



VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA
VI NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING
18 a 21 de agosto de 2010 – Campina Grande – Paraíba - Brasil
August 18 – 21, 2010 – Campina Grande – Paraíba – Brazil

ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UM MOTOR DIESEL TURBO-ALIMENTADO OPERANDO COM MISTURA DIESEL-BIODIESEL

Danilo Sousa Rocha, danilo@posmec.ufc.br¹

Guilherme Pianovski Júnior, engenheiro.guilherme@terra.com.br¹

André Valente Bueno, bueno@ufc.br¹

José Antônio Velásquez, jose.velasquez@pucpr.br^{2,3}

¹Universidade Federal do Ceará, Campus do Pici - Bloco 715, Fortaleza - CE

²Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Rua Imaculada Conceição 1155, Curitiba – PR

³Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Av. Sete de Setembro, 3165, Curitiba - PR

Resumo: *Os efeitos da adição de biodiesel ao óleo diesel convencional foram estudados empregando-se ensaios dinâmicos e simulações multidimensionais, avaliando-se o impacto desta adição na dinâmica do jato de combustível e na formação de óxidos de nitrogênio. Empregou-se o código multidimensional KIVA 3 VR2 para a realização das simulações computacionais e curvas experimentais de pressão no cilindro de um motor diesel rápido turboalimentado na validação destas simulações. Os combustíveis utilizados foram o óleo diesel e a mistura B20, composta por 80% de óleo diesel convencional e 20% de éster metílico do óleo de mamona, em volume. Os resultados obtidos indicam que a adição de biodiesel provoca um acréscimo na penetração do jato combustível devido a suas características inferiores de atomização com relação ao óleo diesel. As emissões de óxidos de nitrogênio foram consideravelmente superiores com o emprego da mistura B20, por conta de um aumento na parcela do jato combustível exposta a altas temperaturas e condições de queima pobre a estequiométrica.*

Palavras-chave: *Energias Renováveis, Motores de Combustão Interna, Biodiesel.*

1. INTRODUÇÃO

A utilização de fontes renováveis de energia tem sido uma boa estratégia para reduzir o consumo de combustíveis fósseis empregados na geração de potência e nos meios de transporte. Neste contexto, o biodiesel tem se mostrado um bom combustível alternativo, principalmente pelo fato de produzir menores índices de emissão de poluentes, e por ser produzido a partir de matéria-prima renovável (girassol, mamona, soja, etc.), abundante no território nacional. Programas governamentais tem incentivado a utilização de diferentes tipos de biomassa, de acordo com as disponibilidades regionais, com a implementação gradativa de concentrações de biodiesel no óleo combustível (diesel), seguindo metas estabelecidas segundo um plano de aumento desse percentual até valores expressivos. Isto justifica a avaliação detalhada das modificações nas condições operacionais dos motores de combustão interna causadas pela adição de biodiesel ao óleo diesel convencional.

A maior parte dos trabalhos que abordaram o desempenho operacional do biodiesel empregaram ésteres metílicos do óleo de soja, colza ou girassol. Os resultados obtidos com a adição destes tipos de biodiesel no óleo diesel destacam a importância das modificações introduzidas nas propriedades do combustível, devendo-se ressaltar os efeitos da alteração de composição, da redução de conteúdo energético e do acréscimo de viscosidade. A combinação entre a redução da relação C/H do combustível, a introdução de oxigênio em sua composição e o aumento de sua viscosidade faz com que a adição de biodiesel ao óleo diesel provoque um empobrecimento da mistura sendo queimada. Essas modificações no processo de combustão costumam ter os seguintes efeitos na distribuição dada à exergia do combustível no interior do cilindro (Bueno et al, 2009):

- aumento da irreversibilidade devido à redução da temperatura dos gases do cilindro;
- redução das frações da exergia do combustível rejeitadas sob a forma de calor e de exergia de gases de escape.

Com a adição de biodiesel em frações inferiores aos 20% em volume, a combinação desses efeitos costuma aumentar a parcela da exergia do combustível transferida como trabalho indicado e, portanto, a eficiência térmica do motor. Desse modo, têm sido reportados dados onde a eficiência térmica do motor é elevada com a adição de biodiesel em baixas concentrações (Bueno et al, 2009; Ali et al, 1995; Agarwal et al, 2001) ou se mantém praticamente inalterada (Rakopoulos et al, 2007). O consumo específico do motor é dado pela razão entre o poder calorífico do combustível e a

eficiência térmica do motor, estabelecendo-se para o seu comportamento um compromisso entre o aumento da eficiência térmica e a redução do poder calorífico do combustível com a adição de biodiesel. O melhor compromisso entre esses fatores tem sido alcançado com a adoção das misturas B10 (Bueno et al, 2009) e B20 (Agarwal et al, 2001), com as quais se obtiveram reduções médias da ordem de 2% no consumo específico de combustível com relação ao óleo diesel.

