

5. Redução de dados

No presente capítulo apresentam-se: a) metodologia adotada na redução de dados e, b) análise das incertezas experimentais. No apêndice I, tratam-se das propriedades termofísicas dos combustíveis e misturas de gases, necessárias à avaliação de vários dos parâmetros aqui apresentados.

A vazão, \dot{m} , medida por bocal para consumo de ar ou gás é dada por:

$$\dot{m} = C_d A \sqrt{2\rho\Delta P} \quad (11)$$

onde C_d é o coeficiente de descarga do bocal e A a área de fluxo do instrumento, ρ é a densidade do fluido a montante do medidor (seja a do gás, no vaso de pressão ou a do ar úmido ambiente) e ΔP o diferencial de pressão medido.

Bean (1971) fornece expressão para C_d , função do número de Reynolds:

$$C_d = 0,9975 - \left(0,00653 \left(\frac{10^6}{Re} \right)^n \right) \quad (12)$$

onde,

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\mu\pi d} \quad (13)$$

O número de Reynolds, Re , do escoamento pelo bocal é função da viscosidade, μ , do fluido cuja vazão se mede e do diâmetro, d , da garganta do instrumento. Para Re menor que 10^6 , caso verificado em todas as medidas, o expoente n vale 0,5. Caso Re tivesse valor superior ao indicado dever-se-ia ter considerado n igual a 0,2. Ao se empregar mais de um bocal, operando em paralelo, as vazões por cada um deles devem ser determinadas separadamente para, apenas então, serem somadas.

O consumo de ar seco, \dot{m}_{ar} , dos motores é determinado com base nas medidas de consumo de ar úmido, $\dot{m}_{ar,u}$, e razão de umidade, ω , propriedade da mistura do ar seco com vapor d'água.

$$\dot{m}_{ar} = \frac{\dot{m}_{ar,u}}{1 + \omega} \quad (14)$$

A razão entre os consumos de ar seco e gás natural foi determinada por:

$$AG = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{gás}} \quad (15)$$

A razão de equivalência f_Q , sugerida como definindo a vizinhança das gotas de óleo Diesel por onde ocorre a queima bicombustível, é calculada usando o resultado a equação (15):

$$f_Q = \left[AD_E \left(\frac{1 - R_{DG}}{R_{DG}} \right) \frac{PCI_{gás}}{PCI_D} + AG_E \right] \frac{1}{AG} \quad (8)$$

onde a razão de substituição Diesel / gás natural, R_{DG} , é dada por:

$$R_{DG} = 1 - \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{D,O}} \quad (9)$$

As vazões de Diesel, necessárias à avaliação da expressão (9), foram obtidas experimentalmente.

A razão de equivalência global, f_G , com que um motor operava, foi determinada com base em seus consumos de Diesel, gás natural e ar seco:

$$f_G = \frac{\dot{m}_D AD_E + \dot{m}_{gás} AG_E}{\dot{m}_{ar}} \quad (10)$$

O rendimento térmico indicado dos motores foi calculado, conforme discutido no capítulo 3, apenas com base nos ensaios dos motores em sua configuração original, i.e., consumindo apenas Diesel:

$$\eta_T = \frac{(T_E + T_A)\omega}{\dot{m}_{D,O} PCI_D} \quad (16)$$

Para a avaliação desta expressão faz-se necessário o conhecimento do valor do torque de atrito, T_A . Tal parâmetro, diferente dos de medida direta, foi determinado usando o método de Willan (Heywood, 1988). Este se baseia na

constatação experimental de que, em mantida uma rotação constante, T_E pode ser expresso como função de $\dot{m}_{D,O}$ por um polinômio do primeiro grau. O torque de atrito, T_A , seria o valor dado por tal polinômio para $\dot{m}_{D,O}$ nulo. Assim sendo, usou-se o método dos mínimos quadrados no ajuste de retas pelos pares T_E x $\dot{m}_{D,O}$ verificados experimentalmente, nos ensaios dos diferentes motores, em cada uma das rotações investigadas. Valores de T_A , característica de um dado motor e rotação, é admitido inalterado no funcionamento bicomustível.

No capítulo 6 se apresenta e correlaciona o torque de atrito verificado em todos os motores testados. A quantificação de T_A também poderia ter sido realizada de outras formas. Caso o dinamômetro pudesse, por exemplo, acionar o motor (previamente aquecido e com a ignição desligada), verificar-se-ia o registro em sua célula de carga do esforço necessário à manutenção da máquina motriz em marcha. Infelizmente o freio utilizado não era capaz de executar tal procedimento. Um novo dinamômetro de bancada, recentemente instalado no LEV/PUC–Rio, é capaz de acionar motores a combustão.

Ainda necessário à estimativa do desempenho de motores, expressões 4 e 5, é a eficiência volumétrica. Esta foi obtida dos pontos experimentais por:

$$\eta_v = \frac{4\pi(\dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_{gás})}{\rho_m \forall \omega} \quad (17)$$

onde ρ_m é a densidade da mistura ar úmido / gás natural, avaliada na pressão absoluta e temperatura medidas no coletor de admissão.

