

APLICAÇÃO DE PROCEDIMENTOS ESTATÍSTICOS NA ANÁLISE DA CURVA DE PRESSÃO NA CÂMARA DE COMBUSTÃO DE MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO

Nury Nieto Garzón¹, Hugo Meneses Zarza², Felipe Schroeder³,
Randhy Azevedo dos Santos⁴, Amir A. M. Oliveira⁵, Edson Bazzo⁶

Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos,
Universidade Federal de Santa Catarina, CEP: 88.040-900, Florianópolis, Brasil.

1- nury@labcet.ufsc.br, 2- hugodaniel91@hotmail.com,
3- feliperauhschroeder@gmail.com, 4- randhy@labcet.ufsc.br,
5- amir.oliveira@gmail.com, 6- e.bazzo@ufsc.br

Palavras-chave: Taxa de liberação de energia, Motor de ignição por compressão, Atraso de ignição, Parâmetros da Combustão.

Resumo

A leitura da pressão na câmara de combustão é uma variável significativa na avaliação da operação de um motor a combustão interna. A partir dos dados de pressão do cilindro alguns parâmetros da combustão podem ser determinados, como a pressão máxima, a duração da combustão, a taxa de liberação de energia e o atraso de ignição. A presença de ruído no sinal da pressão durante o ciclo pode produzir valores atípicos que alteram ou distorcem as informações obtidas. Neste trabalho é apresentado um tratamento estatístico para a aquisição transiente da pressão no cilindro de um motor a combustão interna de ignição por compressão testado em bancada dinâmométrica no intervalo de rotação de 1400 a 2300 rpm. O motor de teste é um motor monocilíndrico de 14,7 kW de potência máxima, injeção direta controlada mecanicamente e aspiração natural.

Para medição das grandezas de interesse um sensor de pressão tipo piezolétrico foi instalado na câmara de combustão, sincronizando sua leitura com um transdutor de posição (*encoder*), acoplado no eixo do motor e utilizado para determinar o ângulo de giro do eixo virabrequim e a rotação do motor. Os dados médios de pressão foram estatisticamente filtrados e interpolados para eliminar as oscilações na leitura da pressão. O tratamento de dados foi implementado no *software Matlab*, permitindo obter a curva de pressão e a derivada da pressão em função do ângulo do eixo virabrequim para o ciclo do motor em cada condição de teste.

O desenvolvimento de uma modelagem zero dimensional do motor, junto com os dados da pressão e da derivada da pressão permitiram obter alguns parâmetros da combustão como a pressão máxima, a duração da combustão e taxa de liberação de energia. O atraso de ignição, definido como o tempo entre o início da injeção e o início da ignição foi determinado através da curva de pressão, considerando que o início da injeção e o início da ignição representam pontos de inflexão na curva de pressão ou correspondentes valores zero na curva da segunda derivada da pressão. Para tal processo, os dados de pressão no intervalo de 25° de giro do eixo virabrequim antes do ponto morto superior (APMS) foram ajustados a uma função polinomial. Esta função foi derivada duas vezes, permitindo obter os respectivos ângulos de injeção e ignição. O intervalo avaliado corresponde ao período no ciclo onde acontecem a injeção e a ignição.

Os resultados obtidos mostraram a adequada aplicação da ferramenta de tratamento numérico para o processamento dos dados de pressão na câmara de combustão do motor diesel em estudo. Igualmente, verificou-se a viabilidade da obtenção do atraso de ignição através da segunda derivada da curva de pressão, mostrando ser um método simplificado de determinação deste parâmetro. Para todas as grandezas avaliadas foram calculadas as respectivas incertezas das medições.

1. Introdução

O motor diesel é uma máquina de combustão interna de ampla aplicação na área industrial, veicular e marítima. Em um motor de injeção direta, a ignição do combustível ocorre espontaneamente após este ser injetado na câmara de combustão. O desenvolvimento transiente da pressão na câmara de combustão após a injeção do combustível fornece informações sobre o acoplamento da liberação de energia térmica e da absorção de trabalho pela carga sujeita ao motor e depende de todos os fatores relacionados com o projeto do motor, a injeção de combustível e o combustível utilizado. A curva de pressão pode ser utilizada para obter uma medição indireta do momento de ocorrência de fenômenos importantes, como o instante da injeção e o instante da ignição, e do desenvolvimento da curva de liberação de energia.