O uso do biodiesel também modifica os níveis de emissão dos principais poluentes relacionados aos motores diesel: os óxidos de nitrogênio e o material particulado. Segundo Chang et al (1997), a utilização de um combustível mais viscoso eleva a velocidade e distância de penetração do jato de combustível. Desta forma, a adição de biodiesel amplifica a parcela da mistura exposta a altas temperaturas na periferia deste jato durante a combustão difusiva, levando a um leve favorecimento à formação de óxidos de nitrogênio com a operação do motor em cargas elevadas (Choi et al, 1999). Para condições de baixa carga, a combustão pré-misturada passa a ter uma participação importante no desenvolvimento de altas temperaturas no jato combustível, fazendo com que a menor temperatura de chama das misturas contendo biodiesel provoque uma redução nas emissões de óxidos de nitrogênio (Choi et al, 2002). A extensão dessas tendências é dependente da tecnologia de formação de mistura aplicada em cada motor, que governa a distribuição entre os mecanismos de queima pré-misturada e difusiva em cada regime de operação. A influência da configuração do motor sobre a formação deste poluente foi evidenciada pela Agencia de Proteção Ambiental Estadunidense, que efetuou um estudo detalhado dos efeitos da utilização do biodiesel sobre as emissões de exaustão (EPA, 2002). Para a aplicação da mistura B20, por exemplo, registram-se alterações de -6% a +8% na emissão de óxidos de nitrogênio de acordo com o modelo de motor utilizado. A utilização do biodiesel pode contribuir para o abatimento da emissão de material particulado nos grandes centros urbanos. Por apresentar oxigênio em sua composição, o biodiesel introduz um oxidante nas regiões de mistura rica do jato de combustível, fornecendo um caminho alternativo para os percussores de fuligem. Obtém-se, deste modo, uma redução na fração não-solúvel do material particulado que possui forte correlação com a concentração de oxigênio presente no combustível (Rakopoulos et al, 2006). A restrição obtida na emissão de material particulado também depende da configuração do motor empregado, tendo sido observadas reduções médias de 10,1% a 25% mediante a utilização da mistura B20 (EPA, 2002; Rakopoulos et al, 2006).

Nota-se, contudo, uma lacuna na literatura quanto à disponibilidade de dados a respeito da utilização do biodiesel proveniente da mamona em motores não modificados. Devido às suas características físico-químicas singulares, como uma viscosidade quase seis vezes superior à do diesel mineral, espera-se que a adição do biodiesel de mamona introduza modificações importantes no desenvolvimento do processo de queima e formação do jato combustível. Neste trabalho avaliaram-se os efeitos da operação de um motor diesel rápido turboalimentado queimando uma mistura combustível contendo 20% de éster metílico do óleo de mamona e 80% de óleo diesel convencional, em volume. As distribuições do combustível e óxido de nitrogênio na câmara de combustão foram determinadas empregando-se o programa KIVA 3VR2 (Amsden et al, 1985; Amsden et al, 1987; Amsden, 1993). As soluções numéricas para o escoamento tridimensional presente no cilindro do motor foram obtidas utilizando-se uma geometria detalhada do pistão e incluindo-se os efeitos da turbulência, da cinética química de pré-ignição, das reações de combustão, das quebras primária e secundária do spray de gotículas de combustível e da transferência de calor pelas fronteiras do sistema. As simulações computacionais foram validadas utilizando-se dados experimentais de pressão no cilindro, de acordo com os procedimentos sugeridos por Reitz e Rutland (1995).

2. APARATO EXPERIMENTAL

O éster metílico do óleo de mamona foi analisado como substituto parcial para o óleo diesel mineral na concentração de 20% em volume (mistura B20). O combustível base utilizado é um diesel de baixo teor de enxofre (0,05%), para o qual se adotou o modelo de propriedades da Universidade de Illinois (Amsden, 1993). As propriedades do biodiesel de mamona foram aproximadas pelas do éster metílico do ácido ricinoleico, o qual constitui cerca de 92% do teor de ésteres deste biodiesel. Na Tab. (1) são apresentadas algumas das características termoquímicas relevantes dos combustíveis analisados. Devido à presença de oxigênio em sua composição e da menor razão C/H, a adição de biodiesel provoca uma redução no conteúdo energético do combustível e na razão mássica ar-combustível necessária para a queima estequiométrica (a_{st}). Para a mistura B20, observam-se elevações de 27,3% na viscosidade e 1,3% na densidade, além de reduções de 3,6% no conteúdo energético e de 5,7% na fração de ar necessária para queima estequiométrica.

Os experimentos deste estudo foram conduzidos com um motor diesel rápido MWM 6.07T GMT-400 turboalimentado, cujas especificações são apresentadas na Tab. (2). Um dinamômetro e um sistema de bancada de testes automático foram empregados no controle do motor e na aquisição de seus principais parâmetros operacionais. O consumo de combustível foi determinado utilizando-se uma balança gravimétrica e as temperaturas do fluido de arrefecimento e da alimentação de combustível foram controladas com trocadores de calor do tipo casco-tubo. A precisão nas medições de variáveis operacionais é apresentada na Tab. (3).

Um transdutor piezoelétrico miniatura AVL GM 12 D montado sobre a reentrância do pistão foi utilizado para a medição da pressão no cilindro. Os dados de pressão no cilindro foram calculados a partir de uma média de 56 ciclos consecutivos, com uma resolução de meio grau de ângulo de manivela. A posição angular do ponto morto superior foi calibrada dinamicamente utilizando-se um sensor capacitivo. A incerteza apresentada na Tab. (3) para a pressão no

cilindro foi calculada considerando-se a precisão do sistema combinado formado pelo transdutor de pressão, por um amplificador de carga e pelo sistema da aquisição de dados.

Tabela 1: Propriedades do óleo diesel mineral e da mistura B20.

Combustível	%Biodiesel (Volume)	Formula Empírica	a_{st} [m_{ar}/m_f] _{st}	Densidade [kg/m ³]	Viscosidade [m ² /s a 40°C]	Exergia [MJ/kg]
Diesel	0%	C ₁₃ H ₂₃ O _{0.00}	14,38	850,0	2,60 10 ⁻²	44,98
B20	20%	C _{13.66} H _{24.43} O _{0.33}	13,77	861,3	3,31 10 ⁻²	43,35
Biodiesel	100%	C ₁₉ H ₃₆ O ₃	11,64	924,5	14,51 10 ⁻²	38,48

Tabela 2: Especificações do motor.

