

4

Metodologia e Desenvolvimento dos Ensaio

A metodologia dos ensaios foi elaborada de maneira a cumprir os objetivos inicialmente propostos. Assim, com o motor sobre bancada de dinamômetro estacionário, a seqüência dos testes foi planejada de maneira a avaliar o comportamento do motor operando no modo Diesel-gás, concentrando a atenção nos níveis de emissões e desempenho do motor. Para estes propósitos, foi instalado um sistema de conversão Diesel-gás. Este sistema permitiu o controle manual do fluxo de gás natural e o controle eletrônico do ar admitido. Com isso, procurou-se verificar a influência da qualidade da mistura ar/combustível sobre as emissões e desempenho do motor.

A avaliação dos testes de emissões foi baseada na norma NBR 14489. Apesar desta norma não contemplar em seu escopo a operação bi-combustível em motores Diesel, foi a que melhor se adaptou às necessidades. Assim, foram medidas as concentrações de CO, NO_x, HC e MP.

Para a execução dos ensaios foi adotada uma gama de rotações abrangendo a de marcha lenta, de máximo torque e a máxima permitida, segundo o especificado pelo fabricante. Assim, para o mapeamento do motor, foram selecionadas seis rotações: 1000, 1300, 1600 (máximo torque), 1850, 2100 e 2600 rpm (máxima potência). O torque foi medido para 10%, 25%, 50%, 75% e 100% da carga máxima em todas as rotações acima mencionadas. Ao finalizar esta etapa foi obtido um volume de dados grande o suficiente para que fossem feitos os estudos propostos.

Para a realização dos testes não foi feita nenhuma alteração com relação à regulagem do motor, ou seja, os parâmetros de injeção de óleo Diesel e de taxa de compressão não foram alterados.

Para facilitar o entendimento do experimento, o procedimento de ensaio foi dividido em três fases: a primeira no modo Diesel puro, a segunda no modo Diesel-gás e a última no modo Diesel-gás com restrição parcial do fluxo de ar.

4.1. Ensaio Motor Diesel

O objetivo desta fase foi determinar as curvas características do motor em termos de emissões e desempenho e gerar um conjunto de dados que serviria de base de comparação para os resultados dos ensaios do motor Diesel-gás.

Para efeitos de adaptação do motor à bancada de ensaios utilizou-se a seguinte configuração: filtro de ar retirado e coletor de admissão ligado diretamente ao tambor de medição de consumo do ar; ventilador de refrigeração retirado; cano de descarga conectado a uma linha de amostragem para medição de emissões e conduzida para fora do laboratório por um duto de descarga; sistema original de refrigeração d'água substituído pelo sistema de arrefecimento do laboratório.

Em cada par torque x rotação, foram registrados os seguintes dados:

- ❑ Velocidade de rotação do eixo do motor (rpm);
- ❑ Torque (N.m);
- ❑ Posição da haste da bomba injetora de Diesel (%);
- ❑ Potência líquida (kW);
- ❑ Consumo de óleo Diesel (kg/h);
- ❑ Temperatura do ar de admissão (°C);
- ❑ Temperatura do ar na descarga do compressor (°C);
- ❑ Temperatura do ar na entrada do *intercooler* (°C);
- ❑ Temperatura do ar na saída do *intercooler* (°C);
- ❑ Temperatura do ar no coletor de admissão do motor (°C);
- ❑ Temperatura de entrada do combustível Diesel (°C);
- ❑ Temperatura de retorno do combustível Diesel (°C);
- ❑ Temperatura da entrada de água do motor (°C);
- ❑ Temperatura de óleo lubrificante (°C);
- ❑ Temperaturas dos gases de escape (°C);
- ❑ Umidade relativa (%);
- ❑ Pressão barométrica (bar);
- ❑ Pressão do ar na descarga do compressor (psia);
- ❑ Pressão do ar na entrada do *intercooler* (psia);
- ❑ Pressão do ar na saída do *intercooler* (psia);

- ❑ Pressão diferencial no bocal do tambor de ar (inH₂O);
- ❑ Densidade do material particulado (mg/m³);
- ❑ Concentração do monóxido de carbono: CO (ppm);
- ❑ Concentração dos óxidos de nitrogênio: NO_x (ppm);
- ❑ Concentração dos hidrocarbonetos não queimados: HC (ppm).

