

APROVEITAMENTO DE GÁS METANO EM MOTOR DUPLO COMBUSTÍVEL

S17P03

Resumo Partindo de um motor 4 cilindros de 3,9 litros a Diesel, substitui-se um percentual do diesel por gás metano. Estimativas iniciais indicam que com uma substituição entre 75% e 90% de diesel é possível obter-se o mesmo desempenho do motor original. Entretanto, como o diesel é utilizado na forma de chama piloto e o gás é misturado ao ar, a propagação da chama é muito rápida provocando um aumento de aproximadamente duas vezes a pressão interna do cilindro, degradando a vida útil do mesmo. O presente estudo analisa os parâmetros responsáveis por este acréscimo de pressão e discute a estratégia para corrigir este fenômeno e as conseqüências desta correção sobre o desempenho global do motor.

Palavras-chave: Motor a Gás, Combustíveis Alternativos, Aproveitamento de Biogás.

1. INTRODUÇÃO

A possibilidade de utilização do gás metano em substituição parcial ou total dos hidrocarbonetos líquidos se apresenta, não mais como uma simples alternativa promissora, mas como uma possibilidade real de uma significativa modificação do perfil da matriz energética brasileira. A modificação da oferta interna de gás afetará em profundidade não só os Setores Energético e Industrial mas também o Setor de Transporte, principalmente nas áreas urbanas onde o vínculo da componente ambiental com o transporte é relevante. Essas cidades terão a oportunidade de se beneficiar da nova disponibilidade deste combustível.

A utilização automotiva do gás metano, tanto sob a forma de gás natural ou como biogás, está consolidada. Os motores originariamente a diesel operando a duplo combustível ou do ciclo Otto operando exclusivamente a gás são uma opção comercial e suas vantagens tecnológicas tem sido sistematicamente discutidas e analisadas.

Eston e Wachockier (1986), Foster(1986), Reid(1986) e Sharma et all (1986) partindo de trabalhos experimentais discutem os importantes ganhos decorrentes da substituição do óleo diesel por gás natural em motores originariamente do ciclo Diesel, para aplicação em transportes coletivos urbanos em diferentes países como Brasil, Canadá, Nova Zelândia e Índia. Esses autores são unânimes ao apontarem que, as diversas vantagens operacionais da

substituição parcial do diesel. A redução da poluição ambiental se destaca como um dos mais promissores vetores que justificariam a utilização dos motores a gás em grande escala no futuro.

Karim e Zhaoda (1988) desenvolvem um modelo analítico dos mecanismos da combustão do metano que permite prever os limites de desempenho devido à auto-ignição e à detonação. Uma variável importante no progresso da combustão do gás é o atraso na ignição do diesel que age como chama piloto dos motores a duplo combustível. Liu e Karim (1995) examinam detalhadamente os efeitos das condições de interação do diesel da chama piloto com a mistura ar-gás-resíduo sobre o atraso de ignição. Estes modelos são incorporados por Nhambiu (1996) em um programa que simula o motor completo a duplo combustível, turboalimentado. Todos estes modelos permitem a compreensão de vários aspectos dos processos aerodinâmicos que ocorrem nos motores a duplo combustível.

Entretanto, como o processo de combustão destes motores incorporam as complexidades encontrada nos motores do ciclo Otto combinadas com as do ciclo Diesel, os modelos não conseguem descrever completamente a contribuição de diferentes fatores que resultam, por exemplo, no aumento abrupto de pressão e temperatura no interior do cilindro, próximo ao ponto morto superior.

Nos motores originariamente a diesel equipados com bicos injetores de quatro furos, a chama piloto entra em combustão em quatro pontos diferentes dentro da câmara de combustão. Por esta razão a chama se propaga em quatro frentes simultaneamente, alcançando os limiões da câmara de combustão muito rapidamente, com um aumento da pressão que pode atingir até duas vezes o valor da pressão do motor operando com diesel nas mesmas condições de carga, comprometendo a integridade do motor.

Estudos feitos por Reine, R. R (1990,1989) , Karim, G. A. (1988) , Reine, R.R. (1986) e Maxwell, T.T. & J.C. Jones (1995), embora abordem aspectos relevantes da combustão, são omissos em relação a influência da quantidade de combustível da chama piloto e sua importância na variação da pressão no interior da câmara de combustão.

Neste trabalho são examinadas as causas que promovem o aumento anômalo de pressão, os efeitos deste aumento sobre o desempenho global de motor e as formas para corrigir este tipo de anomalia. Espera-se com este estudo dar uma contribuição para uma melhor compreensão dos fenômenos que decorrem das adaptações dos motores para operarem com duplo combustível.