Configuração	4 tempos injeção direta
Controle do turbocompressor	Válvula waste gate
Número de cilindros / cilindrada (dm ³)	6 / 4,2
Curso x diâmetro [m]	0.103 x 0.093
Taxa de compressão	17.8:1

Tabela 3: Precisão nas medições.

Medição	Precisão de medição em fim de escala
Potência de frenagem [kW]	± 0.32
Consumo mássico de combustível [g/h]	± 192
Consumo volumétrico de ar [m ³ /h]	± 6
Pressão indicada [bar]	± 0.67

3. MODELO NUMÉRICO

3.1. Modelos de formação de jato combustível e combustão

Uma formulação lagrangeana foi empregada para o rastreamento das gotículas de combustível na câmara de combustão, de maneira combinada com uma formulação euleriana aplicada na descrição da fase gasosa. O jato de combustível foi estudado aplicando-se um modelo estatístico, considerando-se grupos de gotículas idênticas denominadas parcelas, cuja trajetória foi seguida utilizando-se um procedimento lagrangeano (Amsden, 1993). As simulações apresentadas a seguir utilizaram 10000 parcelas por orifício do bico injetor ao longo da injeção.

As quebras primária e secundária do jato de combustível (desmembramentos das gotículas de combustível) foram descritas empregando-se o modelo de analogia de Taylor (O'Rourke e Amsden, 1987b). As parcelas foram injetadas com um ângulo inicial nulo, de modo que o ângulo inicial do jato combustível após a quebra primária também foi previsto pelo modelo de desmembramento das gotículas de combustível (O'Rourke e Amsden, 1987b). Os efeitos que a cavitação e a turbulência no interior do bico injetor exercem sobre o diâmetro inicial das gotículas foram considerados de maneira indireta, atribuindo-se diâmetros médios de Sauter para cada parcela injetada iguais a 80% do diâmetro do orifício do injetor, correspondendo a um valor de 160 µm. Adotou-se, portanto, uma distribuição mono-dispersa para os diâmetros iniciais das gotículas de combustível. O ângulo inicial do jato combustível obtido nas simulações está em acordo com o previsto pela correlação proposta por Arai et al (1984), com a qual se calculou um ângulo inicial de 28,43 graus para os dois combustíveis.

Após a quebra primária a colisão entre gotículas de combustível é considerada através do modelo proposto por O'Rourke (1980). Neste modelo, a fase gasosa de cada célula computacional é definida como o volume de controle para fins de cálculos de colisão, e uma colisão poderá ocorrer se duas ou mais parcelas ocuparem a mesma célula. A probabilidade de colisão é estimada a partir da densidade local e da velocidade relativa das gotículas, empregando-se uma formulação similar a da teoria de cinética dos gases. O modelo de vaporização das gotículas aplicado é baseado em Borman e Johnson (1962).

Considerou-se que a carga do cilindro é composta por doze substâncias: combustível, O₂, N₂, CO₂, H₂O, H, H₂, O, N, OH, CO e NO. A cinética química de pré-ignição do combustível foi modelada empregando-se uma equação do tipo de Arrhenius para o atraso da ignição:

$$\tau_{id} = A \left(\frac{P}{P_{ref}}\right)^{-2.5} \Phi_g^{-1.04} \exp\left(\frac{6000}{T}\right) \quad (1)$$

sendo P , T e Φ a pressão, temperatura e relação mássica combustível/ar na célula computacional. O fator pré-exponencial A desta equação foi ajustado a partir de dados experimentais de pressão nos valores de $4,5 \cdot 10^{-4}$ para a mistura B20 e $5,0 \cdot 10^{-4}$ para o óleo diesel. O seguinte critério deve ser atendido para que se considere a ocorrência da ignição em uma célula computacional:

$$\int_0^t \tau_{id} dt \geq 1 \quad (2)$$

Após a ignição, o consumo de combustível pela reação de queima é modelado através de reações globais de um passo. Para o óleo diesel considerou-se:



e para o biodiesel utilizou-se a seguinte reação:

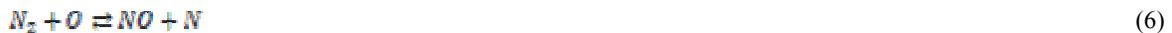


As taxas destas reações foram calculadas empregando-se expressões do tipo de Arrhenius:

$$\frac{d[\text{combustível}]}{dt} = B [\text{combustível}]^{0,25} [O_2]^{1,5} \exp\left(\frac{-15,098}{T}\right) \quad (5)$$

sendo o fator pré-exponencial B dado por $3,0 \cdot 10^{11}$ para os dois combustíveis. Estes valores foram obtidos através do ajuste entre as curvas preditas pelo modelo multidimensional para a pressão no cilindro e as curvas obtidas experimentalmente.

A formação de óxidos de nitrogênio (NO_x) é considerada através do mecanismo estendido de Zeldovich, o qual é composto das seguintes reações:



Estas são as reações de formação térmica de NO_x, as quais são fortemente dependentes da temperatura tornando-se significativas para valores superiores a 2000 K.

A formação e oxidação de material particulado foram calculadas utilizando-se o mecanismo de Surovikin (1976). Este modelo sugere que a formação e crescimento de núcleos de radical e a formação e crescimento de núcleos de partícula fazem parte de um mesmo processo, apesar de ocorrerem através de mecanismos diferentes. O processo completo pode ser descrito em três etapas: 1) a formação de núcleo de radical – que tem contribuições tanto da decomposição molecular como da ramificação de núcleos no processo de formação; 2) o crescimento dos núcleos de radical até atingir um diâmetro crítico para núcleos com uma superfície física. Essa taxa de crescimento é baseada na hipótese de que a cada colisão com a molécula de hidrocarboneto, o núcleo aumenta pelo peso da parte de carbono da molécula colidente que se agrega ao núcleo; 3) o crescimento de núcleos e suas transformações em partícula de carbono. As energias de ativação de cada fase do processo utilizadas no código são baseadas em dados experimentais.