Todas as medições e aquisições de dados foram realizadas depois de estabilizado cada ponto de ensaio (torque x rotação). As concentrações de CO, NO_x e HC, obtidas através do equipamento portátil Testo, foram armazenadas manualmente em planilhas desenvolvidas para fins de controle. Os parâmetros restantes foram medidos e armazenados pelo software *Start* do dinamômetro estacionário, em intervalos de 30 segundos.

O conjunto de dados assim obtidos caracteriza um ponto de ensaio.

4.2. Ensaio Motor Diesel-gás

O objetivo desta fase foi reproduzir o desempenho do motor original trabalhando no modo bi-combustível, buscando alcançar a maior taxa de substituição possível e verificando os níveis de emissões nestas condições. Posteriormente, estes valores seriam comparados aos obtidos nos ensaios do motor Diesel puro.

Foi necessário preparar um sistema de controle manual para que fosse possível controlar a dosagem de gás natural injetado. Tal sistema foi composto basicamente por uma válvula de acionamento manual, instalada entre o tambor de medição de gás e a linha de admissão de ar, que permite que o cilindro aspire uma mistura previamente formada de ar mais gás natural.

Uma vez feitas as adaptações necessárias, partiu-se para os ajustes e respectivas verificações do motor, dinamômetro e equipamentos de medição e controle.

Assim, o primeiro passo executado neste ensaio foi determinar a máxima taxa de substituição de Diesel pelo gás natural. Este procedimento consistiu em fixar uma rotação e torque específico em modo Diesel puro e, posteriormente, foi injetado o gás natural de forma gradual e controlada, através de uma válvula manual, até se notar uma operação anormal do motor.

Em cargas elevadas, a máxima taxa de substituição foi limitada pelo que parecia ser detonação audível. Já em baixas cargas, normalmente se verificava falha da combustão com fortes flutuações de torque e rotação. A partir destes pontos extremos, foi verificado, para o mesmo ponto de ensaio selecionado, o desempenho do motor com taxas de substituição intermediárias de 10%, 25%, 50% e 75% da máxima taxa de substituição admissível.

A injeção de óleo Diesel foi totalmente controlada pelo atuador eletrônico do dinamômetro, que atua diretamente sobre a haste da bomba injetora. Assim, quando o gás natural é injetado no sistema de admissão, a tendência natural do motor é aumentar a rotação e torque devido à maior energia disponível para a combustão. Nestas circunstâncias, o dinamômetro percebe esta variação e atua no sentido de manter a rotação e torque fixados inicialmente. Entretanto, a única maneira de estabilizar o ponto de ensaio é através da injeção de Diesel, ou seja, retraindo a haste de acionamento da bomba injetora até chegar novamente ao equilíbrio. Este modo de atuação permitiu identificar as posições da haste da bomba injetora na operação Diesel-gás e, conseqüentemente, a queda no consumo de óleo Diesel, para cada taxa de substituição do ponto de ensaio.

Em cada par torque e rotação fixado, com diferentes taxas de substituição, foram registrados os mesmos dados do ensaio com Diesel puro, além das seguintes medidas:

- Temperatura do tambor de medição de gás natural (°C);
- Pressão diferencial no tambor de gás natural (inH₂O);
- Pressão absoluta no tambor de gás natural (psia);

As medições seguiram as mesmas observações dos ensaios com Diesel puro.

As medições dos poluentes, através do Testo, também foram armazenadas depois que estes valores, registrados pelos sensores, ficavam (quase) estáveis.

4.3. Ensaio Motor Diesel-gás com Restrição Parcial do Ar de Admissão

Esta fase de ensaio é de especial atenção para o cumprimento do objetivo principal deste trabalho. Nesta, procura-se a otimização das emissões no motor Diesel-gás.

Através da restrição parcial do ar de admissão buscou-se alcançar a melhor relação entre emissões, taxa de substituição e rendimento térmico. Assim, tentou-se enriquecer a mistura ar/gás até se encontrar o melhor ponto de operação que atendesse à redução dos níveis de emissões, sem prejudicar o desempenho do motor.

Para efeitos da restrição do ar foi necessário utilizar uma borboleta de controle eletrônico, instalada entre a entrada ao coletor de admissão e a saída do ar do *intercooler* (vide Figuras 6 e 10).

Selecionado um par torque x rotação com uma taxa de substituição específica, o primeiro passo foi encontrar a maior redução do fluxo de ar, observada pelo valor da queda de pressão no coletor de admissão, até se notar uma operação anormal do motor. Em cargas baixas, até 50%, a máxima redução de ar foi limitada pela falha da combustão, com queda do torque e rotação, fortes ruídos e excesso de fumaça preta (reflexo da combustão incompleta). Em cargas elevadas a redução de ar se torna complicada, precisando-se de muito cuidado, pois normalmente se verifica a queda súbita do torque máximo, elevadas temperaturas de escape e ruído excessivo. Uma operação mais segura somente foi possível através da redução da taxa de substituição inicialmente especificada.

