

2. Antecedentes do uso do gás natural em motores Diesel

O gás natural é um combustível que consiste da mistura de diversos hidrocarbonetos. É extraído de reservas naturais de gás, ou associado ao petróleo. Neste caso o gás natural encontra-se dissolvido no óleo cru. A composição do gás natural depende fortemente da localidade de exploração. Dentre os componentes do gás natural deve-se citar o metano. Usualmente é o principal componente do gás natural, representando uma fração considerável da massa total da mistura. Fora frações tipicamente pequenas de gases inertes, como é o caso do nitrogênio e do dióxido de carbono, também se encontram pequenas quantidades de outros hidrocarbonetos junto ao gás natural. São, por exemplo, o etano, propano e butano. Por vezes se faz referência a estes componentes, coletivamente, como a fração de hidrocarbonetos pesados do gás natural. No apêndice I encontra-se a composição química do gás natural encanado distribuído no município do Rio de Janeiro, RJ.

A quantidade de óleo Diesel que pode ser substituída durante o funcionamento bicomcombustível depende da composição do gás utilizado (Papagiannakis e Hountalas, 2003). Como o energético gasoso tipicamente apresenta resistência à detonação, normalmente é “carburado” ao ar de admissão de motores bicomcombustível (Taylor, 1985b; Heywood, 1988). Caso o gás natural disponível para consumo seja composto por uma parcela significativa de hidrocarbonetos com baixa octanagem (Frey et al., 1948), a máxima razão de substituição de Diesel pode ser limitada pela detonação na mistura ar / gás (Karim et al., 1966). Quanto mais pobre for uma mistura de ar com combustível (já com razão de equivalência abaixo da estequiométrica), inclusive no caso das de gás natural com elevado teor de hidrocarbonetos de alta massa molecular, maior será sua resistência à detonação.

Cuidados com a possibilidade do fornecimento de gás com composição variável devem ser redobrados em países de inverno severo. Nestes, as companhias de gás tem, por vezes, a orientação de artificialmente aumentar o teor de propano, pela mistura do hidrocarboneto, ao gás natural distribuído para consumo. Este procedimento visa, nos meses de maior demanda por aquecimento, aumentar o poder calorífico (por unidade de volume) do gás destinado a simples queima. Um gás de composição variável ao longo do ano pode, entretanto, trazer transtornos àqueles que tencionam usá-lo como combustível em motores. O Brasil conta com regulamentação especificando a

composição do gás natural a ser disponibilizado para consumo (Brasil, 2002b). Esta não permite variações, como a descrita, na composição do energético.

O gás natural pode ser empregado em motores do ciclo Otto com taxa de compressão da ordem de 15:1 (Chicurel, 1993). Diferente dos motores Otto que, tipicamente, operam com mistura ar / combustível próxima da estequiométrica, motores Diesel sempre funcionam com significativo excesso de ar. A mistura ar / gás de baixa razão de equivalência parece ser o fator que inibe a pré-ignição em motores Diesel / gás natural. Estes, normalmente derivados dos Diesel tradicionais, contam com taxas de compressão da ordem de 18:1 e, *a priori*, poderiam estar sujeitos à detonação do gás carburado ao ar de combustão.

Caso o gás apresente elevado teor de propano, de octanagem bastante inferior a do metano (Taylor, 1985b), poderá se verificar a detonação em motores com taxas de compressão da ordem das empregadas em motores Diesel. Santos (2004) descreve a “pesada” detonação em um motor operando no modo bicomcombustível com etanol. Este combustível, assim como o propano ou butano, possui menor octanagem que o metano (Selim, 2003b). Álcool etílico hidratado era carburado ao ar de admissão, da mesma forma como se faz nos estudos envolvendo a operação com gás natural. A máxima razão de substituição de Diesel por etanol, limitada pela pré-ignição, era da ordem de 50%. Comportamento análogo a este foi observado em testes de motores bicomcombustível operando com outros energéticos alternativos, também de octanagem não tão alta quanto a do metano (Papagiannakis e Hountalas, 2003). Citam-se aqui também trabalhos que investigaram a detonação em motores Diesel / hidrogênio com, inclusive, pulverização d’água no coletor de admissão (Liu e Karim, 1995; Prabhukumar, 1987). Este procedimento normalmente é adotado quando se busca inibir a detonação.

Em um motor do ciclo Otto, sob condições normais de operação, a combustão se inicia em um ponto bem determinado da câmara de combustão, por ocasião do disparo de centelha elétrica na vela de ignição. A partir deste ponto a combustão se propaga consumindo a carga do cilindro, sob a forma de uma frente de chama. Condição fundamental para a existência de uma frente de chama estável em motores Otto é a razão ar / combustível da mistura fresca admitida nos cilindros. Motores do ciclo Otto a gasolina operam (Collmus e Freiburger, 1945) com uma mistura ar / combustível de razão de equivalência compreendida, tipicamente, entre os extremos de 0,8 (mínimo) e 1,3 (máximo). Isto equivale a dizer que existe propagação de chama quando a razão ar / gasolina A está compreendida entre 11,4 e 18,5 (razão ar / gasolina da mistura

estequiométrica vale 14,77). Caso a razão de equivalência esteja fora destes limites (mistura muito rica ou muito pobre) frentes de chama podem, ou não se formar, ou se extinguirem antes que toda a carga a queimar seja consumida. Resultam de falhas de combustão como esta, a operação não uniforme de motores, com flutuações de torque e rotação, e com elevado consumo específico de combustível. A queima incompleta também resulta em sérias emissões de hidrocarbonetos uma vez que estes, não sendo completamente consumidos, deixam o motor junto aos gases de escape.

