

## 5 Resultados e Discussões

No presente capítulo é apresentada a análise e discussão dos resultados obtidos nos ensaios de um motor Diesel consumindo etanol hidratado ou gás natural, em substituição parcial ao óleo diesel.

Na primeira parte deste capítulo, os resultados dos ensaios nos modos Diesel original e Diesel/etanol são apresentados, com o intuito de, primeiramente, verificar a influência do etanol hidratado em relação às principais características da combustão, obtidas através dos dados da pressão no interior do cilindro. Em seguida, uma análise detalhada dos efeitos do avanço da injeção do óleo diesel sobre o processo da combustão é elaborada. Finalizando esta parte do capítulo, é realizada uma verificação e interpretação das tendências dos parâmetros de desempenho e emissões no modo Diesel/etanol.

Na segunda parte do capítulo, as variações nas características da combustão, com a progressiva substituição do óleo diesel pelo gás natural, são examinadas. Posteriormente, são apresentadas e avaliadas as influências do avanço da injeção do diesel e da restrição parcial do ar de admissão sobre os parâmetros da combustão, desempenho e emissões no modo Diesel/gás.

É importante mencionar que, neste capítulo, apenas determinadas Figuras incluem as barras de erro. Contudo, nas planilhas do Apêndice IV estão contidas as incertezas associadas às principais variáveis de interesse.

## 5.1. Resultados Diesel/etanol

### 5.1.1. Efeitos do etanol hidratado sobre as características da combustão

As curvas da pressão-ângulo de manivela, que ilustram os efeitos típicos da substituição do diesel pelo etanol hidratado, encontram-se traçadas na Figura 22. Nesta figura foram consideradas quatro condições de carga, correspondentes a 30, 50, 75 e 100% da carga plena (1,20 MPa), no regime de 1.800 rpm, variando-se a taxa de substituição Diesel/etanol ( $TS$ ), até um limite máximo a partir do qual o funcionamento do motor se tornou instável. Como se pode observar nestas curvas, à medida que se aumenta a  $TS$ , os níveis da pressão indicada em torno do PMS são alterados em relação ao modo Diesel convencional, apresentando, na maioria dos casos, diminuição gradual no final do curso de compressão e aumento progressivo no processo de combustão (ver indicação das setas de cor verde).

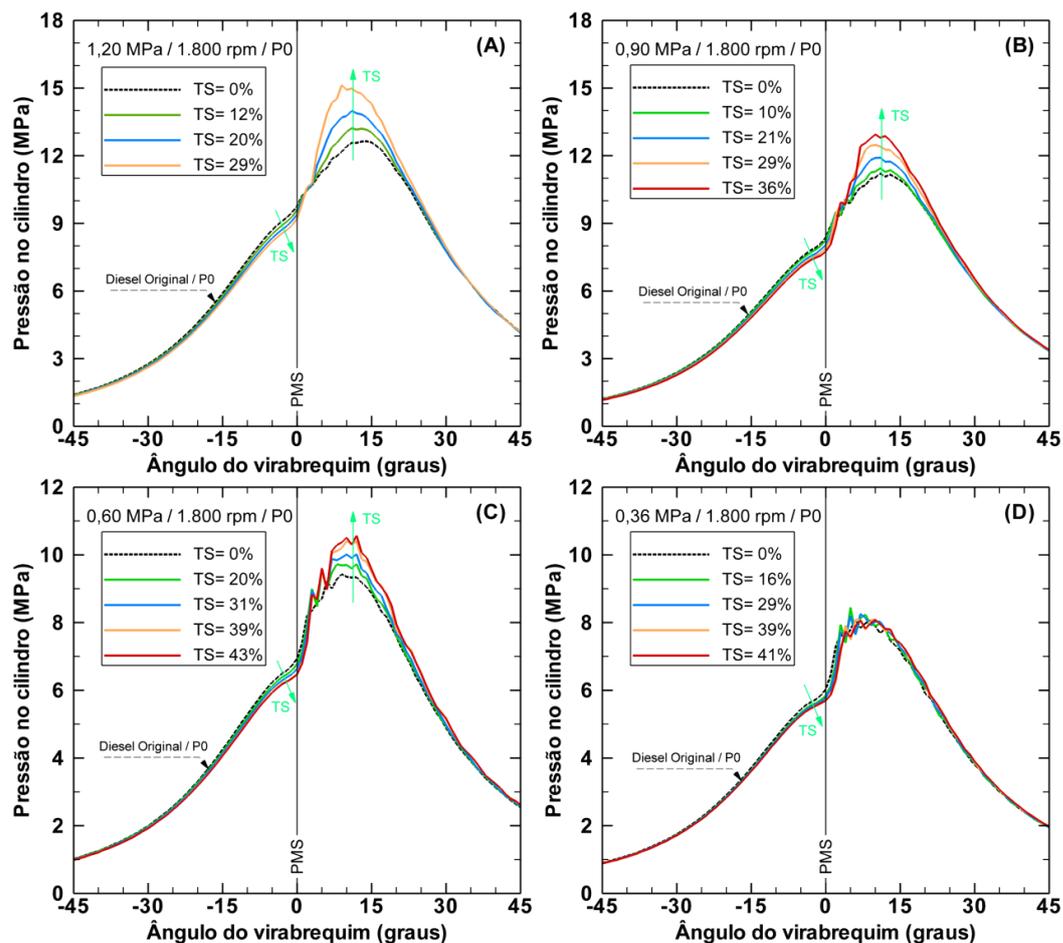


Figura 1 – Variação das curvas de pressão com a substituição Diesel/etanol e a carga do motor (RPM: 1.800); injeção do diesel:  $P0 = 9^\circ APMS$ .

O etanol hidratado, em razão de seu alto calor latente, necessita de muita energia para sua vaporização, a qual pode ser fornecida através do ar admitido. Porém, a vaporização total deste combustível é muito difícil de ser conseguida no coletor de admissão. A evaporação final é, em geral, conseguida durante a compressão da mistura ar-etanol e, deste modo, a temperatura e pressão, pouco antes do final da compressão, resultam em níveis ligeiramente inferiores se comparados à curva de compressão de ar (modo Diesel). A diminuição do coeficiente politrópico de compressão, com a progressiva substituição de óleo diesel pelo combustível alternativo, é também um indicativo do calor cedido para a vaporização do etanol hidratado (ver Figura 2). Confirmando a consistência destes resultados, verifica-se que para o funcionamento original a diesel ( $TS = 0$ ) o coeficiente politrópico situou-se no intervalo de 1,375 a 1,390, sendo semelhante aos valores relatados por Heywood (1988), para os motores convencionais de ignição por compressão.

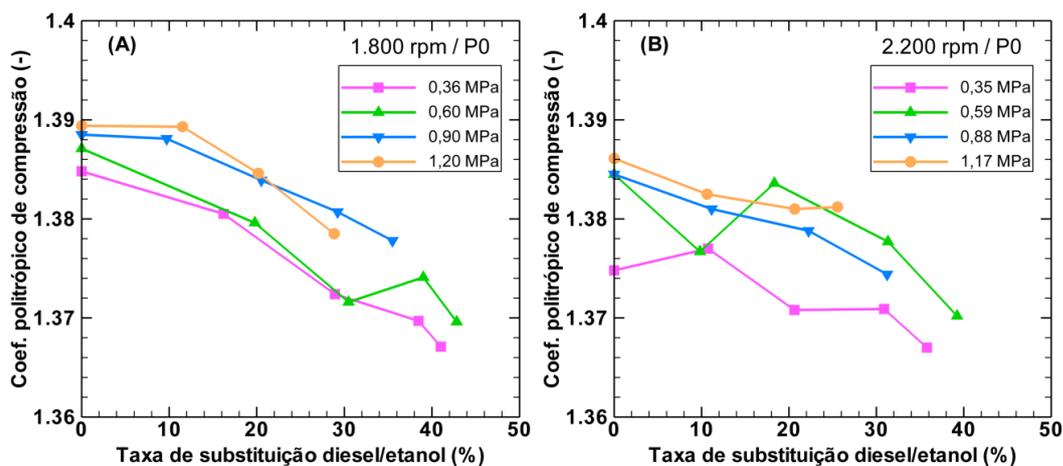


Figura 2 – Coeficiente politrópico de compressão versus taxa de substituição, carga e rotação do motor; ponto de injeção do diesel:  $P0 = 9^\circ APMS$ .

A influência do etanol hidratado sobre o início da combustão é mostrada na Figura 3. A tendência principal dos dados é o maior atraso da ignição com a progressiva taxa de substituição. Resultados similares foram relatados por Heisey e Lestz (1981), Gao *et al.* (1982) entre outros pesquisadores mencionados no capítulo de Revisão da Literatura. Por exemplo, dados obtidos a 50% da plena carga (0,59 MPa) no regime de 2.200 rpm (Figura 3-B), confirmaram que no

modo Diesel original, o início da combustão ocorreu em 2 graus antes do PMS (APMS), enquanto no modo Diesel/etanol, com  $TS = 39\%$ , a ignição aconteceu na posição do PMS. Essa tendência ao maior atraso é relacionada à diminuição da temperatura no cilindro, no instante da injeção do óleo diesel. Conforme mencionado anteriormente, a dosagem do etanol hidratado, junto ao ar de admissão, provoca uma redução dos níveis de pressão e temperatura no final do curso de compressão, em razão do elevado calor latente de vaporização e devido também ao maior calor específico em relação ao ar (ver Apêndice I). Além disso, a presença da maior concentração de etanol, nas regiões das gotículas de diesel, possivelmente afetaria a qualidade de ignição do piloto, devido ao baixo número de cetano do combustível alternativo.

Observando ainda a Figura 3, verifica-se uma ignição mais atrasada quando o motor opera sob condições de cargas baixas. Para uma taxa de substituição constante, escolhida dentro do intervalo determinado experimentalmente (incluindo  $TS = 0$ ),  $\theta_{IC}$  (ângulo correspondente ao início da combustão) é mais atrasado quanto menor é a carga imposta ao motor. À medida que a carga vai aumentando, tornam-se maiores a temperatura do gás residual (da última combustão) e a temperatura das paredes do cilindro, contribuindo para a ignição antecipada do óleo diesel.

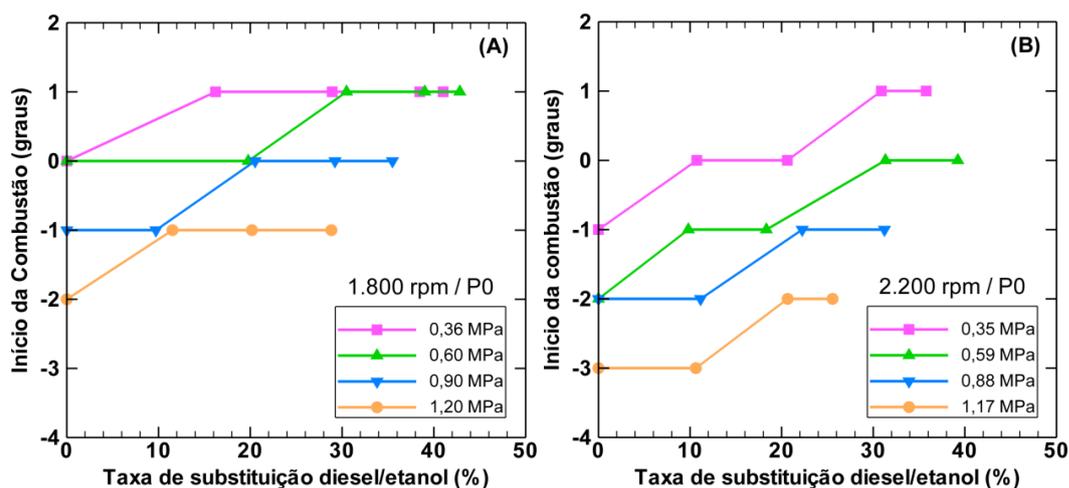


Figura 3 – Início da combustão variando com a substituição Diesel/etanol, carga e rotação do motor; ponto de injeção do diesel:  $P0 = 9^\circ APMS$ .

Outro aspecto a ser salientado na Figura 3 relaciona-se à maior duração do atraso da ignição, em graus do virabrequim, nos regimes de altas rotações do motor. Isto é previsto por causa do avanço dinâmico da bomba injetora, que compensa a duração do atraso, em milissegundos, à medida que aumenta a  $rpm$ .

Observando novamente a Figura 22 pode-se perceber que, com exceção das cargas baixas (0,36 e 0,60 MPa), os maiores atrasos da ignição no modo bicomustível são compensados parcialmente pela maior taxa de elevação de pressão (declividade da curva de pressão, entre  $\theta_{IC}$  e o ângulo da máxima pressão), gerada pela presença de etanol hidratado no cilindro. Isso é um indicativo da ocorrência de uma rápida liberação de energia a partir das regiões ar-etanol que foram arrastadas para o interior e as imediações da chama do piloto. Esse aspecto também pode ser visualizado através dos valores da máxima taxa de elevação de pressão durante o período da combustão rápida,  $(dp/d\theta)_{m\acute{a}x}$ , representados na Figura 4.

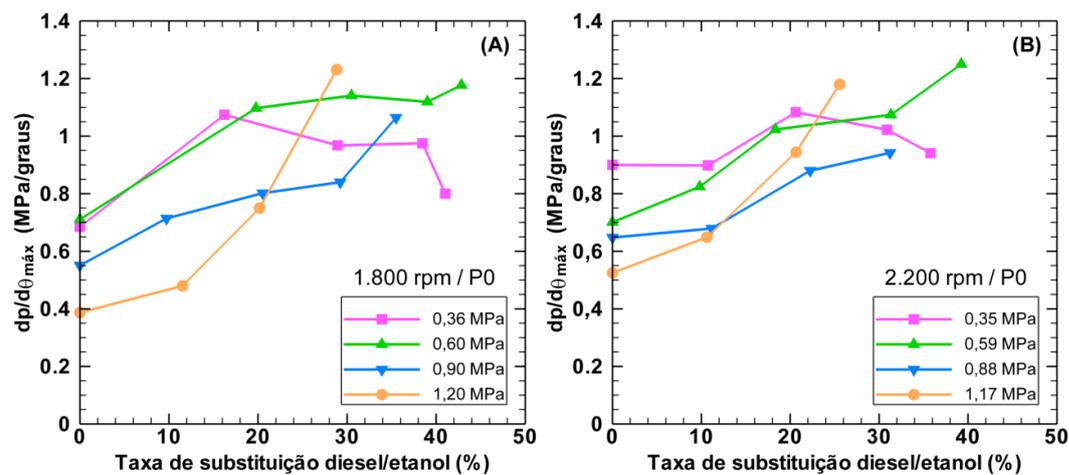


Figura 4 – Taxa máxima do aumento da pressão no cilindro variando com a substituição Diesel/etanol, carga e rotação; injeção do diesel:  $P0 = 9^\circ APMS$ .

Assim, por exemplo, na pressão média efetiva (carga) de 1,20 MPa a 1.800 rpm, o valor  $(dp/d\theta)_{m\acute{a}x}$  registra um aumento significativo de 0,39 para 1,23 MPa/grau, quando a taxa de substituição Diesel/etanol passou de 0 para 29%. Isto representa um aumento de 218% sobre o valor obtido no modo Diesel original. Nas cargas baixas, onde foram registrados os maiores atrasos da ignição, a magnitude de  $(dp/d\theta)_{m\acute{a}x}$  inicialmente é incrementada, porém a partir de uma

determinada taxa de substituição o valor desse parâmetro tende a diminuir. Os resultados nas cargas baixas poderiam ser atribuídos ao fato da ignição ocorrer cada vez mais distante do PMS, o que provavelmente ocasionaria numa combustão “mais fraca”, à medida que a taxa de substituição é aumentada.

Em sintonia com as tendências da taxa de elevação de pressão, os valores da pressão máxima no cilindro ( $p_{m\acute{a}x}$ ) aumentaram com a progressiva substituição de óleo diesel pelo etanol, sendo este aspecto mais pronunciado nas altas cargas do motor (ver Figura 5). Por exemplo, na condição de teste citada anteriormente (1,20 MPa a 1.800 rpm), observa-se que quando o motor funcionou consumindo apenas diesel, o pico de pressão atingiu um máximo de 11,6 MPa, enquanto que na operação bicomcombustível com  $TS = 29\%$ , a  $p_{m\acute{a}x}$  alcançou um valor de 15,1 MPa (+20%). Sob condições de baixa carga, a  $p_{m\acute{a}x}$  se manteve praticamente inalterada com o incremento da  $TS$ .

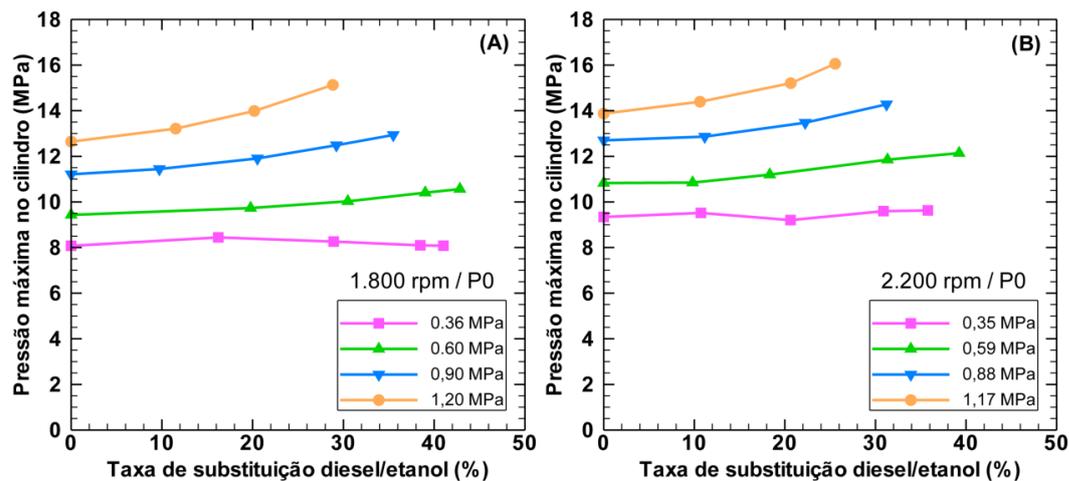


Figura 5 – Pressão máxima no cilindro variando com a substituição Diesel/etanol, carga e rotação do motor; injeção do diesel:  $P0 = 9^\circ APMS$ .

Outro detalhe a ser mencionado sobre o pico de pressão é que, sob 30 e 50% da plena carga, foram observadas maiores oscilações da pressão nas vizinhanças da posição de  $p_{m\acute{a}x}$ . Esta característica foi mais evidente quando altos débitos de etanol foram empregados (Figura 22-C e Figura 22-D). Sob 50% de carga, estas flutuações indicariam a presença de uma “detonação leve”, enquanto na menor carga, a combustão instável estaria, possivelmente, associada com o

maior efeito de resfriamento do etanol hidratado, o que tornaria inconsistente a propagação de chama a partir das regiões de queima influenciadas pelo piloto.

