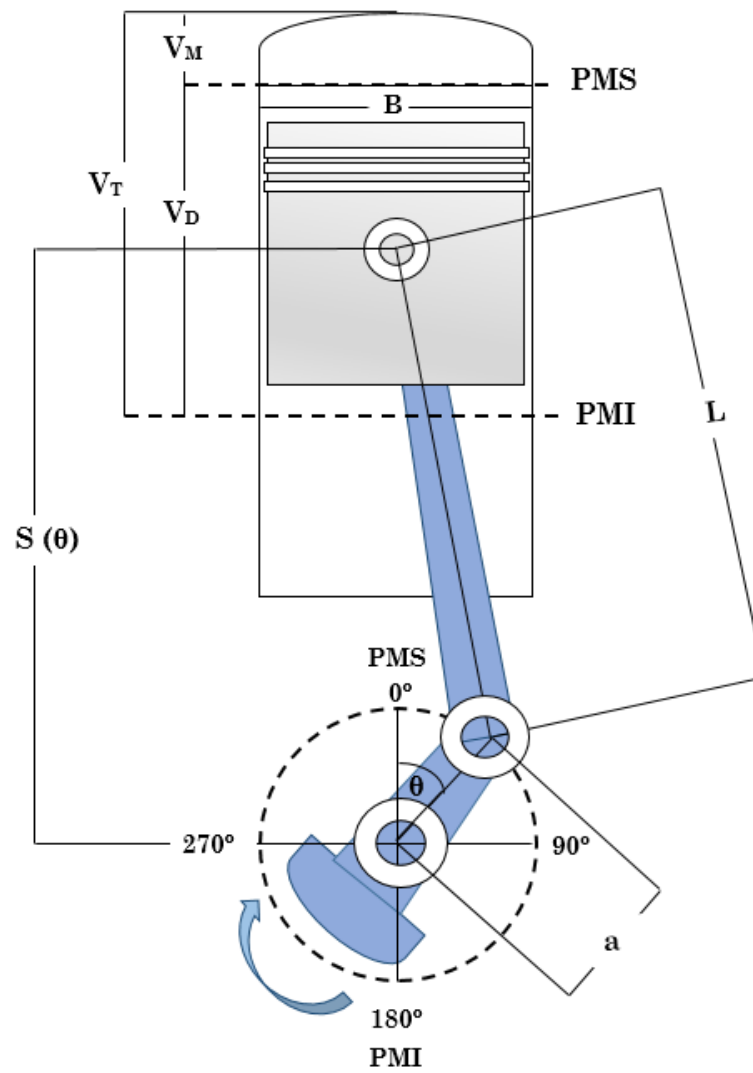


Figura 6.2: Geometria do Motor (adaptado do Heywood, 1988).

A equação 6.13 foi obtida com base a geometria do motor ilustrada na Figura 6.2 e nas equações (6.14 – 6.19) apresentadas a seguir:

$$V_{\theta} = \frac{\pi B^2}{4} [L + a - S_{\theta}] + V_M \quad (6.13)$$

$$r_c = \frac{V_D + V_M}{V_M} \quad (6.14)$$

$$V_D = \frac{\pi B^2}{4} S \quad (6.15)$$

$$S = 2a \quad (6.16)$$

$$V_M = \frac{\pi B^2}{4} \left(\frac{2a}{r_c - 1} \right) \quad (6.17)$$

$$S_\theta = a \cos \theta - \sqrt{L^2 - a^2 \sin^2 \theta} \quad (6.18)$$

Onde:

- S_θ [m]: Curso do pistão em uma determinada posição do ângulo do virabrequim;
- B [m]: Curso do pistão;
- a [m]: Raio do virabrequim;
- L [m]: Comprimento da biela;
- r_c [-]: Razão de compressão;
- V_T [m³]: Volume total;
- V_D [m³]: Volume deslocado;
- V_M [m³]: Volume morto;