Determinada a mínima pressão do ar de admissão, ficou estabelecido o intervalo da queda de pressão no coletor de admissão. A seguir, foram selecionadas pressões parciais, correspondentes a 25%, 50% e 75% deste intervalo de queda de pressão. Com este procedimento buscava-se registrar, para o mesmo ponto de ensaio, o desempenho do motor Diesel-gás operando a pressões parciais dentro deste intervalo, com a finalidade de encontrar a melhor relação entre emissões e desempenho para cada um dos pontos testados.

Adicionalmente, somente para efeitos de comparação, também foi registrado o desempenho do motor Diesel original com restrição do ar de admissão. Nesta operação, como será detalhado no capítulo 5, quando o ar foi reduzido, se

observou uma tendência de queda do par torque/rotação. Nestas circunstâncias, a atuação do dinamômetro, a fim de estabilizar o ponto de ensaio, foi utilizar uma maior injeção de Diesel, ou seja, acionou mais a haste de acionamento da bomba injetora até chegar novamente ao equilíbrio. Este modo de atuação permitiu identificar os acréscimos do consumo de óleo Diesel quando a restrição de ar é executada na operação tradicional.

Para cada rotação e torque fixados, as quais incluíam a operação em diferentes taxas de substituição e diferentes pressões do coletor de admissão do ar, foram registrados os mesmos dados do ensaio anterior, além das seguintes medidas:

- Pressão do ar antes da borboleta eletrônica (psia);
- Pressão do ar no coletor de admissão (psia);

As medições e aquisições de dados seguiram as observações das fases anteriores.

4.4. Redução de Dados

Os valores médios que são disponibilizados pelo software START são os seguintes:

- Velocidade angular (N): [rpm];
- Torque (T): [N.m];
- Potência (P): [kW];
- Posição da haste da bomba injetora (α): [%];
- Consumo de óleo Diesel (\dot{m}_d): [kg/h].

A seguir é apresentado o equacionamento utilizado para obter os parâmetros de interesse.

4.4.1. Potência

A potência líquida entregue pelo motor é também conhecida como potência no freio. Medida no eixo de saída e absorvida pelo dinamômetro, este é o produto entre torque e a velocidade angular do eixo:

$$P = T \times 2\pi \times \frac{N}{60} \times 0,00134 \quad (16)$$

onde: P é a potência líquida no eixo em [cv], T é o torque no freio em [N.m] e N a velocidade angular média em [rpm]. A incerteza na medição do torque do motor é 0,2%, enquanto que a incerteza da medição da rotação é de ± 1 rpm.

4.4.2. Pressão Média Efetiva

O torque é uma medida valiosa da capacidade de um motor particular para realizar trabalho depende, entre outros, do porte de motor. Uma medida relativa mais útil de desempenho do motor é obtida pela divisão entre o trabalho por ciclo (W_c) e o respectivo volume deslocado (V_d), isto é, sua cilindrada. Este parâmetro obtido com unidades de força por unidade de área é chamado pressão média efetiva (pme). Assim, para um motor de quatro tempos, tem-se (Heywood, 1988):

$$pme = \frac{W_c}{V_d} = \frac{2P}{V_d N} \quad (17)$$

sendo P a potência líquida no eixo [W], V_d o volume deslocado por ciclo [litros] e N a velocidade angular média [rps].

4.4.3. Consumo de Ar Úmido e Ar Seco

Para o cálculo da massa de ar úmido suprido na unidade de tempo foi utilizada a equação de continuidade:

$$\dot{m}_{ar,u} = \frac{3600 \times \rho_{ar} \times V_{bocal} \times n_{bocais} \times \pi \times d_{ar}^2}{4} \quad (18)$$

O consumo de ar seco será:

$$\dot{m}_{ar,s} = \frac{\dot{m}_{ar,u}}{1+w} \quad (19)$$

onde: $\dot{m}_{ar,u}$ e $\dot{m}_{ar,s}$ são os consumos do ar úmido e ar seco em [kg/h], ρ_{ar} a massa específica do ar ambiente em [kg/m³], V_{bocal} a velocidade do ar nos bocais de medição em [m/s], n_{bocais} o número de bocais de ar utilizados (2), d_{ar} o diâmetro do orifício do bocal de medição de ar em [m] e w a umidade absoluta em [kg de vapor d'água/kg ar seco].