Durante o processo de combustão, a taxa de aumento da pressão influencia no nível de pico da pressão, na potência produzida e na suavidade com que as forças são transmitidas desde o gás para o pistão. Geralmente é desejável que a pressão máxima aconteça perto do PMS, porque isso produz uma maior força sobre o pistão, atuando em boa parte do curso de expansão, aumentando-se, assim, a potência do motor. Porém, é recomendado também um limite máximo para a taxa de aumento da pressão, a fim de evitar um maior nível de ruído e, inclusive, a ocorrência da detonação. Gupta (2006) afirma que, ajustando-se a operação do motor de tal modo que a metade da taxa de aumento da pressão esteja no momento em que o pistão alcança o PMS, garante-se que o pico da pressão ocorra razoavelmente perto do início do curso de potência (expansão), mantendo o funcionamento suave do motor. Por outro lado, Taylor (1985) e Stone (1992) afirmam também que, para conseguir a melhor potência no eixo do motor Diesel, o ângulo da  $p_{m\acute{a}x}$  deve estar entre 10 e 20 graus DPMS.

Como foram observados na Figura 3, para 1.800 e 2.200 *rpm*, os valores de  $\theta_{IC}$ , nos modos diesel e Diesel/etanol, estiveram entre 3 graus APMS e 1 grau DPMS. Já os ângulos correspondentes às pressões máximas permaneceram entre 5 e 14 graus DPMS (ver Figura 6). Diante disso, pode-se inferir que, ao contrário do sugerido por Gupta (2006), a metade da taxa de aumento da pressão, nas condições de funcionamento citadas, ocorreu numa posição após o PMS.

Por outro lado, através da Figura 6 e Apêndice IV (Tabela IV.I com resultados dos ensaios no modo Diesel/etanol), verifica-se que, em concordância com o afirmado por Taylor (1985) e Stone (1992), no modo Diesel original, operando à plena carga, nos regimes de 1.600, 1.800 e 2.200 *rpm*, o ângulo correspondente à pressão máxima situa-se no intervalo de 11 a 15 graus DPMS. Entretanto, no modo Diesel/etanol a ocorrência de  $p_{m\acute{a}x}$  foi atingida entre 8 e 13 graus DPMS, quando a taxa de substituição foi variada de 10 a 31%. Reforça-se também que, nestas condições bicomcombustíveis, o ângulo da  $p_{m\acute{a}x}$  foi aproximando-se ao PMS, conforme a taxa de substituição foi aumentada.

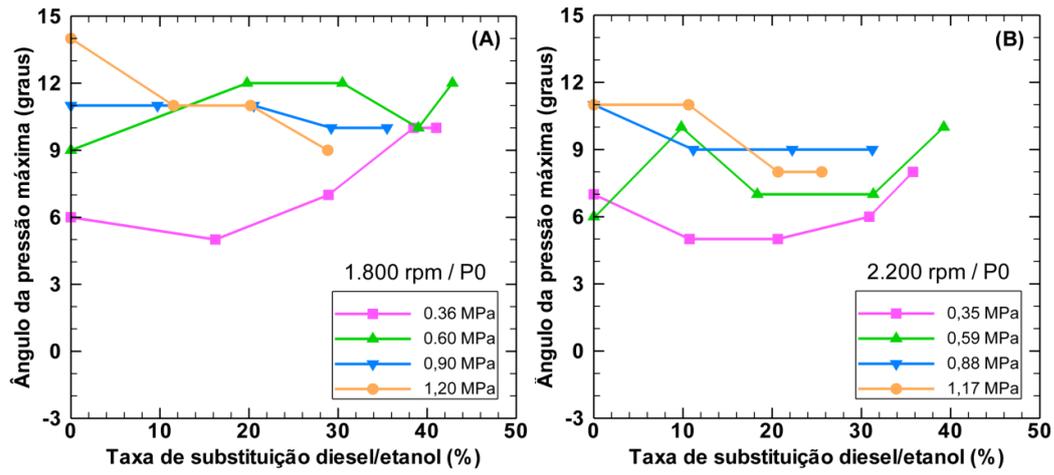


Figura 6 – Ângulo da pressão máxima variando com a substituição Diesel/etanol, carga e rotação do motor; ponto de injeção do diesel:  $P0 = 9^\circ APMS$ .

### 5.1.2.

#### Efeitos do avanço da injeção do óleo diesel sobre as características da combustão no modo Diesel/etanol

Na Figura 7 são mostradas as curvas representativas da pressão no cilindro, obtidas nas distintas posições angulares do início da injeção de óleo diesel ( $P0, P1, P2$  e  $P4$ ). Os resultados apresentados correspondem a duas cargas parciais do motor, 50 e 75% da carga plena, relativas a 1.800 rpm.

Inicialmente, observa-se que, em ambas as cargas, a ligeira queda da pressão, graus antes do final da compressão, deixa de ser notória através do progressivo avanço da injeção de diesel. Esta técnica acarreta também antecipação da combustão e maior trabalho realizado na compressão, equilibrado pelo maior trabalho útil no lado da expansão.

Na menor carga (Figura 7-B), chama-se novamente a atenção para a ocorrência de uma leve flutuação da pressão, pouco antes do pico de pressão da combustão. Não obstante, este efeito diminui gradualmente à medida que se avança a injeção de óleo diesel.

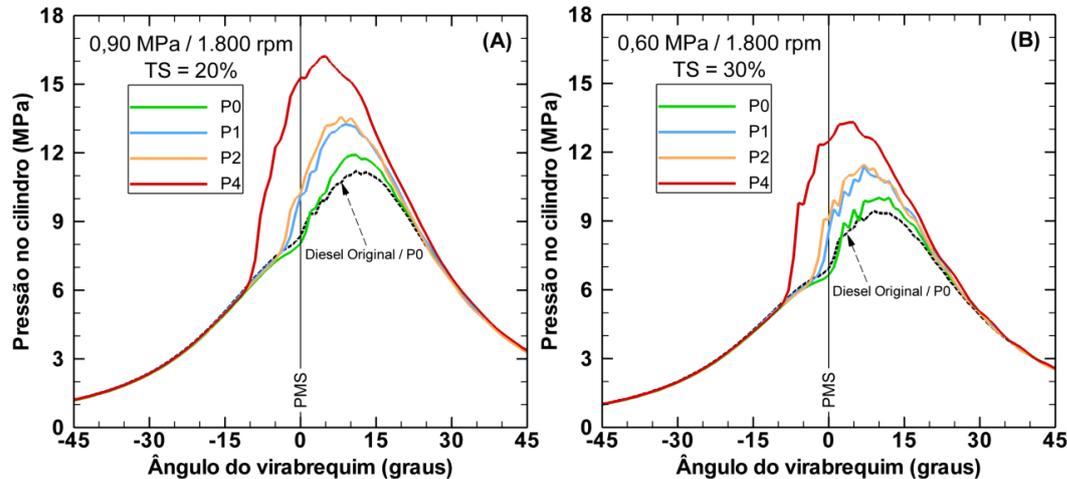


Figura 7 – Curvas de pressão no cilindro variando com a taxa de substituição Diesel/etanol, pontos de injeção de diesel e carga do motor (RPM: 1.800).

Analisando os resultados apresentados na Figura 8 e Apêndice IV é possível perceber claramente que, nos modos Diesel e Diesel/etanol, um grau a mais no avanço estático da injeção (i.e., de  $P0$  a  $P1$ ) foi suficiente para antecipar o início da combustão entre 2 e 3 graus, em relação à ignição no modo Diesel original,

enquanto que um avanço de quatro graus (de  $P0$  a  $P4$ ) ocasionou uma ignição excessivamente adiantada, posicionada entre 8 e 10 graus antes do  $\theta_{IC}$  original. Tais resultados mostraram-se independente da carga imposta ao motor. Cita-se, por exemplo, o caso dos testes a 50% da plena carga (0,60 MPa), no regime de 1.800 rpm e  $TS = 30\%$  (Figura 8-C). Nestas condições, a posição de  $\theta_{IC}$  foi antecipada em 3 graus (ou seja, de 1 grau DPMS para 2 graus APMS), quando o ponto estático da injeção de diesel foi variado de  $P0$  a  $P1$ . Enquanto, o maior avanço da injeção ( $P4$ ) adiantou o início da combustão em 10 graus (i.e., de 1 grau DPMS para 9 graus APMS).

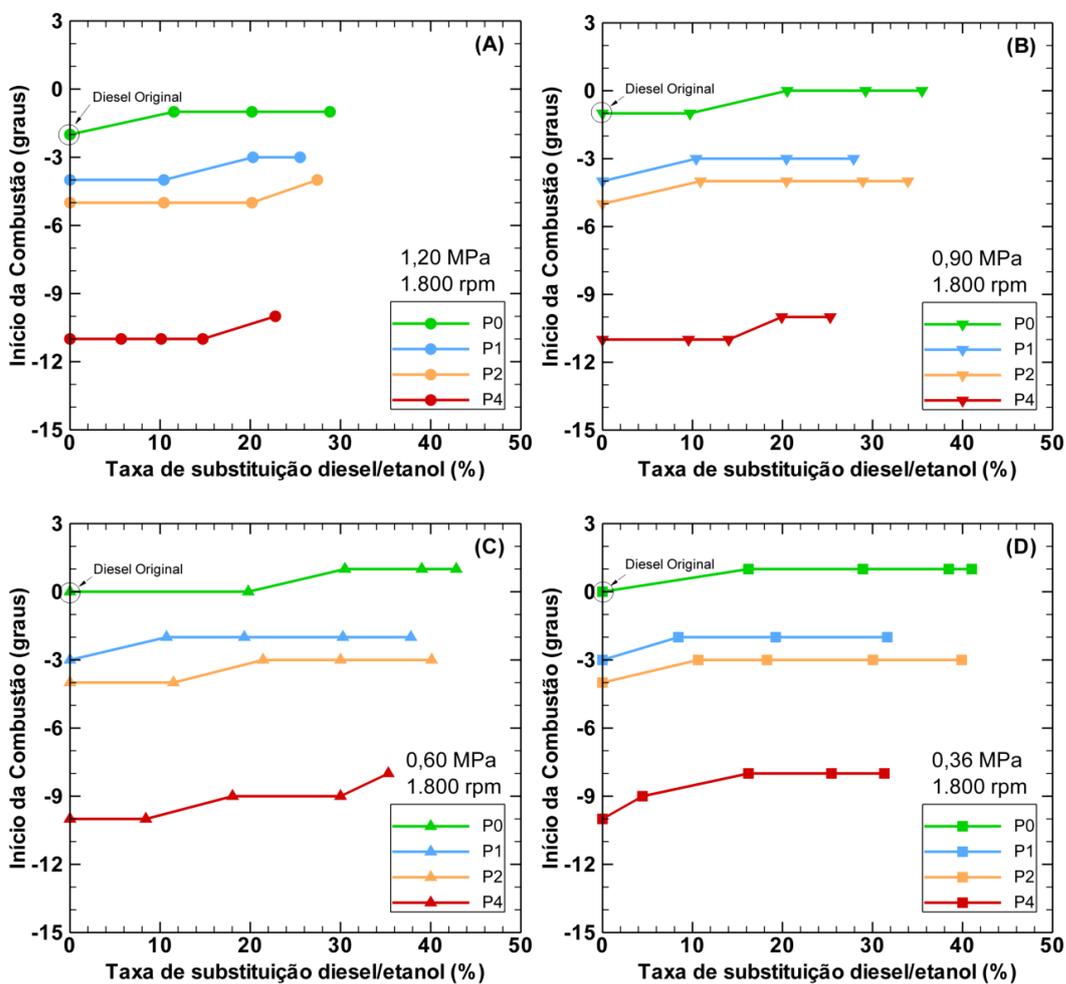


Figura 8 – Início da combustão variando com a taxa de substituição Diesel/etanol, ponto de injeção de diesel e carga do motor (RPM: 1.800).

Na Figura 9 e Figura 10 estão representados os dados da máxima taxa de aumento de pressão,  $(dp/d\theta)_{m\acute{a}x}$ , e máxima pressão na combustão,  $p_{m\acute{a}x}$ ,

correspondentes a cada ponto de injeção de óleo diesel (de  $P0$  a  $P4$ ), relativos a 1.800 rpm. As curvas traçadas mostram que os aumentos de tais parâmetros foram relativamente moderados nas operações com avanços  $P1$  e  $P2$ , enquanto no avanço  $P4$ , registram-se os aumentos mais significativos (principalmente no parâmetro  $(dp/d\theta)_{m\acute{a}x}$ ). Para exemplificar, nota-se que na condição de teste citada anteriormente (0,60 MPa, 1.800 rpm e  $TS = 30\%$ ), o valor de  $(dp/d\theta)_{m\acute{a}x}$  cresceu de 1,1 MPa/grau para 1,3, 1,4 e 2,2 MPa/grau, quando o ponto estático da injeção diesel foi avançado de  $P0$  para  $P1$ ,  $P2$  e  $P4$ , respectivamente. Tais aumentos são correspondentes a 13, 20 e 92% sobre o valor registrado no teste bicomcombustível em relação à regulagem original da injeção. Simultaneamente,  $p_{m\acute{a}x}$  aumentou de 10 MPa, em  $P0$ , para 11,4, 11,5 e 13,3 MPa, representando acréscimos de 14, 15 e 33% nos respectivos avanços  $P1$ ,  $P2$  e  $P4$ .

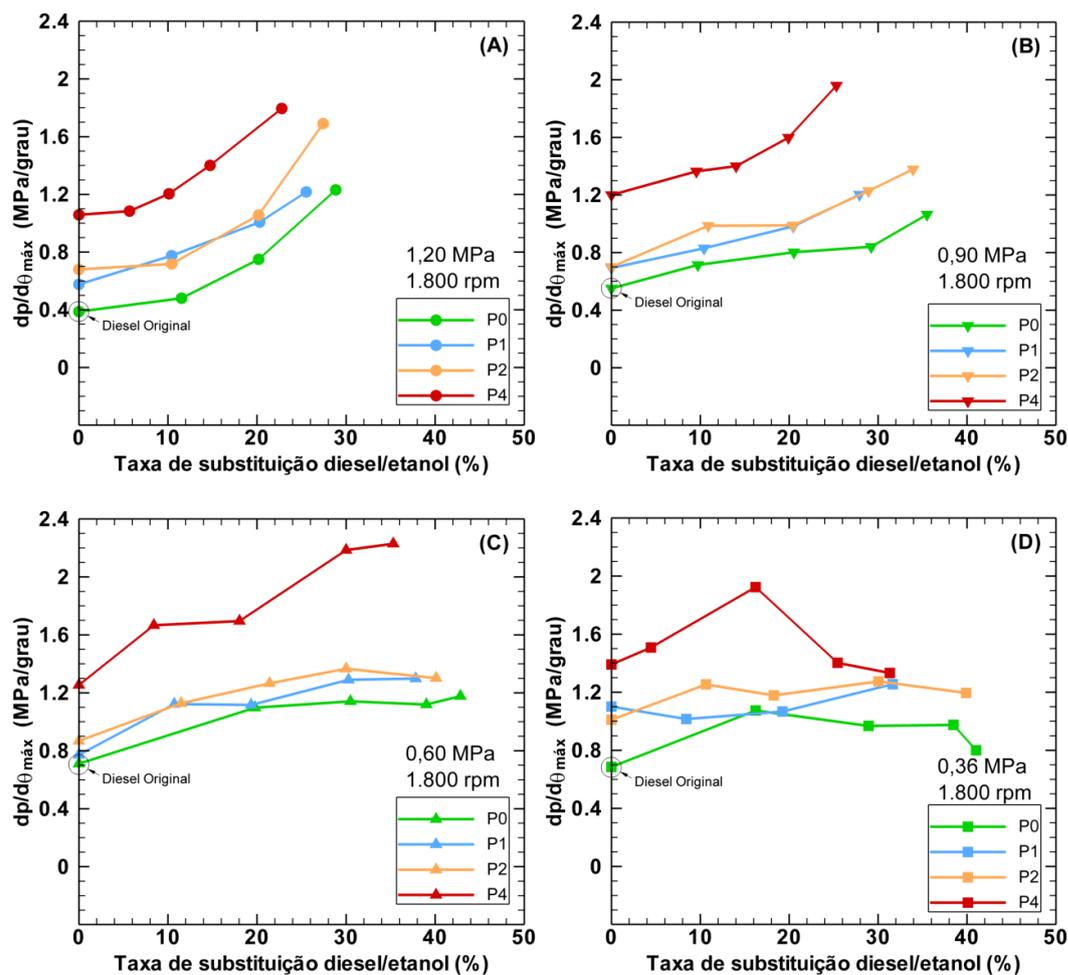


Figura 9 – Taxa máxima de aumento da pressão variando com a substituição Diesel/etanol, ponto de injeção de diesel e carga do motor (RPM: 1.800).

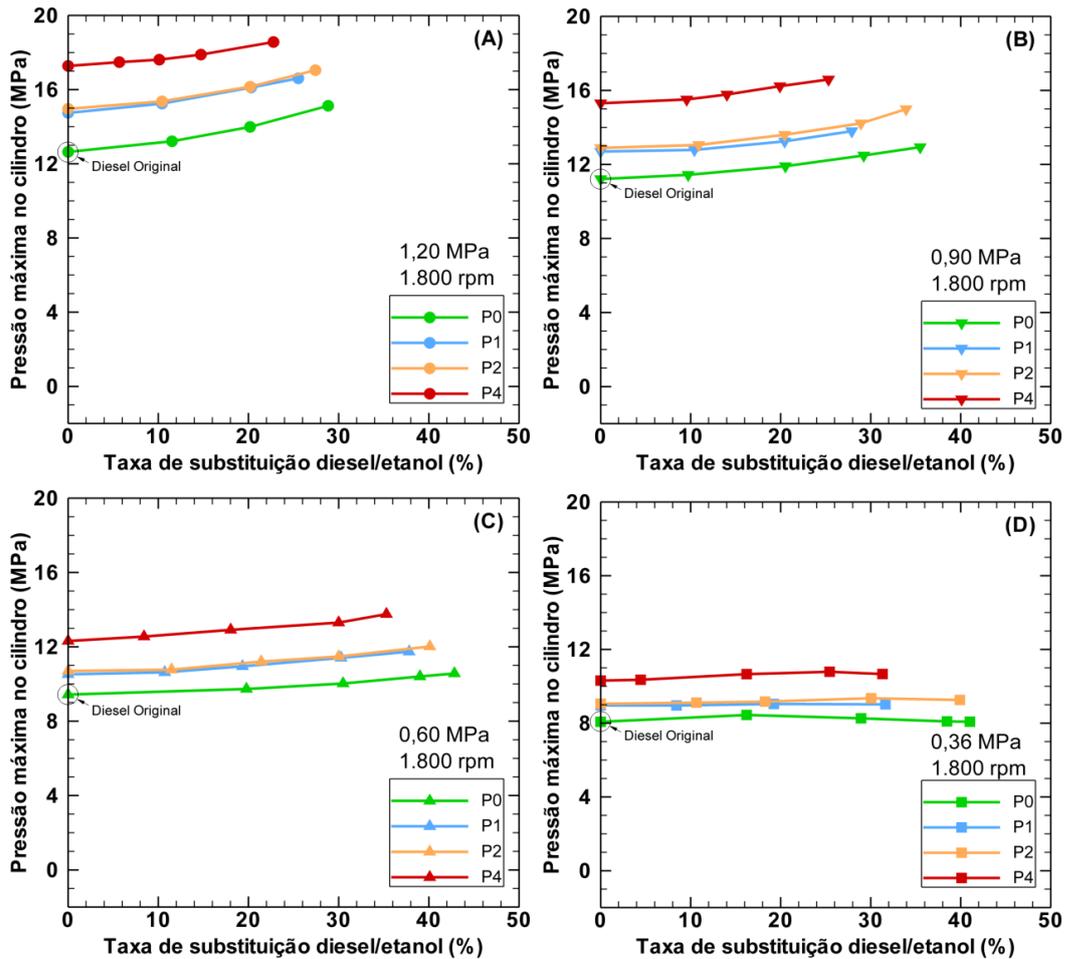


Figura 10 – Pressão máxima no cilindro variando com a taxa de substituição Diesel/etanol, ponto de injeção de diesel e carga do motor (RPM: 1.800).