Para avaliação de possíveis emissões de material particulado, é necessário avaliar a taxa de consumo do hidrocarboneto. Esta taxa determina-se avaliando a perda dessas moléculas a partir da colisão ativa com a superfície de núcleo-radical e, assim, o hidrocarboneto é convertido em núcleo-radical e núcleo-partícula. A quantidade eventualmente emitida é geralmente bem menor que a quantidade total produzida na combustão, devido à oxidação desse material. O modelo para essa oxidação segue o procedimento de Nagle e Strickland-Constable (1962).

Considerou-se a hipótese de equilíbrio parcial para as seguintes espécies O₂, N₂, CO₂, H₂O, H, H₂, O, N, OH e CO por meio das seguintes reações de equilíbrio químico:

$$H_2 \approx 2H \quad (9)$$

$$O_2 \approx 2O \quad (10)$$

$$N_2 \approx 2N \quad (11)$$

$$O_2 + H_2 \approx 2OH \quad (12)$$

$$O_2 + 2H_2O \approx 4OH \quad (13)$$

$$O_2 + 2CO \approx 2CO_2 \quad (14)$$

Os transportes convectivo e difusivo de espécies químicas são determinados utilizando-se o modelo de turbulência RNG-ke (Han e Reitz, 1995), e as interações turbulência-química em escala inferior à da célula computacional não são consideradas (considera-se que as células computacionais contenham uma mistura homogênea). Este procedimento tem fornecido resultados precisos em condições semelhantes às aqui consideradas (Shuai et al, 2009). Além das equações de conservação das espécies, as equações de conservação da quantidade de movimento, correção da pressão, conservação da energia, transporte da energia cinética turbulenta (k) e transporte da razão de dissipação (ε) são resolvidas para a fase gasosa (Euleriana) em um esquema numérico similar ao SIMPLE (Amsden et al, 1985).

3.2. Malha Computacional e Condições Iniciais

A malha computacional adotada é apresentada na Fig. (1). A silhueta do pistão foi adquirida empregando-se o molde de silicone mostrado na Fig. (2), de modo que todos os detalhes da geometria do pistão e a própria taxa de compressão geométrica do motor se replicaram na malha computacional. Os cinco orifícios do injetor de combustível são igualmente espaçados e foram representados individualmente nas simulações. A geração de malha foi efetuada com o pré-processador padrão do programa KIVA 3 VR-2, utilizando-se 76.875 células computacionais com arestas de aproximadamente 1,0 mm. Esta malha tem dimensões equivalentes à versão de maior refinamento utilizada por Shuai et al (2009) para a simulação de um motor diesel similar ao aqui estudado.

Os cálculos foram iniciados a partir do fechamento das duas válvulas de admissão, que ocorre a $148,5^\circ$ antes do ponto morto superior, considerando-se ar uniformemente distribuído como o conteúdo do cilindro cuja pressão e temperatura foram adquiridas experimentalmente. O turbilhonamento na câmara (swirl) foi inicializado com um perfil de velocidades dado por uma função de Bessel de acordo com os procedimentos sugeridos por Wahiduzzaman e Ferguson (1986). Para a inicialização do escoamento turbulento utilizou-se um valor de 1% da velocidade média do pistão para as flutuações turbulentas de velocidade, e um comprimento integral de escala igual a 10% do diâmetro do pistão.

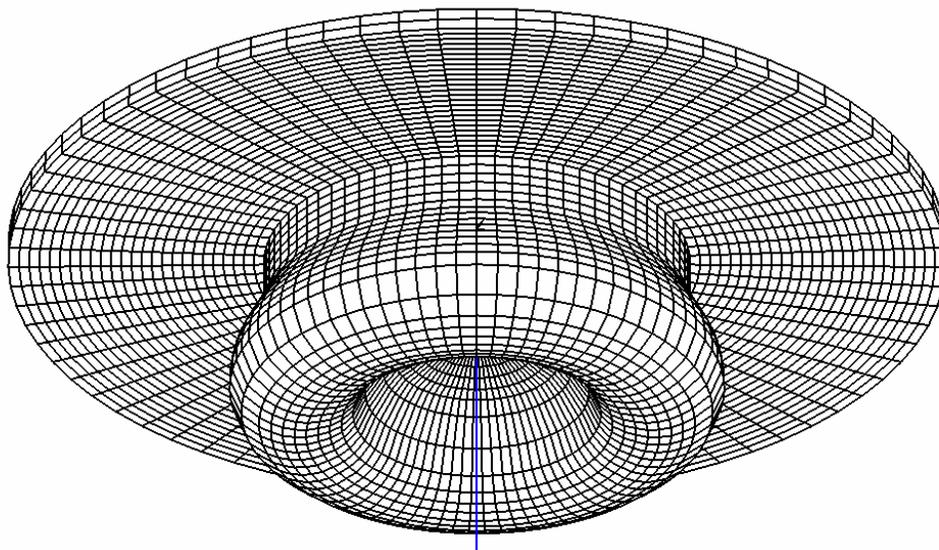


Figura 1. Malha computacional da câmara de combustão do pistão.