Os estudos foram realizados a partir de um motor a diesel 3,9 litros. Antes da adaptação para a versão a duplo combustível, foram realizados ensaios que permitiram avaliar a pressão no interior do cilindro, a pressão e duração da injeção de diesel e as vibrações do bloco do motor. Estas variáveis orientaram a estratégia de transformação do motor a diesel para operar com duplo combustível e juntamente com as curvas de desempenho, foram os parâmetros usados para avaliação da eficiência da transformação.

Os principais critérios adotados para o motor operar eficientemente na versão duplo combustível foram: a pressão de operação não deveria ultrapassar em mais de 30% a pressão máxima do motor operando com diesel, as vibrações deveriam ser inferiores às originais e a duração da injeção deveria ter máxima redução que não comprometesse os objetivos desejados.

2. ADAPTAÇÃO E INSTRUMENTAÇÃO DO MOTOR DIESEL PARA OPERAR COM DUPLO COMBUSTÍVEL

Um motor a diesel com taxa de compressão de 16:1, equipado com bomba injetora rotativa e com um deslocamento de 3870 cm³, foi adaptado para operar com duplo

combustível. Para tanto foi desenvolvido um misturador de ar e metano, com difusor de 29,5 mm de diâmetro.

Com objetivo de avaliar o início e a duração da injeção, um transdutor de pressão de alta frequência foi instalado na tubulação de alta pressão que liga a bomba ao injetor.

Na parte da frente do cabeçote foi construído um adaptador para instalação do transdutor de pressão piezelétrico, destinado à medição da pressão do primeiro cilindro. A linha pneumática existente entre o adaptador e a câmara de combustão foi construída com dimensões adequadas a não interferir na função de transferência do transdutor. Ensaios com uma réplica do conjunto adaptador-linha pneumática foram realizados no Tubo de Choque Metrológico. Estes ensaios indicaram que eventos com frequências até 12 kHz não sofreriam amplificação nem defasagem do sinal.

As vibrações do motor foram medidas por meio de um acelerômetro instalado no bloco, na altura do primeiro cilindro.

O controle da vazão da bomba de óleo foi realizado por meio de parafuso regulador de débito conectado com a linha de alimentação e de retorno.

2.1 APARATO EXPERIMENTAL E METODOLOGIA

Para o ensaio dos motores utilizou-se o banco dinamométrico no Laboratório de Termociências do Departamento de Engenharia Mecânica. As instalações de teste de motores estão apresentadas esquematicamente na Fig. 1. A base do sistema é um dinamômetro hidráulico Marca Schenck, modelo 210 D, com capacidade de absorção de 600 Nm.

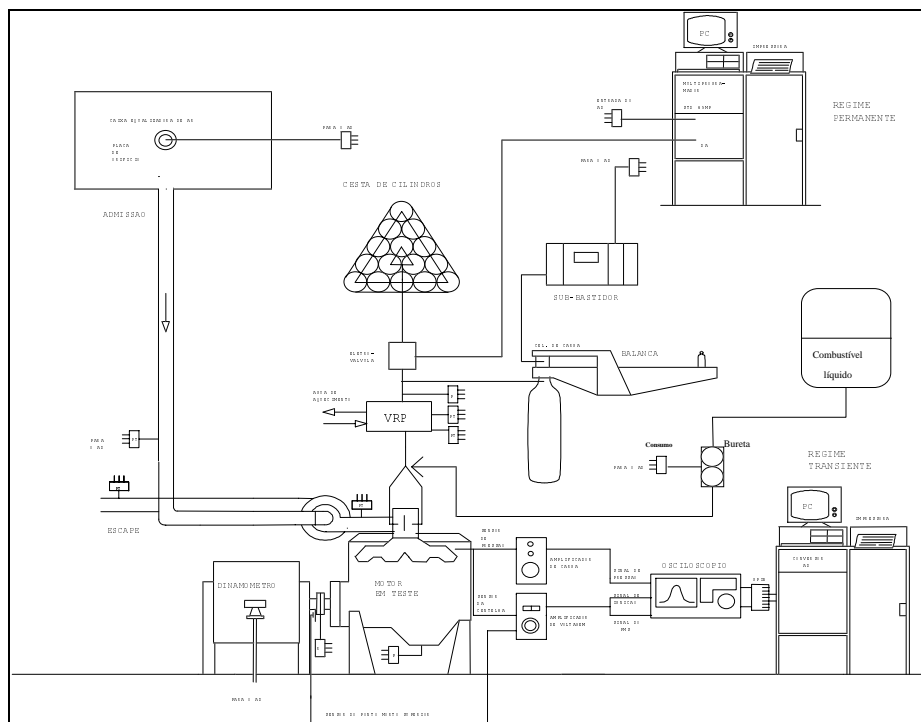


Figura 1 - Banco de Ensaio do Laboratório e a Instrumentação Associada.

