

4 Redução de Dados

No presente capítulo apresentam-se a metodologia adotada na redução de dados e a análise das incertezas experimentais. No Apêndice I, tratam-se das propriedades termo-físicas dos combustíveis e do ar atmosférico, necessárias à avaliação dos vários parâmetros aqui apresentados.

Nas condições atmosféricas de referência (25 °C e 101,325 kPa), a vazão mássica do ar úmido consumido pelo motor, $\dot{m}_{ar,u}$, foi determinada com base nas medições da vazão volumétrica, $\dot{V}_{ar,u}$, e a massa específica, $\rho_{ar,u}$, isto é:

$$\dot{m}_{ar,u} = \dot{V}_{ar,u} \rho_{ar,u} \quad (1)$$

onde:

$$\dot{V}_{ar,u} = \dot{V}_r \left(\frac{\mu_r}{\mu_{ar,u}} \right) \left(\frac{T_r}{T_{ar,u}} \right) \left(\frac{p_{ar,u}}{p_r} \right) \left(\frac{\rho_{ar,u}}{\rho_r} \right) \quad (2)$$

A curva de calibração do medidor de tipo laminar fornece a expressão para a vazão volumétrica do ar, \dot{V}_r , em função do diferencial de pressão medido, Δp :

$$\dot{V}_r = (54,1608 \Delta p - 0,140621 \Delta p^2) \quad (3)$$

porém, essa relação foi determinada usando-se ar seco às condições de referência. Sendo assim, na Equação (2), as relações da viscosidade, temperatura, pressão e densidade – separadas respectivamente por parênteses – representam os fatores de correção necessários para o cálculo da vazão volumétrica da mistura (ar seco com vapor de água) efetivamente consumida pelo motor (ver detalhes de cálculo no Apêndice II).

O consumo de ar seco admitido pelo motor, $\dot{m}_{ar,s}$, foi calculado através dos valores do consumo de ar úmido, $\dot{m}_{ar,u}$ e a razão de umidade, ω :

$$\dot{m}_{ar,s} = \frac{\dot{m}_{ar,u}}{1 + \omega} \quad (4)$$

As vazões de óleo diesel, etanol e gás natural (\dot{m}_d , \dot{m}_e e \dot{m}_g) foram obtidas diretamente dos equipamentos de medição. Porém, para obter a vazão do etanol (substância pura) foi necessário multiplicar os resultados obtidos das medições do Coriollis pelo fator de 0,933 (93,3° INPM), de modo a desconsiderar o teor da água presente no combustível hidratado. O teor alcoólico do etanol e sua mistura com água foi determinado usando a norma técnica ABNT NBR 5992.

A razão ou taxa de substituição Diesel/etanol ou Diesel/gás, TS , foi calculada em função do consumo original de diesel, $\dot{m}_{d,o}$, e do consumo deste mesmo combustível, \dot{m}_d , após o fornecimento do combustível alternativo.

$$TS = 1 - \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_{d,o}} \quad (5)$$

As razões de equivalência ar-etanol e ar-gás, ϕ_e e ϕ_g , definidas como a razão entre a vazão de ar que seria necessária à queima estequiométrica do combustível alternativo e o ar efetivamente consumido pelo motor, foram determinadas através de:

$$\phi_e = \frac{9,07\dot{m}_e}{\dot{m}_{ar,s} - 14,6\dot{m}_d} \quad (6)$$

$$\phi_g = \frac{16,9\dot{m}_g}{\dot{m}_{ar,s} - 14,6\dot{m}_d} \quad (7)$$

onde os valores 9,07, 14,6 e 16,9 correspondem, respectivamente, às razões estequiométricas ar-etanol, ar-diesel e ar-gás natural (ver detalhes de cálculo no Apêndice III).