Nas condições de carga e rotação analisadas, o maior avanço da injeção ( $P4$ ) e as altas taxas de substituição Diesel/etanol geraram o maior nível de ruído do motor. Diversas pesquisas têm mostrado que esse tipo de funcionamento, ocasionado pela vibração excessiva da estrutura do motor, pode ser “suavizado” pela redução das taxas de variação da pressão de combustão. Taylor (1985) afirma que a vibração e o estresse mecânico, produzido por uma dada pressão, aumentam com o nível da taxa da pressão. Deste modo, uma determinada  $p_{m\acute{a}x}$  obtida a partir de uma rápida taxa de aumento da pressão, sempre produzirá maior vibração e estresse mecânico quando comparada ao mesmo pico de pressão gerado por uma taxa de aumento mais lenta. Constata-se, portanto, que o avanço angular de quatro graus ( $P4$ ) no ajuste da bomba de injeção do motor em estudo, seria uma condição inadequada para o funcionamento Diesel/etanol, devido aos efeitos

derivados dos elevados aumentos da pressão máxima e da taxa de elevação de pressão, durante o período de combustão rápida.

Por outro lado, os ângulos correspondentes às pressões máximas no cilindro foram adiantados conforme o ponto de injeção de diesel foi avançado (ver Figura 11 e Apêndice IV). No funcionamento à plena carga das diferentes rotações avaliadas, constata-se que utilizando as duas regulagens mais avançadas da injeção (P2 e P4), a posição de  $p_{m\acute{a}x}$  variou de 2 a 6 graus DPMS. No caso específico de 1.800 rpm, esse intervalo foi de 4 a 10 graus DPMS (Figura 11-A). Diante disso, verifica-se que o maior avanço da injeção na plena carga posiciona o pico da pressão numa faixa angular mais adiantada quando comparada ao intervalo sugerido por Stone (1992) (de 10 a 20 graus DPMS).

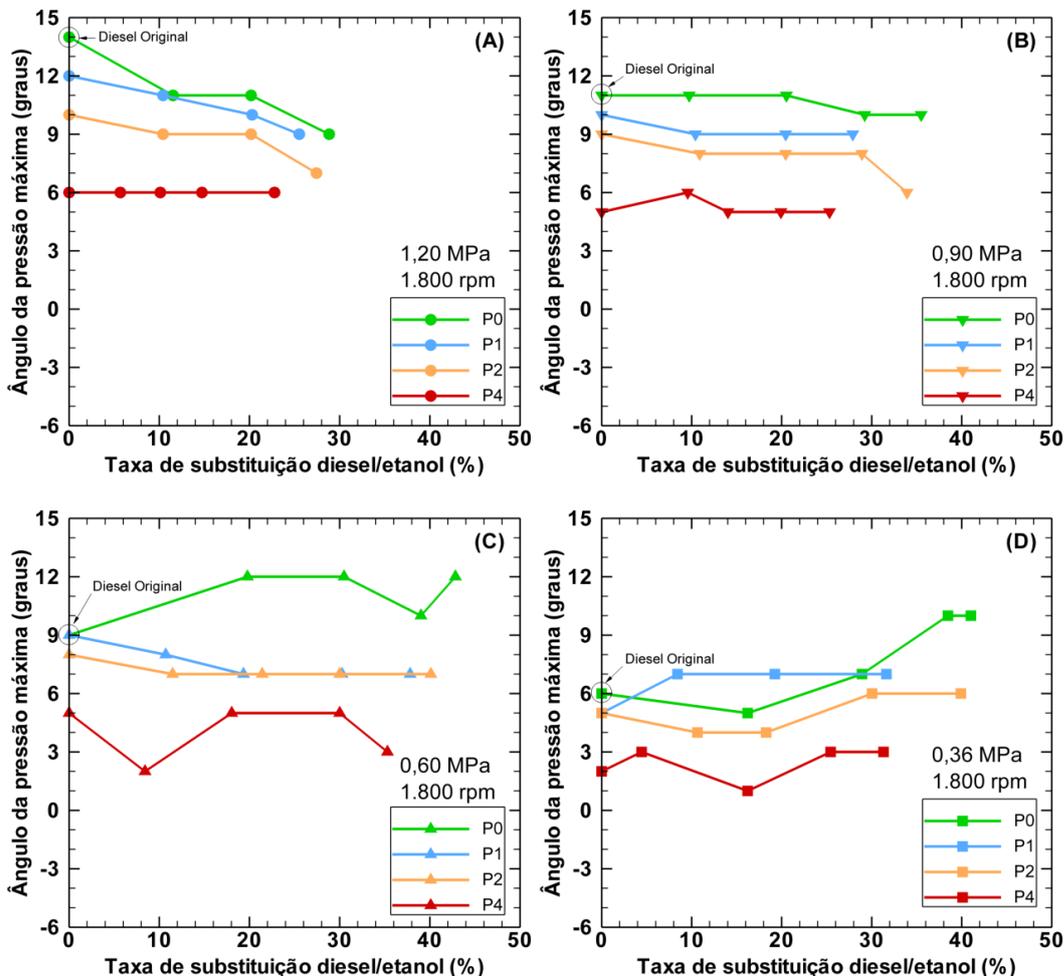


Figura 11 – Ângulo da pressão máxima variando com a substituição Diesel/etanol, ponto de injeção de diesel e carga do motor (RPM: 1.800).

### 5.1.3.

#### Efeitos do etanol hidratado e do avanço da injeção do óleo diesel relacionados aos parâmetros de desempenho e emissões

##### Rendimento térmico:

A Figura 12 ilustra as variações do rendimento térmico verificado a diversas cargas, taxas de substituição e avanço da injeção de óleo diesel, mantendo-se uma rotação constante (1.800 rpm).

Nos ensaios a cargas elevadas (0,90 e 1,20 MPa) e sem a variação da posição de injeção ( $P_0$ ), é possível observar que o aumento da substituição Diesel/etanol implica em um ligeiro acréscimo do rendimento térmico e, portanto, do aproveitamento de energia dos combustíveis para produzir trabalho útil (ver Figura 12-A e Figura 12-B). Na condição de plena carga (1,20 MPa), por exemplo, o rendimento aumentou de 39,4%, verificado no funcionamento Diesel original, para 40,4%, na operação Diesel/etanol com  $TS = 29\%$ .

Sob condição de carga média (0,60 MPa), o rendimento entre os modos Diesel original e bicomcombustível manteve-se inalterado em 35,8% (Figura 12-C), enquanto na menor carga (0,36 MPa) este parâmetro diminuiu significativamente, à medida que aumentou a quantidade de etanol utilizada (Figura 12-D), representando uma desvantagem da operação bicomcombustível. Nesta última condição, o rendimento caiu de 31,3% para 29,9%, quando a taxa de substituição passou de 0 para 41%. Essa queda no rendimento térmico é atribuída, principalmente, à admissão de pré-misturas muito pobres no interior do cilindro, além dos decorrentes efeitos do maior atraso da ignição do óleo diesel piloto, entre outras variáveis.

De modo geral, os valores do rendimento térmico, utilizando os avanços de injeção  $P_1$  e  $P_2$ , apresentaram um pequeno aumento em comparação aos resultados obtidos com  $P_0$ . No entanto, a injeção mais avançada de diesel ( $P_4$ ) ocasionou uma queda notável da eficiência global do motor (o que tornaria, à regulação  $P_4$ , inadequada a seus fins). Ambas as situações podem ser exemplificadas através dos resultados conseguidos a 0,60 MPa, 1.800 rpm e  $TS = 30\%$  (Figura 12-C), onde o rendimento térmico aumentou de 35,8% para 36,1%, quando o ponto de injeção foi avançado de  $P_0$  para  $P_2$ . Mas, quando o avanço foi regulado na posição  $P_4$ , o rendimento diminuiu para 34,6%.

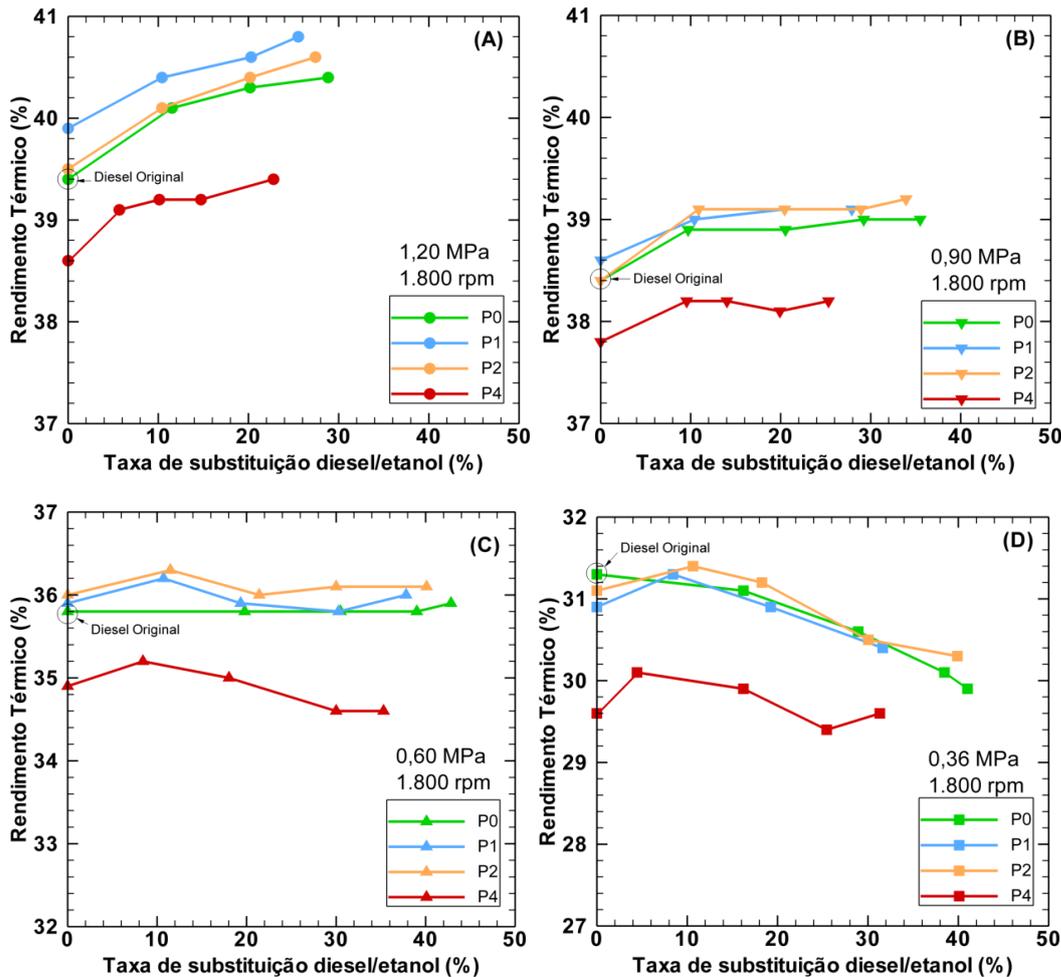


Figura 12 – Rendimento térmico variando com a taxa de substituição Diesel/etanol, ponto de injeção de diesel e carga do motor (RPM: 1.800).

#### Emissões de óxidos de nitrogênio:

De acordo com Majewsky e Khair (2006), as concentrações de  $\text{NO}_x$  comumente detectadas no escape dos motores movidos a diesel encontram-se na faixa de 50 – 1.000 *ppm*, o que foi posteriormente confirmado nos testes (presente trabalho) do modo Diesel original, utilizando a posição de injeção *P0* (Figura 13 e Apêndice IV).

Sob condições de 75 e 100% da plena carga, as emissões de óxidos de nitrogênio mostraram um pequeno acréscimo ao substituir gradualmente o óleo diesel pelo etanol hidratado. Nos ensaios com máxima taxa de substituição (entre 29 e 40%) houve um aumento de cerca de 7% do  $\text{NO}_x$ , em relação ao emitido pelo modo Diesel original. Por outro lado, ao contrário do que ocorre nas altas cargas, nas condições equivalentes a 30 e 50% da plena carga, as concentrações

de  $\text{NO}_x$  mostraram uma (favorável) queda ao se aumentar o valor de  $TS$ , atingindo reduções de até 16% (ver Apêndice IV). Tais exemplos mostram tendências opostas aos resultados obtidos a 1,20 e 0,36 MPa, no regime de 1.800 rpm e ajuste de injeção P0 (Figura 13-D e Figura 13-A). Na maior carga, a emissão de  $\text{NO}_x$  aumentou de 913 para 971 ppm (+6%), quando a taxa de substituição passou de 0 para 29%. Já na menor carga, estas concentrações diminuíram de 500 para 437 ppm (−13%), ao se aumentar de 0 a 41% o valor da substituição.

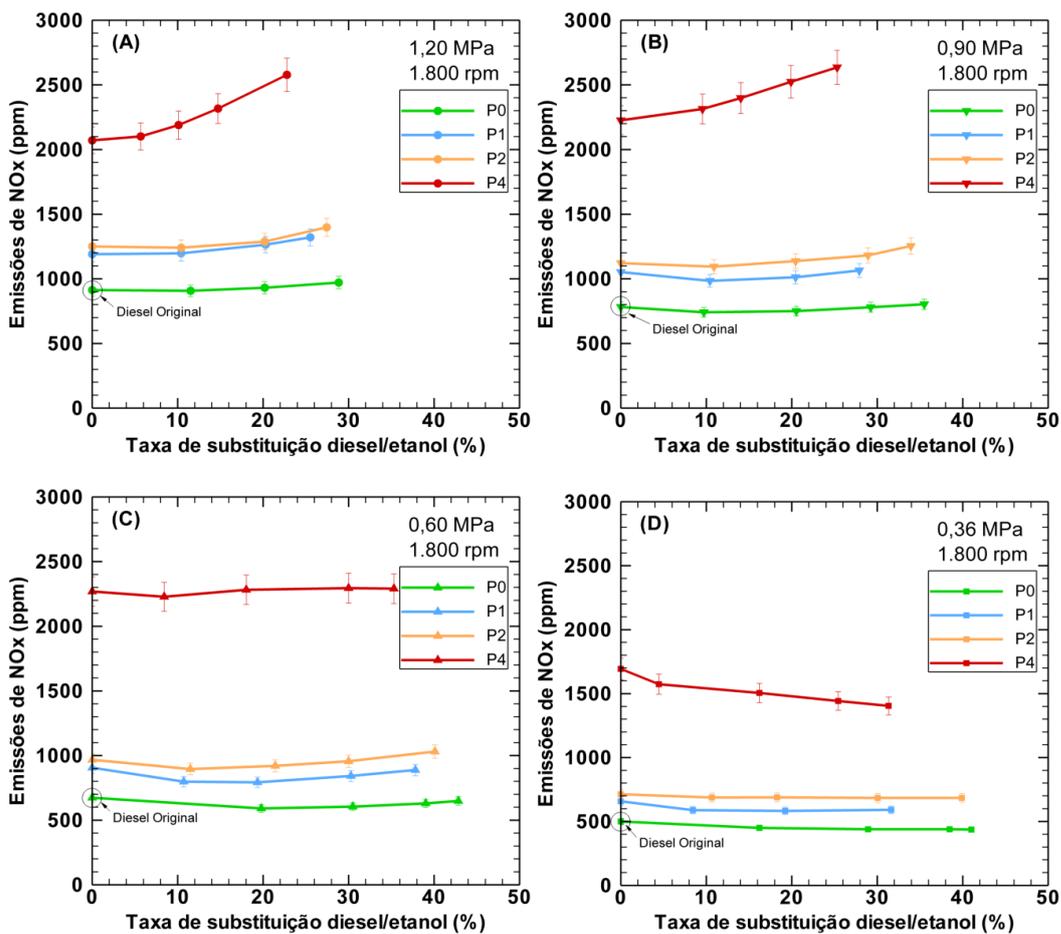


Figura 13 – Emissões de óxidos de nitrogênio variando com a taxa de substituição Diesel/etanol, ponto de injeção de diesel e carga do motor (RPM: 1.800).

Nas altas cargas existem diversos fatores que favorecem a oxidação do nitrogênio atmosférico. Dentre estes predomina a rápida liberação de energia (após ignição do piloto) das regiões ar-etanol relativamente mais ricas em combustível (responsáveis pelo incremento mais acentuado das taxas de elevação

de pressão e temperatura). O maior fornecimento de oxigênio, devido à composição do etanol também é relevante. Nas cargas baixas, o  $\text{NO}_x$  parece ser fortemente afetado pelo elevado calor latente de vaporização do etanol e a inconsistência da propagação de chama através das regiões ar-etanol relativamente mais pobres, as quais tenderiam a diminuir os níveis de temperatura da combustão.

No entanto, os incrementos dos óxidos de nitrogênio tendem a ser mais expressivos conforme se adianta a posição da injeção de diesel. Em toda a faixa de carga, rotação e taxa de substituição avaliada (incluindo  $TS = 0$ ), os testes com avanço  $P4$  registraram as mais altas concentrações de  $\text{NO}_x$ , com valores variando entre 1.400 e 2.600  $ppm$ . Verifica-se ainda que, nas altas cargas do motor, um grau a mais no avanço da injeção ( $P1$ ) foi o suficiente para incrementar os níveis deste poluente acima de 1.000  $ppm$  (ver Figura 13-A e Figura 13-B). A tendência desses resultados era esperada, por se tratar de casos nos quais a temperatura da combustão foi mais elevada, como consequência dos aumentos na taxa de elevação de pressão e  $p_{m\acute{a}x}$  (Figura 9 e Figura 10).

#### Emissões de hidrocarbonetos:

Na Figura 14 são apresentadas as curvas típicas das concentrações de hidrocarbonetos (HC) para diferentes cargas, taxa de substituição e posição da injeção de óleo diesel, correspondentes a 1.800  $rpm$ .

As concentrações de HC emitidas pelo motor Diesel variam tipicamente entre 20 e 300  $ppm$  (Majewsky e Khair, 2006). Isso foi também verificado nos testes (presente trabalho) do modo Diesel ( $TS = 0$ ), para os quais foram obtidos valores inferiores a 100  $ppm$ . Entretanto, no modo bicomcombustível, operando com avanço  $P0$ , a emissão de hidrocarbonetos aumentou com a substituição de óleo diesel por etanol, sendo esse efeito mais pronunciado nas baixas cargas do motor (ver Figura 14-A). Nos ensaios correspondentes a 30% da plena carga, as concentrações de HC foram sempre inferiores a 380  $ppm$ , para uma taxa de substituição variando entre 40 e 45% (ver Figura 14-D e Apêndice IV).