4.4.4. Cálculo da Massa Específica do Ar Ambiente

Segundo Wylen (1995):

$$\rho_{ar} = \frac{P_{ar}}{R_{ar} \times (273,15 + T_{amb})} \quad (20)$$

ρ_{ar} é a massa específica do ar ambiente em [kg/m³], P_{ar} a pressão barométrica em [kPa], T_{amb} a temperatura ambiente em [°C] e R_{ar} a constante do ar ambiente em [kJ/kg.K]. Onde, R_{ar} pode-se corrigir através da umidade absoluta (w):

$$R_{ar} = \frac{R_{ar,s} + R_{vapor} \times w}{1+w} \quad (21)$$

sendo $R_{ar,s}$ a constante do ar seco (0,287 kJ/kg.K) e R_{vapor} a constante do vapor d'água (0,46152 kJ/kg.K).

Cálculo da umidade absoluta

Para uma mistura ar-vapor d'água, segundo Wylen (1995):

$$w = \frac{0,622 \times \frac{U_r}{100} \times P_{sat}}{P_{ar} - \left(\frac{U_r}{100} \times P_{sat} \right)} \quad (22)$$

onde: U_r é a umidade relativa em [%] e P_{sat} a pressão de saturação do vapor d'água à temperatura ambiente [kPa]. Segundo Jones (1983):

$$P_{sat} = 10^{(30,59051 - 8,2 \log T_{amb} + 0,0024804 \times T_{amb} - 3142,31 / T_{amb})} \quad (23)$$

T_{amb} é a temperatura ambiente em [K].

4.4.5. Cálculo da Velocidade do Ar nos Bocais de Medição

Da equação de Bernoulli, introduzindo o coeficiente de descarga, a velocidade do ar é:

$$V_{bocal} = C_d \sqrt{\frac{2\Delta P_{ar}}{\rho_{ar}}} \quad (24)$$

onde: V_{bocal} é a velocidade do ar nos bocais de medição em [m/s], C_d o coeficiente de descarga nos bocais de ar, ΔP_{ar} o diferencial de pressão no tambor de ar em [Pa] e ρ_{ar} a massa específica (densidade) do ar ambiente em [kg/m³].

Cálculo do Coeficiente de Descarga nos Bocais de Ar

O melhor ajuste empírico para todos os valores do coeficiente de descarga (C_d) dos bocais de fluxo tipo ASME pode ser expresso por um polinômio de terceiro grau do logaritmo de Reynolds (Benedict, 1969):

$$C_d = 0,19436 + 0,15884(\ln Re_d) - 0,0097785(\ln Re_d)^2 + 0,00020903(\ln Re_d)^3 \quad (25)$$

Re_d é o número de Reynolds na garganta do bocal de ar, calculado por:

$$Re_d = \frac{\rho_{ar} \times V_{bocal} \times d_{ar}}{\mu_{ar}} \quad (26)$$

Para o Cálculo da variação da viscosidade do ar é utilizada a correlação empírica de Sutherland (Fox, 1985):

$$\mu_{ar} = \frac{b_{ar} \times T_{amb}^{3/2}}{S_{ar} + T_{amb}} \quad (27)$$

μ_{ar} é a viscosidade dinâmica do ar em [N.s/m²], T_{amb} a temperatura ambiente em [K], as constantes $b_{ar} = 1,458 \times 10^{-6}$ kg/m.s.K^{1/2} e $S_{ar} = 110,4$ K.

4.4.6. Consumo de Gás

A massa de gás natural suprida na unidade de tempo foi determinada através da equação de continuidade:

$$\dot{m}_{gás} = \frac{3600 \times \rho_{gás} \times V_{bocal,gás} \times n_{bocais} \times \pi \times d_{gás}^2}{4} \quad (28)$$

onde: $\dot{m}_{gás}$ é o consumo de gás em [kg/h], $\rho_{gás}$ a massa específica do gás em [kg/m³], $V_{bocal,gás}$ a velocidade do gás nos bocais de medição em [m/s], n_{bocais} o número de bocais de gás utilizados e $d_{gás}$ o diâmetro do orifício do bocal de medição de gás em [m].

4.4.7. Cálculo da Massa Específica do Gás Natural

Da equação de estado:

$$\rho_{gás} = \frac{P_{gás}}{R_{gás} \times (273,15 + T_{gás})} \quad (29)$$

$\rho_{gás}$ é a massa específica do gás natural em [kg/m³], $P_{gás}$ a pressão no tambor de gás em [kPa], $T_{gás}$ a temperatura no tambor de gás em [°C] e $R_{gás}$ a constante do gás natural (0,4713 kJ/kg.K).