O procedimento de análise deve amortecer flutuações originadas pelo processo de medição e deve ser capaz de identificar eficientemente e precisamente os eventos importantes. Na literatura são encontrados diversos trabalhos que mostram a utilização da leitura da pressão para avaliar o desempenho de um motor, especialmente quando se tem interesse em caracterizar a operação de um motor com combustíveis alternativos [1], [2], [3], [4], [5], [6], [7], [8], [9].

Este trabalho é apresentado um método estatístico de processamento das medições de pressão para análise da combustão de um motor a ciclo diesel, determinando parâmetros como a taxa de liberação de energia e o atraso de ignição. Igualmente, um processamento matemático foi aplicado para determinar o atraso de ignição a partir da curva de pressão em função do ângulo de giro do eixo virabrequim ou ângulo de manivela. O método foi implementado no *software Matlab* e aplicado a um motor de combustão interna monocilíndrico.

2. Parâmetros da combustão

O desenvolvimento da combustão determina o desempenho do motor. O processo de combustão é caracterizado por alguns parâmetros como o atraso de ignição, a pressão máxima, a temperatura máxima, a duração da combustão e a taxa de liberação de energia.

O atraso de ignição é o intervalo de tempo entre o início da injeção e a ignição. A ignição do combustível marca o início da combustão. Este ângulo pode ser identificado na curva da segunda derivada da pressão em função do ângulo de manivela. A metodologia utilizada será descrita na seção 5.

A taxa de liberação de energia corresponde à taxa em que é liberada a energia do combustível. Na combustão em motores diesel com injeção única, normalmente duas fases de combustão são identificadas, a fase pré-misturada e a fase não pré-misturada, conforme ilustrado na Figura 1.

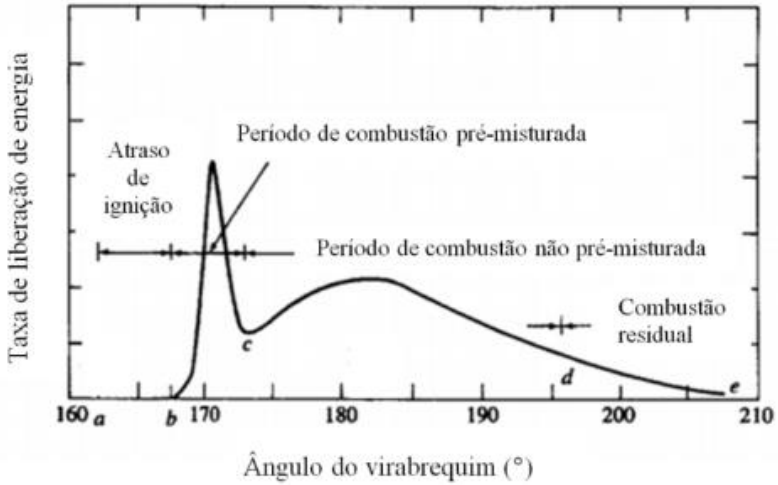


Figura 1. Fases da combustão em um motor diesel.
 Fonte: Adaptado de Heywood [10].

Na modelagem zero dimensional, a câmara de combustão é considerada um sistema termodinâmico que intercambia calor e massa com a sua vizinhança e o tempo é a única variável independente. A mistura gasosa na câmara de combustão é caracterizada por valores médios (espaciais) de pressão, temperatura e concentração de espécies químicas. Os fenômenos de escoamento e transferência de calor são todos calculados em relação à esses valores médios espaciais. Os processos de injeção, atomização, evaporação, mistura com ar e reação química não são individualizados, apenas o efeito final na geração ou absorção de energia térmica é contabilizado. Partindo da equação de conservação da energia para o sistema na fase fechada do ciclo do motor, e realizando as medições de pressão, a taxa de liberação de energia pode ser obtida através da equação (1)

$$\frac{dQ_f}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{dt} + \frac{dQ}{dt} \quad (1)$$

onde Q_f corresponde ao calor liberado pelo combustível, p é a pressão no cilindro, V é o volume do cilindro, γ é a razão de calores específicos dos gases no cilindro e Q é o calor trocado com as paredes do cilindro. O calor líquido liberado Q_n corresponde à diferença entre o calor liberado Q_f e o calor trocado com as paredes Q . Assim a equação da taxa de liberação de energia líquida pode ser calculada pela equação (1).