Quando operando no modo bicomcombustível, a mistura ar/etanol tende a provocar o aumento de hidrocarbonetos não queimados da mesma forma que ocorre em um motor Otto. Deste modo, uma das principais razões para a formação

de HC é o fato de as frentes de chama não conseguirem alcançar a mistura ar-etanol não queimada que se armazena nas fendas formadas na câmara de combustão (principalmente as que se encontram entre o conjunto pistão-anéis de segmento e as paredes do cilindro). A absorção de combustível da mistura não queimada pelo óleo lubrificante da parede do cilindro, com sua posterior liberação nos gases queimados, seria também apontada como uma fonte importante de formação de HC. Além disso, o excesso de ar, comum em motores Diesel, faz com que a mistura ar-combustível vaporizada, seja muito pobre, principalmente nas baixas cargas, fazendo com que a combustão, apesar de ter início em vários pontos, não encontre as melhores condições para se propagar. Com isto, uma maior quantidade de hidrocarbonetos não queimados é expelida, o que resulta na queda do rendimento térmico global do motor (ver Figura 14-D). À medida que a carga aumenta, cresce a proporção da riqueza total da mistura, favorecendo a propagação e melhor queima. Isso, por sua vez, gera menor emissão de HC e melhor aproveitamento do combustível alternativo para produção de trabalho útil.

Resultados preliminares da técnica de restrição do ar no modo bicomcombustível mostraram que, apenas nas baixas cargas é possível obter uma modesta tendência à redução de HC e CO, mantendo os níveis de emissão de NO<sub>x</sub> (ver Apêndice V). Tal fato, entretanto, não se refletiu em maior rendimento térmico do motor. Cabe mencionar ainda, que nos testes só foi possível utilizar uma ligeira restrição na admissão, devido ao limite atingido pela operação normal do motor. Em princípio, tais resultados sugerem utilizar um sistema de injeção “multiponto” para etanol (isto é, um injetor por cilindro), a fim de avaliar os efeitos de maiores níveis de restrição do ar sobre os parâmetros de desempenho e emissões do motor, garantindo uma melhor distribuição da mistura em cada cilindro. Além disso, os resultados sugerem o uso de equipamentos mais adequados na medição de HC, o qual será tratado mais adiante.

Por outro lado, é também fundamental colocar aqui que o motor ensaiado possui uma pequena duração do “cruzamento” de válvulas, sendo este apenas dois graus (ver Tabela 1). 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 permaneceram abertas. Tal ajuste original do “cruzamento” diminuiu a simples passagem da pré-mistura ar-etanol para o escape.

Adiantando em mais 1 grau o ponto estático da injeção de diesel, ou seja, de  $P0$  a  $P1$ , verificou-se uma ainda maior concentração dos hidrocarbonetos emitidos no modo bicomcombustível. Graus adicionais no avanço ( $P2$  e  $P4$ ) tenderam a reduzir tais acréscimos; mas somente nos testes correspondentes a 30% da plena carga, o avanço  $P2$  gerou uma redução na emissão de HC, quando comparado aos valores obtidos com  $P0$ . Porém, essa redução não foi refletida em nenhum aumento significativo do rendimento térmico do motor.

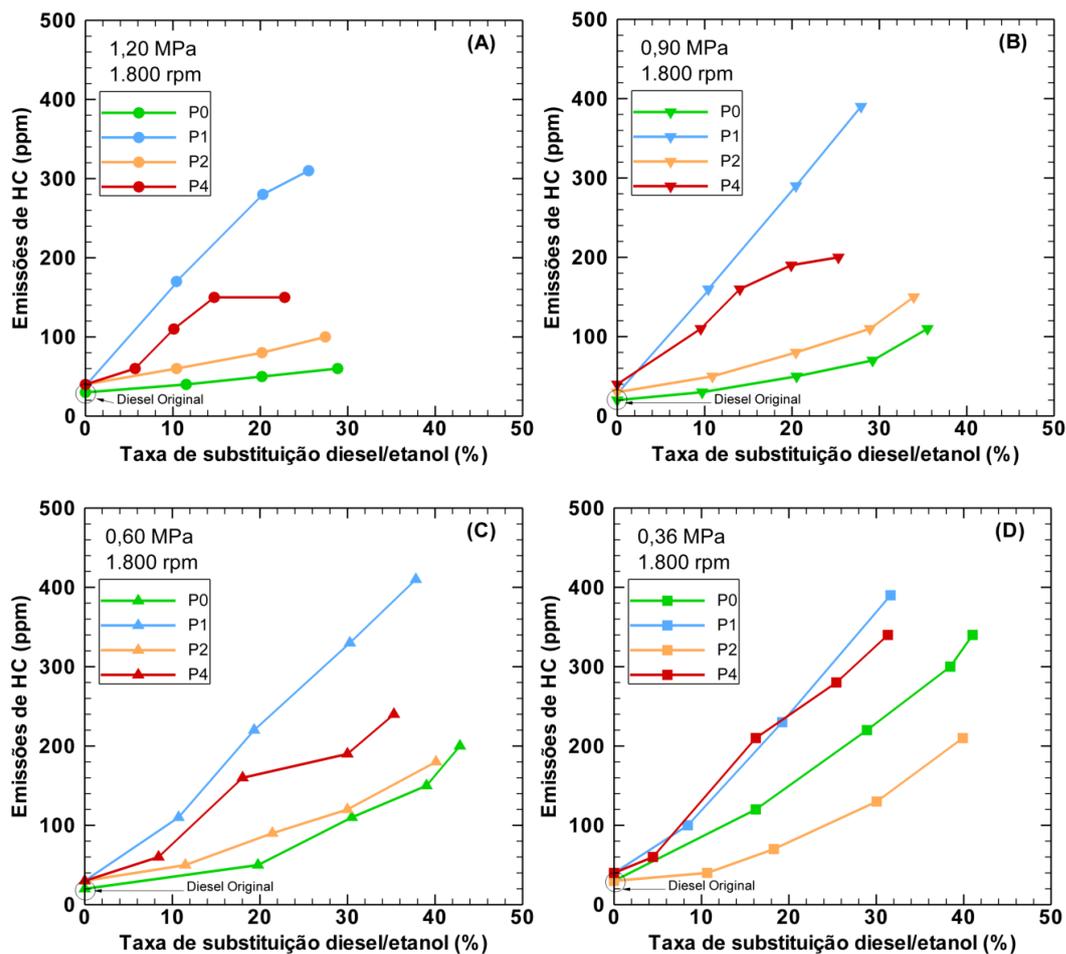


Figura 14 – Emissões de hidrocarbonetos variando com a taxa de substituição Diesel/etanol, ponto de injeção de diesel e carga do motor (RPM: 1.800).

Neste ponto é importante mencionar que o sensor utilizado na medição de hidrocarbonetos totais emprega um simples princípio catalítico, baseado na oxidação dos gases de escapamento expostos a um filamento aquecido. O calor liberado pela queima induzida do HC resulta, posteriormente, numa variação da

condutividade elétrica do filamento, equivalente à concentração desse poluente. Também, conforme já mencionado na seção de análise das incertezas (cap.4, pág.87), as medidas inferiores a 4.000 *ppm* serão apenas consideradas como indicadores qualitativos dos resultados, devido à elevada incerteza associada ao valor medido.

Nesse sentido, as curvas apresentadas na Figura 35 representam somente tendências qualitativas, pelo fato de que as medidas registradas de HC foram sempre menores que 500 *ppm*. Possivelmente, equipamentos mais apropriados na medição de hidrocarbonetos totais, como os detectores por ionização de chama, mostrariam uma redução significativa de HC no modo bicomcombustível, quando operando com avanços progressivos da injeção de óleo diesel (devido aos maiores níveis de temperatura gerados no processo de combustão).

#### Emissões de monóxido de carbono:

Da mesma forma que os hidrocarbonetos não queimados, o aumento na emissão de monóxido de carbono é resultado de uma combustão incompleta.

As concentrações de CO no escape dos motores Diesel variam, aproximadamente, numa faixa de 10 a 500 *ppm* (Majewsky e Khair, 2006), o que foi também validado pelos resultados conseguidos nos ensaios (presente trabalho) do modo Diesel, ao longo do intervalo de carga, rotação e, até mesmo, avanços de injeção analisados (ver Apêndice IV e Figura 15). Mas no modo bicomcombustível, operando com ponto de injeção *P0*, as concentrações de CO foram crescendo à medida que o óleo diesel foi substituído pelo etanol hidratado. Percebe-se, ainda, que operações com taxas de substituição superiores a 10% levaram as emissões deste poluente para níveis acima de 680 *ppm*.

Emissões de monóxido de carbono são causadas principalmente pela queima incompleta de misturas ricas (com menos ar do que usado por misturas estequiométricas). Nos motores Diesel, visto que operam com excesso de ar, a emissão de CO é tão baixa, não sendo, de fato, um problema. Já no modo bicomcombustível, o aumento de CO pode ser causado pela presença de mistura rica em certas regiões no interior do cilindro, induzida, possivelmente, pelo modo pouco adequado da distribuição do etanol de cilindro a cilindro. Alguns cilindros estariam recebendo uma maior quantidade de etanol que os outros, devido ao sistema adotado na injeção do etanol (“monoponto”) e às más características de

distribuição de mistura do coletor de admissão do motor Diesel. Dessa forma, nos cilindros de mistura relativamente rica existiriam regiões com insuficiência de oxigênio para queimar o etanol associado e, inclusive, o diesel do entorno, o que produziria um aumento de CO.

Em relação aos efeitos do avanço da injeção de óleo diesel, nota-se que, com exceção da menor carga avaliada ( $0,36\text{ MPa}$ ), existe uma tendência à redução de CO usando os diferentes ajustes de avanço ( $P1$ ,  $P2$  e  $P4$ ) junto a elevadas taxas de substituição. Por exemplo, no funcionamento correspondente a  $0,60\text{ MPa}$ ,  $1.800\text{ rpm}$  e  $TS\sim 39\%$  (Figura 15-C), o CO diminuiu de  $1.866$  para  $1.523\text{ ppm}$ , quando a injeção é adiantada de  $P0$  à  $P1$ . Isso equivale a uma redução de  $18\%$  na concentração deste poluente.

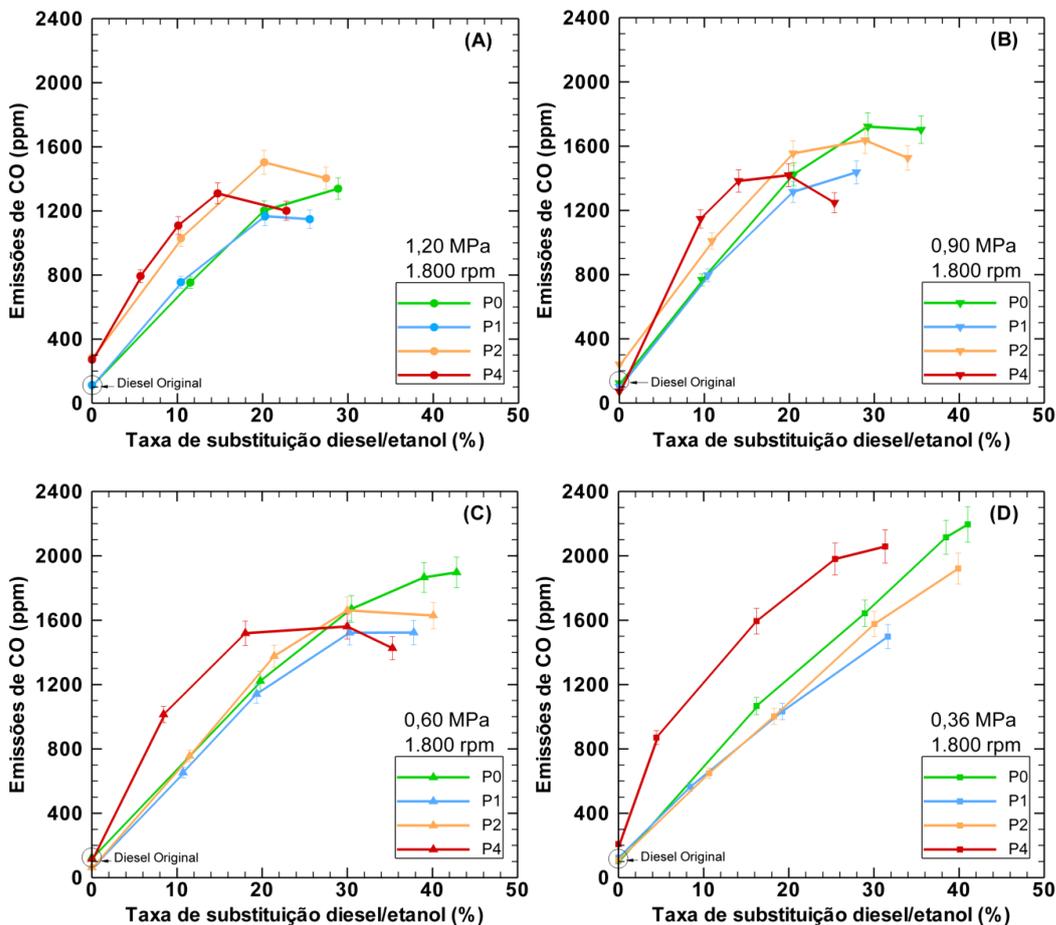


Figura 15 – Emissão de monóxido de carbono variando com a taxa de substituição Diesel/etanol, ponto de injeção de diesel e carga do motor (RPM: 1.800).

Na menor carga, o CO do modo bicomcombustível foi reduzido nas operações com avanços *P1* e *P2*. Porém, os resultados com avanço *P4* mostraram concentrações superiores em comparação aos valores obtidos com avanço *P0* (ver Figura 15-D). Contudo é possível que, nessa operação com maior avanço da injeção, maiores percentuais da taxa de substituição do óleo diesel pelo etanol hidratado originem certas reduções nas emissões de CO.

#### Emissões de material particulado:

A Figura 37 mostra as emissões de material particulado (MP) versus a taxa de substituição e avanço da injeção de diesel, para quatro condições de carga, correspondentes a 1.800 rpm. Em todas as cargas testadas verifica-se que a emissão de MP diminui com a substituição de diesel pelo etanol. Resultados similares foram encontrados por Chen *et al.* (1981) e Heisey e Lestz (1981).

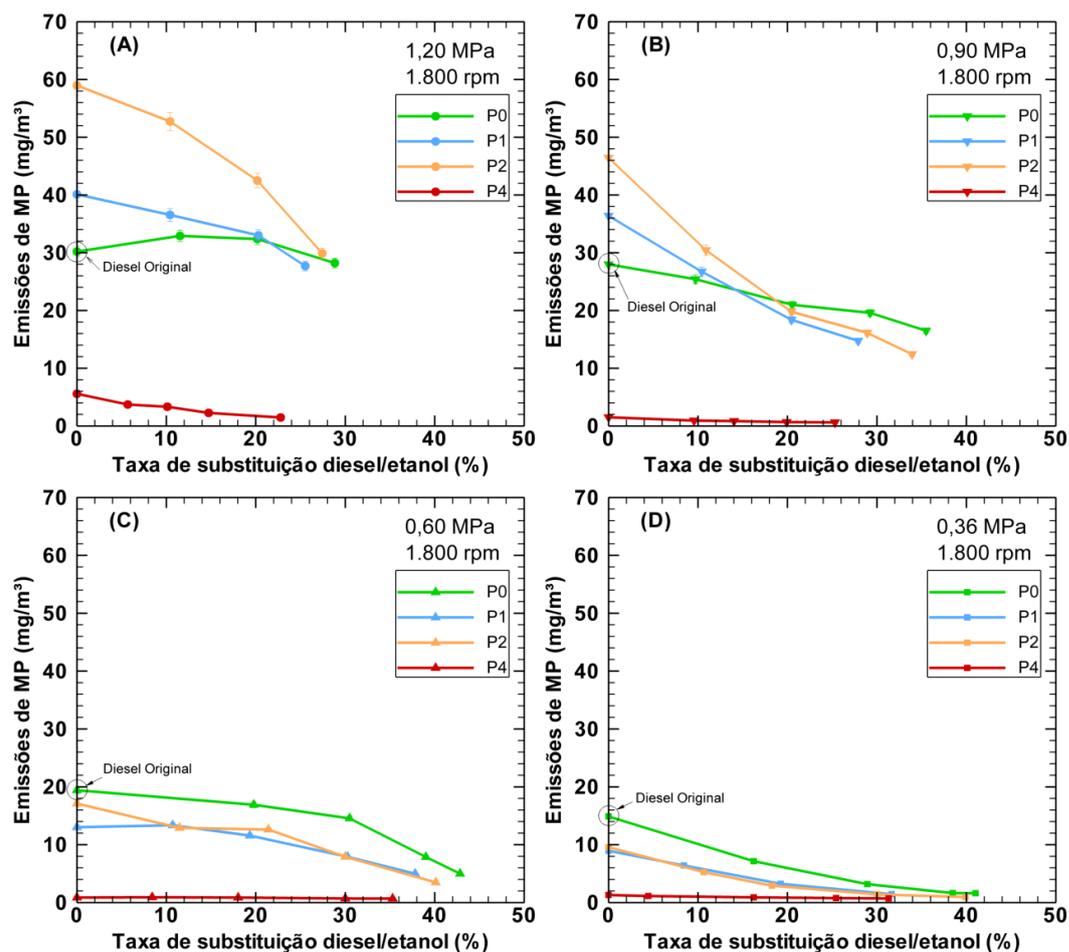


Figura 16 – Emissão de material particulado variando com a taxa de substituição Diesel/etanol, ponto de injeção de diesel e carga do motor (RPM: 1.800).

Existem várias razões pelas quais diminui a emissão de particulados no modo Diesel/etanol, dentre as quais se citam: a) o menor débito do óleo diesel participando do período de combustão difusiva e queimando junto à mistura ar-etanol; b) a menor concentração de precursores de fuligem na composição química dos combustíveis, devido ao etanol ser livre de compostos naftênicos, aromáticos e insaturados (típicos do diesel); c) a menor razão mássica C/H do etanol, em relação ao diesel; e d) a maior disponibilidade de oxigênio devido à composição do etanol.

Os ensaios no modo bicomcombustível, utilizando avanços da injeção de óleo diesel, acompanharam basicamente a tendência geral de queda de particulados, devido às elevadas temperaturas da combustão, associadas às maiores taxas de aumento da pressão no cilindro. Diante desse efeito, os ensaios com a injeção mais adiantada do diesel (*P4*) e elevadas taxas de substituição de óleo diesel pelo etanol foram os que mostraram melhor redução do MP sobre toda a faixa de carga e rotação analisada (ver Figura 37 e Apêndice IV). Nos ensaios com avanço *P1* e *P2*, nota-se que sob condições de 75% da plena carga, o efeito de queda dos particulados é somente observado ao utilizar uma taxa de substituição superior a 20% (ver Figura 37-B), enquanto a 100% da plena carga a tendência de queda do MP é apenas visível para os casos de máxima taxa de substituição (Figura 37-A).