O sistema está instrumentado para medir 10 pontos de pressão estática e 16 pontos de temperatura além das medidas de carga e rotação. O consumo de combustível líquido é medido por meio de buretas calibradas, instrumentadas com termopar e com fotoacopladores que informam ao sistema a temperatura do combustível e o início e término da medição. O banco de ensaios conta também com um sistema de medição de consumo de gás, controlada

pelo microcomputador através do conversor D/A do Multiprogramador. Todo sistema é gerenciado pelo SIAD (Sistema Inteligente de Aquisição de Dados) que disponibiliza em tempo real todas as informações do ensaio, e tem recursos para traçar curvas comparativas de até 3 corridas anteriores. As incertezas globais associadas à medição de rotação são: 0,5 % para a rotação e 0,1%. Os conversores A/D e D/A tem resolução de 12 bits que conferem uma precisão de 0,02% na conversão.

A medição da variação de pressão no interior do cilindro e na linha de alimentação de diesel são realizadas por dois sistemas independentes, composto por sensores piezoelétricos, amplificadores de carga e um osciloscópio digital com capacidade de aquisição de 200 Msamples/ segundo. Os sinais adquiridos pelo osciloscópio são transferidos para um microcomputador para serem tratados e armazenados pelo programa Captura II. O sinal de identificação do Ponto Morto Superior é realizado por meio de fotodiodos que realizam acoplamento ótico com auxílio de um orifício em um disco instalado no volante do motor. O sinal do PMS entra no segundo canal do osciloscópio, simultaneamente com o sinal de pressão.

Foi utilizado um sensor de pressão piezoelétrico marca Kristler, modelo 6001 com sensibilidade de 7,49 pC/bar e faixa de atuação de 0 a 250 bar, para captar os sinais de pressão no interior do cilindro e na linha de injeção. O amplificador de sinal também é marca Kristler tipo 5007, com faixa de operação de ± 10 pC a 500000 pC.

Para o levantamento de vibração no motor foi instalado no bloco um acelerômetro marca Bruel & Kjaer tipo 4366, sensibilidade de voltagem de 39,6 mV/g, frequência de ressonância de 39 KHz.

A primeira série de testes foi realizada com o motor diesel operando com a regulagem original, conforme foi entregue pelo fabricante. Foram levantadas as curvas de potência, torque, consumo de ar e combustível, pressão no interior do cilindro, vibração no bloco e emissões. Em seguida, com o motor adaptado para operar com duplo combustível, para as mesmas rotações do caso anterior, promoveu-se a substituição de diesel por gás até que a potência fosse aproximadamente igual da potência original do motor diesel para aquela rotação. Esta substituição de combustível foi realizada supervisionado-se a pressão no interior do primeiro cilindro.

Para preservar a integridade física do motor, foi estabelecido como critério para a transformação, que a pressão máxima do cilindro do motor operando com duplo combustível, não ultrapassaria mais que 30% da pressão máxima do motor operando na sua configuração original. Com este limite de pressão, de acordo com os resultados calculados pelo programa simulador OTTO III, não haveria aumentos significativos nas temperaturas.

Com o motor adaptado para operar com duplo combustível, os ensaios foram realizados com a redução gradativa da alimentação de óleo diesel, medido-se as mesmas variáveis do caso anterior.

Para os dois casos foram registradas 9 medidas com intervalo de 200 rpm, entre 1200 e 2800 rpm, com o motor a plena carga.

3. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Os resultados dos testes com o motor original e com o motor transformado, nas mesmas rotações estão apresentadas na Fig. 2. Estas curvas foram obtidas reduzindo-se o débito de diesel simultaneamente com o aumento da alimentação de gás, até que a potência fosse igual à original do motor a diesel. Esta condição foi alcançada com a substituição entre 90% e 75% de diesel para todas as rotações, Fig. 3. A 1600 rpm, rotação de torque máximo, Fig. 4, a redução de diesel foi de 80%.