Motores do ciclo Diesel convencional não operam, como nos motores Otto, com uma razão ar / combustível razoavelmente constante. Apenas ar é fornecido aos cilindros durante o processo de admissão. Óleo Diesel é injetado pouco antes do final do processo de compressão e durante parte do processo de expansão, em quantidade variável conforme a carga imposta sobre o motor (Taylor, 1985a). Motores do ciclo Diesel normalmente não contam com controle do consumo de ar e incrementos de carga resultam na sensível diminuição de sua razão ar / Diesel. O início da combustão do Diesel pode se dar em qualquer ponto da névoa de óleo pulverizado no interior dos cilindros. Não existe, como no evento da centelha em motores Otto, nada que garanta o momento ou a posição do início da combustão (Huang e Chang, 1994). A ignição pode se dar em um ou mais pontos, ao mesmo instante ou não, do *spray* de Diesel (Yang et al., 1992).

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 o 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, 1985b). A razão ar / Diesel mínima de motores é limitada então a, basicamente, 19,7 (razão ar / Diesel estequiométrica vale 14,75). Nestas condições, mesmo com uma razão ar / combustível global ainda pobre e distante da estequiométrica, as gotículas de óleo, devido à baixa mistura entre ar e Diesel, dificilmente encontram oxigênio suficiente para que ocorra a combustão completa. Os particulados emitidos pelos motores de ignição por compressão, responsáveis por sua característica fumaça, em parte nada mais são do que estas gotículas de combustível apenas parcialmente queimadas. Compostos derivados do SO_x tendem a se aglutinar sobre tal material carbonizando, aumentando a massa de particulados emitido por motores Diesel ao queimar combustível com alto teor de enxofre. Também

reflexo da combustão incompleta é o aumento do consumo específico de combustível, que acompanha tais emissões de particulados.

É natural a questão de como a combustão pode se sustentar em motores Diesel, ao se fazer um paralelo com o que foi dito da operação de motores Otto, ou seja, uma razão de equivalência inferior a 0,8 resulta numa mistura não rica o suficiente para sustentar a combustão. Ocorre que, em motores Diesel, o combustível líquido é pulverizado no interior da câmara de combustão. No entorno das gotículas de combustível, que vaporizam por estarem expostas a um ambiente de alta temperatura (ar ao final de sua compressão), se estabelecem condições necessárias ao surgimento e manutenção da combustão.

Karim (1980) descreve o processo de combustão em motores Diesel / gás como possuindo características comuns tanto às existentes em motores Diesel como as dos motores Otto. Segundo este autor a queima do gás seria iniciada pela ignição de uma, ou mais, gotículas de Diesel. O momento em que a combustão começaria e as posições das primeiras gotículas a inflamar não seriam, assim como no caso dos motores Diesel, perfeitamente controladas. É mesmo improvável que ocorram de forma perfeitamente repetitiva entre diferentes ciclos de um mesmo cilindro. Uma vez que a combustão do gás tivesse seus pontos iniciais criados nas primeiras gotas de Diesel a inflamar, se formariam frentes de chama na mistura ar / gás. Ainda de acordo com o autor, tais frentes de chama se propagariam então por toda a carga contida na câmara de combustão, consumindo o gás natural. A queima do óleo Diesel ocorreria como a em um motor por ignição convencional (Badr et al., 1999).

Adiantando resultados do presente trabalho, pode-se dizer que tal descrição do processo de combustão Diesel / gás não parece ser necessariamente sempre verdadeira. Muito provavelmente, ocorre apenas quando a razão ar / gás natural é rica o suficiente para sustentar frentes de chama estáveis. Tipicamente só se consegue impor misturas ar / gás ricas como essa na operação Diesel / gás de motores sob torques elevados, normalmente já bem próximo da plena carga (torque da ordem do verificado a plena carga do modo original Diesel). A operação Diesel / gás, com significativa redução do consumo de óleo, e misturas ar / gás natural extremamente pobres também é possível. Esta situação é típica da operação de motores bicomcombustível a baixas cargas. Nestas condições o gás que queima é possivelmente apenas aquele associado ao oxigênio demandado pela combustão do óleo Diesel. A parcela do gás associado ao excesso de ar, que não participa da combustão pela

incapacidade da mistura ar / gás em manter frentes de chama, muito provavelmente deixa o motor junto aos gases de escape.