## 5.2. Resultados Diesel/gás

### 5.2.1. Efeitos do gás natural sobre as características da combustão

No Apêndice I podem ser observadas as diferenças significativas entre as propriedades termo-físicas do ar e do gás natural. Ambos os fluidos variam em relação à densidade, condutividade térmica, calores específicos, e outros parâmetros importantes. Desta forma, no funcionamento Diesel/gás, a presença do gás natural, introduzido juntamente com o ar na fase de admissão, acarretará em alterações nas propriedades da mistura do cilindro e, conseqüentemente, variações nos níveis de pressão e temperatura que afetarão a ignição e o subsequente processo de combustão (como se verá no decorrer deste capítulo). Tal fato é constatado através das curvas de pressão a 1.800 rpm (Figura 17), a qual ilustra, de modo geral, a tendência dos resultados obtidos nas diferentes rotações.

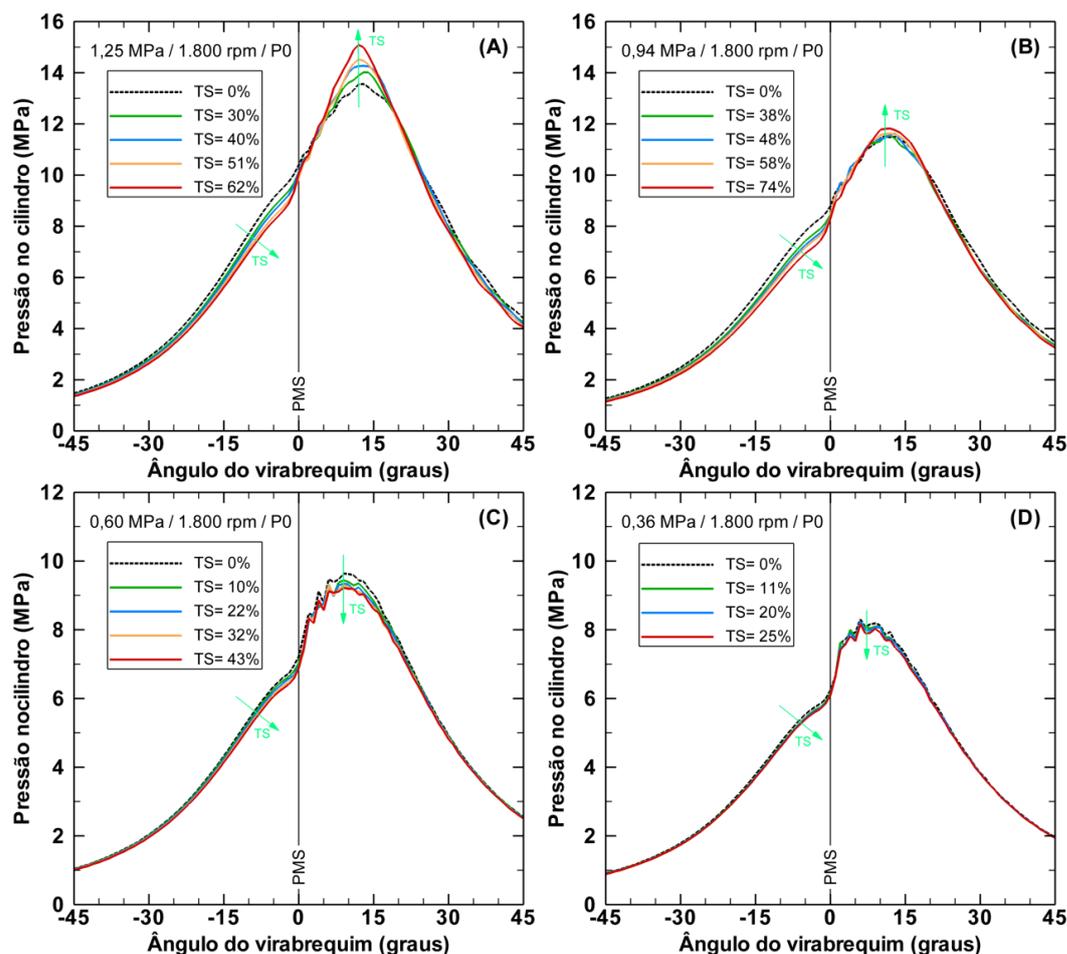


Figura 17 – Variações das curvas de pressão com a taxa de substituição Diesel/gás e a carga do motor (RPM: 1.800); ponto de injeção do diesel:  $P0 = 9^\circ$  APMS.

Analisando as curvas na Figura 17, verifica-se que o nível de pressão absoluta, na etapa final da compressão, tende a diminuir na medida em que aumenta a concentração do combustível gasoso no cilindro (ver indicação das setas de cor verde). Essa característica é, contudo, mais evidente nas condições de altas cargas do motor e altas taxas de substituição do óleo diesel pelo gás natural. Exemplo próximo disso, é uma comparação entre os consumos de gás natural nas condições de  $TS = 25\%$  a  $p_{me} = 0,36 \text{ MPa}$  (Figura 17-D) e  $TS = 30\%$  a  $p_{me} = 1,25 \text{ MPa}$  (Figura 17-A), cujos valores são, respectivamente, 2 e 5,1  $\text{kg/h}$  (ver Apêndice IV, Tabela IV.II com resultados dos pontos experimentais no modo Diesel/gás). Neste caso, comprova-se um acréscimo expressivo da quantidade de gás utilizada, embora, na carga mais elevada, a taxa de substituição aumentasse em apenas 5%.

Como resultado das mudanças na curva de compressão, nota-se também que, para uma condição de carga constante, a maior concentração de gás natural no cilindro ocasiona uma queda do expoente politrópico ( $n$ ) de compressão (ver Figura 18). Vale ainda ressaltar que, quanto maior a carga imposta ao motor, maior o valor médio desse expoente  $n$ . Essa característica pode ser atribuída, principalmente, à alta pressão de sobrealimentação (efeito do turbocompressor) e à maior temperatura no interior do cilindro, no início da compressão.

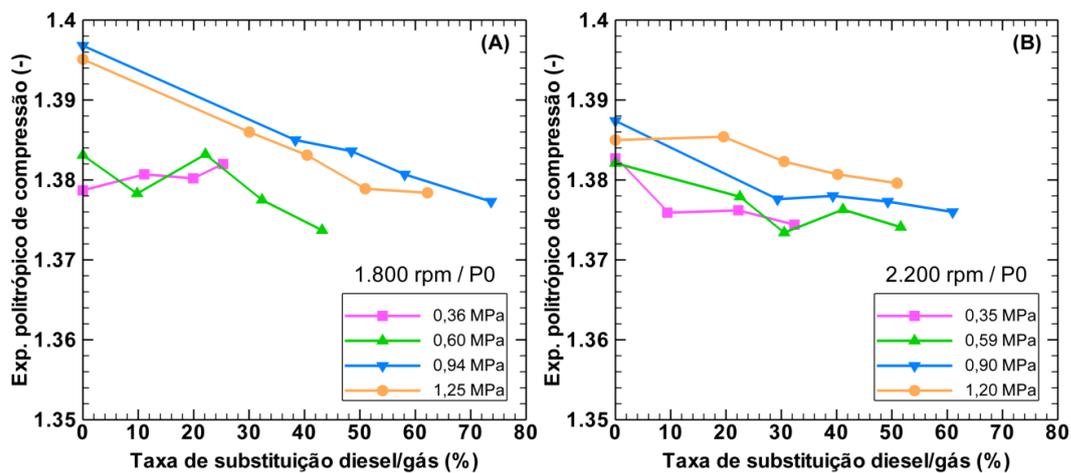


Figura 18 – Coeficiente politrópico de compressão versus taxa de substituição, carga e rotação do motor; ponto de injeção do diesel:  $P0 = 9^\circ \text{ APMS}$ .

Outro detalhe a ser observado da Figura 18 é a respeito da variação do regime de rotação, de 1.800 a 2.200 *rpm*. Esse aumento não exerceu nenhuma influência significativa nos valores do expoente  $n$ , embora seja bem conhecido que ao elevar a frequência de rotação se reduz o tempo de transferência de calor da mistura com as superfícies do cilindro, aumentando, na maioria dos casos, o valor médio do expoente politrópico (Figura 18).

Analisando os resultados do início da combustão do modo Diesel/gás, apresentados na Figura 19, verifica-se que, com exceção da menor carga avaliada em cada rotação, as curvas de carga constante apresentam, a partir de uma determinada taxa de substituição, um incremento de um grau no ângulo da ignição se comparado com a ignição obtida no modo Diesel. Este ligeiro atraso pode ser relacionado, em parte, aos menores níveis de temperatura e pressão no cilindro, no instante em que começa a injeção do diesel piloto (Figura 17). Entretanto, é preciso mencionar outros fatores importantes que afetam o atraso, tais como: a menor massa de oxigênio no cilindro (devido ao deslocamento do ar pelo combustível gasoso) e os possíveis efeitos do gás natural e dos gases residuais (do ciclo precedente) nas reações de pré-ignição do diesel.

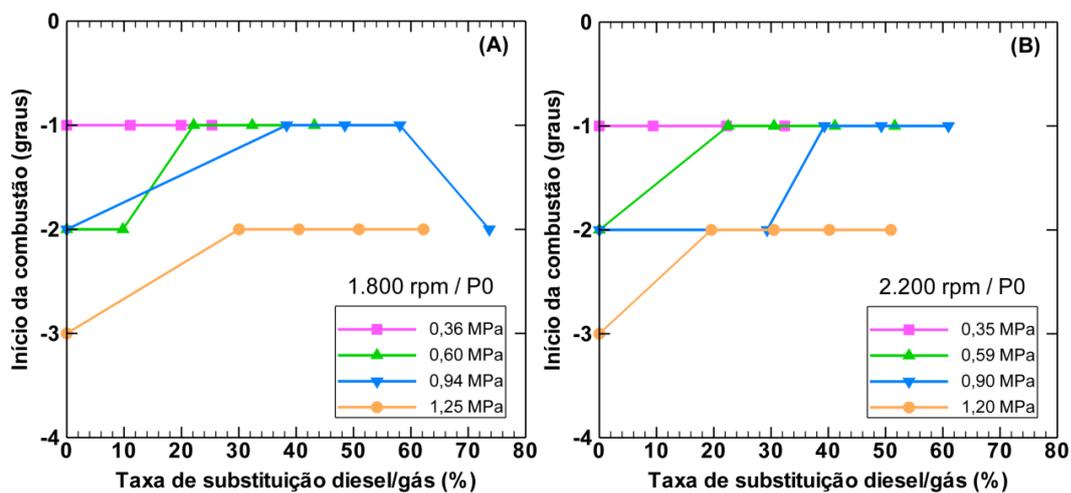


Figura 19 – Início da combustão variando com a taxa de substituição Diesel/gás, a carga e a rotação do motor; ponto de injeção do diesel:  $P0 = 9^\circ APMS$ .

Utilizando alguns dados da Figura 19, é possível também obter informações do atraso da ignição em função da razão de equivalência total ( $RET$ ), como aquela mostrada na Figura 20. Desta forma, procura-se comparar a tendência dos

resultados conseguidos com aqueles obtidos por Karim e Burn (1980), embora nesse estudo os pesquisadores utilizassem um motor monocilíndrico, funcionando a baixas rotações e consumindo ar-metano, entre outras misturas (ver Figura 2).

Por intermédio da Figura 20, torna-se possível evidenciar, claramente, o maior atraso da ignição conforme se aumenta a admissão do gás natural no motor (isto é, com a maior  $RET_g$ , já que a vazão do diesel piloto é constante). Essa tendência foi semelhante ao publicado por Karim e Burn (1980). Porém, os dados do modo bicomcombustível, utilizados na Figura 20, não mostram a tendência à redução do atraso quando utilizada elevadas razões de equivalência total, sendo que sua ocorrência só foi verificada na Figura 19-A, na condição de  $0,94 \text{ MPa}$  e elevada taxa de substituição ( $TS = 74\%$ ), onde  $RET_g = 0,54$  e a vazão de diesel  $3,5 \text{ kg/h}$  (ver Tabela IV.II no Apêndice IV).

É importante frisar que, apesar da Figura 20 permitir uma melhor visualização do maior atraso da ignição do modo Diesel/gás, esta parece não ser a representação mais indicada para, em cada condição de carga do motor, explorar as distintas variações do início da combustão com a progressiva substituição do diesel pelo gás natural. Neste sentido, estendeu-se a formatação da Figura 18 e Figura 19 para representar, nas próximas figuras, os diversos parâmetros analisados neste capítulo.

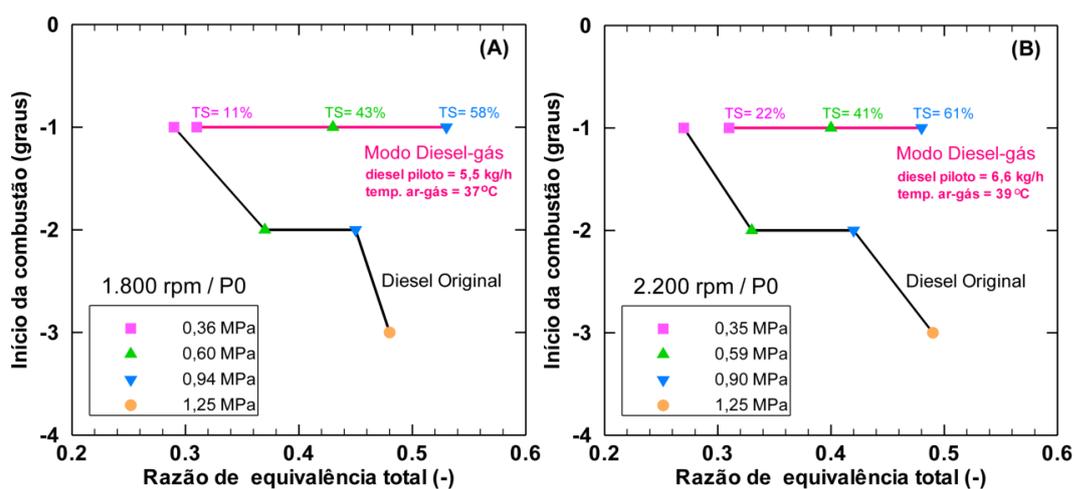


Figura 20 – Início da combustão variando com a razão de equivalência total, a carga e a rotação do motor; ponto de injeção do diesel:  $P0 = 9^\circ \text{ APMS}$ .

Com base nos pontos de transição no diagrama de pressão-ângulo de virabrequim, Taylor (1985) define como período de combustão rápida aquele que começa na ignição e continua até o ponto de máxima pressão. A combustão no motor Diesel, nesse estágio, decorre principalmente da queima do combustível líquido que teve tempo de se evaporar e se misturar com o ar durante o período de atraso. Portanto, sua taxa e duração da queima estão proximamente associadas com a extensão do período de atraso e sua relação com o processo de injeção. Por outro lado, Karim (2003) considera que, no motor bicombustível, após ignição do piloto diesel, ocorreria um aporte na liberação de energia devido à mistura ar-gás que se encontra nas imediações da chama do piloto diesel, onde temperaturas mais elevadas e as regiões de mistura relativamente mais ricas estarão presentes.

Através das Figuras 42, 43 e 44 são analisadas duas características típicas do estágio de combustão rápida: a taxa máxima de elevação de pressão (em termos de ângulo de manivela) e o ponto de máxima pressão, correspondentes às rotações de 1.800 e 2.200 *rpm*. Como mostra a Figura 21, no modo Diesel ( $TS = 0$ ), à rotação constante, a máxima taxa de elevação de pressão diminui com o aumento da carga do motor. Essa tendência decorreria dos menores atrasos da ignição obtidos nas altas cargas (Figura 19). Devido à proximidade nos valores da pressão média efetiva ( $p_{me}$ ), ensaiadas em ambas as rotações, é possível observar também que, em  $TS = 0$ , a maior rotação do motor gera certo aumento mensurável no valor de  $(dp/d\theta)_{max}$ , principalmente por causa dos maiores níveis de temperatura e pressão envolvidas no cilindro.

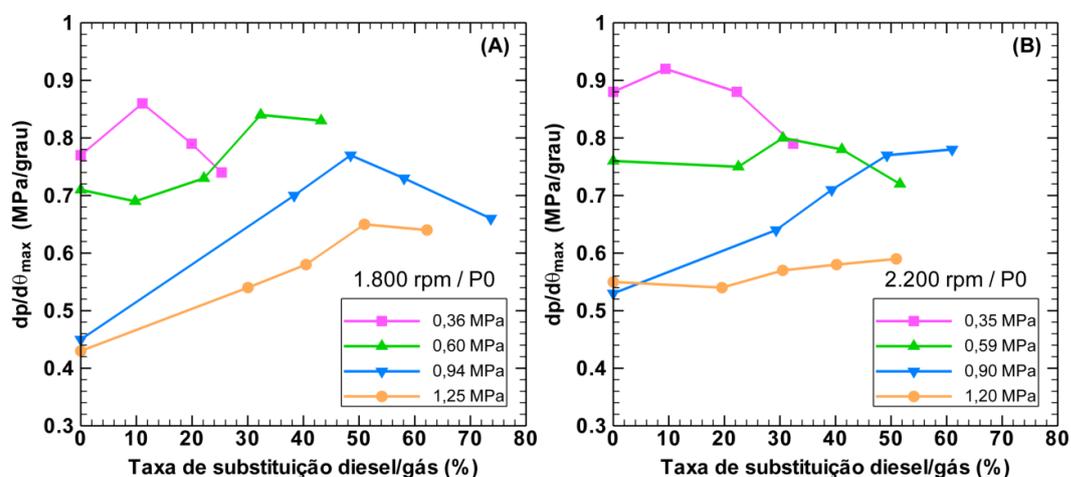


Figura 21 – Taxa máxima de aumento de pressão no cilindro variando com a substituição Diesel/gás, a carga e a rotação; injeção do diesel:  $P0 = 9^\circ APMS$ .

Por outro lado, na Figura 21 fica evidente que, para 1.800 e 2.200 *rpm*, a influência da taxa de substituição Diesel/gás, sobre máxima taxa de elevação de pressão, é especialmente forte nas cargas mais elevadas, onde foram admitidas maiores proporções da riqueza global da mistura ar-gás. A explicação é encontrada no ligeiro atraso de ignição do diesel e, sobretudo, à contribuição na liberação de energia de alguma parte de mistura ar-gás que seria arrastada para o interior e imediações da chama do piloto, onde temperaturas mais elevadas e regiões de mistura relativamente mais ricas estariam presentes. Isto pode ser verificado, por exemplo, na curva de  $p_{me} = 0,94 \text{ MPa}$  a 1.800 *rpm*, onde a máxima taxa de elevação de pressão aumentou de 0,45 para 0,66 *MPa/grau*, quando a taxa de substituição passou de 0 para 74%, respectivamente. Nessa curva, ambos os modos de funcionamento tiveram o mesmo ângulo de ignição ( $\theta_{IC} = -2 \text{ graus}$ , ver Figura 19-A). Em comparação ao modo Diesel, no modo Diesel/gás não existiu quantidade adicional de combustível diesel injetada durante o período de atraso. Em tais circunstâncias, pode-se inferir, portanto, que a maior taxa de elevação da pressão no período de combustão rápida, apresentada no modo bicomcombustível, é principalmente atribuída à queima do combustível gasoso localizado nas vizinhanças dos centros de ignição.