Os pontos experimentais indicam que diversos parâmetros de interesse parecem ser forte função de f_D . Por conveniência repete-se sua definição aqui:

$$f_D = \frac{AD_E}{AD} \quad (3)$$

Também se usa, no presente trabalho, o consumo específico aparente de Diesel (cea) na comparação da operação bicomustível com a Diesel. Este indica qual seria o consumo do derivado, por unidade de potência útil (g / kW.h), energeticamente equivalente ao verificado na operação Diesel / gás.

$$cea = \frac{\dot{m}_D + (PCI_{gás} / PCI_D) \dot{m}_{gás}}{T_E \omega} \quad (18)$$

A medida do consumo de Diesel, realizada por um medidor de vazão em laboratório, foi realizada de forma distinta nos ensaios dos geradores em campo. Nestes o consumo de Diesel foi determinado através de:

$$\dot{m}_{D,O} = \frac{m_F - m_I}{t_F - t_I} \quad (19)$$

Usou-se o método de Willan também para os pontos levantados dos grupos geradores (rotação regulada a 1.800 rpm). Avaliando as retas ajustadas para potência elétrica x $\dot{m}_{D,O}$, a consumo de combustível nulo, resultava a potência de atrito. Calculando a razão desta pela rotação regulada obtia-se o correspondente torque de atrito.

Cumprir citar que o torque de atrito obtido da operação dos grupos geradores traz consigo os esforços necessários não apenas à marcha da máquina motriz. Também incluem os associados ao movimento do alternador elétrico, seu rendimento na conversão de energia mecânica em elétrica bem como, ainda, os de todos os acessórios dos motores. A comparação do torque de atrito obtido dos ensaios nos grupos geradores, com os dos motores testados em dinamômetro de bancada não deixa, entretanto, de ser interessante. Fornece valores típicos do atrito a esperar neste tipo de aplicação, bem como, auxílio àqueles que possam ter interesse em usar os resultados do presente trabalho na estimativa de desempenho de grupos geradores ainda não ensaiados.

5.1. Análise das incertezas experimentais

Taylor e Kuyatt (1993) descrevem que a propagação das incertezas 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:

$$i_Y = \left\{ \left(\frac{x_1}{Y} \frac{\partial Y}{\partial x_1} i_1 \right)^2 + \left(\frac{x_2}{Y} \frac{\partial Y}{\partial x_2} i_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{x_n}{Y} \frac{\partial Y}{\partial x_n} i_n \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (20)$$

A vazão mássica, seja de ar úmido ou gás natural, sendo dada pela expressão 11, tem, então, incerteza valendo:

$$I_{\dot{m}} = \sqrt{\left(\frac{\delta C_d}{C_d} \right)^2 + \left(\frac{\delta A}{A} \right)^2 + \left(-\frac{\delta \rho}{2\rho} \right)^2 + \left(-\frac{\delta \Delta P}{2\Delta P} \right)^2} \quad (21)$$

Conforme sugerido por Bean (1971) adota-se para o termo referente ao C_d incerteza de 2 %. Os transdutores diferenciais utilizados na medida de ΔP contavam com fundo escala igual a 10" H₂O_d e incerteza de 0,1 % deste valor. A parcela referente a densidade é obtida da propagação das incertezas pela expressão usada em seu cálculo. Desprezou-se o termo referente a área de escoamento uma vez que, tipicamente, era pequeno se comparado aos demais.

A vazão de ar seco, dada pela expressão 14, tem incerteza de:

$$I_{\dot{m}_{ar}} = \sqrt{\left(\frac{\delta \dot{m}_{ar,u}}{\dot{m}_{ar,u}} \right)^2 + \left(\frac{\delta w}{(1+w)} \right)^2} \quad (22)$$

a incerteza da vazão de ar úmido é dada pela expressão 21 e, a associada à umidade absoluta, w , da propagação das incertezas pela expressão usada em seu cálculo.

Com a razão ar / gás natural dada pela expressão 15 tem-se que:

$$I_{AG} = \sqrt{\left(\frac{\delta \dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{ar}} \right)^2 + \left(\frac{\delta \dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{gás}} \right)^2} \quad (23)$$

usa-se também aqui a expressão 21 na determinação das incertezas relativas as duas vazões de gases. A incerteza de f_Q é dada pela expressão 24:

$$I_{f_Q} = \left[\left(\left(1 - \frac{AG_E}{f_Q AG} \right) \frac{\delta PCI_{gás}}{PCI_{gás}} \right)^2 + \left(\left(\frac{AG_E}{f_Q AG} - 1 \right) \frac{\delta PCI_D}{PCI_D} \right)^2 + \left(\left(1 - \frac{AG_E}{f_Q AG} \right) \frac{\delta AD_E}{AD_E} \right)^2 \right] +$$

$$+\left(-\frac{\delta AG}{AG}\right)^2 + \left(-\frac{\delta AG_E}{f_Q AG}\right)^2 + \left[\left[\left(AG_E - \frac{PCI_{gas}}{PCI_D} AD_E\right) \frac{1}{AG f_Q} - 1\right] \frac{\delta R_{DG}}{R_{DG}}\right]^2 \right]^{1/2} \quad (24)$$

A razão de substituição R_{DG} tem sua incerteza estimada de:

$$I_{R_{DG}} = \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{D,O}} \frac{\delta \dot{m}_{D,O}}{\dot{m}_{D,O} - \dot{m}_D}\right)^2 + \left(-\frac{\delta \dot{m}_D}{\dot{m}_{D,O} - \dot{m}_D}\right)^2} \quad (25)$$

adotou-se como 0,02 kg/h a incerteza 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.

