

SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA DE MOTORES DIESEL UTILIZANDO ÓLEO DIESEL E BIODIESEL PARA VERIFICAÇÃO DOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO E EMISSÕES

Gelson Carneiro de Souza Junior

Arsenal de Marinha do Rio de Janeiro
20180-000 – Rio de Janeiro – RJ – Brazil,
gelson@amrj.mar.mil.br

***Resumo.** O presente trabalho tem como objetivo principal o desenvolvimento de um simulador de motores baseado em uma formulação termodinâmica (zero - dimensional), que simula as fases de compressão, combustão e expansão de motores diesel de injeção direta, podendo também utilizar combustíveis alternativos (biodiesel). Como objetivo secundário foi realizada a medição dos gases de descarga para cada combustível utilizado na bancada de testes para validação do simulador.*

***Keywords:** Simulação de motores; motores de ignição por compressão; combustíveis alternativos, emissões .*

1 – Introdução

No panorama energético atual, há um aumento significativo da mistura de biodiesel junto ao diesel, sendo utilizada esta combinação como pesquisa de combustíveis alternativos para motores de combustão interna. No Brasil, o biodiesel derivado dos óleos de soja e de palma está sendo produzido para esse fim.

Quando essas misturas de combustíveis são utilizadas como substitutas para o óleo diesel, é muito importante compreender os parâmetros que afetam as fases operacionais do motor e os resultados das modificações de desempenho e de emissões.

As propriedades do biodiesel a ser utilizado dependem do tipo de óleo vegetal usado no processo de produção. Análises experimentais do motor com misturas de combustíveis diferentes exigem muito esforço, tempo e, conseqüentemente, grande investimento.

Sendo assim, um modelo termodinâmico foi desenvolvido para analisar as características de desempenho do motor, utilizando como combustível diferentes misturas.

2 – Metodologia da pesquisa

Um modelo de simulação zero-dimensional é desenvolvido para a simulação do motor. A simulação de combustão é baseada em Lin (1962) e Watson (1980), e consiste em três fases distintas: o atraso da ignição, a combustão pré-misturada e a combustão difusiva. O estudo termodinâmico e desenvolvimento destas fases resultam num sistema de equações diferenciais ordinárias, resolvido com o pacote de software MATHEMATICA.

3 – Modelo termodinâmico

Um modelo baseado na primeira lei da termodinâmica para o ciclo fechado foi desenvolvido para estudar o desempenho do motor, incluindo os processos de compressão, de combustão e de expansão.

O processo de compressão é modelado com a equação de gás ideal e equações para o processo politrópico. O processo de combustão é modelado através da função dupla de

Weibe. Segundo Watson (1980) e Miyamoto et al. (1985), esta função é usada para modelar adequadamente a combustão nas fases pré-misturada e difusiva. O atraso de ignição é obtido utilizando a função de Hardenberg (1979).

3.1 – Geometria do motor

A geometria básica do cilindro do motor é mostrada na Figura 1.

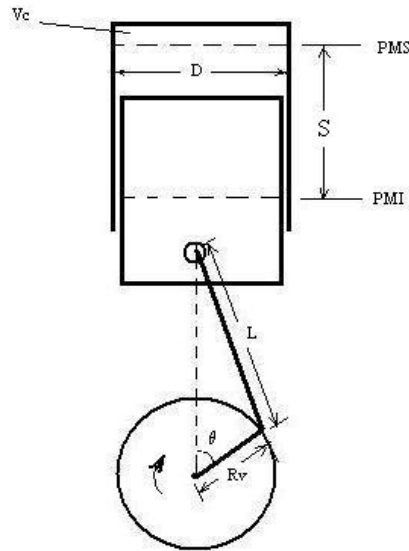


Figura 1 – Geometria do motor

A variação do volume do cilindro (V) com o ângulo de manivela (θ) é dada por Heywood (1988), na Equação 1:

$$V(\theta) = V_c \left\{ 1 + \frac{1}{2}(r-1) \left[BM + 1 - \cos\left(\frac{\theta\pi}{180}\right) - \sqrt{BM^2 - \sin^2\left(\frac{\theta\pi}{180}\right)} \right] \right\} \quad (1)$$

onde BM é a relação biela-manivela (L/R_v), r é a taxa de compressão do motor e V_c é o volume da câmara de compressão (volume morto).