4.4.8. Cálculo da Velocidade do Gás nos Bocais de Medição

Da equação de Bernoulli, introduzindo o coeficiente de descarga, a velocidade do gás nos bocais de medição é:

$$V_{bocal,gás} = C_{d,gás} \sqrt{\frac{2\Delta P_{gás}}{\rho_{gás}}} \quad (30)$$

sendo $V_{bocal,gás}$ a velocidade real do gás nos bocais de medição em [m/s], $C_{d,gás}$ o coeficiente de descarga nos bocais de gás, $\Delta P_{gás}$ o diferencial de pressão no tambor de gás em [Pa] e $\rho_{gás}$ é a massa específica do gás natural em [kg/m³].

Cálculo do Coeficiente de Descarga nos bocais de gás:

Para o cálculo do coeficiente de descarga nos bocais de gás tipo ASME é utilizada a mesma correlação de Benedict (1969):

$$C_{d,gás} = 0,19436 + 0,15884(\ln Re_{d,gás}) - 0,0097785(\ln Re_{d,gás})^2 + 0,00020903(\ln Re_{d,gás})^3 \quad (31)$$

$Re_{d,gás}$ é o número de Reynolds do gás natural na garganta do bocal, dado por:

$$Re_{d,gás} = \frac{\rho_{gás} \times V_{bocal,gás} \times d_{gás}}{\mu_{gás}} \quad (32)$$

Como o gás utilizado é essencialmente metano, então pode-se assumir que a variação da viscosidade do gás natural tem similar variação a do metano. Assim da correlação empírica de Sutherland (Fox, 1985):

$$\mu_{gás} = \frac{b \times T_{gás}^{3/2}}{S + T_{gás}} \quad (33)$$

onde: $\mu_{gás}$ é a viscosidade dinâmica do gás (considerando metano puro): $[N.s/m^2]$, $T_{gás}$ e a temperatura do gás natural em $[K]$ e as constante do metano $b = 1,585 \times 10^{-6} \text{ kg/m.s.K}^{1/2}$ e $S = 442,5 \text{ K}$.

4.4.9. Consumo Específico de Combustível

Este parâmetro mede como eficientemente um motor usa o combustível fornecido para a produção de trabalho útil.

Modo Diesel

O consumo específico é dado pela razão entre o consumo do combustível Diesel e a potência líquida no eixo do motor:

$$cec_D = \frac{\dot{m}_d}{P} \quad (g / kW.h) \quad (34)$$

ou

$$cec_D = \frac{\dot{m}_d}{P} \times 0,745 \quad (g / cv.h) \quad (35)$$

Modo Diesel-gás

Na operação bi-combustível foi utilizado o conceito de consumo equivalente do Diesel, i.e., a vazão de Diesel é corrigida pela razão entre o poder calorífico inferior (PCI) do Diesel e o PCI do gás natural. Assim tem-se, no numerador, um termo representando o fornecimento de energia equivalente, caso o motor Diesel-gás consumisse apenas óleo Diesel:

$$cec_{D/g} = \frac{\dot{m}_D + \frac{PCI_{gás}}{PCI_D} \times \dot{m}_{gás}}{P} \quad (g / kW.h) \quad (36)$$

Ou

$$cec_{D/g} = \frac{\dot{m}_D + \frac{PCI_{gás}}{PCI_D} \times \dot{m}_{gás}}{P} \times 0,745 \quad (g / cv.h) \quad (37)$$

onde P é a potência líquida no eixo em [kW], \dot{m}_D o consumo de Diesel em [g/h], $\dot{m}_{gás}$ o consumo de gás natural em [g/h], PCI_D o poder calorífico inferior do Diesel em [kJ/kg] e $PCI_{gás}$ o poder calorífico inferior do gás natural em [kJ/kg].

O PCI_D metropolitano vale 42,45 MJ/kg e o $PCI_{gás}$ distribuído pela CEG tem o valor de 48,53 MJ/kg.

4.4.10. Rendimento Térmico

Como já visto, o cec é um parâmetro dado em g/kW.h ou g/cv.h.

Um parâmetro adimensional que relacione a produção desejada do motor (potência) à taxa de entrada necessária de energia (vazão de combustível) seria mais adequado. Assim, para este propósito, a potência líquida obtida no eixo e o calor total obtido pela combustão do combustível são relacionados através do rendimento térmico (η_T) (Heywood, 1988).