Podem-se manter motores Diesel / gás operando em baixa carga com consumo extremamente elevado de gás. Não é incomum se verificar, nestas condições, que a vazão mássica de gás fornecida a um motor bicomcombustível pode chegar a ser aproximadamente o dobro daquela de óleo, quando observada, sob a mesma carga, no modo original Diesel. Não se pode deixar de frisar aqui que o poder calorífico do gás natural é inclusive mais elevado do que o do óleo Diesel (apêndice I). Caso todo o gás efetivamente queimasse seria de se esperar aumento significativo na rejeição de calor do motor bicomcombustível.

Poderia se imaginar que a presença do gás tenha tal impacto negativo no processo de combustão e pressão indicada que justificasse a imensa depreciação do consumo específico, conforme observado em motores bicomcombustível a baixa carga. Isto ocorreria caso a presença do gás, por hipótese, promovesse um aumento significativo no tempo necessário à ignição da “mistura”. Em motores Diesel o tempo necessário ao início da queima depende fortemente do número de cetano do combustível utilizado. Não se sabe se o gás poderia atuar de modo a reduzir o número de cetano da “mistura” Diesel / gás. Como não se verificam evidências de rejeição de calor significativamente diferentes entre motores operando no modo Diesel ou Diesel / gás, acredita-se que parte do gás fornecido, a baixas cargas, simplesmente não queima. Tal descrição do processo de combustão do gás natural em motores Diesel concorda com resultados de outros autores (Abd Allá et al.; Abdel-Latif, 2000; Kazuyoshi, 1991; Lee et al., 2003; Mbarawa et al., 2001; Parlak et al., 2003). Nenhum deles, entretanto, sugere que parte do gás não queime. Limitam-se a reportar alto consumo específico e elevadas concentrações de hidrocarbonetos no escape dos motores Diesel / gás, por eles testados, sempre que operando a baixa carga.

Deve-se ressaltar que durante as atividades da presente tese nunca se restringiu o consumo de ar dos motores ensaiados. Eventualmente se poderia controlar o consumo de ar de motores, operando no modo Diesel / gás, em carga parcial. Dada a substituição de Diesel por gás natural, tal restrição do consumo de ar muito provavelmente não teria impacto significativo sobre as emissões de particulados. Esperar-se-ia, da operação bicomcombustível com uma mistura ar / combustível (Diesel e gás) suficientemente rica, a completa combustão do energético alternativo. Inibindo-se a passagem do gás natural pelo motor, sem queima, se verificariam reduções nas emissões de hidrocarbonetos. Hoje se

estuda no LEV/PUC–Rio o efeito do controle (restrição) do ar de combustão, tanto sobre o desempenho, quanto emissões de poluentes, de motores Diesel / gás. Aparentemente motores Diesel / gás, operando com misturas ar / gás ricas o suficiente, emitem menos hidrocarbonetos sem, para isto, apresentar perdas no consumo específico ou desempenho. Fica a cargo de futuros autores tanto melhor descrever a técnica, quanto quantificar tais reduções de emissões e desempenho de motores bicomustível com controle do ar de combustão.

A mistura ar / gás natural tem comportamento um pouco distinto das de ar / gasolina ou ar / etanol tipicamente fornecidas aos motores do ciclo Otto. Aparentemente frentes de chama estáveis podem existir na mistura ar / gás mesmo que estas tenham razões de equivalência bastante inferiores às empregadas nos motores Otto a gasolina (Obert, 1971). A razão máxima entre os consumos de ar e gás natural necessária à manutenção de frentes de chama estáveis é, aproximadamente, igual a 40 (Goto e Narusawa, 1996). Pode-se, assim, operar motores do ciclo Otto a gás com cerca do dobro do excesso de ar máximo tolerado por motores a gasolina. Taylor (1985b) apresenta valores para a razão de equivalência metano / ar de 0,46 como limite inferior e 1,64 como superior para a propagação de frentes de chama na mistura. Como a razão ar / metano estequiométrica vale 17,22 seria possível, usando a informação deste autor, manter a queima do hidrocarboneto em misturas de razão ar / metano compreendida na faixa de 10,5 a 37,5. O valor superior desta faixa concorda com o de 40, citado há pouco, relativo a gás natural de composição não informada. Verificou-se ao longo do presente trabalho que diferentes motores podem operar a baixa carga, de forma suave e sem falhas de combustão, mesmo com uma substancial substituição de Diesel por gás. Nestas condições a mistura ar / gás fornecida aos motores era, tipicamente, ainda bem mais pobre que a limite para propagação de chama em motores Otto.

Limites de inflamabilidade da mistura ar / combustível em motores não são, entretanto, extremamente rígidos. Podem-se obter frentes de chama estáveis em motores Otto, operando com misturas um pouco mais pobres que o limite inferior mencionado acima, caso se recorra a recursos especiais. Sistemas de ignição mais sofisticados, com o uso de mais de uma vela por cilindro ou ignição por centelha de alta energia e longa duração (Dale et al., 1997) podem contribuir para a combustão de misturas extremamente pobres. O aumento do nível de pressão absoluta da mistura ar / gás fresca admitida nos cilindros, em motores turbo-alimentados, também favorece o funcionamento de motores Otto a gás com misturas extremamente pobres (Kesgin, 2005).