3.2 – Equação da energia

Utilizando a 1ª Lei da Termodinâmica no volume de controle da Figura 2, temos:

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{\delta Q_F}{\delta\theta} - \frac{\delta Q_W}{\delta\theta} - \frac{\delta W}{\delta\theta} \quad (2)$$

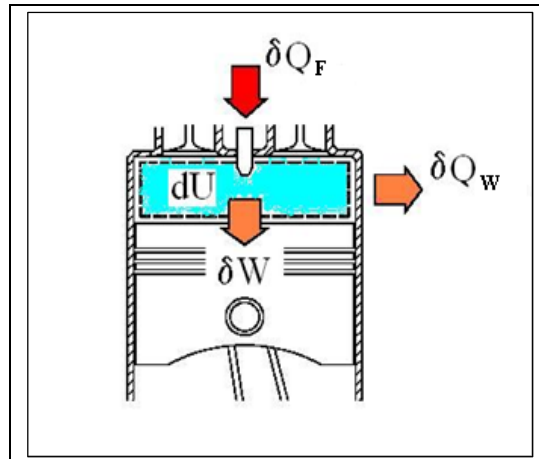


Figura 2 – Balanço de energia no cilindro

onde U é a energia interna do sistema, Q_F é a quantidade de energia, sob a forma de calor, fornecida pelo combustível, Q_W é a quantidade de energia perdida pelas paredes do cilindro, incluindo a parte superior (cabeçote) e inferior (cabeça do pistão), e W é o trabalho realizado. A energia interna e o trabalho realizado podem também ser escritos em função das variáveis termodinâmicas, pressão e temperatura, conforme descrito nas Equações 3 e 4. Além destas, o gás no interior do cilindro pode ser considerado um gás perfeito (Equação 5):

$$\frac{dU}{d\theta} = m_g T \frac{dc_v}{d\theta} + m_g c_v \frac{dT}{d\theta} \quad (3)$$

$$\frac{\delta W}{\delta\theta} = P \frac{dV}{d\theta} \quad (4)$$

$$PV = m_g R_g T \quad (5)$$

onde T é a temperatura, P é a pressão, m_g é a massa de gás da mistura no interior do cilindro, R_g é a constante universal dos gases desta mistura e c_v é o calor específico a volume constante.

Substituindo as Equações 3, 4 e 5 na Equação 2 e considerando que:

$$R_g = c_p - c_v \quad (6)$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (7)$$

obtemos a Equação 8, que representa a evolução das variáveis termodinâmicas no sistema, com a variação do ângulo do eixo de manivelas, considerando as perdas de calor.

$$\frac{1}{(\gamma-1)} \left[\frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} - \frac{1}{(\gamma-1)} \frac{d\gamma}{d\theta} \right] = \frac{1}{PV} \left[\frac{\delta Q_F}{\delta\theta} - \frac{\delta Q_W}{\delta\theta} \right] - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \quad (8)$$

3.3 – Atraso da ignição

O intervalo de tempo entre o início da injeção e o início da combustão, definido como período de atraso de ignição, é calculado pela equação desenvolvida por Hardenberg (1979), conforme descrito na Equação 9:

$$\tau_{AI}(\Delta\theta) = (0,36 + 0,22 \cdot S_p) \cdot e^{\left[E_a \left(\frac{1}{RT} - \frac{1}{17190} \right) \left(\frac{21,2}{P-12,4} \right)^{0,63} \right]} \quad (9)$$

onde S_p é a velocidade média do pistão e E_a é a energia de ativação, que pode ser obtida pela seguinte expressão:

$$E_a = \frac{618840}{NC + 25} \quad (10)$$

sendo NC o número de cetano do combustível.