Figura 2. Molde de silicone retirado da cabeça do pistão.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Diagramas de liberação de energia e de pressão no cilindro do motor previstos nas simulações são comparados aos dados levantados experimentalmente na Fig. (3), tendo-se obtido um grau de concordância razoável. As condições de operação do motor nas quais se obtiveram estes dados experimentais e se realizaram as simulações foram 2100 rotações por minuto e plena carga. Operando com óleo diesel o motor desenvolveu 51,32 kW de potência e apresentou um consumo específico de 288,8 g/kW h. Já com a mistura contendo 20% de biodiesel de mamona, observou-se uma potência de 53,7 kW e um consumo de 268,9 g/kW h. Nas condições estudadas, portanto, a utilização de mistura B20 acabou favorecendo o desempenho do motor. Obviamente, este tipo de resultado apresenta forte dependência quanto ao regime operacional e características do motor utilizado, não podendo ser estendido para motores com outra tecnologia de combustão ou para outros regimes de funcionamento. Os autores obtiveram resultados semelhantes com este mesmo motor operando em 2000 rotações por minuto e plena carga com mistura B20 produzida a partir do éster etílico do óleo de soja (Bueno et al, 2009).

A Fig. (4) apresenta os valores dos raios médios de Sauter das parcelas de diesel e B20 no ponto morto superior. Logo após a quebra primária, as gotículas de mistura B20 apresentavam um raio médio de Sauter cerca de 10% superior ao do óleo diesel. Contudo, devido à maior velocidade de injeção obtida ao se adicionar o biodiesel, que possui maior viscosidade e densidade, observa-se que as gotículas da mistura B20 tiveram seu raio reduzido mais rapidamente com relação ao óleo diesel e se vaporizaram percorrendo uma distância mais curta. A expectativa quanto à maior velocidade de injeção para a mistura B20 é confirmada na Fig. (5), onde se observam as distâncias de penetração do combustível vaporizado na câmara de combustão também para o ponto morto superior. Este acréscimo na quantidade de movimento do jato combustível e na distância de penetração está em acordo com dados reportados para outros tipos de biodiesel (Bang e Lee, 2010, Fang et al, 2009). Ainda na Fig. (5) pode-se notar que a ignição ocorreu antes para a mistura B20 com relação ao diesel, devido ao maior número de cetano do biodiesel.

A presença de oxigênio na molécula do biodiesel e a maior penetração do jato reduzem os valores da relação de equivalência combustível/ar nas regiões mais ricas do jato. Além disto, o aumento na quantidade de movimento do jato também eleva a energia cinética turbulenta em sua periferia, o que tem um efeito positivo significativo nas taxas de queima e na formação de óxidos de nitrogênio. De acordo com Dec (1995), a produção de óxidos de nitrogênio concentra-se na periferia da chama difusiva formada em motores diesel, sendo favorecida por relações de equivalência ligeiramente pobres e altas temperaturas. Na Fig. (6) são apresentados os valores da temperatura no jato combustível a cinco graus após a passagem do pistão pelo ponto morto superior, onde se observa que a utilização de mistura B20 acabou elevando a temperatura na periferia do jato e a área da superfície exposta a altas temperaturas. As concentrações de óxido de nitrogênio ao longo do jato combustível podem ser observadas na Fig. (7), confirmando a expectativa de maiores concentrações com o uso de mistura B20. Estes resultados estão em acordo com as tendências de maiores temperaturas e maior penetração do jato de combustível, reportadas por Kong e Reitz (1999) para o éster metílico de

óleo de soja. Contudo, os efeitos da adição de biodiesel de mamona ao óleo diesel se mostraram ainda mais significativos que os obtidos com biodiesel de soja, causando modificações agudas na estrutura do jato combustível. De fato, os valores previstos pelas simulações para as emissões de NO_x foram de 1495,50 ppm para o óleo diesel e 1983,89 ppm para a mistura B20, indicando um acréscimo de 32,65% nas emissões deste poluente com a adição do biodiesel de mamona. Este valor é significativamente superior aos 6% a 8% de acréscimo na emissão de óxidos de nitrogênio observados para a aplicação da mistura B20 proveniente de outros óleos vegetais (EPA, 2002). Pode-se atribuir este comportamento à maior dissimilaridade entre as propriedades do biodiesel proveniente da mamona e as do óleo diesel, notadamente a viscosidade e a temperatura crítica.