Karim e Burn (1980) reportam não terem verificado perdas nas curvas de torque e potência dos motores, originalmente Diesel, convertidos para a operação Diesel / gás. Já Bro e Pederson (1977) indicam que o motor convertido pode até ter potência superior ao Diesel original. Afirmam que a utilização de uma razão de equivalência global acima da unidade é a condição necessária para se observar tal ganho de potência. Tal razão de equivalência global considera o consumo simultâneo dos dois combustíveis e a vazão de ar que seria necessária à combustão de ambos. Nwafor, Rice (1994) e Tesarek (1983) também reportam aumentos da potência de motores Diesel quando consumindo gás natural. Para se ter idéia do ganho de potência que resulta da conversão pode-se citar Checkel et al. (1993). Verificaram aumentos da ordem de 4% ao comparar o desempenho do motor por eles convertido com os dados relativos à operação, na configuração original, consumindo apenas óleo Diesel. Nenhum dos autores citados vincula o aumento da potência de seus motores à operação com razões de equivalência globais acima da unidade, como fizeram Bro e Pederson (1977).

Verificou-se, ao longo das atividades do presente trabalho, que de fato existe a possibilidade do aumento de potência de motores, originalmente Diesel, quando consumindo gás natural. Obteve-se, de um dos motores ensaiados, aumento de cerca de 20% em toda sua curva de torque. Resultou, após alguns minutos de funcionamento com torque acima do verificado no modo Diesel original, a “quebra” do motor. Aparentemente os anéis não resistiram às pressões da câmara de combustão e perderam sua capacidade de vedação, permitindo a passagem dos gases do cilindro danificado para o cárter de óleo. De fato, conforme o procedimento experimental seguido no presente trabalho (a ser detalhado no capítulo 4), devia-se sempre ter cuidado e constante atenção durante testes em motores bicomcombustível a alta carga para não ultrapassar a curva de torque original Diesel. Convencionou-se que, na tomada de pontos experimentais para a presente tese, se evitaria ultrapassar a curva de torque original Diesel dos motores a ensaiar. Este procedimento visava minimizar a ocorrência de acidentes. Toda a parte estrutural dos motores, bem como seus anéis e mancais, seguramente foram dimensionados para resistir apenas ao nível de esforços, i.e. torque, verificados na operação original Diesel. A verificação da reprodução, no modo bicomcombustível, do desempenho original dos motores Diesel é necessária à justificativa ao fomento da substituição parcial do derivado pelo energético alternativo.

Karim et al. (1966), Karim (1980) e Karim e Burn (1980) reportam, de testes em motores operando a altas cargas, que foram observados ganhos no consumo específico pela substituição parcial do Diesel pelo gás natural. Karim (1986) também sinaliza que, além da manutenção do desempenho original (torque e potência), motores Diesel / gás apresenta operação suave, com ruído comparável ao de um motor Otto. A razão pela qual freqüentemente se indicam na literatura aumentos de eficiência nos motores operando no modo Diesel / gás (alta carga), encontra relação não apenas com as características construtivas dos motores de ignição por compressão, mas, também, com as características da combustão nos motores convertidos para o modo bicomcombustível.

Motores de ignição por compressão comercialmente disponíveis têm taxas de compressão compreendidas, normalmente, entre 12 e 23 (Taylor, 1985a) sendo, entretanto, usualmente construídos com taxas de compressão entre 13 e 19. Motores com taxas de compressão mais reduzidas são, normalmente, os de grande porte. Aparentemente estas se adaptam melhor ao uso com óleo combustível que, por razões de custos, por vezes se emprega no lugar do óleo Diesel. Motores do ciclo Diesel de menor taxa de compressão são aqueles onde, tipicamente, também se usa turbo-alimentação de alta pressão (até cerca de 25 – 30 psig). Vale a comparação com as taxas de compressão normalmente verificadas nos motores Otto aspirados. Nestes dificilmente se empregam taxas de compressão superiores à faixa de 9 – 12 (Taylor, 1985a). Motores Otto turbo-alimentados, mais vulneráveis à detonação, contam com taxas de compressão ainda menores.

Associam-se, teórica e experimentalmente, aumentos expressivos ao rendimento térmico de motores, sejam Otto ou Diesel, ao aumento de sua taxa de compressão (Heywood, 1988). Para uma dada taxa de compressão motores Otto possuem maior eficiência térmica do que motores Diesel. Citam-se como fatores limitantes ao uso de taxas de compressão mais elevadas do que as normalmente praticadas a ocorrência da detonação, no caso dos motores Otto, e a máxima pressão no interior do cilindro (motores Diesel). Motores de ignição por compressão são, por esta razão, por vezes ditos motores de pressão limitada.