3.4 – Energia liberada pelo combustível

A energia total introduzida no sistema pelo combustível (Q_F), depende da massa de combustível introduzida (m_F) e do poder calorífico inferior do combustível (LHV), de acordo com a Equação 11:

$$Q_F = m_F \cdot LHV \quad (11)$$

A taxa de liberação de calor pode ser expressa por:

$$\left(\frac{\delta Q_F}{\delta\theta} \right) = Q_F \cdot \frac{dx}{d\theta} \quad (12)$$

onde $dx/d\theta$ é a taxa de queima de combustível. A fração de combustível queimado, pode ser expressa pela função dupla de Wiebe, representando as parcelas da combustão pré-misturada e da combustão difusiva, como apresentado na Equação 13. Nota-se que: $x_p + x_d = 1$.

$$x(\theta) = 1 - \left(x_p \cdot e^{-\alpha \left(\frac{\theta - \theta_{ic}}{\Delta\theta_p} \right)^{mp+1}} + x_d \cdot e^{-\alpha \left(\frac{\theta - \theta_{ic}}{\Delta\theta_d} \right)^{md+1}} \right) \quad (13)$$

3.5 – Transferência de calor

Para o cálculo da transferência de calor pelas paredes do cilindro, cabeçote e cabeça do pistão, foi utilizada a equação de Woschni (1974), conforme as Equações 14 e 15:

$$h(\theta) = 3,26 \cdot D^{-0,2} \cdot P^{0,8} \cdot T^{-0,55} v_g^{0,8} \quad (14)$$

$$v_g = 2,28 \cdot S_p + 0,00324(P - P_0) \cdot V_d \cdot \frac{T_1}{P_1 V_1} \quad (15)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, D é o diâmetro do pistão, v_g é a velocidade dos gases no interior do cilindro, V_d é a cilindrada do motor e P_0 é a pressão de admissão de ar. As variáveis P , V , e T com índices 1 são as condições iniciais no interior do cilindro no momento do fechamento da válvula de admissão de ar.

3.6 – Cálculo do calor específico

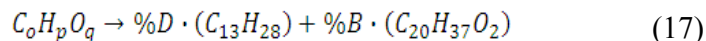
É apresentada uma nova expressão para o cálculo do calor específico a pressão constante (c_p), em função da temperatura, em uma equação polinomial para temperaturas acima de 4000 K, proposta por Lanzafame et al. (2003):

$$c_p(T) = a_0 + a_1(\ln T) + a_2(\ln T)^2 + a_3(\ln T)^3 + a_4(\ln T)^4 + a_5(\ln T)^5 \quad (16)$$

Segundo Zhou (2005), o biodiesel apresenta o calor específico a pressão constante, com um valor cerca de 40% maior do valor para o óleo diesel. Os coeficientes a_1 , a_2 , a_3 , a_4 e a_5 são apresentados nas referências citadas para o biodiesel e óleo diesel.

3.7 – Combustível equivalente

A definição de combustível equivalente, (Heywood, 1988) foi utilizada na pesquisa, conforme a Equação 17, denotada por $C_oH_pO_q$, onde C , H e O são os átomos de carbono, hidrogênio e oxigênio.



Os valores para "o", "p" e "q" são dados na Equações 18, 19 e 20:

$$o = \%D \cdot 13 + \%B \cdot 20 \quad (18)$$

$$p = \%D \cdot 28 + \%B \cdot 37 \quad (19)$$

$$q = \%B \cdot 2 \quad (20)$$

Onde "% D" e "%B" são o percentual de diesel e biodiesel que a mistura apresenta.