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{dt} \quad (2)$$

3. Bancada experimental

A bancada experimental é constituída por um motor de ignição por compressão, monocilindrico, 4 tempos, de injeção direta e controle mecânico, aspiração natural e estacionário, acoplado a um dinamômetro eletromagnético marca *Schenk*, modelo W70. O motor é da marca *Yanmar*, modelo YT22E. As especificações técnicas do motor são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1. Especificações do motor diesel de teste.

Item	Especificação
Tipo	Diesel, 1 cilindro horizontal, 4 tempos
Sistema de injeção	Direta
Diâmetro do cilindro	115 mm
Curso	115 mm
Cilindrada	1194 cm ³
Relação de compressão	17,3
Potência continua	14,7 kW (20 CV) / 2200 rpm
Potência intermitente	16,2 kW (22 CV) / 2200 rpm
Consumo de combustível	238 g/kWh (175 g/CVh)
Sistema de arrefecimento	Água
Sistema de partida	Manual ou elétrico
Peso liquido	195 kg – 180 kg
Dimensões	965 x 450 x 699 mm
Sistema de lubrificação	Forçada, bomba trocoide

Para a medição da pressão na câmara de combustão foi instalado um sensor piezelétrico da marca Kistler, modelo 6041A, adequado para medição dinâmica em motores a combustão interna. O sensor apresenta faixa de medição de 0 a 250 bar. Um sistema de arrefecimento foi adaptado ao sensor para garantir sua temperatura de operação durante o teste do motor, utilizando como fluido de arrefecimento uma mistura de água e líquido antiferrugem. Na Tabela 2 são apresentadas as especificações do sensor utilizado. O sensor foi instalado no cabeçote do motor, conforme especificações do fabricante para garantir seu correto funcionamento e uma medição confiável.

Tabela 2. Especificações do sensor de pressão *Kistler 6041B*.

Parâmetro	Unidade	Valor
Intervalo de medição	bar	0 a 250
Sensibilidade	pC/bar	-40
Frequência natural	kHz	70
Linearidade	%	0,3
Intervalo da temperatura de operação	°C	-20 a 350
Vazão do líquido de arrefecimento	l/min	0,2 a 0,5
Pressão do líquido de arrefecimento	bar	~ 1,7

No processo de medição, o sensor piezolétrico gera um fluxo de carga elétrica (corrente elétrica) como resposta do efeito da pressão. Como a carga produzida é relativamente baixa, da ordem pC/bar, o sinal de saída do sensor de pressão é condicionado por um amplificador que tem a função de amplificar a tensão de saída. Utilizou-se um amplificador da marca *Kistler*, modelo 5018A. A leitura da pressão p é entregue pelo equipamento em função da tensão de saída v_s , a sensibilidade do sensor de pressão G_s e a sensibilidade do amplificador de carga, G_a conforme a equação (3).

$$\dot{p} - \dot{p}_{ref} = \frac{v_s G_a}{G_s} \quad (3)$$

A pressão de referência \dot{p}_{ref} corresponde à pressão com relação à qual é zerado o amplificador de carga. O amplificador de carga foi instalado o mais próximo possível ao sensor de pressão para evitar a interferência de qualquer ruído externo, incluído o ruído elétrico, conforme recomendado por Koustav^[11].

Para medir a rotação do motor e igualmente determinar o ângulo de manivela foi utilizado um transdutor de posição (*encoder*) de 360 pulsos/revolução, marca *Autonics*, modelo E40S. O transdutor de posição foi acoplado no eixo do motor e sua leitura foi sincronizada com a leitura da pressão na câmara de combustão. Para sincronizar estas leituras, foi determinada a posição do ponto morto superior (PMS) no início do curso de admissão, sendo esta posição identificada como o valor de ângulo zero no início da leitura do transdutor de posição. Igualmente, esta posição corresponderá com a posição em que o sensor de pressão será zerado com relação à pressão atmosférica.