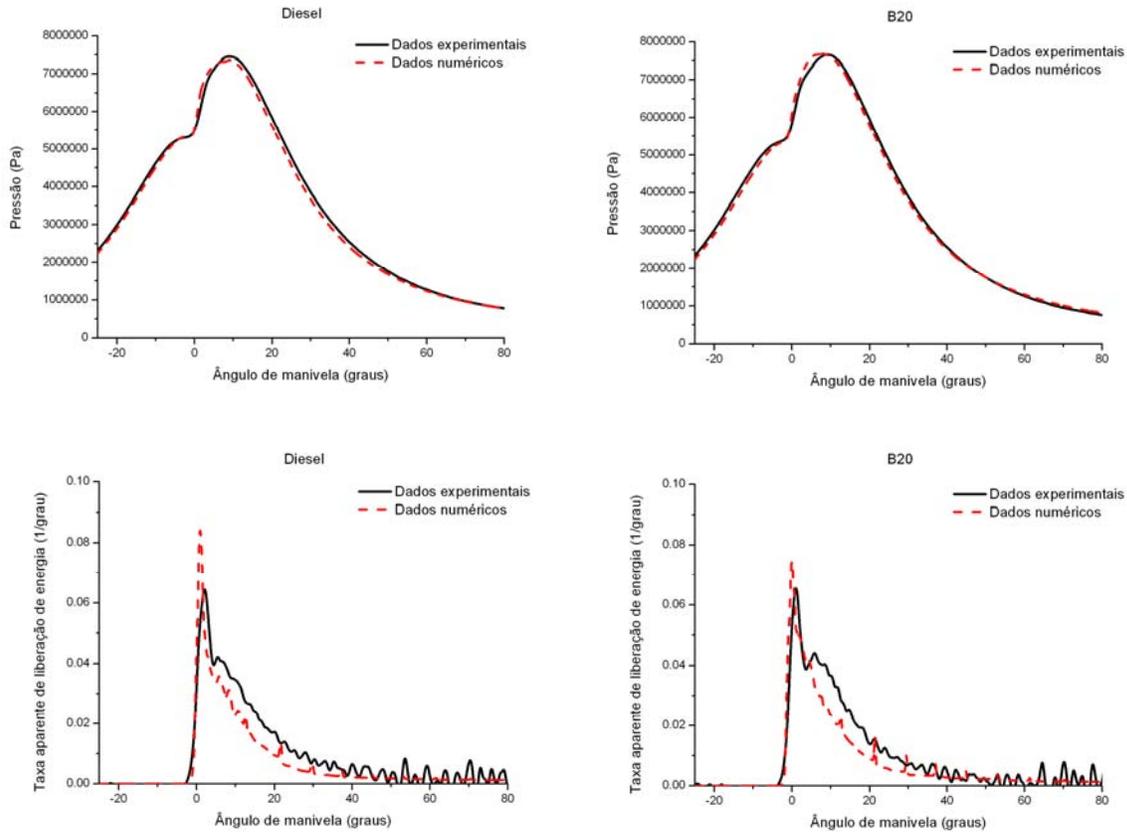


Figura 3. Curvas de pressão e de liberação de energia no cilindro simuladas e experimentais.

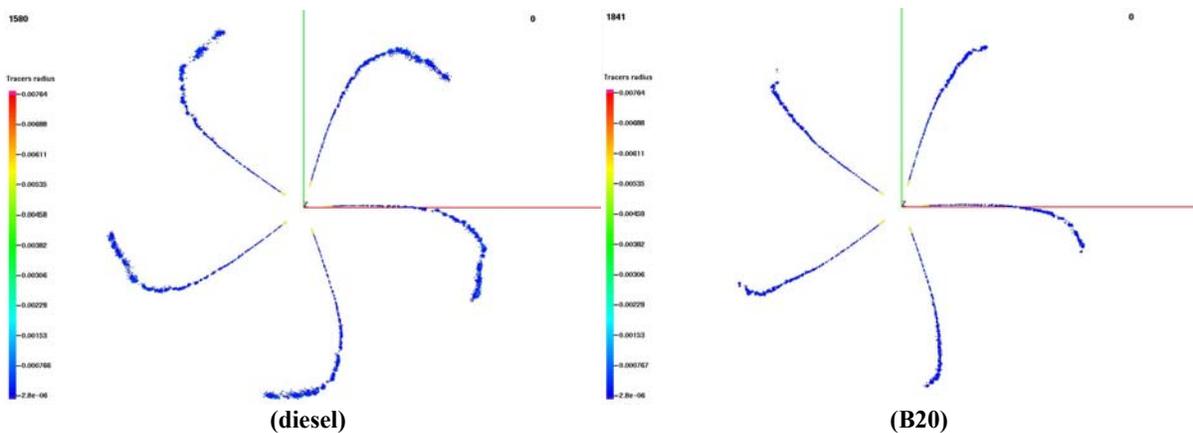


Figura 4. Raios médios de Sauter no ponto morto superior (em centímetros).

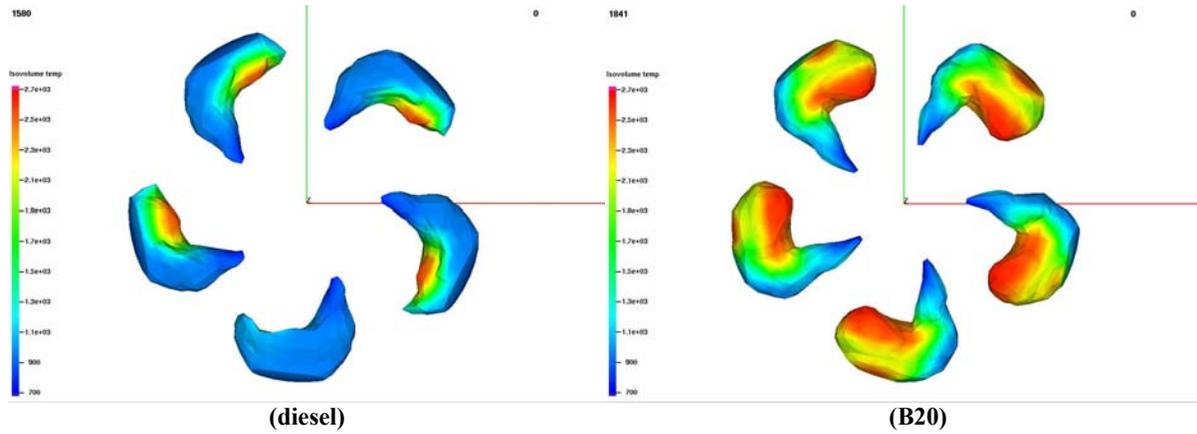


Figura 5. Contornos do jato combustível no ponto morto superior (temperaturas apresentadas na escala Kelvin).