3.8 – Parâmetros de desempenho

O programa de simulação gera, no final de seus cálculos, uma curva $P \times \theta$, e a partir desta curva pode-se calcular o trabalho indicado (W_i) conforme a Equação 21, onde θ_{fv} é o ângulo de fechamento da válvula de admissão de ar e θ_{av} é o ângulo de abertura da válvula de descarga dos gases.

$$W_i = \int_{\theta_{fv}}^{\theta_{av}} P(\theta) dV \quad (21)$$

Com o valor do trabalho indicado (W_i), pode-se calcular os outros parâmetros de desempenho, como a potência média indicada (PMI), a potência (Pot) e o torque (T_q).

4 – Dados de entrada

Os dados de entrada para o modelo de simulação são os seguintes:

- Geometria (características do motor);
- As condições iniciais de operação;
- Dados de combustão, como a duração da combustão pré-misturada e difusiva, taxa de combustível queimado, etc; e
- Composição do combustível, com as misturas sendo produzidas variando de 3% (B3) até 100% (B100) do biodiesel misturado ao óleo diesel.

Nesta pesquisa, o biodiesel de soja foi utilizado. A Tabela 1 apresenta os resultados de análises de biodiesel de soja.

Tabela 1 – Análise do biodiesel de soja

Características	Unidade	Faixa	Resultado
Densidade a 20 oC	kg/m ³	850 - 900	882.1
Viscosidade a 40 oC	mm ² /s	3.0 - 6.0	4.132
Teor de água	mg/kg	max 500	< 500
Contaminação total	mg/kg	max 24	-
Número de cetano	-	42-46	45
Ponto de fulgor	°C	100	153
Teor de carbono	% massa	max 0.02	0.00724
Ponto de névoa	°C	xxx	-3
Índice de acidez	mgKOH/g	max 0.50	0.1

5 – Resultados da simulação

A Figura 3 apresenta o resultado da simulação para as curvas de pressão versus ângulo, no ponto de operação com 50% da carga máxima e uma rotação de 2.500 rpm. A carga máxima foi definida traçando-se a curva característica do motor, no experimento, sendo

encontrado um valor de torque máximo de 40 N.m. Observa-se que diferentes curvas são apresentadas para as diversas misturas utilizadas. Para todas as curvas, tanto simuladas quanto experimentais, o ângulo de injeção de combustível foi de 17° antes do ponto morto superior (PMS).

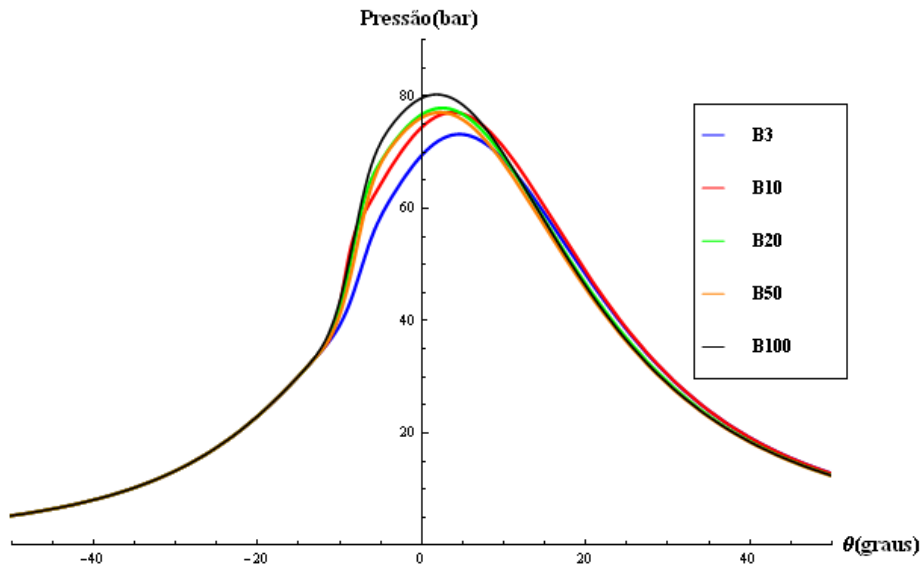


Figura 3 - Pressão versus ângulo de manivela

Também foram obtidas as curvas de temperatura versus o ângulo de manivela para as diferentes misturas. Elas são apresentadas na Figura 4.