As razões de equivalência total nos modos Diesel/etanol, RET_e , e Diesel/gás, RET_g , foram obtidas com base em seus respectivos consumos de combustíveis e vazão de ar seco:

$$RET_e = \frac{14,6\dot{m}_d + 9,07\dot{m}_e}{\dot{m}_{ar,s}} \quad (8)$$

$$RET_g = \frac{14,6\dot{m}_d + 16,9\dot{m}_g}{\dot{m}_{ar,s}} \quad (9)$$

Caso a razão de equivalência total seja igual à unidade, a mistura no interior do cilindro estaria em uma condição estequiométrica (mistura global ideal). Porém, sabe-se que motores de ignição por compressão, funcionando no modo Diesel ou bicomcombustível, operam com excesso do ar de combustão e, portanto, apresentam valores de riqueza global inferior à unidade.

Na operação bicomcombustível a fração da restrição da vazão de ar, RA , foi definida como:

$$RA = 1 - \frac{\dot{m}_{ar,sR}}{\dot{m}_{ar,sO}} \quad (10)$$

onde $\dot{m}_{ar,sR}$ e $\dot{m}_{ar,sO}$ são, respectivamente, as vazões de ar seco na operação bicomcombustível com restrição e no modo Diesel original sem restrição.

O rendimento térmico efetivo, η_T , necessário à estimativa do desempenho do motor testado, foi calculado através da razão entre a potência efetiva desenvolvida pelo motor (produto do torque efetivo, T , pela rotação, RPM) e a energia total fornecida pelos combustíveis utilizados:

$$\eta_{T_e} = \frac{T(RPM)}{PCI_d\dot{m}_d + PCI_e\dot{m}_e} \quad (11)$$

$$\eta_{T_g} = \frac{T(RPM)}{PCI_d\dot{m}_d + PCI_g\dot{m}_g} \quad (12)$$

onde os termos PCI se referem ao poder calorífico inferior dos respectivos combustíveis.

A carga do motor foi especificada em termos da pressão média efetiva, pme . Esse parâmetro, muito usado para fins de comparação entre motores, relaciona o trabalho desenvolvido e o volume deslocado pelos cilindros do motor, V_c . A pme é definida também como a pressão hipotética que seria necessária no interior do cilindro, durante o curso de expansão, para desenvolver uma potência igual à potência no eixo:

$$pme = \frac{2P}{V_c n} = \frac{2T}{V_c} \quad (13)$$

Cabe mencionar que os valores observados de torque, potência, pressão média efetiva e consumo específico de combustível foram corrigidos para condições padrão de referência em ensaios de motores de combustão interna (25 °C e 100 kPa), utilizando a norma técnica ABNT NBR 1585.

No que tange aos parâmetros analisados na combustão, a posição da ignição foi determinada através da análise do expoente politrópico da compressão e do cálculo das derivadas da pressão no cilindro, cujos detalhes serão descritas nos próximos parágrafos.

Durante as etapas de compressão e expansão do ciclo do motor, a relação entre a pressão e o volume da mistura gasosa do cilindro é estritamente descrita pela expressão politrópica:

$$pV^n = cte. \quad (14)$$

Deste modo, o expoente politrópico pode, efetivamente, refletir as diferentes características de tais processos. Analisando termodinamicamente o processo de compressão da mistura confinada entre as paredes do cilindro e cabeça do pistão (fronteira), verifica-se que nesse sistema, além da realização de trabalho externo, existe a troca de calor. No estágio inicial da compressão, a temperatura da mistura é menor do que a temperatura das paredes. Ocorre, então, o aquecimento do fluido (isto é: $n > k$, onde k é a relação de calores específicos da mistura – processo

isentrópico). À medida que o pistão se desloca para o *PMS*, a mistura continua aumentando sua temperatura (com o incremento da pressão), resultando em uma diminuição da troca de calor entre as paredes e o fluido admitido. Quando as mudanças térmicas terminam, ocorre um processo adiabático instantâneo ($n = k$) e, conforme a compressão prossegue, a elevação da temperatura da mistura inverte a passagem da energia térmica, em direção à fronteira ($n < k$). Essa fase estende-se até o pistão atingir a posição correspondente ao início da combustão.