Caris et al. (1959) fizeram medidas da eficiência volumétrica, rendimentos mecânico e térmico em motor Otto, como função da taxa de compressão. Durante os testes foi empregada gasolina com adição de grandes quantidades de substâncias anti-detonantes. Estas adições, que tornariam o preço do combustível proibitivo para aplicações que não as de pesquisa, possibilitaram a variação da taxa de compressão do motor CFR testado pelos autores citados no

intervalo de 9 a 25. Verificou-se rendimento térmico máximo quando se operava com uma taxa de compressão igual a, aproximadamente, 17. Para todas as taxas de compressão ensaiadas, sempre se teve o cuidado de ajustar o avanço da ignição para a obtenção do máximo rendimento térmico.

Considerando que: a) as taxas de compressão empregadas em motores Diesel são bastante próximas daquela sugerida por Caris et al. (1959), como a que maximiza o rendimento térmico de motores Otto reais; b) para uma dada taxa de compressão o motor Otto apresenta maior rendimento térmico que os Diesel, e; c) que o consumo do gás nos motores bicomcombustível pode ocorrer, ao menos em cargas elevadas, pela queima em frentes de chama; é razoável admitir a tendência, experimentalmente verificada, da redução do consumo específico em motores, originalmente Diesel, quando no modo Diesel / gás.

Conforme comentado, diversos autores têm, de ensaios em diferentes motores, repetidamente observado reduções no consumo específico ao comparar a operação Diesel com a Diesel / gás (Taylor, 1985b; Karim et al., 1966; Bro e Pederson, 1977; Karim, 1980; Karim e Burn, 1980; Tesarek, 1983; Karim, 1986; Checkel et al., 1993). Nos motores testados ao longo do presente trabalho também se observou tal fenômeno. Este comportamento, distinto do observado a baixa carga parcial, sempre surgia quando o torque do motor, operando no modo bicomcombustível, era da ordem do máximo medido na configuração original, onde se consumia somente Diesel.

Do que foi tratado até agora se pode imaginar que, em mesmo sendo a mistura ar / gás pobre capaz de sustentar frentes de chama, motores bicomcombustível, a baixíssima carga, podem operar abaixo dos limites necessários à queima completa do gás. Karim (1986) sugere cuidado em aplicações onde motores Diesel / gás operam durante grandes períodos a baixas cargas. O autor sugere que, em baixas cargas, pode ser economicamente interessante retornar o funcionamento ao modo Diesel original sem, portanto, os benefícios esperados do esforço investido na conversão Diesel / gás.

Verificou-se ao longo do presente trabalho que a combustão bicomcombustível, imaginada sem propagação de frentes de chama na mistura ar / gás, parece ocorrer por quase todo o campo de operação de motores. A não combustão da mistura ar / gás pobre, mesmo quando exposta a um ambiente onde o Diesel queima, parece justificar inclusive sua resistência à detonação. Apenas já relativamente próximo da plena carga de motores (tipicamente acima de 80% do máximo torque, verificado no modo Diesel original), qualquer que seja a rotação, é que se observa o fenômeno da detonação. Aparentemente existe

uma razão ar / gás (mínima), acima da qual nunca se observa a auto-ignição, não importando a taxa de compressão, rotação, pressão no coletor de admissão (aspirados x turbo-alimentados) ou temperatura da mistura no início da compressão (presença ou não de inter-resfriamento do ar de combustão). Em misturas ar / gás mais ricas que a de tal limite, a ocorrência da detonação parece ficar sujeita, como era de se esperar, aos parâmetros mencionados anteriormente.

Nos motores Otto a posição angular do eixo virabrequim em que se dispara a centelha de ignição varia com a rotação e carga. Este procedimento é (popularmente) conhecido como “ajuste” ou “avanço de ponto” e visa garantir, sempre que possível, o mais alto rendimento térmico. Normalmente associa-se, em motores Otto, a posição angular ótima para o disparo da centelha com aquela que resulta numa curva de pressão indicada com um máximo ocorrendo, aproximadamente, de 15 a 20 graus da posição do eixo após a passagem do pistão pelo ponto morto superior (Taylor, 1985b). Nestas condições quase a totalidade da combustão ocorre durante um curto deslocamento do pistão. Maximiza-se o trabalho, realizado pelos produtos da combustão, durante o processo de expansão. Motores de ignição por compressão tradicionais (com bomba injetora mecânica), ao contrário dos Otto, normalmente têm o início da injeção de Diesel ocorrendo sempre em uma mesma posição angular do eixo virabrequim, independentemente da carga ou rotação do motor (Taylor, 1985b). Esta prática, por mais que facilite e reduza os custos de construção do sistema de injeção mecânico, não maximiza o desempenho do motor em diferentes condições de operação. Nota-se que, devido às semelhanças entre os processos de combustão existentes nos motores Otto e o que aparentemente ocorre em motores Diesel / gás (em cargas elevadas) dever-se-ia pensar no ajuste do ponto de injeção de Diesel com a rotação e carga do motor.