Modo Diesel puro

O rendimento térmico de um motor tradicional é dado conforme a razão abaixo:

$$\eta_{T,D} = \frac{P}{\dot{m}_D \times PCI_D} = \frac{1}{cec_D \times PCI_D} \quad (38)$$

Modo Diesel-gás

Similar ao consumo específico de combustível, aqui também foi utilizada o conceito de consumo equivalente, assim:

$$\eta_{T,D/g} = \frac{P}{\left(\dot{m}_D + \frac{PCI_{gás}}{PCI_D} \times \dot{m}_{gás} \right) PCI_D} = \frac{P}{\dot{m}_D \times PCI_D + \dot{m}_{gás} \times PCI_{gás}} \quad (39)$$

onde: P é a potência líquida no eixo em [kW], \dot{m}_D é o consumo de Diesel em [kg/h], $\dot{m}_{gás}$ o consumo de gás natural em [kg/h], PCI_D e $PCI_{gás}$ são os poderes caloríficos inferiores do Diesel e do gás em [kJ/kg].

4.4.11. Eficiência Volumétrica

No sistema de admissão do motor, existem várias restrições que impedem o enchimento completo dos cilindros. Para o caso de motor testado, por exemplo, as restrições podem ser os bocais de medição de consumo do ar, a borboleta e as válvulas de admissão. A eficiência volumétrica é o parâmetro utilizado para medir a taxa efetiva de volume de ar deslocado pelo êmbolo.

A deficiência no enchimento do motor depende do seu desenho, devido as suas restrições e perdas de carga pelos dutos de admissão e, ainda, da posição da borboleta, utilizada para a restrição do ar. Pode-se relacionar a eficiência volumétrica da seguinte forma:

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_{ar,u}}{\rho_{ar}V_d N} \quad (40)$$

$\dot{m}_{ar,u}$ é a vazão de ar úmido que entra no motor em [kg/s], ρ_{ar} é a massa específica do ar na admissão em [kg/m³], V_d é o volume deslocado por ciclo em [m³] e N é a velocidade angular média [rps].

Cabe mencionar que, alguns autores modificam a fórmula da eficiência volumétrica (equação 40) para a operação Diesel-gás, substituindo a vazão de toda a mistura admitida (ar+gás natural) pela vazão do ar. Entretanto, aqui será respeitada a definição original.

4.4.12. Razão Ar/Combustível

Em testes de motores, a vazão mássica do ar seco ($\dot{m}_{ar,s}$) e a vazão mássica do combustível (\dot{m}_c) são normalmente medidas. A razão destas taxas (A/C) é útil para definir as condições de operação do motor. Logo:

$$(A/C) = \frac{\dot{m}_{ar,s}}{\dot{m}_c} \quad (41)$$

O intervalo de operação normal para motores de ignição por compressão, utilizando combustível Diesel é de $18 \leq (A/C) \leq 70$ (Heywood, 1988).

4.4.13. Razão de Equivalência

A composição dos produtos da combustão é significativamente diferente para misturas ricas e pobres e a razão combustível/ar estequiométrico $(C/A)_e$ depende da composição do combustível. Portanto, um parâmetro mais informativo para definir a composição da mistura será a razão entre (C/A) real, ou atual, pela $(C/A)_e$ (Taylor, 1971; Heywood, 1988):

$$\phi = \frac{(C/A)}{(C/A)_e} \quad (42)$$

Logo, substituindo (14) em (42), tem-se a razão de equivalência para o motor Diesel:

$$\phi_D = \frac{14,99 \times \dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \quad (43)$$

Razão de Equivalência Total

Esta definição representa uma aplicação geral da equação (42), mesmo que o ar e os combustíveis utilizados na combustão representem uma mistura complexa. Assim, Karim (1980), iguala os valores dos consumos de combustíveis real e estequiométrico, i.e., $C = C_e$, resultando na relação entre o consumo de ar estequiométrico (A_e) dividido pelo consumo do ar atual (A), para a mesma massa de combustível. Encontra-se, assim, a razão de equivalência total para o motor Diesel-gás:

$$\phi_{D/g} = \frac{A_e}{A} = \frac{A_{D,e} + A_{gás,e}}{A} = \frac{[A_{D,e} \times (C_D / C_{D,e})] + [A_{gás,e} \times (C_{gás} / C_{gás,e})]}{A} \quad (44)$$

Substituindo as equações (10) e (14) em (43):

$$\phi_{D/g} = \frac{14,99 \times \dot{m}_D + 16,99 \times \dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \quad (45)$$

onde: $\dot{m}_D = C_D$ é o consumo de Diesel em [kg/h], $\dot{m}_{gás} = C_{gás}$ é o consumo de gás natural em [kg/h] e \dot{m}_{ar} o consumo do ar seco em [kg/h].