Apesar das variações existentes no expoente politrópico, em muitos casos, considera-se um valor médio de n , representativo do processo de compressão. A estimativa desse valor é possível através do diagrama $(\log p) \times (\log V)$, já que nessas coordenadas os dados apresentam-se praticamente como uma linha reta, desde o início da compressão até o início da combustão. Portanto, o valor da declividade da reta é equivalente ao valor médio do expoente politrópico. Fato semelhante ocorre no processo da expansão, onde a reta começa no fim da combustão. No diagrama logarítmico, os pontos correspondentes ao início e fim da combustão estão marcados por um afastamento notável da tendência linear, pois o efeito da combustão é equivalente à adição de calor, com a consequente alteração nos valores de n . Deste modo, nas diversas condições ensaiadas, a posição do θ_{IC} foi determinada identificando o ponto final da linha reta associada à compressão (ver Figura 21).

Por outro lado, Syrimis *et al.* (1996) e Assanis *et al.* (2003), entre outros pesquisadores, têm demonstrado que o início da combustão é identificado diretamente dos dados da pressão no cilindro, através da seguinte expressão:

$$\theta_{IC} = \text{máx} \left(\frac{d^2 p}{d\theta^2} \right) \quad (15)$$

Certamente, o valor pico da segunda derivada é uma forma simples de avaliação do ponto de inflexão relacionado à ignição, onde a curva da função pressão, $f(p)$, apresenta uma concavidade voltada para cima nas vizinhanças de θ_{IC} . Porém, Katrasnik *et al.* (2006) demonstraram, tanto analítica quanto experimentalmente, que o uso do pico da segunda derivada de $f(p)$ pode acarretar em ligeiras posições atrasadas de θ_{IC} . Em primeiro lugar, eles afirmaram que a

posição mais adequada para o início da combustão seria no instante em que o valor da taxa de calor liberado pelo combustível, $\frac{dQ_c}{d\theta}$, se afasta significativamente do zero, i.e., no ponto de sua máxima curvatura. Sendo assim, tais pesquisadores sugerem que, na Equação (15), a função taxa de liberação de calor, $f\left(\frac{dQ_c}{d\theta}\right)$, seja usada no lugar de $f(p)$. Em segundo lugar, comprovaram que em uma ampla faixa angular em torno do *PMS*, onde normalmente ocorre a ignição nos motores Diesel, a taxa de liberação de calor é principalmente influenciada pela primeira derivada da pressão no cilindro. Dessa forma, Katrasnik e seu grupo de pesquisa aproximaram o início da combustão usando os dados de pressão indicada, por meio da seguinte equação:

$$\theta_{IC} = \text{máx}\left(\frac{d^3 p}{d\theta^3}\right) \quad (16)$$

Neste trabalho, o instante da ignição foi determinado, a princípio, usando as Equações (14), (15) e (16). Entretanto, a análise por meio do expoente politrópico da compressão (Equação 14) e pelo valor máximo da terceira derivada da pressão (Equação 16) foram as que apresentaram melhor correlação entre si, sendo, portanto, as técnicas que auxiliaram na identificação de θ_{IC} nas diversas condições ensaiadas (ver Figura 21).

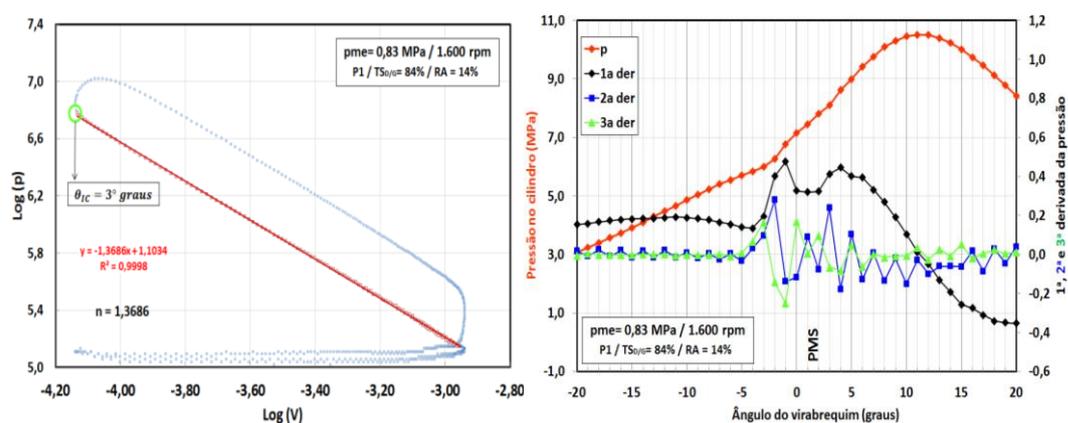


Figura 1 – Início da combustão obtido através do expoente politrópico da compressão e dos valores picos da segunda e terceira derivada da pressão.