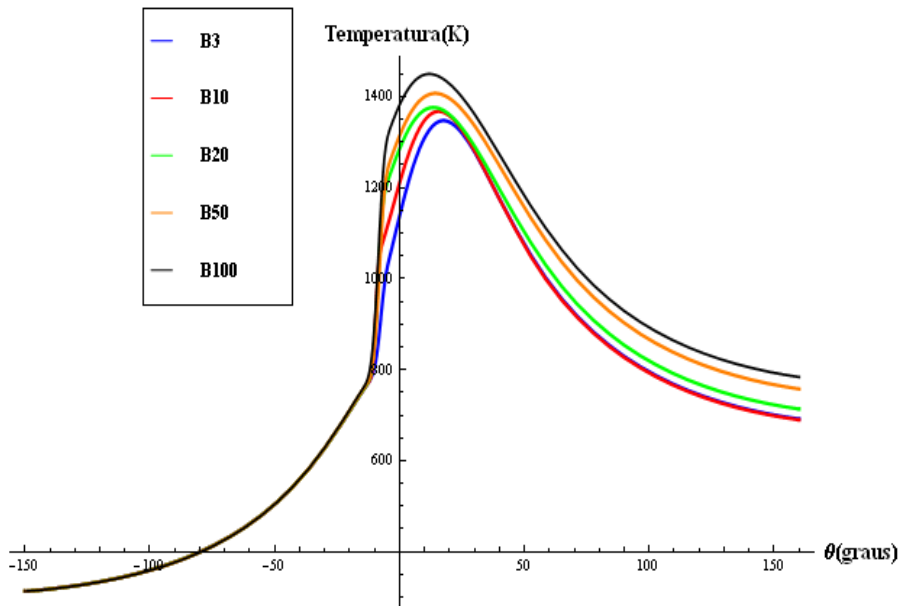


Figura 4 – Temperatura versus ângulo de manivela

A Figura 3 mostra que os combustíveis que possuem maior teor de biodiesel na mistura entram em combustão mais rapidamente do que os que possuem menores teores de biodiesel. Isso se deve ao fato de que o número de cetano (NC) do biodiesel de soja é maior do que o do óleo diesel. Observa-se também (Figura 4) que os combustíveis com maior teor de biodiesel apresentaram valores maiores de temperaturas no interior da câmara de combustão.

6 – Testes experimentais

A Tabela 2 apresenta as principais características do motor utilizado em bancada para validação do simulador.

Os testes experimentais foram realizados nas instalações do Laboratório de Máquinas Térmicas, da Universidade Federal do Rio de Janeiro. Foram também utilizados nos testes um dinamômetro, um sistema de aquisição de dados para a verificação dos parâmetros de desempenho, além de um medidor dos gases de descarga.

Tabela 2 – Características do motor

Fabricante / Modelo	AGRALE/M95 W
Tipo	04 tempos – Diesel
Cilindro	01 cilindro vertical, injeção direta
Diâmetro do cilindro	95 mm
Curso	105 mm
Diâmetro da válvula de admissão	42 mm
Cilindrada	744 cm ³
Relação biela-manivela	3,24
Razão de compressão	21:1

A Figura 5 apresenta um diagrama simplificado dos equipamentos utilizados durante os ensaios.

Um dinamômetro DINAMATIC foi utilizado com o sistema de aquisição de dados DinMon. Vários instrumentos para medir o consumo de combustível, as curvas de pressão, as temperaturas e o torque, pertencentes ao laboratório, também foram utilizados.

A Figura 6 mostra a localização dos sensores de temperatura no motor.