A pressão máxima que segue a uma alta razão de variação de pressão é mostrada na Figura 22. No modo original, consumindo apenas diesel ( $TS = 0$ ), a máxima pressão se eleva conforme aumenta a carga aplicada ao motor. Essa relação decorre principalmente da contribuição de um maior volume do diesel participando no período de combustão rápida, além da maior pressão do ar no início da compressão (efeito do turbocompressor) e das altas temperaturas dos gases residuais e da parede do cilindro (efeito da maior relação combustível-ar). No modo bicomcombustível, observa-se, de modo geral, que a maior taxa de substituição Diesel/gás faz com que o pico de pressão no cilindro aumente nas cargas elevadas e diminua nas cargas baixas (ver indicação das setas de cor verde na Figura 17). Essa tendência é previsível, parcialmente, pelos resultados da máxima taxa de aumento de pressão, mostrados na Figura 21, e a discussão que a acompanha. Contudo, é na condição de plena carga que a progressiva injeção de gás natural tem efeito mais pronunciado sobre a variação da pressão máxima, devido, em parte à alta taxa de substituição e à maior proporção da riqueza da mistura ar-gás utilizada (ver Figura 17-A e Figura 22). Isto pode ser ilustrado, por

exemplo, pela comparação dos resultados obtidos a  $p_{me} = 0,60 \text{ MPa}$  e  $p_{me} = 1,25 \text{ MPa}$  (plena carga), referentes ao regime de  $1.800 \text{ rpm}$  (Figura 22-A). Na menor carga, verifica-se que o pico de pressão cai de 9,6 para 9,2 MPa (-4%), quando a taxa de substituição é incrementada de 0 para 43%, enquanto no teste de plena carga, a  $p_{m\acute{a}x}$  registra um incremento de 13,6 para 15,1 MPa (+11%), quando  $TS$  aumenta de 0 a 62%.

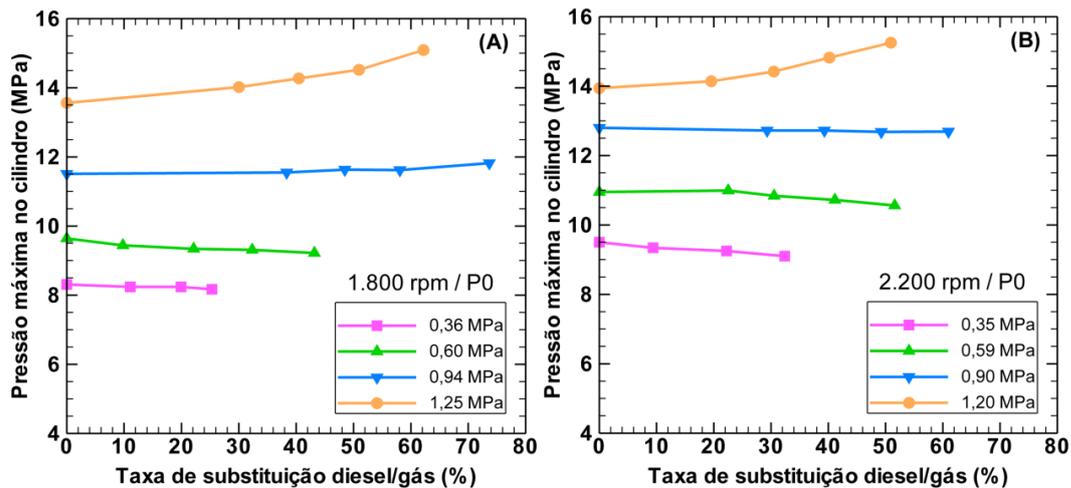


Figura 22 – Pressão máxima no cilindro variando com a substituição Diesel/gás, a carga e a rotação do motor; ponto de injeção do diesel:  $P0 = 9^\circ \text{ APMS}$ .

A regulagem para melhor potência dos motores de ignição por compressão leva o pico de pressão para 10 – 20 DPMS (Taylor (1985) e Stone (1992)). Em tais circunstâncias, o período de rápida combustão ocorrerá enquanto o movimento do pistão for pequeno, e a máxima taxa de aumento de pressão não será muito afetada pelo movimento do pistão (Taylor, 1985).

A Figura 23, juntamente com o Apêndice IV, mostram que, no modo Diesel operando a plena carga (e inclusive a 75% da carga máxima), entre 1.600 e 2.200 rpm, a regulagem original da injeção do diesel ajusta o ângulo correspondente à pressão máxima no cilindro para 11 – 14 graus DPMS. Verifica-se também que, nestas condições, a posição do pico de pressão não é muito afetada pela presença de gás natural no cilindro. Por outro lado, ao diminuir a potência do motor (baixas cargas), os ângulos da pressão máxima mantiveram-se, na faixa de substituição considerada (incluindo  $TS = 0$ ), entre 6 e 10 graus DPMS.

É oportuno chamar a atenção para o fato de que a 30 e 50% da carga máxima, as flutuações de pressão aumentam consideravelmente quando o pistão se aproxima do final da combustão rápida (ver exemplo nas Figura 17-C e Figura 17-D). Esta característica, observada nos modos diesel e Diesel/gás, é indicativa da ocorrência de uma “detonação leve”, originada pelo maior atraso da ignição e, conseqüente, aumento da razão de variação de pressão. Dada a natureza destas oscilações, verificam-se altos picos de pressão de combustão, numericamente próximos entre si. Esse fato também pode ser constatado através da variação da posição angular da pressão máxima. Assim, por exemplo, para o caso de  $PME = 0,59 MPa$  a  $2.200 rpm$  (Figura 23-B), o ângulo correspondente à  $p_{máx}$  oscila entre 6 e 9 graus DPMS para a faixa de substituição avaliada.

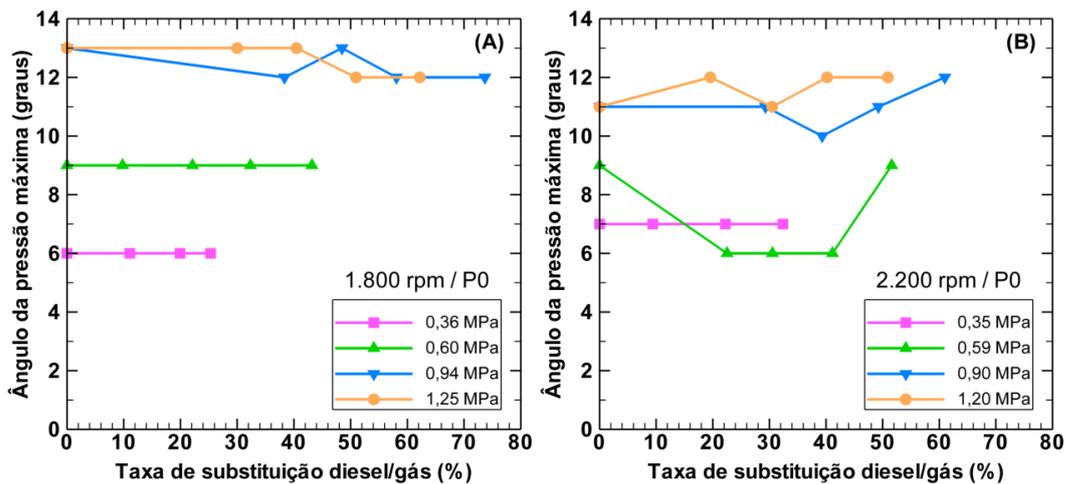


Figura 23 – Ângulo da pressão máxima variando com a substituição Diesel/gás, a carga e a rotação do motor; ponto de injeção do diesel:  $P0 = 9^\circ APMS$ .

### 5.2.2.

#### Efeitos do avanço da injeção do diesel e da restrição parcial do ar de admissão sobre as características da combustão no modo Diesel/gás

As curvas típicas de pressão x ângulo do virabrequim que ilustram os efeitos do avanço da injeção do diesel e da restrição do ar de combustão, mantendo a carga, rotação e taxa de substituição constante, encontram-se mostradas na Figura 45. As curvas aqui apresentadas são relativas a 1,25 e 0,94 MPa, 1.800 rpm e  $TS = 50\%$ . Posteriormente, nas Figuras 46 e 49 sintetizam-se os parâmetros da combustão, obtidos a partir das curvas de pressão, para 50, 75 e 100% de carga, no regime de 1.800 rpm, variando-se a taxa de substituição. Nesta análise foram consideradas as maiores percentagens de carga, por terem apresentado uma operação estável do motor (sem flutuações da pressão de combustão, como visto nas baixas cargas) durante o funcionamento com avanço original da injeção do diesel ( $P_0$ ). Além disso, foram registrados os maiores consumos de gás natural.

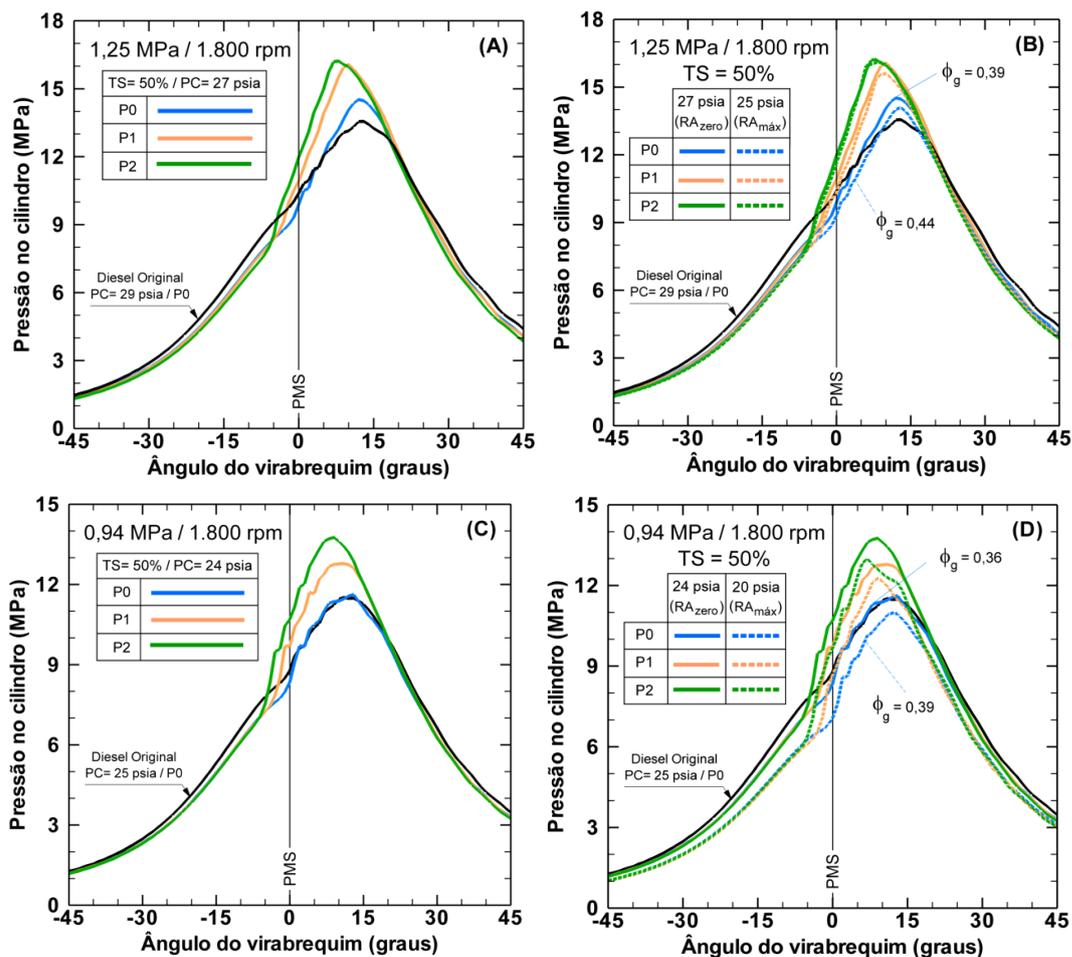


Figura 24 – Pressão indicada variando com o ponto de injeção de diesel e a restrição do ar de admissão;  $PME = 1,25$  e  $0,94$  MPa, 1.800 rpm,  $TS = 50\%$ .

Na Figura 45-A e Figura 45-C estão sobrepostas as curvas de pressão indicada correspondentes a cada ponto de injeção de óleo diesel ( $P0$ ,  $P1$  e  $P2$ ), sendo  $P0$  a curva de referência. Neste estudo, não foram realizados os ensaios com quatro graus a mais no avanço estático da injeção (i.e., a  $P4$ ), devido a falhas mecânicas no sistema de refrigeração do dinamômetro.

Analisando a Figura 45-A e Figura 45-C, juntamente com o Apêndice IV, é possível observar também uma diminuição gradual da pressão no coletor de admissão ( $PC$ ) à medida que aumenta o fornecimento do combustível gasoso. Esse efeito deve-se ao fato de que ao ser injetado a jusante do compressor, o gás natural passa a ocupar o volume anteriormente preenchido pelo ar aspirado, reduzindo sua massa admitida. Dessa forma, a densidade e pressão no coletor registram menores valores médios, quando comparados ao modo Diesel original. Para exemplificar, nota-se que, segundo a Figura 45-A, para a maior carga a 1.800 rpm (1,25 MPa) a  $PC$  diminui de 29 para 27 psia quando o gás natural substitui 50% do consumo de óleo diesel.

Nesta fase dos ensaios foram também utilizadas as nomenclaturas  $RA_{zero}$  e  $RA_{máx}$ , para indicar a posição da válvula empregada na restrição do ar, isto é, totalmente aberta (“restrição zero”) ou parcialmente fechada (“restrição máxima”), sendo que esta última é dependente da carga, rotação e taxa de substituição Diesel/gás, de modo a se garantir uma operação estável do motor. No Apêndice IV, o percentual da  $RA_{máx}$  é estabelecido em termos mássicos, sobre a base da massa de ar admitida no modo Diesel original.

A Figura 45-B e Figura 45-D mostram, para cada regulagem do ponto de injeção diesel, as curvas de pressão decorrentes da máxima restrição do ar. Os resultados concernentes às restrições intermediárias (entre  $RA_{zero}$  e  $RA_{máx}$ ) encontram-se disponíveis no Apêndice IV. Os dados obtidos neste estudo indicam que o grau de restrição na admissão é mais permissível nas condições de carga parcial do motor, ou seja, onde foram registrados os menores valores da razão de equivalência ar-gás ( $\phi_g$ ). Contudo, os valores da  $RA_{máx}$  nunca foram superiores a 30%. Tal é o caso, por exemplo, dos valores correspondentes a 0,94 MPa, 1.800 rpm,  $TS = 50\%$  e  $P0$  (Figura 45-D), onde se observa uma diminuição significativa da pressão no coletor de admissão, de 24 para 20 psia (equivalente a  $RA_{máx} = 21\%$ , com  $\phi_g$  aumentando de 0,36 para 0,39). Enquanto na plena

carga,  $p_{me} = 1,25 \text{ MPa}$  (Figura 45-B), a máxima restrição na admissão provoca uma redução de 27 para 25  $psia$  (i.e.,  $RA_{m\acute{a}x} = 16\%$ , com  $\phi_g$  aumentando de 0,39 para 0,44).

Como pode ser observado na Figura 45, para  $TS = 50\%$ , o avanço da injeção de diesel, além dos maiores níveis da pressão indicada no final da compressão e início da expansão, gera uma ignição antecipada na câmara de combustão. Observando ainda a Figura 46, nota-se que esta relação existente entre os instantes da injeção e ignição é praticamente mantida ao longo da faixa de substituição considerada. Embora não se conheça o instante exato da injeção de diesel, pode-se inferir pelos resultados que a duração do atraso da ignição não é alterada significativamente pelo avanço da injeção.

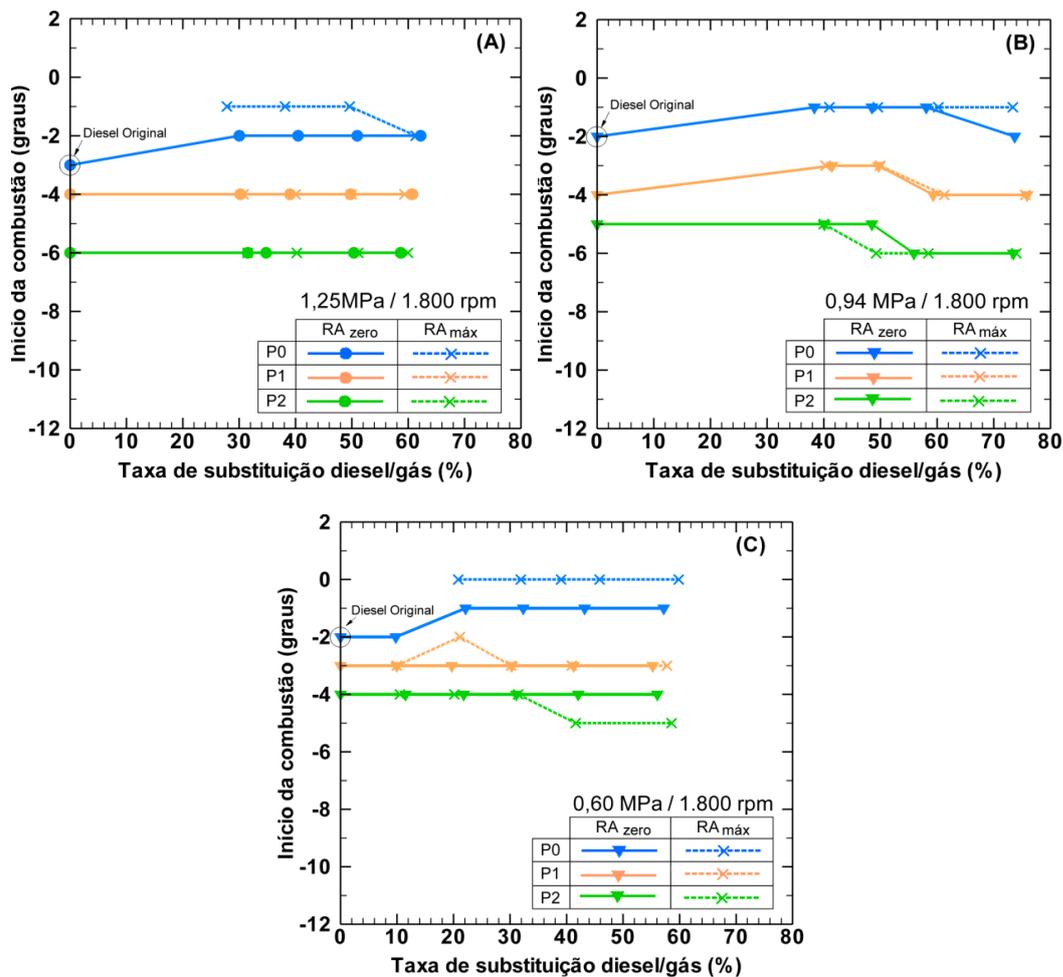


Figura 25 – Início da combustão versus carga, taxa de substituição Diesel/gás, ponto de injeção do diesel e restrição do ar de admissão (RPM: 1.800).

Os dados apresentados na Figura 25 e Apêndice IV revelam o pequeno impacto da máxima restrição do ar sobre o início da combustão. Esse aspecto é interessante, visto que a pressão (e a temperatura, conseqüentemente), durante o período de atraso da ignição, foi evidentemente inferior nos testes com restrição (ver Figura 45-B e Figura 45-D). Possivelmente, as reações de pré-ignição da mistura ligeiramente mais rica em gás natural (causada pela restrição do ar) contribuiriam na liberação de energia e na produção de algumas espécies químicas ativas que favoreceram a ignição do óleo diesel piloto.