Karim (1980) concorda com a argumentação acima sugerindo a necessidade, quando se busca maximizar o desempenho de um motor convertido ao funcionamento bicomustível, do ajuste do ponto de início da injeção com a carga e rotação do motor. Diversos autores reportam reduções no consumo específico de motores Diesel / gás, quando operando a carga parcial, com o avanço da injeção (Abd-Alla et al., 2002a; Nwafor, 2000). Usualmente fala-se em avançar a injeção 3 – 8 graus em relação ao ajuste original Diesel que, por sua vez, tipicamente ocorre entre 10 e 30 graus antes do ponto morto superior. Abd-Alla et al. (2002a) verificaram, em um motor Diesel / metano a carga parcial, que um avanço de 5 graus na injeção resultou numa redução do

consumo específico de, aproximadamente, 15 %. Estes mesmos autores descrevem testes, também com variação do início da injeção, para a operação Diesel / propano. Com este outro hidrocarboneto, e também a carga parcial, o mesmo incremento de 5 graus ao ângulo de início da injeção de óleo reduziu o consumo específico em, aproximadamente, 40 %. Acompanhando os ganhos citados no consumo de combustíveis, obtidos pelo avanço no início da injeção de Diesel, também se observaram reduções expressivas nas emissões de hidrocarbonetos e CO (combustível parcialmente queimado), tanto na operação com metano quanto na com propano.

Autores que realizaram medidas da pressão indicada em cilindros de motores Diesel / gás (Karim, 1986) associam à operação bicomcombustível menores taxas de aumento de pressão (com o deslocamento angular). Também o atraso da ignição do Diesel, período de tempo compreendido entre o início da injeção e detecção do aumento de pressão nos cilindros atribuídos ao começo da queima, parece ser pouco mais longo no modo Diesel / gás que no Diesel (Naber et al., 1994). Em motores Diesel convencionais tais parâmetros são forte função do número de cetano do combustível. As observações citadas sugerem que a mistura do gás ao ar de combustão parece realmente ter algum, mesmo que possivelmente pequeno, impacto sobre o número de cetano da “mistura” Diesel / gás. Este teria a tendência de ser menor, comparando o funcionamento bicomcombustível com o Diesel original.

Tais observações não parecem estar em contradição com a forma, descrita anteriormente no presente trabalho, como se imagina a combustão Diesel / gás em motores operando a baixa carga. O gás que queima próximo as gotículas de Diesel compete pelo oxigênio que poderia ser destinado à combustão do óleo. De outra forma, sem o calor e o ambiente mais rico das vizinhanças da névoa de Diesel, o gás não queimaria. Com o gás competindo pelo ar que poderia ser destinado à combustão do Diesel, esta acaba ocorrendo mais lentamente, resultando nas menores taxas de aumento de pressão descritas. A presença do gás parece, então, dificultar a queima do Diesel. Sem o derivado, no entanto, não haveria o processo de combustão.

Noguchi et al. (1996) descrevem medidas da pressão indicada em motor, de uso agrícola, operando no modo bicomcombustível Diesel / etanol anidro. Foi verificado que, a plena carga, a detonação era o fator limitando a máxima razão de substituição de Diesel por álcool. Tal observação concorda com a de Santos et al. (2004) que, por sua vez, trabalharam com álcool hidratado. Estes verificaram uma razão de substituição máxima da ordem de 50%. Os que

utilizaram o álcool anidro reportam máxima razão de substituição igual a 38%. A presença da água no álcool hidratado pode ter contribuído para a manutenção da operação Diesel / etanol, sob uma maior razão de substituição, ao inibir a detonação (Prabhukumar et al., 1987). Os autores que operaram o motor Diesel / álcool hidratado não reportaram ajustes no avanço da injeção do motor ensaiado. Nos ensaios com etanol anidro houve relato de atraso no início da injeção Diesel. Tal procedimento teve como objetivo minimizar a detonação durante operação do motor convertido a cargas elevadas. O avanço da bomba mecânica, originalmente ajustada para iniciar a injeção 10 graus antes do ponto morto superior, foi reduzido para apenas cinco. Aparentemente tal atraso de cinco graus foi efetivo na prevenção da detonação. O início da injeção não foi ainda mais atrasado porque, quando o motor operava apenas com Diesel, a própria ignição do óleo se tornava irregular a ponto de impossibilitar o funcionamento em marcha lenta.

Motores Diesel de nova geração, onde a injeção de combustível não é mais realizada de forma mecânica (bombas injetoras), mas eletronicamente, podem ter o ajuste do início da injeção de Diesel facilitado. Nestes não seriam necessárias mudanças drásticas na mecânica do equipamento de injeção, mas, apenas, o ajuste do código computacional que controla o acionamento dos injetores. Acredita-se que o momento ótimo para o início de injeção de Diesel não seja uma função somente da carga e rotação do motor. Muito provavelmente este também deverá ser dependente do percentual de Diesel e gás natural fornecidos como combustíveis a um dado motor.