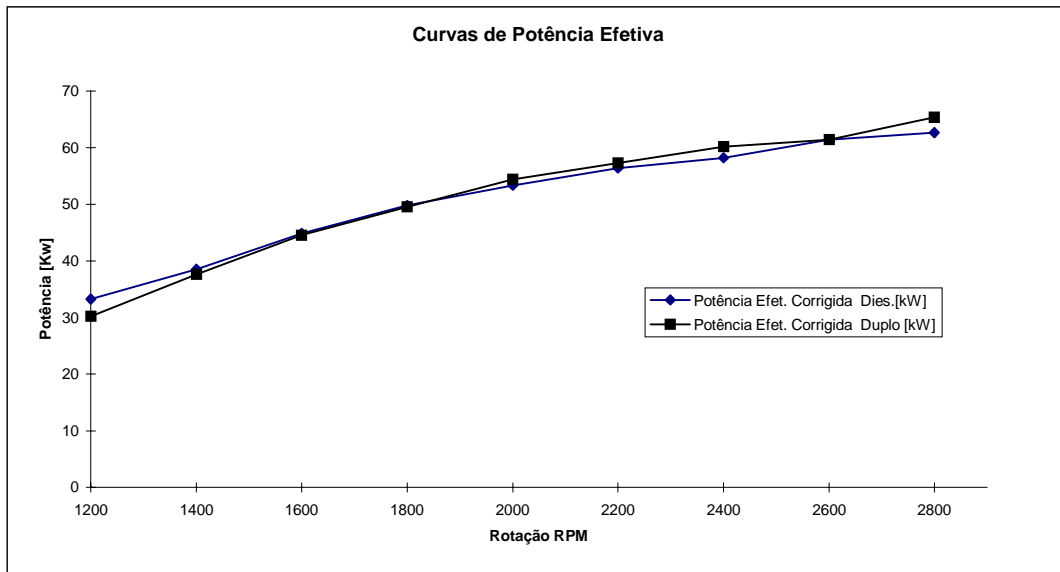


Figura 2 – Curvas de potência do motor operando com diesel e duplo combustível com substituição entre 80% e 75 % do diesel por gás metano.

Como a potência das duas versões são muito semelhantes para todas as rotações, Fig. 2, e o poder calorífico da mistura diesel-gás é praticamente a mesma do diesel puro, infere-se que o motor a duplo combustível tem um melhor rendimento térmico que o motor diesel.

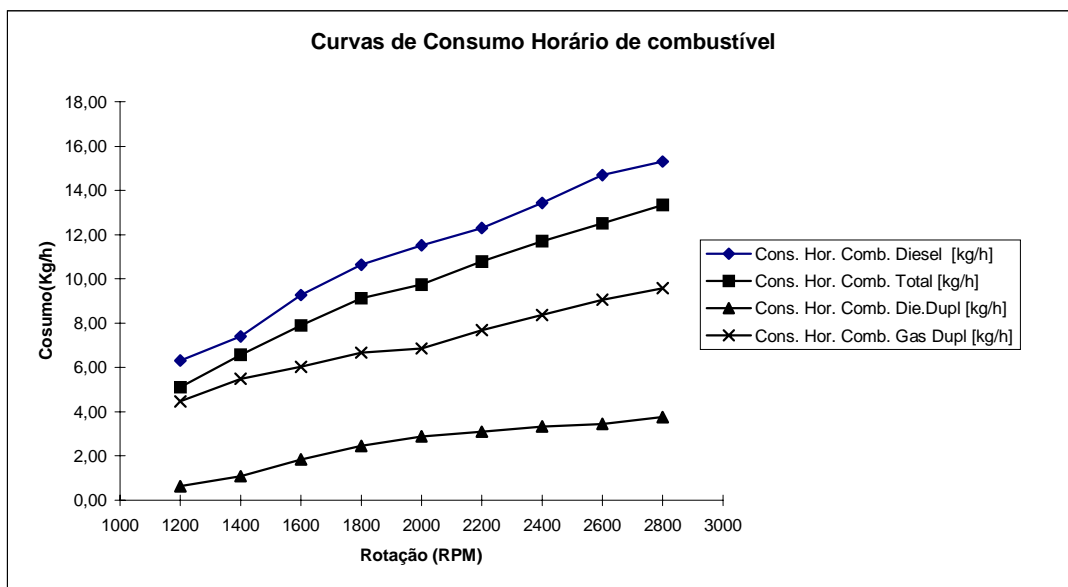


Figura 3 – Consumo de combustível do motor na versão original, operando com diesel e na versão duplo combustível operando com diesel e metano.

A observação dos resultados experimentais de consumo de combustível Fig. 3, indica que o consumo total do motor adaptado para o uso de duplo combustível é sempre inferior ao consumo de óleo diesel do motor original.