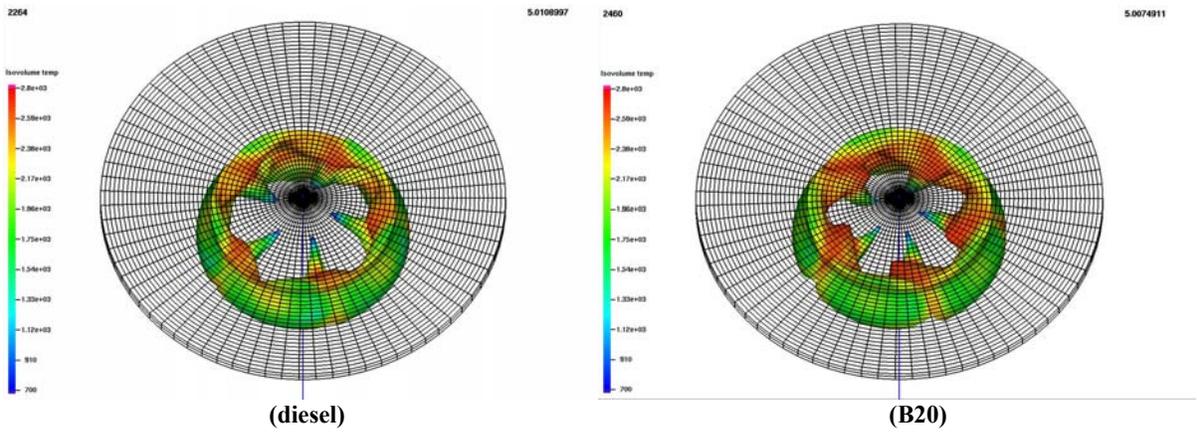


Figura 6. Temperaturas no jato combustível a 5° do ponto morto superior.

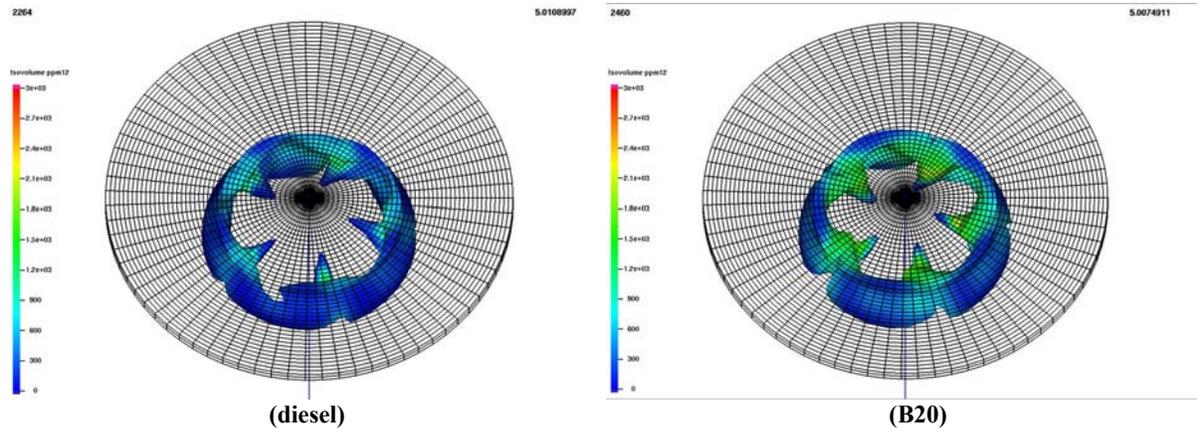


Figura 7. Concentrações de NO no jato combustível a 5° do ponto morto superior.

5. CONCLUSÕES

Simulações multidimensionais foram conduzidas para um motor diesel rápido turboalimentado utilizando-se o software KIVA 3 VR-2 e modelos matemáticos para a quebra do jato, para o ângulo inicial do jato e para a cinética química de ignição. As simulações foram validadas empregando-se dados experimentais de pressão no cilindro do motor. O desempenho do motor operando com mistura B20 foi superior ao obtido com diesel mineral, tendo-se constatado um ganho de 4% na potência de frenagem e uma redução de 6,9% no consumo específico ao se empregar a mistura B20. Contudo, também se observou um aumento de 32,65% na emissão de óxidos de nitrogênio com a adoção da mistura B20.

A alta viscosidade e a maior densidade do biodiesel de mamona fizeram com que o jato combustível alcançasse maiores distâncias de penetração com o uso da mistura B20. O maior número de cetano da mistura B20 também fez com que a queima antecipada, em relação ao que foi observado quando se utiliza óleo diesel puro. Além disto, o uso do biodiesel de mamona como substituto parcial para o óleo diesel convencional acabou aumentando a área externa do jato combustível exposta a altas temperaturas e, portanto, favorecendo a formação de óxido de nitrogênio.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPQ) pelo auxílio financeiro a este estudo dado através dos projetos de número 479450/2007-2 e 552809/2007-1.