Quando a razão de equivalência (ϕ) for menor que um, a mistura atual será pobre, ou seja, tem-se ar em excesso. Se $\phi = 1$, a mistura está na condição de estequiometria e quando $\phi > 1$, a mistura atual está rica e o excesso de combustível não será queimado.

Os motores Diesel sempre operam em misturas pobres (Heywood, 1988). O grande excesso de ar fornecido aos motores de ignição por compressão se justifica por suas emissões. Dado ao pouco tempo disponível à mistura do combustível com ar, este é fornecido em excesso. Apenas assim se garante que o combustível será queimado adequadamente. Dificilmente motores do ciclo Diesel operam sem emissão de fumaça quando se impõe a estes uma razão de equivalência superior a, tipicamente, 0,75 (Taylor, 1985; citado por Pereira, 2006).

Taylor (1985) reportou valores típicos para a razão de equivalência da mistura **metano/ar**, em motores do ciclo Otto, de 0,46 como limite inferior e 1,64 como limite superior. Como a razão **ar/metano** estequiométrica vale 17,22, seria possível, usando a informação deste autor, manter a queima de combustível em misturas de razão ar/metano compreendida na faixa de 10,5 a 37,5. O valor superior desta faixa concorda com a razão máxima, igual a 40, reportada por Goto e Narusawa (1996) para motores Otto a gás natural.

Resultados experimentais em diversos motores (Pereira, 2006) mostram que os motores Diesel-gás podem operar em baixas cargas, de forma suave e sem falha de combustão (mesmo com uma substancial taxa de substituição de Diesel por gás), ainda bem mais pobre que o limite para propagação de motores Otto a gás natural.

4.4.14. Taxa de Substituição

Modo Diesel-gás (com ou sem restrição parcial do ar)

A taxa de substituição é definida como sendo a quantidade mássica de óleo Diesel que foi substituído pelo gás natural durante o processo de combustão.

$$TS_{D/g} = \left(1 - \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{D,o}} \right) \times 100 (\%) \quad (46)$$

$TS_{D/g}$ é a taxa de substituição em [%], \dot{m}_D é o consumo de óleo Diesel no modo Diesel-gás em [kg/h] e $\dot{m}_{D,o}$ o consumo de Diesel no modo original em [kg/h].

Modo Diesel (com restrição parcial do ar de admissão)

Como será detalhada mais adiante, no capítulo 5, a operação Diesel com restrição parcial do ar leva ao acréscimo do consumo de óleo Diesel. Portanto, para a taxa de substituição, continua se utilizando a equação 46, com a única diferença que \dot{m}_D , em [kg/h], representará ao consumo de óleo Diesel no modo com restrição parcial do ar de admissão. Finalmente, observando-se que neste caso $\dot{m}_D > \dot{m}_{D,o}$, é de se esperar valores negativos da taxa de substituição nesta operação.

4.4.15. Emissões Específicas

A análise e determinação dos gases e do material particulado, emitidos por motores do ciclo Diesel, foram realizadas de acordo com as especificações da Associação Brasileira de Normas Técnicas (NBR 14489). Apesar desta norma não contemplar em seu escopo a operação bi-combustível em motores Diesel, foi a que melhor se adaptou as necessidades. Assim, foram medidos os níveis de óxidos de nitrogênio (NO_x), monóxido de carbono (CO), hidrocarboneto não queimado (HC) e material particulado (MP).

As concentrações dos gases emitidos pelo motor são usualmente medidas em partes por milhão (ppm). Um indicador padronizado para a medição dos níveis de

emissões é a *emissão específica* [g/kW.h], a qual é definida como a vazão mássica do poluente por unidade de potência líquida (Heywood, 1988):

$$\begin{aligned} sNO_x &= \frac{\dot{m}_{NO_x}}{P} \\ sCO &= \frac{\dot{m}_{CO}}{P} \\ sHC &= \frac{\dot{m}_{HC}}{P} \\ sMP &= \frac{\dot{m}_{MP}}{P} \end{aligned} \quad (47)$$

onde: \dot{m}_{CO} , \dot{m}_{NO_x} , \dot{m}_{HC} , \dot{m}_{MP} são as vazões mássicas das emissões de CO, NO_x, HC e MP em [g/h] e P é a potência líquida no eixo em kW. É importante detalhar que o prefixo “s” (*specific*) é indicado para diferenciar as emissões específicas dos poluentes de suas respectivas concentrações. Porém, no presente trabalho, este índice não será utilizado, mas sim o termo “emissão específica”.