Entretanto, os ganhos obtidos com o motor na versão a duplo combustível são fortemente comprometidos pelo grande aumento de pressão durante a combustão. No caso do motor ensaiado, o bico injetor tem quatro furos, o que faz com que a combustão se inicie em vários

locais da câmara de combustão e se propague muito rapidamente por toda a mistura ar-gás. Em decorrência desta velocidade de propagação da frente de chama a pressão atinge valores 100% maiores que a pressão do motor original, Fig. 5. Estes níveis de pressão comprometem drasticamente a integridade do motor, tornando indispensável se estabelecer uma estratégia para manter a pressão em níveis que não comprometam a durabilidade do motor sem degradar o seu desempenho.

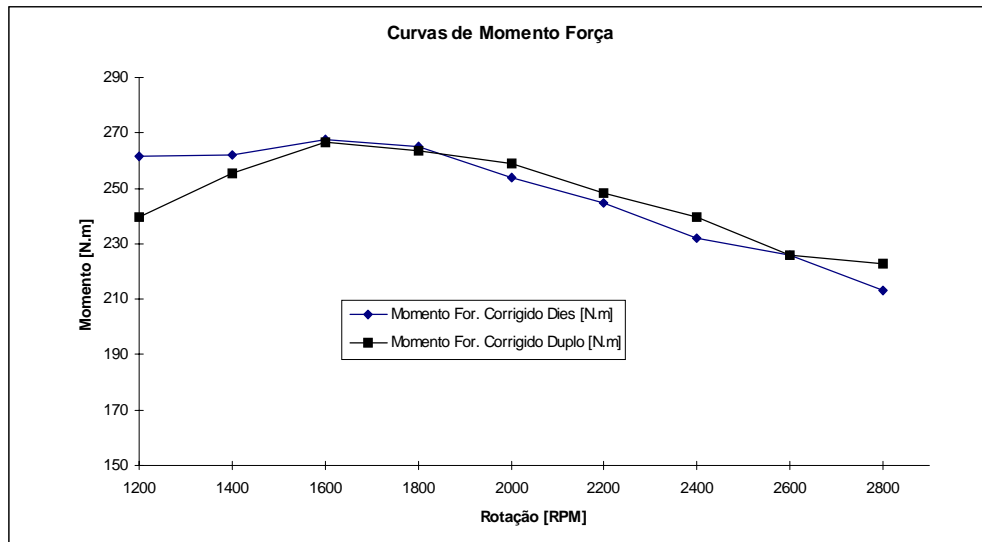


Figura 4 - Curvas de Momento Força para o motor original a diesel e funcionando a duplo combustível.

Com o objetivo de fazer um estudo preliminar das conseqüências do aumento de pressão sobre alguns parâmetros do motor, Nhambiu (1996) constatou que, em termos práticos, a potência indicada não é afetada pela variação abrupta de pressão. O eventual aumento do atrito devido à variação de pressão é compensado pelo aumento da área do lado direito da Fig. 5. Neste caso, a potência indicada do motor diesel é igual à do motor a duplo combustível, para todas as rotações.

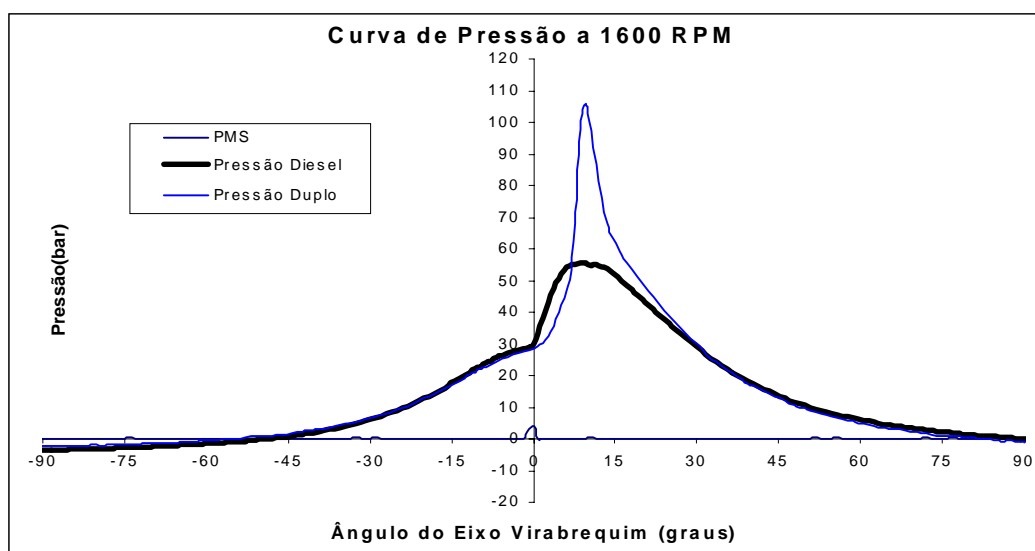


Figura 5 - Pressão por ângulo do motor Perkins a 1600 RPM com o motor funcionando a óleo diesel e a duplo combustível.