A literatura (Taylor, 1985b) indica que alguns fabricantes de motores Diesel turbo-alimentados, visando resguardar a turbina (do conjunto turbo-compressor) das altas temperaturas que se verificam nos gases de escape adotam, por vezes, longos cruzamentos de válvulas. Caso exposto a temperaturas excessivamente altas, durante prolongados períodos de tempo, a vida útil de turbo-compressores poderia ser comprometida. Assim, durante um período razoavelmente longo, nos instantes finais do processo de descarga dos produtos da combustão e admissão de ar fresco, ambas as válvulas, de admissão e escape, permaneceriam abertas. Nestas condições uma vazão apreciável de ar fresco, a baixa temperatura, simplesmente passaria pelo cilindro, seguindo, juntamente com os produtos da combustão, para o escape do motor. Conseguir-se-ia, desta forma, baixar significativamente a temperatura dos gases que fluem pela turbina.

Tal procedimento, justificável durante a operação de um motor Diesel convencional, pode trazer problemas no caso da operação no modo Diesel / gás. Na operação bicomcombustível de motores com grandes cruzamentos de válvulas poder-se-ia verificar a simples passagem de gás natural, “carburado” ao ar de admissão, para o escape. Seriam detectadas grandes emissões de hidrocarbonetos e elevado consumo específico de combustíveis. Uma forma de se corrigir tal questão poderia ser através da injeção multiponto de gás natural. Com esta técnica se poderia aguardar o fechamento das válvulas de escape antes que o fornecimento de gás, feito cilindro a cilindro, fosse iniciado.

Taylor (1985a) indica que, em motores do ciclo Otto a gasolina (aspirados), é prática usar cruzamentos de válvulas da ordem de 20 – 75 graus. Como nestes o controle de carga é feito pela restrição da vazão de mistura ar / combustível, sua operação a carga parcial ocorre com um diferencial de pressão significativo entre os coletores de escape e admissão. Já nos motores Diesel, inclusive os turbo-alimentados, as pressões absolutas dos coletores de admissão e escape são fundamentalmente idênticas. Tal característica minimiza a tendência de retorno dos gases de escape para o coletor de admissão, fornecendo oportunidade para construção de motores Diesel com longos cruzamentos de válvulas. O autor, há pouco citado, também realça o exemplo de um modelo Diesel turbo-alimentado que, para proteção térmica de sua turbina, conta com cruzamento de válvulas por 150 graus.

É fundamental colocar aqui que todos os motores ensaiados em dinamômetro de bancada, ao longo do presente trabalho, operavam com cruzamentos de válvulas mais curtos que os indicados acima. No modelo com o mais longo cruzamento de válvulas, este valia apenas quatro graus. Já o modelo de construção mais atual, que conta inclusive com comandos no cabeçote, três válvulas por cilindro e versões com injeção eletrônica de Diesel, possui cruzamento de válvulas negativo. Isto equivale a dizer que, durante um pequeno deslocamento angular do eixo virabrequim, entre o final do escape e início da admissão, todas as válvulas permanecem fechadas. Pode ser que a sensível diferença verificada entre os valores típicos para o cruzamento de válvulas citados na literatura, e os verificados nos motores hoje em produção, se explique pela evolução, ao longo do tempo, dos parâmetros construtivos dos motores Diesel. No capítulo 4 estão tabelados os cruzamentos de válvulas e demais especificações técnicas básicas dos motores testados.

Uma outra questão que, por vezes, é citada como uma dificuldade na operação bicomcombustível diz respeito ao arrefecimento dos bicos injetores de óleo

Diesel (Lastres e Maia, 1986). Tais bicos, por terem comunicação direta com o interior dos cilindros do motor ficam expostos a um ambiente de alta temperatura e requerem, portanto, algum tipo de arrefecimento. Em um motor Diesel convencional, a própria vazão de óleo, que flui pelos bicos injetores, também exerce a função de fluido de arrefecimento. Motores convertidos para operação Diesel / gás têm a vazão média de óleo que flui pelo sistema de injeção de combustível drasticamente reduzida sem que, com isto, também seja reduzido o calor liberado pela combustão. Alguns autores citam que, nestas condições, a temperatura dos bicos injetores pode subir excessivamente. Temperaturas elevadas dos bicos poderiam levar à formação de depósitos de material carbonizado nas diminutas passagens de combustível ou, até mesmo em casos extremos, ao “empenamento” do componente. Este fenômeno é popularmente conhecido como “queima de bicos injetores”.