Cálculo da Vazão Mássica do Gás de Escape

Para o cálculo das emissões específicas é necessário conhecer a vazão do gás de escape, que será determinada utilizando a *Medição Indireta*, obtida a partir das medições das vazões mássicas do ar de admissão e do combustível:

$$\dot{m}_{esc,u} = \dot{m}_{ar,u} + \dot{m}_c \quad (48)$$

onde: $\dot{m}_{esc,u}$ é a vazão mássica do gás de escape em base úmida: [kg/h], $\dot{m}_{ar,u}$ a vazão mássica do ar de admissão em base úmida: [kg/h] e \dot{m}_c a vazão mássica do combustível em [kg/h].

O sistema de medição portátil Testo, utilizado nos experimentos, mede as concentrações em base seca do NO_x, CO e HC. No entanto, como os poluentes presentes no gás de escapamento se encontram em base úmida, deve-se utilizar

sempre esta base para a determinação de suas concentrações. Assim é necessário aplicar a seguinte transformação para base úmida:

$$P_{CONC,u} = P_{CONC,s} \times F_1 \quad (49)$$

sendo: $P_{CONC,u}$ a concentração do poluente em base úmida [ppm], $P_{CONC,s}$ a concentração do poluente em base seca [ppm] e F_1 é o fator para a conversão de concentrações medidas em base seca para base úmida, calculado de acordo com a seguinte formulação:

$$F_1 = 1 - 1,85 \times \left(\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{ar,s}} \right) \quad (50)$$

onde: 1,85 = Relação atômica hidrogênio/carbono do combustível Diesel.

Para a operação Diesel-gás é razoável considerar o valor da relação atômica hidrogênio/carbono do gás natural (3,82 conforme análise da composição média da CEG: $C_{1,0893}H_{4,1568}$). Portanto, uma representação mais geral de F_1 , seria utilizando a média ponderada em função dos consumos de ambos combustíveis:

$$F_1 = 1 - (\text{relação } H / C \text{ do combustível}) \times \left(\frac{\dot{m}_D + \dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \right) \quad (51)$$

$$F_1 = 1 - 1,85 \times \left(\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{ar,s}} \right) - 3,82 \times \left(\frac{\dot{m}_{gás}}{\dot{m}_{ar,s}} \right) \quad (52)$$

As vazões mássicas em [g/h] do monóxido de carbono (\dot{m}_{CO}), óxidos de nitrogênio (\dot{m}_{NO_x}) e hidrocarbonetos não queimados (\dot{m}_{HC}), são calculados através da vazão do gás de escape ($\dot{m}_{esc,u}$) em [g/h]:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{CO} &= 0,000966.CO_{CONC,u} \times \dot{m}_{esc,u} \\ \dot{m}_{NO_x} &= 0,001587.NO_{xCONC,u} \times \dot{m}_{esc,u} \\ \dot{m}_{HC} &= 0,000478.HC_{CONC,u} \times \dot{m}_{esc,u} \end{aligned} \quad (53)$$

onde: $CO_{CONC,u}$, $NO_{xCONC,u}$, $HC_{CONC,u}$ são as concentrações em [ppm] das emissões de CO, NO_x e HC em base úmida.

A vazão mássica do material particulado \dot{m}_{MP} em [g/h] é dado por:

$$\dot{m}_{MP} = \frac{\rho_{MP} \times \dot{V}_{esc,u}}{1000} \quad (54)$$

onde: ρ_{MP} é a massa específica do material particulado na amostragem do *Smoke Meter* em [mg/m³], $\dot{V}_{esc,u}$ é a vazão volumétrica, em base úmida, do gás de escape em [m³/h] que é calculada através da seguinte correlação:

$$\dot{V}_{esc,u} = \frac{\dot{m}_{ar,u}}{\rho_{ar,u}} + 0,77\dot{m}_c \quad (55)$$

sendo $\rho_{ar,u}$ a massa específica, em base úmida, do ar de admissão em [kg/m³], $\dot{m}_{ar,u}$ a vazão mássica, em base úmida, do ar de admissão em [kg/h] e \dot{m}_c a vazão mássica dos combustíveis em [kg/h].