Para avaliar o efeito da relação ar-gás sobre o aumento da pressão, enriqueceu-se a mistura mantendo-se constante a quantidade de óleo diesel. Como pode ser observado na Fig. 6, a variação da quantidade de gás ministrada ao misturador do motor também não afeta a curva de pressão.

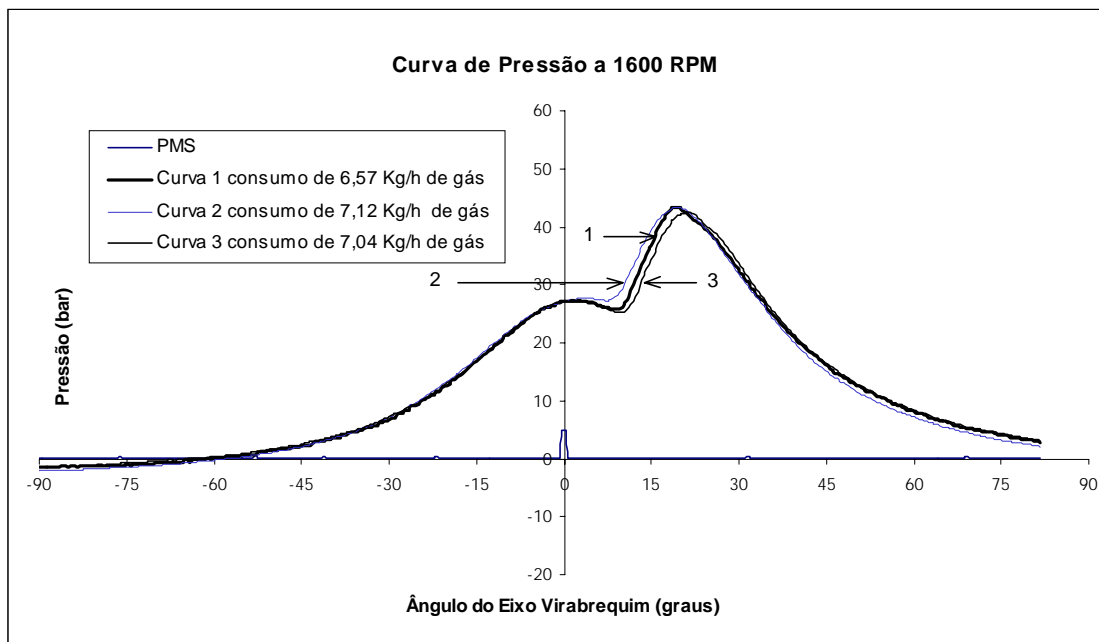


Figura 6 - Pressão do motor Perkins a 1600 RPM com o motor funcionando a duplo combustível variando a quantidade de gás.

Por fim, como os experimentos anteriores não conduziu a um entendimento que permitisse controlar o processo de combustão e conseqüentemente as grandes variações da pressão no interior do cilindro, optou-se por manter constante a quantidade de gás e variar-se a quantidade óleo diesel fornecido à bomba injetora.