A determinação do PMS foi realizada utilizando um relógio comparador e uma haste em contato com o topo do pistão, permitindo identificar o ponto mais elevado de

deslocamento do pistão. O sinal do transdutor de posição foi identificado através de um osciloscópio.

Os sinais de resposta do *encoder* e do sensor de pressão foram lidos através de um sistema de aquisição de dados, marca *National Instrument*, modelo SCB-68. A aquisição dos dados e o controle do dinamômetro foi realizado através de um programa desenvolvido no *software LabVIEW*.

3.1. Procedimento experimental

Os ensaios foram realizados com óleo diesel comercial (óleo diesel tipo B S10) no intervalo de rotação de 1400 a 2300 rpm. Antes de iniciar a operação do motor, o pistão é colocado na posição do PMS e a câmara é aberta à pressão atmosférica mediante o acionamento de uma alavanca que evita o fechamento das válvulas. Nessa posição, o amplificador de carga é zerado com relação ao valor de referência definido pela pressão atmosférica. Posteriormente, o motor inicia sua operação até completar um período de aquecimento, que corresponde quando a água de resfriamento atinge uma temperatura de aproximadamente 60 °C.

Após o aquecimento, é iniciado o ciclo de teste. Com o motor operando na condição de débito máximo da bomba injetora são aplicadas cargas através do dinamômetro, obtendo como respostas, mudança nas variáveis de operação do motor como o torque, a rotação, a vazão de combustível e a temperatura dos gases de exaustão. Para cada condição de carga, e após atingir uma condição estável de funcionamento, se procede ao registro das leituras dos dados de pressão em função do ângulo de manivela. Para estas variáveis, o sistema de aquisição de dados permite a leitura de 10000 dados por segundo. O tempo de registro desses dados foi de 15 segundos.

4. Processamento numérico da leitura da pressão

A aquisição de valores de pressão na câmara de combustão pode resultar em oscilações e valores não realistas fisicamente. Observações atípicas alteram enormemente as médias e podem distorcer as conclusões obtidas através de uma análise estatística padrão [12]. Deste modo, é fundamental o tratamento numérico dos valores de leitura da pressão na câmara de combustão para determinar adequadamente os parâmetros da combustão e realizar a análise da taxa de liberação de energia. Para o tratamento dos dados experimentais foi desenvolvida uma programação no *software Matlab*. Na Figura 2 é mostrado o esquema simplificado do processo de tratamento numérico o qual envolve quatro passos principais: rejeição de dados atípicos, obtenção de dados médios, filtrado dos dados médios e interpolação dos dados filtrados.



Figura 2. Esquema simplificado do processo de tratamento numérico dos dados da pressão.

Rejeição de valores atípicos. Os valores atípicos podem ser detectados simplesmente por uma verificação lógica dos dados, através de gráficos específicos, ou ainda, através de testes apropriados. Um desses testes é o critério de Chauvenet o qual foi utilizado neste trabalho. O critério de Chauvenet especifica que uma leitura pode ser rejeitada se a probabilidade de obter um desvio particular da média estimada for menor que $1/2n$, onde n é o número de leituras realizadas. Ao aplicar o critério de Chauvenet para eliminar dados duvidosos, primeiro calcula-se a média e o desvio padrão, usando todos os dados obtidos, inclusive os dados estranhos. Posteriormente, calcula-se o desvio de cada dado em relação à média, e se divide pela estimativa do desvio padrão. Todo dado cujo valor do desvio assim obtido for pouco provável, ou seja, menos provável que $1/2n$, deverá ser rejeitado. Finalmente, calcula-se a nova estimativa da média e do desvio padrão, apenas com as leituras aprovadas.

Obtenção dos dados médios. Os dados de pressão registrados experimentalmente representam as propriedades termodinâmicas do gás na câmara, mas também apresentam a influência do escoamento no cilindro, das oscilações acústicas da combustão e do ruído gerado pelo sistema de aquisição de dados [13]. Com a obtenção do diagrama da pressão média entre diversos ciclos, uma parte apreciável das variações presentes entre os ciclos é amortecida pela justaposição dos dados médios. Portanto, é necessário definir o número de ciclos representativos para esta avaliação. Por meio da revisão bibliográfica foi observado que não existe consenso em relação ao número mínimo de ciclos necessários para a obtenção da pressão média. A Tabela 3 apresenta um resumo das propostas de vários autores.