Outro importante parâmetro da combustão analisado foi a máxima taxa de aumento da pressão, $(dp/d\theta)_{m\acute{a}x}$. Para isso, foram calculados os respectivos valores $(dp/d\theta)$ do ciclo do motor representativo de cada teste, utilizando-se a diferenciação numérica centrada de quarta ordem, com pontos igualmente espaçados ($\Delta\theta = 1^\circ$), isto é:

$$\frac{dp_{(\theta_i)}}{d\theta} = \frac{p_{\theta_{i-2}} - 8p_{\theta_{i-1}} + 8p_{\theta_{i+1}} - p_{\theta_{i+2}}}{12\Delta\theta} \quad (17)$$

Menciona-se também que a diferenciação numérica foi empregada na estimativa da segunda e terceira derivada da pressão, necessárias à identificação do início da combustão (Equações 15 e 16).

4.1. Análise das incertezas experimentais

Kline e McClintok (1953) descrevem que a propagação das incertezas relativas na determinação dos resultados experimentais, da medida de variáveis independentes (x_1, x_2, \dots, x_n) sobre o cálculo da grandeza de interesse $Y = Y(x_1, x_2, \dots, x_n)$ pode ser estimada da seguinte média pitagórica:

$$I_Y = \frac{\delta I_Y}{I_Y} = \pm \left\{ \left(\frac{x_1}{Y} \frac{\partial Y}{\partial x_1} I_1 \right)^2 + \left(\frac{x_2}{Y} \frac{\partial Y}{\partial x_2} I_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{x_n}{Y} \frac{\partial Y}{\partial x_n} I_n \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (18)$$

A vazão mássica de ar úmido, sendo dada pela Equação (1), tem, então, incerteza relativa valendo:

$$I_{\dot{m}_{ar,u}} = \pm \sqrt{I_{V_r}^2 + I_{\mu_{ar,u}}^2 + I_{T_{ar,u}}^2 + I_{\rho_{ar,u}}^2 + (2\rho_{ar,u} I_{\rho_{ar,u}})^2} \quad (19)$$

onde,

$$I_{\rho_{ar,u}} = \pm \sqrt{I_{p_{ar,u}}^2 + I_{T_{ar,u}}^2} \quad (20)$$

Conforme sugerido pelo fabricante do medidor laminar, adota-se para o termo referente ao V_r incerteza relativa de $\pm 0,317\%$. Já o transdutor de umidade relativa, u_r , possuía faixa de operação de 3 a 95%, com incerteza de $\pm 2\%$. A incerteza absoluta na medição de temperatura, $T_{ar,u}$, foi de $\pm 0,7 K$ do valor medido. O transdutor de pressão barométrica utilizados na medida de $p_{ar,u}$ contava com fundo de escala igual a $0,10836 MPa$ e incerteza de $\pm 0,1\%$ deste valor.

A vazão de ar seco, dada pela Equação 4, tem incerteza de:

$$I_{\dot{m}_{ar,s}} = \pm \sqrt{I_{\dot{m}_{ar,u}}^2 + \left(\frac{\omega}{1 + \omega} I_{\omega}\right)^2} \quad (21)$$

onde a propagação das incertezas da umidade absoluta, ω , é dada pela expressão:

$$I_{\omega} = \pm \sqrt{\left(\frac{p_{ar,u}}{p_{ar,u} - u_r p_{sat}} I_{u_r}\right)^2 + \left(-\frac{p_{ar,u}}{p_{ar,u} - u_r p_{sat}} I_{p_{ar,u}}\right)^2} \quad (22)$$

A taxa de substituição TS tem sua incerteza estimada de:

$$I_{TS} = \pm \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_{d,o} - \dot{m}_d} I_{\dot{m}_{d,o}}\right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_{d,o} - \dot{m}_d} I_{\dot{m}_d}\right)^2} \quad (23)$$

adotou-se como $\delta = \pm 0,02 kg/h$ a incerteza absoluta de todas as medidas da vazão de diesel. Este valor, superior ao indicado pelo fabricante da balança de combustível, é representativo da flutuação da medida normalmente observada no instrumento.