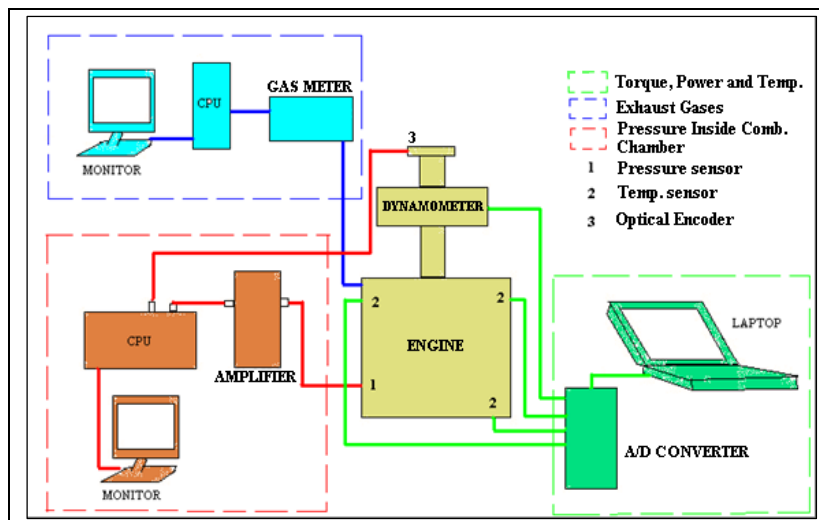


Figura 5 – Equipamentos utilizados durante os testes

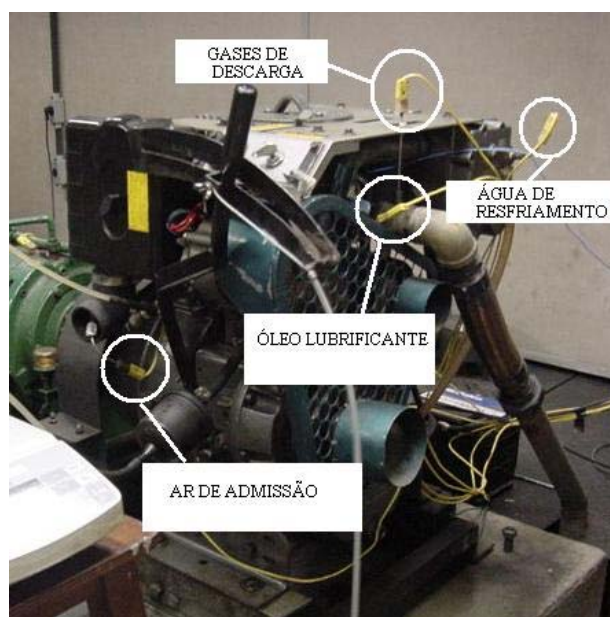


Figura 6 - Sensores de temperatura no motor

7 – Simulação x testes experimentais

Foram analisados diferentes pontos de operação usando diferentes misturas de combustíveis, e foram comparadas as curvas simuladas e experimentais. A Figura 7 apresenta os resultados da simulação e dos testes experimentais da mistura B10 para carga de 50% da carga máxima e rotação de 2.000 rpm.