Nos motores de ignição por centelha a dispersão cíclica é bem pronunciada, já nos motores de ignição por compressão, a maior estabilidade dos processos termodinâmicos faz com que não seja necessário um alto número de ciclos para a obtenção dos dados médios [14]. O número ideal de ciclos para o cálculo da pressão média depende de vários fatores como o tipo de motor, as condições de funcionamento do motor, o sistema de aquisição de dados, etc. É por isso que cada autor adotou um número diferente de ciclos para calcular a pressão média.

Tabela 3. Número de ciclos tratados para a obtenção da pressão média, encontrados em diferentes trabalhos.

Autor	Tipo de motor	Número de ciclos
Brunt [15]	4 cilindros, Gasolina	300
Melo [16]	4 cilindros, Gasolina	100
Rajkumar [17]	5 cilindros, Diesel	100
Olsen [18]	1 cilindro, Diesel	20
Bueno [13]	6 cilindros, Turbo Diesel	50
Andaloussi [14]	1 e 4 cilindros, Diesel	25

Para a determinação do número de ciclos ótimo a ser tratado foi utilizada a metodologia baseada na análise do desvio padrão das pressões medidas. Essa metodologia foi utilizada por Maurya, Pal e Agarwal [19] e Andaloussi [14]. A pressão média foi calculada conforme a equação (4)

$$\bar{p} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n p_i \quad (4)$$

onde \bar{p} representa a pressão média, n o número de ciclos e p_i a pressão medida no ciclo n . O desvio padrão σ para cada \bar{p} , pode ser calculado utilizando a equação (5). Assim,

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{(n-1)} \sum_{i=1}^n (p_i - \bar{p})^2} \quad (5)$$

Para diferentes números de ciclos foi calculado o desvio padrão do sinal da pressão para cada ângulo θ do giro do virabrequim. A seguir, foram criadas as curvas envelope máxima e mínima. As curvas envelope correspondem às curvas tangenciais aos pontos do gráfico, permitindo uma previsão do limite mínimo e máximo do parâmetro analisado, pois correspondem aos valores $\bar{p} \pm \sigma$. Considerou-se que o número de ciclos adequado para a determinação dos dados médios da pressão é aquele onde é satisfeito o critério apresentado na equação (6).

$$(\sigma_{máx} - \sigma_{mín})_{méd} < 75 \text{ kPa} \quad (6)$$

Sendo este valor a maior diferença entre as curvas envelope. No presente trabalho foi encontrado que 50 ciclos são adequados para a obtenção dos dados médios de pressão. Observou-se que com o aumento do número de ciclos, o valor da máxima diferença diminui rapidamente, mas a partir de certo número de ciclos, esta diferença já não muda. Segundo Maurya, Pal e Agarwal [19], após esse ponto (número de ciclos), o aumento do número de ciclos para o cálculo dos dados médios, não vai aumentar a precisão dos resultados.

Filtragem dos dados médios. Bueno [20] propõe uma estratégia de filtragem inicial dos dados antes da interpolação dos mesmos, sendo um método eficaz na eliminação do ruído e na suavização dos diagramas. Portanto, após o cálculo dos valores médios da pressão, os dados foram filtrados utilizando o filtro Savitzky-Golay conforme sugerido por Bueno [20] e Maurya, Pal e Agarwal [19]. O filtro Savitzky-Golay consiste em subdividir o espaço amostral em subintervalos ímpares e com o método dos mínimos quadrados obter uma função polinomial, onde o ponto central do intervalo é substituído pelo valor calculado através da função polinomial.

Interpolação dos dados filtrados. Após a filtragem, os dados são interpolados para eliminar pequenas oscilações que resistiram à filtragem [20]. O método utilizado foi a interpolação por *splines* cúbicas suavizantes. Obtendo-se assim, a curva final da pressão em função do ângulo de manivela.