A razão de equivalência global, f_G , equação 10, tem incerteza estimada conforme dado pela expressão 26:

$$I_{f_G} = \left[\left(\frac{\delta \dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{gás} + (AD_E / AG_E) \dot{m}_D} \right)^2 + \left(\frac{\delta \dot{m}_D}{\dot{m}_{gás} (AG_E / AD_E) + \dot{m}_D} \right)^2 + \left(-\frac{\delta \dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{ar}} \right)^2 + \left(\frac{\delta AG_E}{AG_E + (\dot{m}_D / \dot{m}_{gás}) AD_E} \right)^2 + \left(\frac{\delta AD_E}{AG_E (\dot{m}_{gás} / \dot{m}_D) + AD_E} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (26)$$

Com o rendimento térmico indicado (operação Diesel) dado pela equação 16 calcula-se a sua associada incerteza da expressão abaixo:

$$I_{\eta_T} = \sqrt{\left(\frac{\delta T_E}{T_E + T_A}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_A}{T_E + T_A}\right)^2 + \left(-\frac{\delta \dot{m}_{D,O}}{\dot{m}_{D,O}}\right)^2 + \left(-\frac{\delta PCI_D}{PCI_D}\right)^2 + \left(\frac{\delta \omega}{\omega}\right)^2} \quad (27)$$

O fabricante do dinamômetro indica que δT_E vale 1,2 Nm. Do método numérico empregado no ajuste de retas pelos pontos T_E x vazão de Diesel obtiveram-se os desvios padrão associados aos valores de T_A . Adotou-se como δT_A duas vezes o valor de tal desvio padrão. A incerteza da medida da rotação é dada, também segundo o fabricante do dinamômetro, como $\delta \omega = 1$ rpm.

A incerteza da eficiência volumétrica (expressão 17) é dada por:

$$I_{\eta_V} = \sqrt{\left(\frac{\delta \dot{m}_{ar,u}}{\dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_{gás}}\right)^2 + \left(\frac{\delta \dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_{gás}}\right)^2 + \left(-\frac{\delta \rho_m}{\rho_m}\right)^2 + \left(-\frac{\delta \nabla}{\nabla}\right)^2 + \left(-\frac{\delta \omega}{\omega}\right)^2} \quad (28)$$

o termo associado à incerteza da cilindrada dos motores, $\delta \nabla$, foi, por ser pequeno em relação aos demais, desprezado.

A incerteza associada a ρ_m da mistura de gases foi, como todas as demais propriedades termofísicas, obtida da propagação de incertezas pela expressão empregada em seu cálculo. Motores turbo-alimentados tiveram a pressão do coletor de admissão medida com transdutor SENSOTEC com fundo de escala igual a 30 psia. Para o motor aspirado usou-se um com fundo de escala de 15 psia. Todos os transdutores de pressão tinham incerteza de 0,1% (do fundo de escala). Adotou-se 0,7 K como a incerteza das medidas de temperatura (termopares do tipo K).

O consumo específico aparente de combustível, equação 18, tem incerteza calculada da expressão 29:

$$I_{cea} = \left[\left(\frac{\delta \dot{m}_D}{\dot{m}_D + (PCI_{gás}/PCI_D)\dot{m}_{gás}} \right)^2 + \left(\frac{\delta \dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{gás} + (PCI_D/PCI_{gás})\dot{m}_D} \right)^2 + \left(-\frac{\delta T_E}{T_E} \right)^2 + \left(-\frac{\delta \omega}{\omega} \right)^2 + \left(\frac{\delta PCI_{gás}}{(\dot{m}_D/\dot{m}_{gás})PCI_D + PCI_{gás}} \right)^2 + \left(-\frac{\delta PCI_D}{(PCI_D^2/PCI_{gás})(\dot{m}_D/\dot{m}_{gás}) + PCI_D} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (29)$$

A vazão de Diesel, conforme medida nos grupos geradores em campo (expressão 19), tem incerteza estimada de 30:

$$I_{\dot{m}_{D,o}} = \sqrt{\left(\frac{\delta m_F}{m_F - m_I}\right)^2 + \left(\frac{\delta m_I}{m_F - m_I}\right)^2 + \left(-\frac{\delta t_F}{t_F - t_I}\right)^2 + \left(-\frac{\delta t_I}{t_F - t_I}\right)^2} \quad (30)$$

a balança (Sartorius) empregada nas medidas de campo tem resolução de 01 (uma) grama. Este valor foi o adotado como incerteza das medidas de massa. A incerteza adotada para δt foi de 0,5 segundo.