7. REFERÊNCIAS

- Agarwal, A.K. and Das, L.M., 2001, "Biodiesel development and characterization for use as a fuel in compression ignition engines", *Transactions of the ASME*, Vol. 123, pp. 440-447.
- Ali, Y., Hanna, M.A. and Leviticus, L.I., 1995, "Emissions and power characteristics of diesel engines on methyl soyate and diesel fuel blends", *Bioresource Technology*, Vol. 52, pp. 185-195.
- Amsden, A. A., O'Rourke, P.J., Butler, T.D., 1985, "KIVA- A Comprehensive Model for 2D and 3D Engine Simulations", SAE Paper 850554.
- Amsden, A. A., Butler, T.D., O'Rourke, P.J., 1987, "The KIVA II Computer Program for Transient Multidimensional Chemically Reactive Flows with Sprays", SAE Paper 872072.
- Amsden, A. A., 1993, "KIVA III: A KIVA Program with Block Structured Mesh for Complex Geometries", Los Alamos, report LA-12503-MS.
- Bang, S.H., Lee, C.S., 2010, "Fuel injection characteristics and spray behavior of DME blended with methyl ester derived from soybean oil", *Fuel* 89, pp. 797-800.
- Borman G.L., Johnson, J.H., 1962, "Unsteady Vaporization Histories and Trajectories of Fuel Drops Injected into Swirling Air". SAE Paper 598 C.
- Bueno, A., Velásquez, J., Milanez, L. F., 2009, "Effect of soybean oil ethyl ester/diesel fuel blend on engine efficiency", *Special Issue on Combustion, Fuels and Emission Control in Internal Combustion Engines, International Journal of Vehicle Design*, Vol. 50, pp. 229-257.
- Chang, C., Farrell, P., 1997, "A Study on the Effects of Fuel Viscosity and Nozzle Geometry on High Injection Pressure Diesel Spray Characteristics", SAE Paper 970353.
- Choi, C. Y., Reitz, R. D., 1999, "A numerical analysis of the emissions characteristics of biodiesel blended fuels", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 121, pp. 31-40.
- Choi, C.Y., Reitz, R.D., 1999, "An experimental study on the effects of oxygenate fuel blends and multiple injection strategies on DI diesel engine emissions", *Fuel*, Vol. 78, pp. 1303-1327.
- Fang, T, Lin, YC, Foong, TM, Lee, Cf., 2009, "Biodiesel combustion in an optical HSDI diesel engine under low load premixed combustion conditions", *Fuel*, Vol. 88, pp. 2154-2162.
- Nagle, J., Strickland-Constable, R. F., 1962, "Oxidation of Carbon Between 1000-2000°C", *Proc. of the Fifth Conf. on Carbon*, pp. 154-164.

- O'Rourke, P.J., Bracco, F.V., 1980, "Modeling drop interactions in thick sprays and a comparison with experiments, in: Stratified Charge Automotive Engines", I. Mech. E. Conference Publications 1980-9, pp. 101-116.
- O'Rourke, P.J., Amsden, A. A., 1987, "The TAB Method of Numerical Calculation of Spray Droplet Breakup", SAE Paper 872089.
- Rakopoulos, C.D., Antonopoulos K.A., 2006, "Multi-zone modeling of diesel engine fuel spray development with vegetable oil, bio-diesel or diesel fuels", Energy Conversion and Management, Vol. 47, pp. 1550-1573.
- Rakopoulos, C.D., Rakopoulos, D.C., Hountalas, D.T., Giakoumis, E.G. and Andritsakis, E.C., 2007, "Performance and emissions of bus engine using blends of diesel fuel with bio-diesel of sunflower or cottonseed oils derived from Greek feedstock", Fuel, Vol. 87, pp. 147-157.
- Reitz, R. D., Rutland, C. J., 1995, "Development and Testing of Diesel Engine CFD Models", Prog. Energy Combust. Sci., Vol. 21, pp. 173-196.
- Shuai, S., Abani, N., Yoshikawa, T., Reitz, R. D., Park, S. W., 2009, "Simulating low temperature diesel combustion with improved spray models", International Journal of Thermal Sciences, Vol. 48, pp. 1786-1799.
- Surovikin, V. F., 1976, "Analytical Description of the Processes of Nucleus-Formation and Growth of Particles of Carbon Black in the Thermal Decomposition of Aromatic Hydrocarbons in the Gas Phase," Khimiya Tverdogo Topliva, Vol. 10 (1), pp. 111-122.
- United States Environmental Protection Agency (EPA), 2002, "A Comprehensive Analysis of Biodiesel Impacts on Exhaust Emissions", Draft Technical, Report EPA420-P-02-001.
- Wahiduzzaman, S., Ferguson, C. R., 1986, "Convective Heat Transfer from a Decaying Swirling Flow within a Cylinder", 8th International Heat Transfer Conference, paper 86-IHTC-253.

ANALYSIS OF PERFORMANCE OF THE CI ENGINE TURBOCHARGE OPERATING WITH MIXTURE DIESEL AND BIODIESEL

Danilo Sousa Rocha, danilo@posmec.ufc.br¹

Guilherme Pianovski Júnior, engenheiro.guilherme@terra.com.br¹

André Valente Bueno, bueno@ufc.br¹

José Antônio Velásquez, jose.velasquez@pucpr.br^{2,3}

¹Federal University of Ceará, Campus do Pici - Block 715, Fortaleza - CE

²Pontifical Catholic University of Paraná, St. Imaculada Conceição 1155, Curitiba - PR

³Federal Technological University of Paraná, Av. Sete de Setembro, 3165, Curitiba - PR

Abstract: *The effects of the addition of biodiesel to mineral diesel fuel were studied employing dynamometer tests and multidimensional simulations. The impact of this addition upon the dynamics of the fuel jet and upon the formation of nitrogen oxides was accessed employing the multidimensional code KIVA 3 VR2 to carry out the computational simulations, which were validated against experimental curves of in cylinder pressure. The utilized fuels were diesel oil and the B20 blend, comprising 80% of diesel oil and 20% methyl ester of castor oil, by volume. The results indicate that the addition of biodiesel causes an increase in the penetration of the fuel jet due to its lower atomization characteristics compared to diesel oil. Emissions of nitrogen oxides were higher with the use of B20 blends, due to an increase in the share of fuel jet exposed to high temperatures and lean burning conditions compared to stoichiometric.*

Keywords: *Renewable Energy, Internal Combustion Engine, Biodiesel.*