5. Obtenção do ângulo de injeção e do ângulo de ignição

Para a determinação dos ângulos de injeção e ignição foi utilizado o método proposto por Reddy et al. [9]. O método está baseado na análise da curva de pressão em função do ângulo de manivela, considerando que o comportamento da pressão é influenciado pela injeção e pela queima do combustível. No momento em que ocorre o início da injeção, diminui a taxa de elevação da pressão dentro da câmara de combustão devido à evaporação do combustível que, ao reduzir a temperatura na câmara, acaba por desacelerar a taxa de elevação da pressão. Este fenômeno representa uma inflexão na curva da pressão e um valor máximo na curva da primeira derivada da pressão. Já no início da combustão, ocorre um fenômeno inverso. A liberação de energia pela combustão produz a elevação súbita da temperatura e da pressão, sendo um novo ponto de inflexão na curva de pressão e um valor mínimo na curva da primeira derivada. Os pontos de inflexão de uma curva correspondem a pontos máximos ou mínimos na curva da primeira derivada e, portanto, valores zero na curva da segunda derivada. Seguindo esta análise foram determinados os ângulos de injeção e ignição, sendo os ângulos em que $d^2p/d\theta^2 = 0$ no intervalo analisado.

Partindo da curva de pressão em função do ângulo de manivela foi analisado o intervalo de 25° antes do ponto morto superior (APMS) no fim do curso de compressão, considerando ser este o intervalo em que ocorre a injeção e a ignição do combustível. Para este intervalo, a curva de pressão foi ajustada a um polinômio grau 10, conseguindo reproduzir as inflexões de interesse da curva. Para o polinômio obtido foram calculadas a primeira e a segunda derivada, determinado as raízes ou valor zero da curva da segunda derivada. O procedimento matemático foi desenvolvido no *software Matlab*.

Assim, tem-se que:

$$f(\theta) = \frac{d^2 p}{d\theta^2} \quad 335^\circ \leq \theta \leq 360^\circ \quad (7)$$

Satisfazendo que

$$f(\theta_{SOI}) = 0 \quad (8)$$

$$f(\theta_{SOC}) = 0 \quad (9)$$

onde θ_{SOI} e θ_{SOC} correspondem aos ângulos de injeção e ignição, respectivamente. Partindo destes ângulos foi determinado o atraso de ignição ID , expresso em graus como,

$$ID = \theta_{SOC} - \theta_{SOI} \quad (10)$$

6. Resultados

Partindo dos dados da pressão na câmara de combustão foram calculados alguns parâmetros da combustão como a pressão máxima, o atraso de ignição e a taxa de liberação de energia para diferentes condições de operação do motor.

6.1. Curvas de pressão na câmara de combustão

Nas diferentes condições de carga testadas, o motor operou em um intervalo de rotação de 1400 a 2300 rpm. Os dados de pressão lidos para cada condição de teste foram processados como explicado na seção 4, obtendo a curva de pressão em função do ângulo de manivela. Para uma condição de carga, a Figura apresenta os dados da pressão antes do seu processamento numérico. A Figura apresenta a curva de pressão após o processamento numérico para três rotações médias diferentes. Observa-se a eliminação dos dados atípicos e a obtenção da correspondente curva média suavizada da pressão para cada condição de carga.

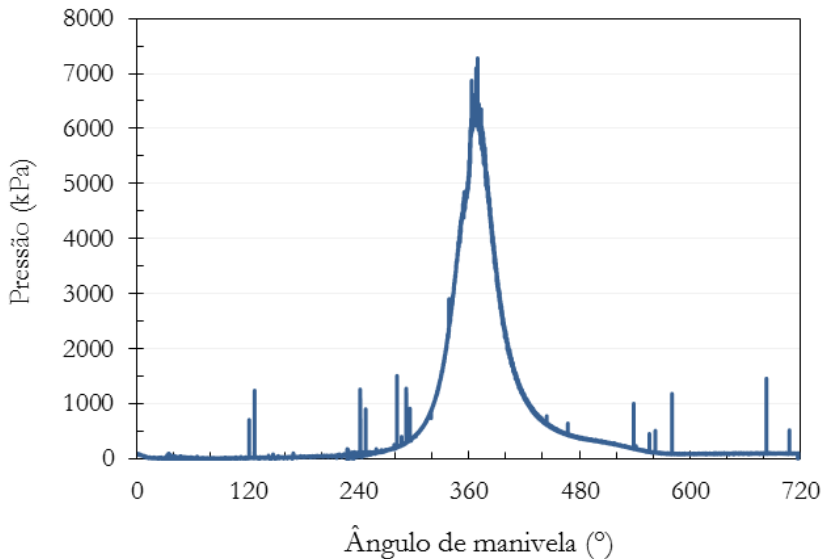


Figura 3. Pressão em função do ângulo de manivela na rotação de 2180 rpm, antes do processamento numérico.