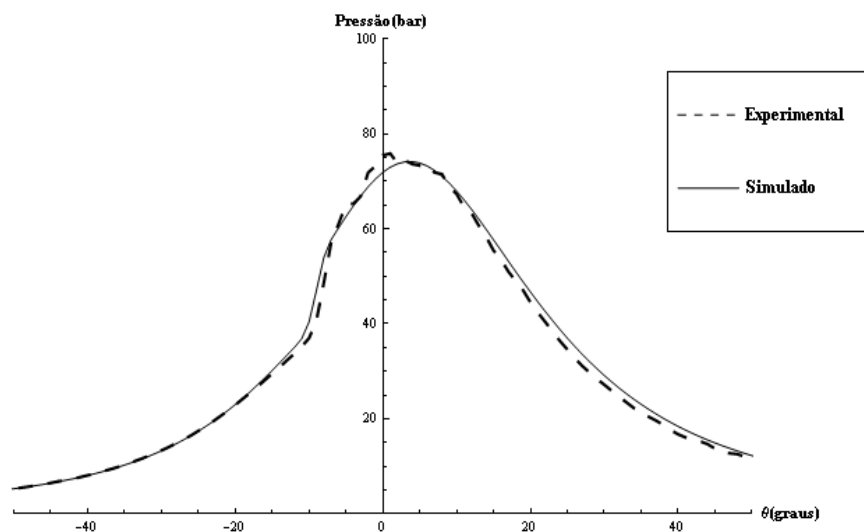


Figura 7 – Simulação x experimental

Tabela 3 – B20 – Simulado x Experimental

% Carga/ RPM	Pressão média indicada (bar)			Potência (kW)		
	Exp	Sim.	Erro (%)	Exp	Sim.	Erro (%)
25 / 1500	3.71	3.85	+3.81	1.57	1.48	-6.00
50 / 1500	5.48	5.62	+2.63	3.16	3.09	-1.99
75 / 1500	8.23	8.36	+1.61	4.74	4.63	-2.32
25 / 2000	3.84	3.98	+3.68	2.09	2.12	+1.00
50 / 2000	5.39	5.42	+0.58	4.21	4.19	-0.50
75 / 2000	8.07	8.21	+1.74	6.30	6.37	+1.00
25 / 2500	3.71	3.77	+1.66	2.67	2.85	+6.86
50 / 2500	5.39	5.55	+2.99	5.26	5.58	+5.97
75 / 2500	7.97	8.52	+6.90	7.91	8.01	+1.32

Na bancada de testes foram verificados os percentuais dos gases de descarga para cada mistura. A figura 8 mostra uma redução significativa dos níveis de monóxido de carbono (CO) com a utilização de biodiesel em maiores teores.

Entretanto, devido a temperaturas mais elevadas encontradas na combustão com o biodiesel, os níveis de NO_x aumentaram, conforme verificado na Figura 9.