Para uma taxa de substituição constante, como ilustrada na Figura 45 ( $TS = 50\%$ ), a injeção prematura do óleo diesel provoca um aumento na taxa de elevação de pressão, acarretando, por sua vez, em um maior pico de pressão ajustado em direção ao PMS. Além disso, pode ser notado que nas cargas parciais (Figura 26-B e Figura 26-C), a máxima taxa de aumento de pressão,  $(dp/d\theta)_{m\acute{a}x}$ , tende a diminuir a partir de uma elevada substituição Diesel/gás (em torno de 50%), indicando uma aplicação menos súbita da carga sobre a estrutura do motor, o que tende a diminuir os danos por fadiga. Não obstante, apesar desse declínio, a magnitude de  $(dp/d\theta)_{m\acute{a}x}$  ainda é superior em relação à operação Diesel original. As curvas correspondentes à máxima restrição do ar, obtidas com diferentes regulagens de avanço, acompanham também essa tendência. Por exemplo, dados obtidos a  $0,94\text{ MPa}$ ,  $1.800\text{ rpm}$  e  $TS = 74\%$  (Figura 26-A), confirmam que a máxima taxa da elevação de pressão aumenta de  $0,66$  para  $0,84\text{ MPa/grau}$  (+27%), quando o ponto estático da injeção diesel é avançado em  $2\text{ graus}$ , ou seja, de  $P_0$  a  $P_2$ . Soma-se a isso o incremento de  $0,84$  para  $0,96\text{ MPa/grau}$ , causado pela máxima restrição do ar. Por outro lado, quando se compara este último resultado com aquele obtido no funcionamento original do motor ( $0,45\text{ MPa/grau}$ ), constata-se que o percentual de aumento no  $(dp/d\theta)_{m\acute{a}x}$  chega a 113%.

Nos testes à plena carga ocorre um aumento expressivo no valor de  $(dp/d\theta)_{m\acute{a}x}$  quando o motor Diesel/gás opera nas máximas condições de substituição Diesel/gás, avanço da injeção e restrição do ar. Isto é devido ao acontecimento muito cedo da injeção e ignição de diesel e à maior concentração de gás natural na mistura (gerada pela restrição do ar e pelo maior fornecimento de gás natural), a qual influenciaria na propagação de chama a partir dos centros

de ignição, causando um súbito aumento na liberação de energia total. No funcionamento à plena carga, com avanço  $P0$ , os resultados da máxima taxa de aumento de pressão foram semelhantes durante os ensaios com ou sem restrição de ar. Para ilustrar-se o exposto, citam-se alguns resultados mostrados na Figura 26-A (1,25 MPa a 1.800 rpm). Inicialmente, no modo Diesel original registrou-se uma máxima taxa de 0,43 MPa/grau. Já no modo Diesel/gás com  $TS = 62\%$ , avanço  $P0$  e  $RA_{máx}$ , a máxima taxa de aumento da pressão foi de 0,64 MPa/grau (+49%), enquanto no teste com  $TS = 59\%$ , avanço  $P2$  e  $RA_{máx}$ ,  $(dp/d\theta)_{máx}$  atingiu o valor de 1,22 MPa/grau (+184%).

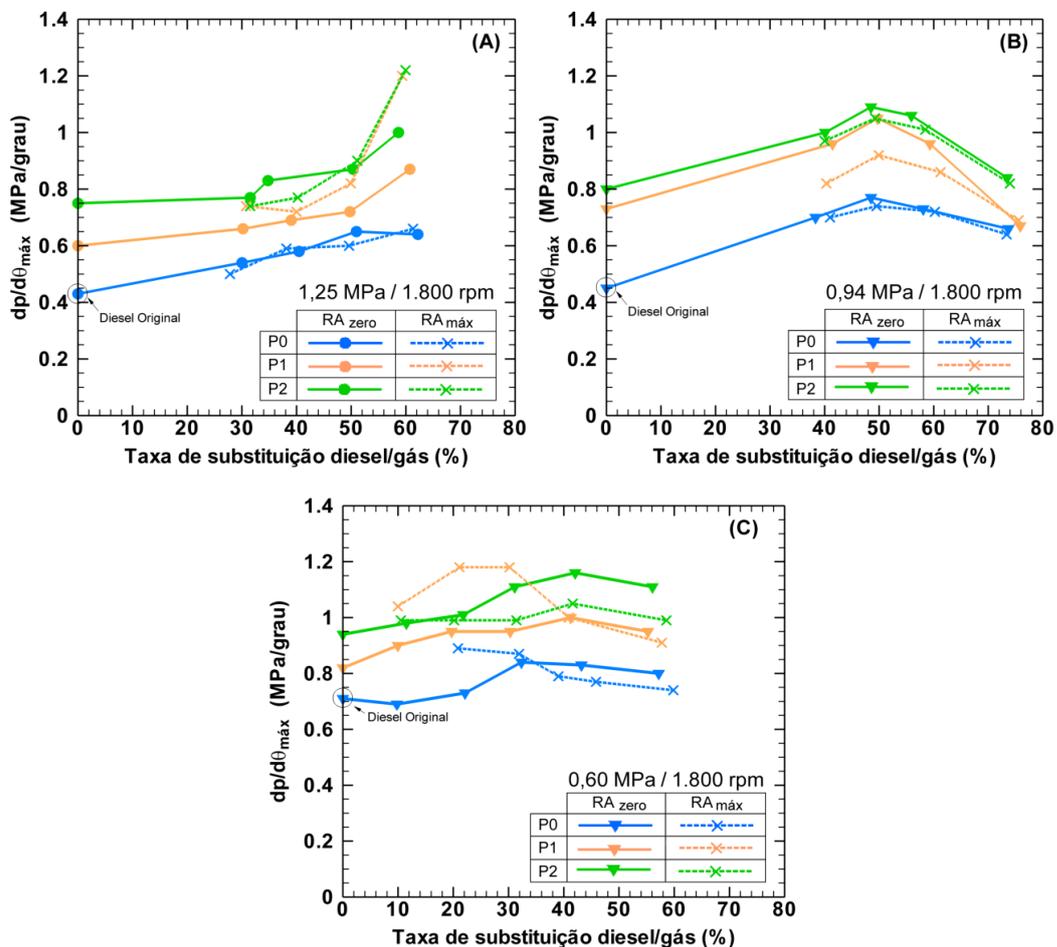


Figura 26 – Taxa máxima do aumento da pressão versus carga, substituição Diesel/gás, ponto de injeção diesel e restrição do ar de admissão (RPM: 1.800).

Outro aspecto importante identificado nos casos analisados foi a presença do maior ruído do motor quando foi utilizada a injeção avançada de óleo diesel. Pode-se mostrar teoricamente que quando uma força é aplicada a uma estrutura elástica, aparecerão vibrações na estrutura com uma amplitude dependente do tempo de aplicação da força e dos períodos naturais de vibração da estrutura. Baseado nisto, é evidente que a vibração do motor (e o ruído consequente) devido a uma elevada taxa de elevação de pressão deve decorrer de períodos naturais de vibração consideravelmente mais longos do que o período de rápida elevação de pressão no cilindro (Taylor, 1985). Pelo exposto, fica claro que o ruído decorrente da combustão pode ser reduzido pela diminuição da taxa de elevação de pressão ou pelo aumento das frequências naturais das vibrações envolvidas, sendo que nesta última opção é necessária uma estrutura mais rígida do motor, particularmente com relação à flexão do virabrequim. Desse ponto de vista, nas conversões Diesel/gás, é recomendável controlar o nível da taxa de elevação de pressão, a fim de limitar o nível de ruído da combustão. Para assegurar a durabilidade e confiabilidade da estrutura mecânica do motor, esses níveis e o pico da pressão deverão ser limitados. Como auxílio, a ocorrência da detonação é também restringida pelo controle da taxa de aumento de pressão.

Por meio da Figura 22 verificou-se que na operação a cargas elevadas, o pico da pressão aumentou com a progressiva substituição do óleo diesel pelo gás natural, sendo este efeito mais pronunciado na condição de plena carga. Caso bem distinto se verificou a baixas cargas, onde o valor de  $p_{m\acute{a}x}$  caiu conforme aumentou a substituição Diesel/gás. Na Figura 27, essas tendências nas distintas cargas não são alteradas com o aumento do avanço da injeção do óleo diesel. No entanto, os níveis da pressão máxima aumentaram conforme a injeção foi avançada. Tais fatos também podem ser observados nas curvas correspondentes à restrição parcial do ar ( $RA_{m\acute{a}x}$ ), porém, os picos de pressão atingidos são ligeiramente inferiores aos do funcionamento Diesel/gás sem restrição. Nas cargas elevadas, apenas nos ensaios com  $RA_{m\acute{a}x}$  e máxima taxa de substituição Diesel/gás, os valores da  $p_{m\acute{a}x}$  tendem a igualar aos obtidos sem restrição, confirmando, novamente, a maior liberação de energia quando utilizadas misturas mais ricas de ar e gás natural (Figura 27-A e Figura 27-B). Para cargas menores a 50% da plena carga (Figura 27-C), a taxa de substituição teve pouco impacto

sobre o  $p_{m\acute{a}x}$  na operação com  $RA_{m\acute{a}x}$ , já que tais valores foram sempre inferiores àqueles da operação com  $RA_{zero}$ .

Limitadas pelas condies de resistência do mecanismo biela-manivela, em motores Diesel turbo-alimentados, utilizados em aplicaes veiculares (taxa de compressão entre 12 e 16), tende-se a adotar valores tpicos de  $p_{m\acute{a}x} \leq 12,5 - 13,5 \text{ MPa}$  (Jvj, 1982).  provável, no entanto, que, como resultado dos avanos tecnológicos na engenharia de materiais, os limites de  $p_{m\acute{a}x}$  tenham sido aumentados.

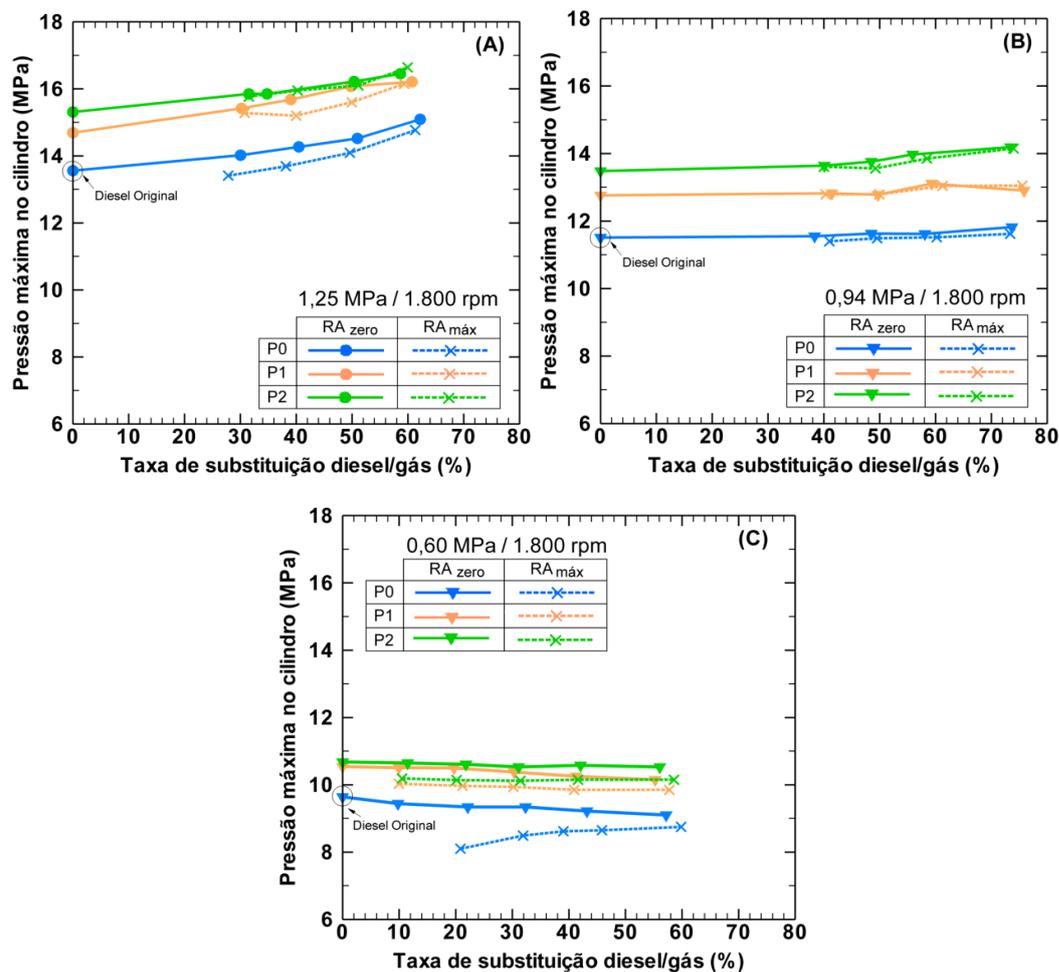


Figura 27 – Pressão máxima versus carga, taxa de substituição Diesel/gás, ponto de injeção diesel e restrição do ar de admissão (RPM: 1.800).

Comparando os dados da Figura 27-A (1,25 MPa a 1.800 rpm), observa-se que o motor ensaiado ( $TC = 17:1$ ), no modo Diesel original apresenta uma  $p_{m\acute{a}x}$  igual a 13,6 MPa, enquanto no modo Diesel/gás com P0,  $RA_{m\acute{a}x}$  e  $TS = 61\%$ , a

pressão máxima alcança o valor de  $14,8 \text{ MPa}$  (+9%) e alterando o ponto de injeção para  $P2$  incrementa-se para  $16,6 \text{ MPa}$  (+22%).

Para 50% da plena carga ( $0,60 \text{ MPa}$ ),  $1.800 \text{ rpm}$ ,  $TS \sim 57\%$  e  $RA_{zero}$ , o valor de  $p_{m\acute{a}x}$  aumentou de 9,1 para  $10,53 \text{ MPa}$ , quando o ponto de injeção do diesel foi adiantada de  $P0$  à  $P2$ . No entanto, ao utilizar a restrição parcial do ar, na operação com  $P2$ , a máxima pressão é reduzida para  $10,15 \text{ MPa}$ .

No motor de ignição por compressão, além do estresse mecânico, o incremento da  $p_{m\acute{a}x}$  acarreta no aumento da temperatura máxima no cilindro, o que, por sua vez, tende a aumentar as emissões de óxidos de nitrogênio, as cargas térmicas sobre o sistema de refrigeração, temperatura e estresse térmico das paredes da câmara de combustão (Gupta, 2006). Nesse contexto, torna-se conveniente, portanto, estabelecer os limites máximos para os picos de pressão durante o funcionamento Diesel/gás, com base nos valores considerados no projeto original do motor.

Uma representação da variação do ângulo da pressão máxima em função do avanço da injeção, taxa de substituição e restrição do ar é representada na Figura 28. Observa-se que, de uma forma geral, em todos os casos estudados ocorreu uma antecipação do ângulo correspondente ao pico de pressão, à medida que a injeção do diesel foi avançada.

Nos testes com máxima restrição do ar, a pressão máxima é atingida em ângulos iguais ou próximos aos obtidos no funcionamento sem restrição. A Figura 28 mostra que no modo Diesel/gás, operando à plena carga (e inclusive a 75% da plena carga),  $1.800 \text{ rpm}$ , avanço  $P2$  e  $RA_{m\acute{a}x}$  (ou  $RA_{zero}$ ), o ângulo correspondente à  $p_{m\acute{a}x}$  situa-se entre 6 e 9 graus DPMS, ou seja, numa faixa angular ligeiramente avançada em relação aos valores usuais dos motores a diesel, conforme afirmado anteriormente por Taylor (1985) e Stone (1992) (segundo os quais, tais valores estariam no intervalo de 10 a 20 graus DPMS).

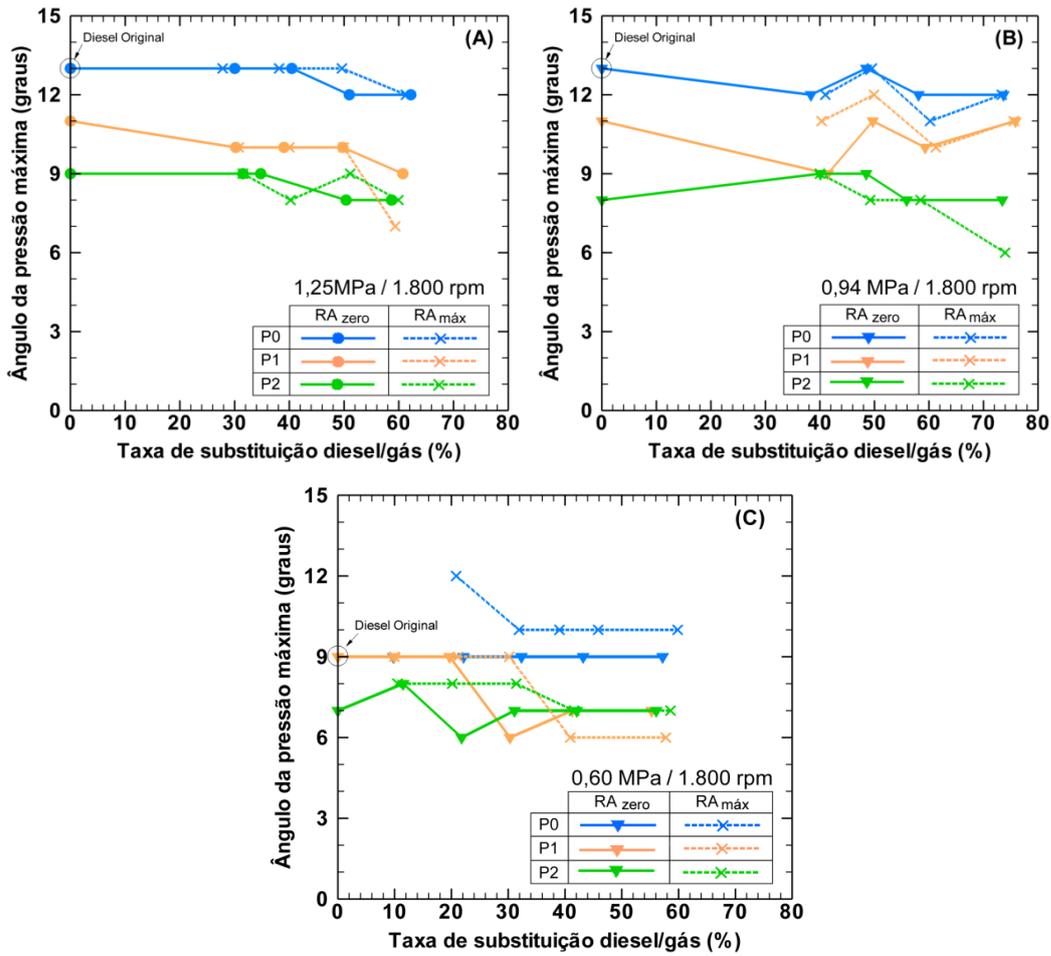


Figura 28 – Ângulo da pressão máxima versus carga, taxa de substituição Diesel/gás, ponto de injeção diesel e restrição do ar de admissão (RPM: 1.800).