Uma forma de se prevenir tal dano ao sistema de injeção poderia estar na modificação do sistema de arrefecimento do motor. Esta focaria na circulação, nas proximidades dos bicos injetores, do fluido de arrefecimento do bloco. Seria uma solução de longo prazo e exigiria um grande envolvimento dos fabricantes de motores para que estes fossem modificados para operação no modo Diesel / gás. Poder-se-ia prevenir este tipo de dano aos bicos injetores limitando a vazão mínima pelo sistema de injeção de Diesel a um patamar que garantisse temperaturas compatíveis ao bom funcionamento do equipamento. Esta solução resultaria, em outras palavras, na fixação de um limite máximo para a razão de substituição de óleo Diesel por gás natural. Há notícia de motores Diesel / gás para geração de energia elétrica, originalmente projetados para a operação bicombusível, onde a injeção do Diesel e gás são realizadas através de uma única peça. Por tal bico injetor, especificamente desenvolvido para a operação bicombusível, flui toda a vazão mássica de combustíveis (Diesel e gás). Pode ser que, durante a concepção de tal componente, se acreditasse que a passagem do gás pelo bico viesse a compensar deficiências em seu arrefecimento.

Lastres (2003) resume as atividades executadas no CENPES, entre 1982 e 1991, no desenvolvimento e avaliações de sistemas Diesel / gás de aplicação automotiva. Estas estavam alinhadas com as metas do PLANGÁS, já citado no primeiro capítulo. Na década de 1980 ainda se usavam motores Diesel aspirados em aplicações veiculares e as regulamentações para emissões de poluentes não eram tão severas quanto às de hoje. Contemplava-se na época apenas fumaça, sem especificações para emissões de hidrocarbonetos, monóxido de carbono ou

óxidos de nitrogênio. Resultados de testes em dinamômetro de bancada, feitos no CENPES (motores Mercedes-Benz OM352 e OM352a), reforçam as observações já feitas até aqui com relação à operação bicomcombustível: a) é possível, com o consumo do gás, obter de motores convertidos desempenho semelhante (torque e potência) ao verificado no modo Diesel original; b) o consumo específico de combustíveis de motores a plena carga pode, por vezes, ser inferior ao verificado no modo Diesel; c) existe depreciação do consumo específico a cargas parciais; d) se obtém, pelo consumo do gás, significativas reduções nas emissões de fumaça (particulados).

Nesta época (1986) o uso de eletrônica em motores era incipiente e, assim, as atividades realizadas à época no CENPES se restringiram aos sistemas que dosavam mecanicamente os combustíveis (Lastres, 2003). Tomaram-se medidas da história da pressão nos cilindros de motores, na época selecionados para a conversão, operando tanto no modo original Diesel, quanto no bicomcombustível. Nos testes em laboratório também se usaram bicos injetores instrumentados. Com estes se media a temperatura do componente, na região exposta ao interior da câmara de combustão. Havia também o receio de que, caso a combustão Diesel / gás resultasse em taxas de elevação de pressão anômalas, poderia estar ocorrendo detonação (mesmo que inaudível) ou picos de pressão que ameaçassem a integridade estrutural dos motores. As medidas tomadas no CENPES indicaram que a história de pressão nos cilindros de motores convertidos não difere muito da verificada no funcionamento original Diesel. Também não se verificaram elevações de temperaturas nos bicos injetores que pudessem ser consideradas preocupantes.

Lastres (2003) também descreve testes de longa duração, comparando o desgaste de motores Diesel e Diesel / gás. Dois motores de pequena cilindrada (5,9 kW a 1.800 rpm) foram submetidos a testes de vida. Um deles havia sido convertido para o consumo do gás natural enquanto que o segundo permaneceu em sua configuração original Diesel. O ensaio consistia na operação dos motores, sempre a plena carga, durante 1.000 horas. Após este período ambos deveriam ser analisados para medidas nos componentes sujeitos ao acúmulo de incrustações (borras e carvão) ou desgaste. O motor Diesel apresentou falhas graves após as 193 primeiras horas de funcionamento. Já o motor convertido completou todo o ensaio sem falhas. Medidas feitas nos componentes do motor Diesel / gás, após as primeiras 500 horas de operação, foram comparadas com as tomadas no motor Diesel que havia falhado. Foi verificado que, mesmo após um tempo bem superior de operação, o motor Diesel / gás apresentava

desgastes e acúmulos de incrustações, em todos os componentes examinados, inferiores aos verificados no motor Diesel.

Também entre 1983 e 1985 o CENPES acompanhou uma frota de ônibus, em trânsito urbano pelo Rio de Janeiro, que contava com o sistema de dosagem de combustíveis Diesel e gás mecânico. Dezoito veículos foram convertidos para o consumo do gás natural e monitorados durante 210.000 km, cada. Verificou-se, na operação de tais veículos em campo, substituição média de Diesel por gás variando entre 40 e 70 %.

Entre 1989 e 1991 (Lastres, 2003), avaliou-se um equipamento de conversão Diesel / gás com gerenciamento eletrônico da dosagem dos combustíveis. Foi aplicado também a um motor Diesel aspirado (Mercedes OM 366). Em dinamômetro de bancada foi constatada, a plena carga, substituição de Diesel por gás variando entre 70 e 89 %. Este mesmo equipamento também foi avaliado em um ônibus para transporte urbano, no município do Rio de Janeiro. O acompanhamento do veículo convertido para o funcionamento Diesel / gás foi realizado durante 11.800 km. Verificou-se razão de substituição média de Diesel por gás igual a 72 %.