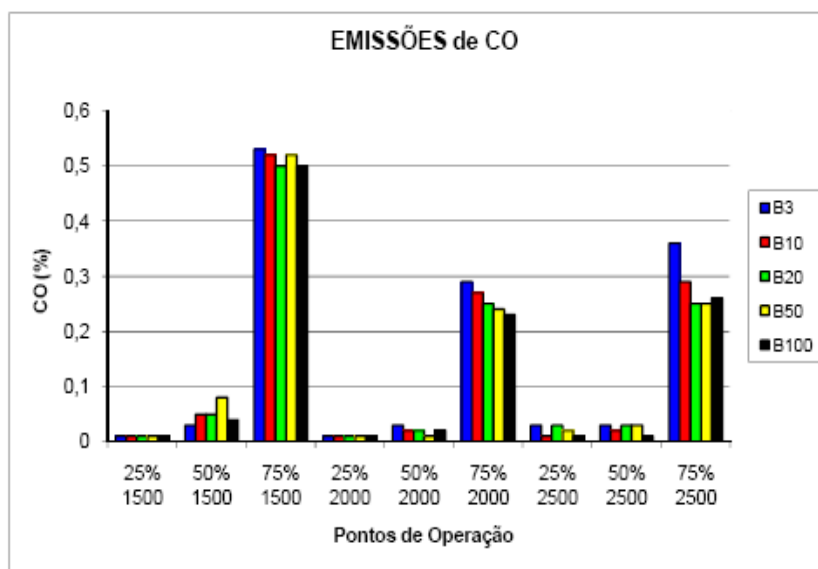


Figura 8 – Emissões de CO

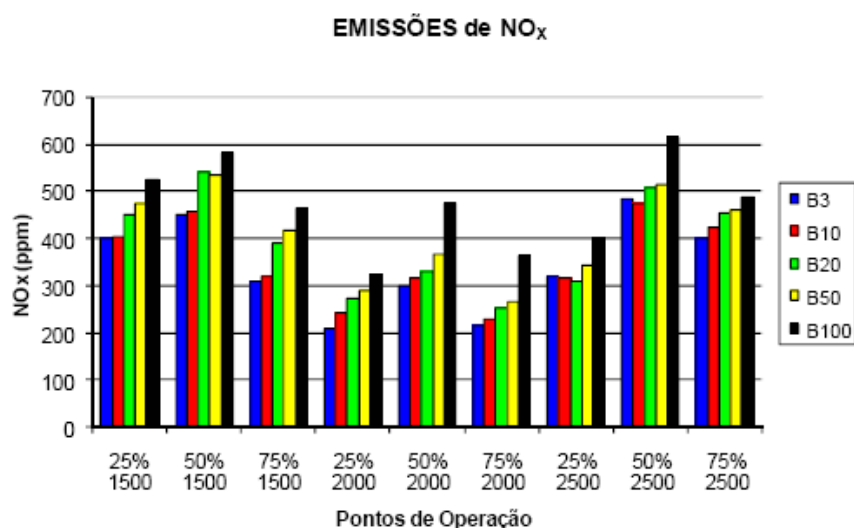


Figura 9 – Emissões de NOx

8 – Análises e conclusões

Quanto ao simulador, a Tabela 3 apresenta erros inferiores a 8% entre a simulação e os resultados experimentais, verificados para os parâmetros de desempenho. Os modelos de simulação, desenvolvidos corretamente, podem prever o desempenho de um motor, usando diferentes misturas de biodiesel e óleo diesel. Consequentemente, pode-se obter uma grande economia em testes experimentais a serem desenvolvidos.

Quanto ao experimento, na utilização do biodiesel em substituição ao óleo diesel, em diversos percentuais de misturas, observou-se que o mesmo apresenta um bom comportamento, conseguindo manter carga e rotação nos pontos de operação testados. Na análise da descarga de gases, notou-se uma redução significativa dos gases de descarga

nocivos ao ambiente. Os níveis de CO tiveram uma redução de cerca de 67% em relação a utilização do combustível B3 quando se utilizou o B100. Entretanto, os níveis de NOx aumentaram com o uso do B100 em cerca de 65% em relação ao B3.

9– Referências Bibliográficas

HANDENBERG, H. O., HASE, F. W., An Empirical Formula for Computing the Pressure Rise Delay of a Fuel from its Cetane Number and from the Relevant Parameters of Direct-Injection Diesel Engines, SAE Technical Paper, 1979, nr. 790493, vol. 88.

HEYWOOD, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Company, 1988.

LANZAFAME, R., MESSINA, M., ICE Gross Heat Release Strongly Influenced by Specific Heat Ratio Values, International Journal of Automotive Technology, 2003, Vol. 4, N. 3, pp. 125-133.

LYN, W., Study of Burning Rate and Nature of Combustion in Diesel Engines, Ninth International Symposium on Combustion, 1962, pp.1069-1082, The Combustion Institute.

MIYAMOTO N., CHIKAHISA T., MURAYAMA T., SAWYER R., Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe's Functions, SAE International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, 1985, SAE paper nº 850107.

WATSON, N., PILLEY, A. D., MARZOUK, M., A Combustion Correlation for Diesel Engines Simulation, SAE Paper, 1980, nr. 800029.

WOSCHNI, G., ANISITS, F., Experimental Investigation and Mathematical Presentation of Rate of Heat Release in Diesel Engines Dependent Upon Engine Operating Conditions, SAE Paper, 1974, nr. 740086.

ZHOU, P. L., FET, A. M., A Feasibility Study of Using Biodiesel in Recreational Boats in the UK, University of Strathclyde, Glasgow, UK, 2005.