As razões de equivalência total no modo bicombustível, RET_e e RET_g , Equações 8 e 9, têm incerteza estimada conforme as seguintes expressões:

$$I_{RET_e} = \pm \sqrt{I_{\dot{m}_{ar,s}}^2 + \left(\frac{14,5\dot{m}_d}{RET_e \dot{m}_{ar,s}} I_{\dot{m}_d} \right)^2 + \left(\frac{9,07\dot{m}_e}{RET_e \dot{m}_{ar,s}} I_{\dot{m}_e} \right)^2} \quad (24)$$

$$I_{RET_g} = \pm \sqrt{I_{\dot{m}_{ar,s}}^2 + \left(\frac{14,5\dot{m}_d}{RET_g \dot{m}_{ar,s}} I_{\dot{m}_d} \right)^2 + \left(\frac{16,9\dot{m}_g}{RET_g \dot{m}_{ar,s}} I_{\dot{m}_g} \right)^2} \quad (25)$$

onde a incerteza relativa das medições de vazão mássica do etanol e do gás natural, segundo dados do fabricante, foram respectivamente $\pm 0,05\%$ e $\pm 0,35\%$.

A fração da restrição de ar, RA , tem sua incerteza estimada de:

$$I_{RA} = \pm \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_{ar,S_R}}{\dot{m}_{ar,S_O} - \dot{m}_{ar,S_R}} I_{\dot{m}_{ar,S_O}} \right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_{ar,S_R}}{\dot{m}_{ar,S_O} - \dot{m}_{ar,S_R}} I_{\dot{m}_{ar,S_R}} \right)^2} \quad (26)$$

Os rendimentos térmicos no modo bicombustível, equações (11) e (12), têm incerteza calculada através de:

$$I_{\eta_{T_e}} = \pm \sqrt{I_T^2 + I_n^2 + \left(\frac{\eta_{T_e} PCI_d \dot{m}_d}{Tn} I_{\dot{m}_d} \right)^2 + \left(\frac{\eta_{T_e} PCI_e \dot{m}_e}{Tn} I_{\dot{m}_e} \right)^2} \quad (27)$$

$$I_{\eta_{T_g}} = \pm \sqrt{I_T^2 + I_n^2 + \left(\frac{\eta_{T_g} PCI_d \dot{m}_d}{Tn} I_{\dot{m}_d} \right)^2 + \left(\frac{\eta_{T_g} PCI_g \dot{m}_g}{Tn} I_{\dot{m}_g} \right)^2} \quad (28)$$

Segundo o fabricante do dinamômetro, os valores das incertezas absolutas δT e δn valem, respectivamente, $\pm 1,2 Nm$ e $\pm 1 rpm$ do valor medido.

O transdutor piezoresistivo utilizado na medida da pressão no cilindro, $p(\theta_i)$, contava com fundo de escala igual a $200 bar$ e incerteza de $\pm 0,3\%$ deste valor. Já na determinação do início da ignição, adotou-se $\delta\theta_{IC}$ duas vezes o valor do desvio padrão do valor médio de um conjunto sucessivo de ensaios. Contudo, na maioria das condições ensaiadas, a incerteza padrão era $\pm 1^\circ$.

As incertezas absolutas das medições de CO e NO_x, segundo o certificado de calibração do fabricante, foram iguais a $\pm 5\%$ do valor medido, enquanto a incerteza absoluta associada ao HC é de $\pm 10\%$ do valor medido, para concentrações entre 4.000 e 40.000 *ppm*. Para concentrações menores que 4.000 *ppm*, as incertezas podem ser inferiores a 400 *ppm*. Portanto, nessa faixa de medição, os valores desse poluente representam apenas tendências qualitativas.

A incerteza no MP foi de $\pm 3\%$ do valor medido.