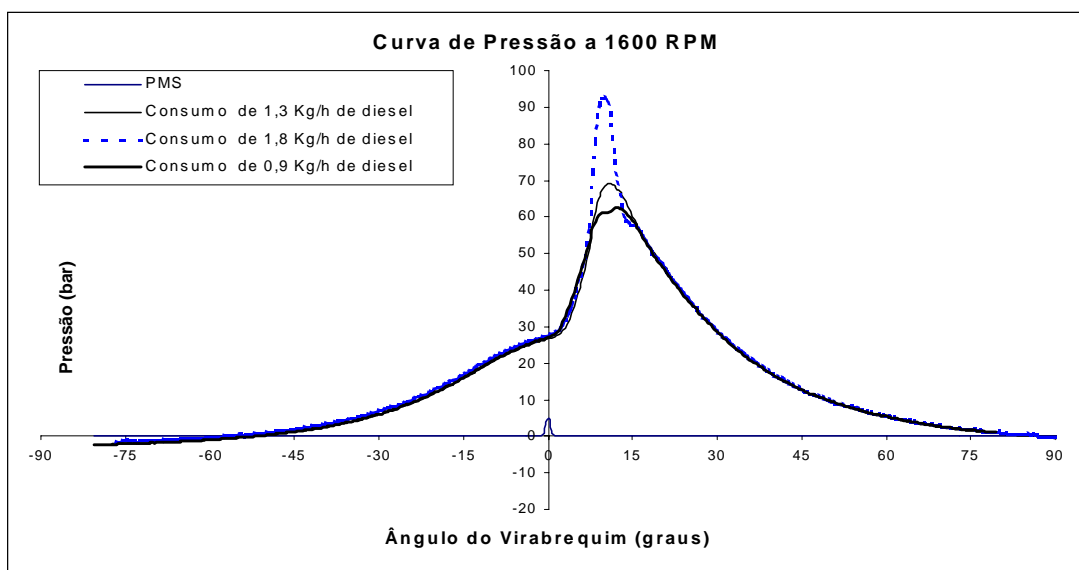


Figura 7- Pressão por ângulo do motor Perkins a 1600 RPM como motor funcionando a duplo combustível variando a quantidade de óleo diesel.

Desta forma reduziu-se sistematicamente o débito de diesel até que fossem alcançadas amplitudes aceitáveis de pressão. A Fig. 7 mostra o efeito desta redução de diesel sobre os valores da pressão a 1600 rpm. A pressão cai de 110 bar com uma vazão de 1,85 kg/h, para uma pressão de 60 bar quando se reduz a vazão de diesel para 0,9 kg/h, que representa 90% de substituição do óleo diesel.

Para cada rotação, determinou-se a quantidade de óleo diesel que permitia que o motor funcione sem risco, devido aos efeitos da pressão excessiva. Em consequência da redução da quantidade de óleo diesel fornecido a bomba injetora houve uma diminuição das características do desempenho global do motor, como a potência efetiva, em relação ao mesmo só com diesel como mostra a Fig. 8.

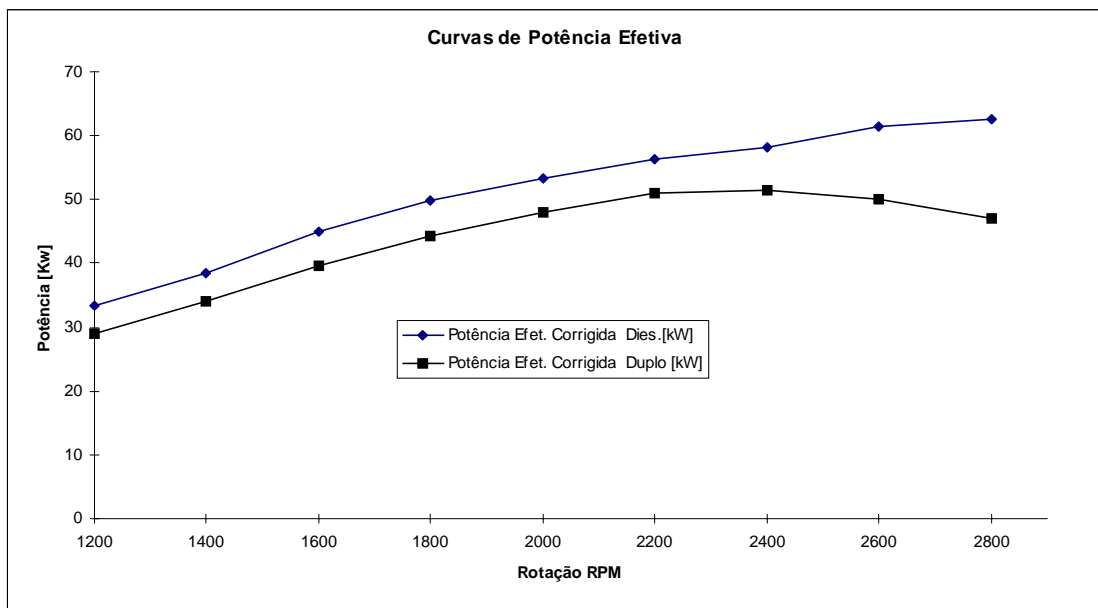


Figura 8 - Curvas de potência efetiva para o motor Perkins funcionando a duplo combustível aspirado com o óleo diesel controlado.

Com o motor alimentado com o débito de diesel controlado foi analisada a vibração do bloco do motor na altura da câmara de combustão. As Fig. 9 e 10 mostram, para a rotação de 1600 RPM, o motor funcionando só com óleo diesel e duplo combustível com o diesel controlado para manter a pressão com valores aceitáveis. Nota-se que a vibração do bloco do motor diminuiu em cinco vezes de um máximo de $1,5 \text{ m/s}^2$ para o valor de $0,3 \text{ m/s}^2$ com a substituição dos combustíveis.