### 5.2.3.

#### Efeitos do avanço da injeção do diesel e da restrição parcial do ar de admissão relacionados aos parâmetros de desempenho e emissões

As variações na curva do rendimento térmico com a posição da injeção do diesel e a restrição do ar de admissão estão ilustradas na Figura 29, que apresenta os resultados típicos obtidos nos ensaios em plena carga e em cargas parciais.

Nessa Figura, correspondente a 1.800 rpm, observa-se que, no caso do funcionamento a cargas elevadas (0,94 e 1,25 MPa), seja qual for o ajuste do avanço da injeção, o rendimento térmico inicialmente tende a diminuir com a substituição progressiva do diesel pelo gás natural e, posteriormente, aumenta, após atingir certa taxa de substituição que favorece a propagação da chama, devido à maior quantidade relativa de gás natural. Possivelmente, para elevadas cargas, aumentando-se a taxa de substituição, obter-se-iam rendimentos ainda mais elevados. Cabe mencionar que, devido a problemas no sistema de refrigeração do dinamômetro, limitou-se, por vezes, a máxima substituição.

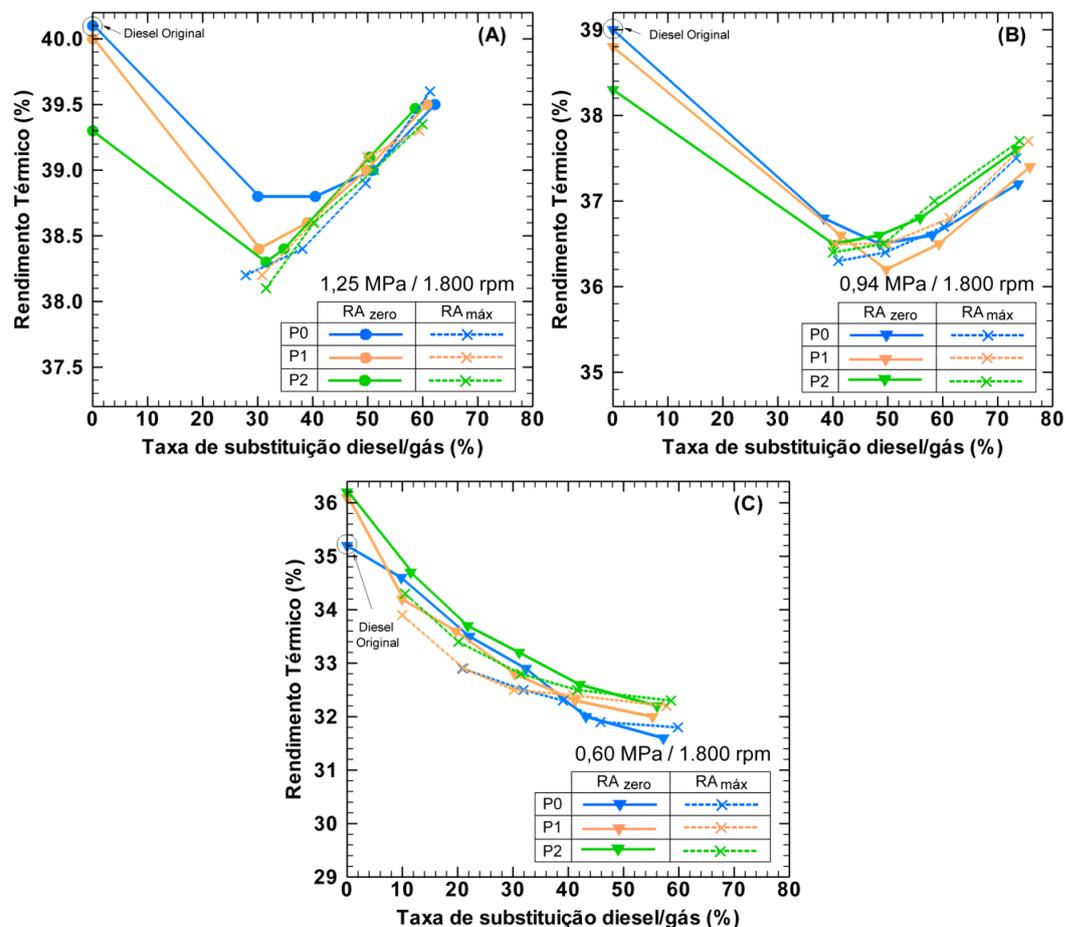


Figura 29 – Rendimento térmico versus carga, taxa de substituição Diesel/gás, ponto de injeção do diesel e restrição do ar de admissão (RPM: 1.800).

Na menor carga (Figura 29-C), o fraco desempenho do motor fica cada vez mais evidenciado com o maior fornecimento do combustível gasoso e seu menor aproveitamento de energia.

De forma geral, adiantando a posição da injeção do diesel e efetuando a restrição parcial do ar de admissão, o rendimento térmico global tende a aumentar ligeiramente durante as operações com altos percentuais de substituição Diesel/gás (tipicamente acima da faixa de 40 – 50%). Contudo, esse modesto incremento se mostra mais evidente sob condições de carga parcial do motor (ver Figura 29-B e Figura 29-C). Os pontos relativos à operação com pressão média efetiva igual a  $0,94 \text{ MPa}$ , avanço  $P0$  e  $TS \sim 74\%$  (Figura 29-B) indicam, por exemplo, que o rendimento térmico aumenta de  $37,2\%$ , verificado no modo sem restrição de ar, para  $37,5\%$  na situação de  $RA_{m\acute{a}x}$ . Avançando o ponto de injeção para  $P2$ , consegue-se ainda aumentar o rendimento para  $37,6\%$ . Contudo, as pequenas diferenças entre esses resultados encontram-se na faixa de incerteza experimental (ver Apêndice IV).

#### Emissões de monóxido de carbono:

As emissões de monóxido de carbono no modo Diesel/gás, como esperado, foram consideravelmente superiores quando comparadas ao modo Diesel original (ver curvas relativas ao avanço  $P0$  na Figura 30). No entanto, essas concentrações foram reduzidas de forma significativa através dos efeitos provocados pelas técnicas analisadas. Os maiores níveis da temperatura na combustão, gerados pelo maior avanço da injeção, e a mistura admitida mais rica em gás natural, devido à restrição parcial do ar, favoreceram a melhor decomposição e oxidação do combustível gasoso.

Para o exemplo já citado anteriormente ( $0,94 \text{ MPa}$ ,  $1.800 \text{ rpm}$  e  $TS \sim 74\%$ ), nota-se (Figura 30) que operando com avanço  $P0$ , a concentração inicial de CO foi igual a  $1255 \text{ ppm}$ , valor que foi posteriormente reduzido para  $1112 \text{ ppm}$  ( $-11\%$ ) e  $807 \text{ ppm}$  ( $-36\%$ ), nos avanços respectivos de  $P1$  e  $P2$ . A restrição parcial do ar de admissão,  $RA_{m\acute{a}x}$  relativo ao avanço  $P2$ , permitiria reduzir ainda mais este poluente para  $718 \text{ ppm}$  ( $-43\%$ ).

Outro detalhe que merece ser destacado é que, a  $50\%$  da plena carga (Figura 30-C), a técnica da restrição do ar gerou uma queda de CO apenas nos testes com

avanço original da injeção ( $P0$ ). Assim, contrariamente ao que se verificou na maioria de casos avaliados, na operação bicomustível com avanço  $P2$ , o  $RA_{máx}$  ocasionou um pequeno aumento do monóxido de carbono. Tal acréscimo poderia estar associado a possíveis falhas na combustão do diesel piloto, devido à menor quantidade disponível do oxigênio e à menor temperatura no cilindro no início antecipado da injeção.

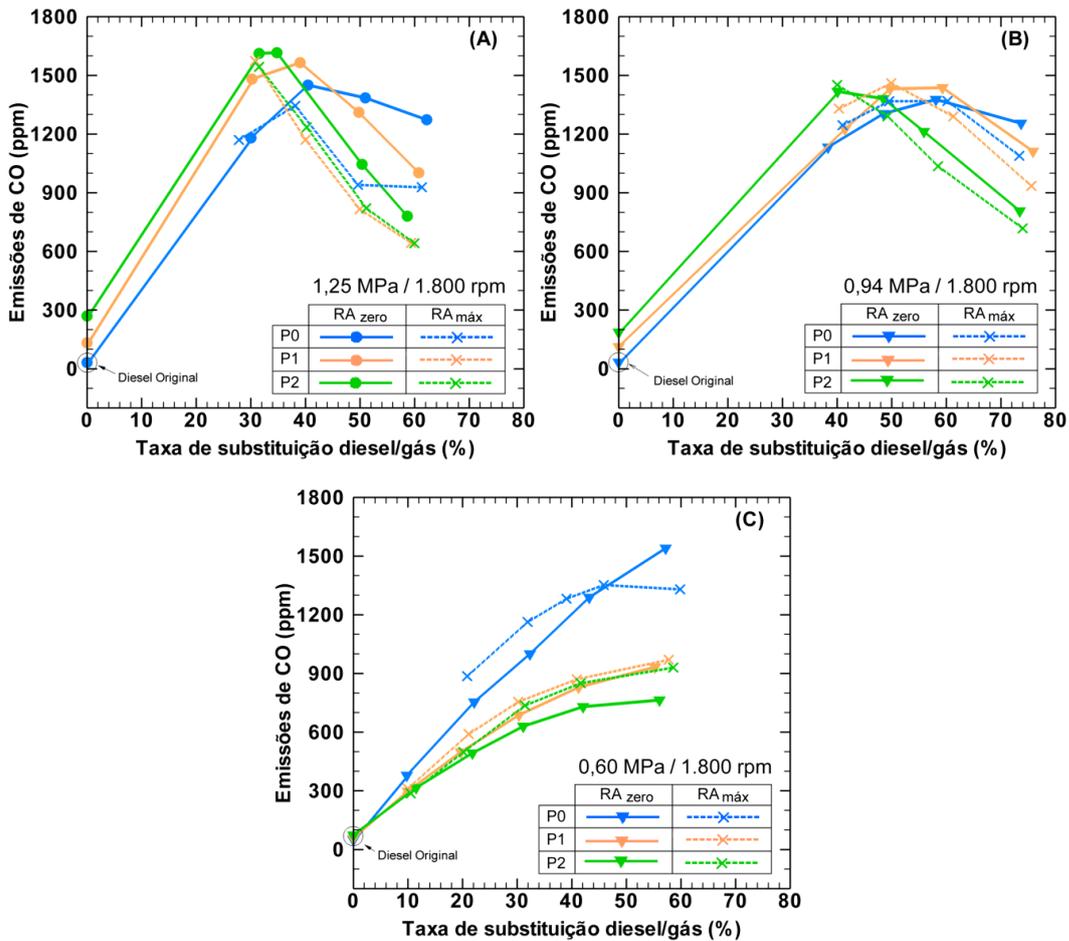


Figura 30 – Emissões de monóxido de carbono versus carga, taxa de substituição Diesel/gás, ponto de injeção do diesel e restrição do ar de admissão (RPM: 1.800).

As concentrações de hidrocarbonetos não foram medidas devido a falhas no sensor de HC do analisador portátil utilizado.

### Emissões de óxidos de nitrogênio:

Observando a Figura 31 é notado que, sob condições de 75 e 100% da plena carga, as emissões de óxidos de nitrogênio aumentaram ao se substituir parcialmente o óleo diesel pelo gás natural. Abaixo de 50% da máxima carga, verifica-se uma tendência para a diminuição de  $\text{NO}_x$ , em relação ao emitido pelo modo Diesel original. Exemplos dessas situações são os ensaios a 1,25 e 0,60 MPa, no regime de 1.800 rpm e avanço da injeção P0 (Figura 31-A e Figura 31-C). Sob plena carga (1,25 MPa), o  $\text{NO}_x$  aumentou de 957 para 1.333 ppm (+39%), quando a substituição Diesel/gás variou de 0 a 62%. Na menor carga, estas emissões foram reduzidas de 693 para 612 ppm (-12%), ao se aumentar de 0 a 57% a taxa de substituição.

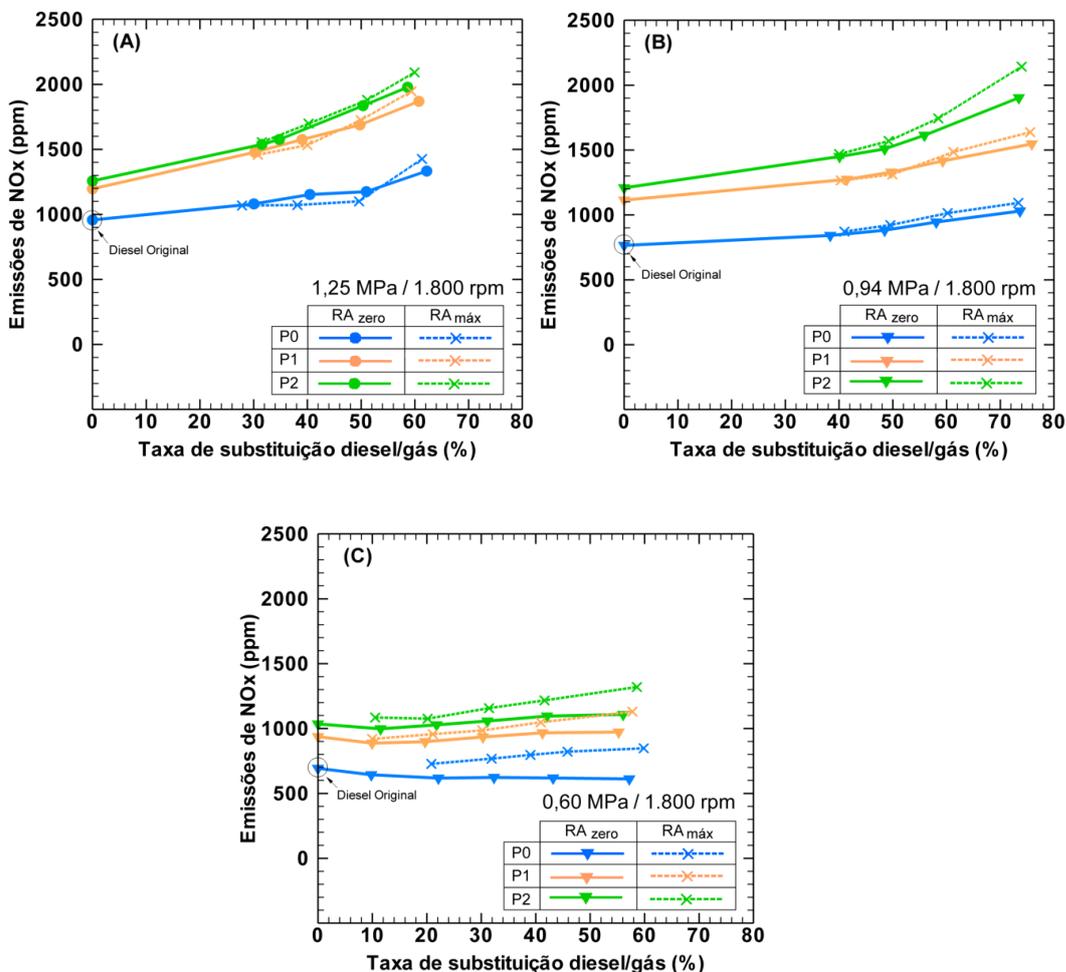


Figura 31 – Emissões de óxidos de nitrogênio versus carga, taxa de substituição Diesel/gás, ponto de injeção do diesel e restrição do ar de admissão (RPM: 1.800).

Os maiores níveis de  $\text{NO}_x$ , nas altas cargas, são atribuídos principalmente aos maiores picos de temperatura, como consequência dos aumentos da taxa de elevação da pressão na fase da combustão rápida (Figura 26 e Figura 27). Nas menores cargas, o fornecimento de gás natural reduz a pressão da combustão, podendo inferir em menores temperaturas da combustão, as quais acarretariam em menores emissões de  $\text{NO}_x$ . Além disto, existiria também a contribuição da reduzida quantidade de oxigênio disponível para o menor número de reações do nitrogênio (devido ao deslocamento do ar pelo combustível gasoso).

Os ensaios com maior avanço da injeção do óleo diesel confirmaram um maior acréscimo das emissões de óxidos de nitrogênio devido às maiores temperaturas da combustão. Verificaram-se também incrementos na emissão de  $\text{NO}_x$  nos ensaios com restrição parcial do ar, devido à melhor queima que favorece as reações de oxidação. Nos ensaios do motor a cargas elevadas (75 e 100% da máxima carga) é possível observar que um grau a mais no avanço da injeção do diesel (P1) foi o suficiente para incrementar as concentrações de  $\text{NO}_x$  para a faixa de 950 a 1.950 ppm, valores bem acima do limite superior informado por Majewsky e Khair (2006) (ver Apêndice IV).

Cumprindo ainda citar que, nas diversas cargas ensaiadas do modo bicomcombustível, foram observados os típicos intercâmbios envolvendo as relações  $\text{NO}_x/\text{CO}$  e  $\text{NO}_x/\text{rendimento térmico}$ : aumentos de óxidos de nitrogênio foram acompanhados por reduções de monóxido de carbono e certo ganho no desempenho do motor.

#### Emissões de material particulado:

Nesta fase dos ensaios, problemas na leitura do *Smoke Meter* impossibilitaram a medição dos particulados nas diferentes cargas avaliadas. Sendo assim, apenas obtiveram-se registros para cargas menores a 50% da plena carga (ver Tabela IV.II).

Na Figura 32, vê-se, por exemplo, que o MP diminui ligeiramente com o avanço da injeção do óleo diesel, enquanto a restrição do ar e a menor taxa de substituição inicialmente tendem a aumentar as emissões de particulados, devido à falta de oxigênio para a combustão do diesel piloto e a mistura pobre de ar e gás natural. Porém, à medida que se aumenta a quantidade de gás natural no cilindro (maior taxa de substituição), as concentrações de MP tendem a diminuir,

possivelmente, devido à melhor propagação da chama a partir dos centros de ignição.

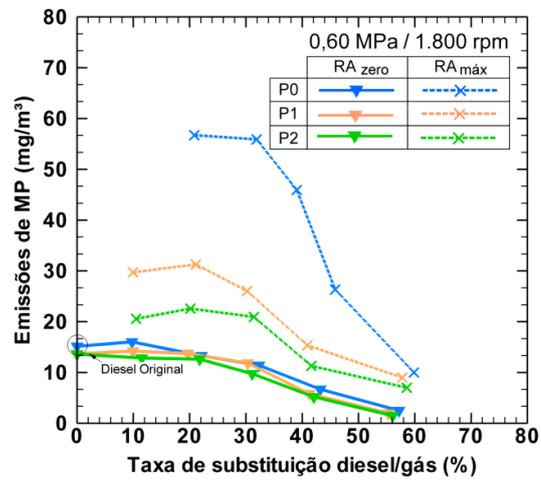


Figura 32 – Emissões de material particulado versus carga, taxa de substituição Diesel/gás, ponto de injeção do diesel e restrição do ar de admissão (RPM: 1.800).