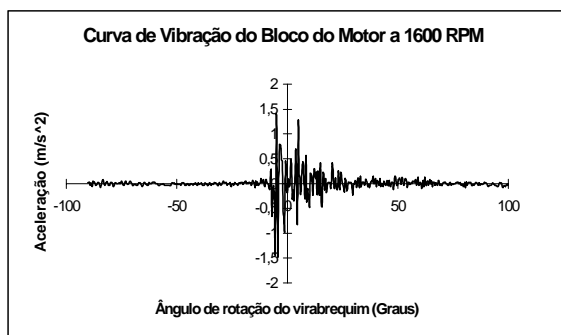


Figura 9 – Motor a diesel aspirado.

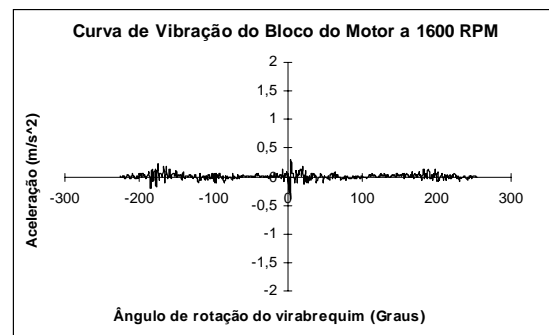


Figura 10 – Motor duplo combustível aspirado.

4 – CONCLUSÕES

Um motor diesel foi adaptado para operar com duplo combustível, substituindo-se parcialmente o óleo diesel por gás metano. Em decorrência da baixa massa específica do gás o motor pode, naturalmente, sofrer uma redução do seu desempenho. É possível recuperar o desempenho original por meio da otimização do débito de diesel, que deixa de operar somente como chama piloto e passa a participar do fornecimento efetivo de energia. Entretanto, a consequência do aumento de diesel é uma excessiva variação de pressão, que compromete a durabilidade do motor. O controle do aumento abrupto de pressão pode ser feito com a redução da alimentação de diesel, que é acompanhado da redução de torque e potência.

Por outro lado, o enriquecimento da mistura ar-combustível por meio do aumento da alimentação de gás não tem efeito substancial sobre a pressão no interior do cilindro.

Por fim, os níveis de vibrações no bloco do motor a duplo combustível é sensivelmente inferior ao do diesel, o que promove uma operação mais estável e certamente é positivo para a durabilidade do motor.

REFERÊNCIAS

- Eston N.E and Wachockier R.B., 1986, Dual-Fuel System Methane –Diesel for Urban Buses, Conference Papers – Gaseous Fuels for Transportation I .
- Foster J.S., 1986, The Dual-Fuel Transit Bus, Conference Papers – Gaseous Fuels for Transportation I.
- Karim G. A. and Zhaoda.Y.,1988, An Analytical Model for Knock In Dual Fuel Engines of the Ignition Engine, Paper SAE n.º 880148.
- Liu Z. and Karim G.A, 1995, The Ignition Delay Period in Dual Fuel Engines, Paper SAE nº 950466.
- Nhambui J.O.P.,1986, Estudo do Desempenho de Motores do Ciclo Diesel Operando no Modo Duplo Combustível Turboalimentados, Dissertação de Mestrado, UnB.
- Raine, R.R.,1990, A performance Model of the Dual Fuel (Diesel/Natural Gas)Engine, Paper SAE nº 900387.
- Raine, R.R., 1989, Modification of a Diesel Engine Performace Model to the Dual Fuel Engine Report ME g 89-63, Departament of Mechanical Engineering, University Of Auckland.
- Raine, R.R., Elder, S.T. and Stefhenson,J., 1986, Efficiency, Emission and Combustion Characteristics of Automotive Diesel Engine in dual fuel operation, SAE AUSTRALIASIA, International Conf. March .
- Reid, H.M. and Stephenson J., 1986, Diesel-Natural Gas Engine Options , Conference Papers – Gaseous Fuels for Transportation I.
- Sharma J,1986, LGP as Supplementary Fuel for Diesel Vehicles, Conference Papers – Gaseous Fuels for Transportation I.

Utilization of Methane Gas in Dual Engine Combustion(Diesel Gas)

Abstract

In a Diesel engine, 4 cylinder 3.9 liters, a great part of the original fuel is replaced by methane. Preliminary tests have shown that from 75 to 90% of the diesel can be substituted by the gas without loss of performance when compared to the original engine. The ignition, however, is only possible with a pilot flame from injected diesel. Since gas is already mixed with air, flame propagation is faster thus increasing pressure around two fold, thereby decreasing the life time of the engine. This work, thus, analyses the main parameters responsible for pressure increase and discuss some strategies to correct the problem and the consequences of such interference on the overall performance of the engine.

Key words: Diesel Engine, Alternative Fuel , Biogas.