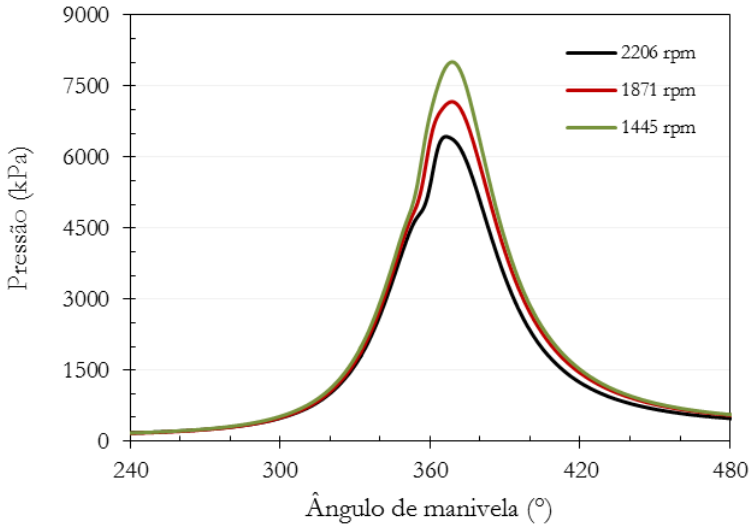


Figura 4. Pressão em função do ângulo de manivela para três rotações diferentes, após o processamento numérico.

Partindo do gráfico de pressão em função do ângulo de manivela foi obtida a pressão máxima e o ângulo da pressão máxima. Na Tabela 4 são apresentados estes resultados para algumas rotações testadas. Observam-se os maiores valores de pressão máxima nas condições de baixas rotações que correspondem às maiores cargas. Considerando que nas maiores cargas há maior quantidade de combustível injetado por ciclo, encontra-se coerente o aumento da pressão máxima com a redução da rotação. Igualmente, pode-se ressaltar que a obtenção de diferentes curvas de pressão para cada condição testada, mostra a sensibilidade do processo de medição com relação a cada condição física envolvida.

Tabela 4. Dados da pressão máxima e seu ângulo correspondente para diferentes rotações testadas.

N (rpm)	Ângulo (°)	Pressão máxima (kPa)
2293 ± 18	368,5	5642 ± 30
2206 ± 72	366,5	6431 ± 16
2137 ± 41	368,0	6697 ± 48
1871 ± 22	369,0	7167 ± 16
1445 ± 25	369,0	8007 ± 20

6.2. Ângulos de injeção e ignição

Para algumas rotações testadas foram processados os dados da curva de pressão como apresentado na seção 5, obtendo os ângulos de injeção e ignição e conseqüentemente o atraso de ignição. Na Figura 3 são apresentadas as curvas da pressão e da primeira e segunda derivada da pressão para o teste a 1800 rpm. Observa-se que os pontos de interesse identificados como A e B, correspondem a pontos de inflexão na curva da pressão, um ponto máximo e mínimo na primeira derivada e um valor zero na curva da segunda derivada.

Para o resultado apresentado na Figura 3, o ângulo de injeção (ponto A) foi $347,5^\circ$ ou $12,5^\circ$ APMS e o ângulo de ignição (ponto B) foi $353,3^\circ$ ou $6,7^\circ$ APMS, representando um atraso de ignição de $5,8^\circ$. Na Tabela 5 são apresentados os resultados de ângulos de injeção, ignição e o atraso de ignição para diferentes rotações avaliadas. Observa-se uma combustão atrasada nas condições de altas rotações (baixas cargas) em comparação com as rotações baixas (altas cargas). Isto provavelmente acontece porque nas maiores cargas há maior quantidade de combustível injetado por ciclo. Com relação ao ângulo de injeção, não é observada diferença significativa para as rotações testadas.

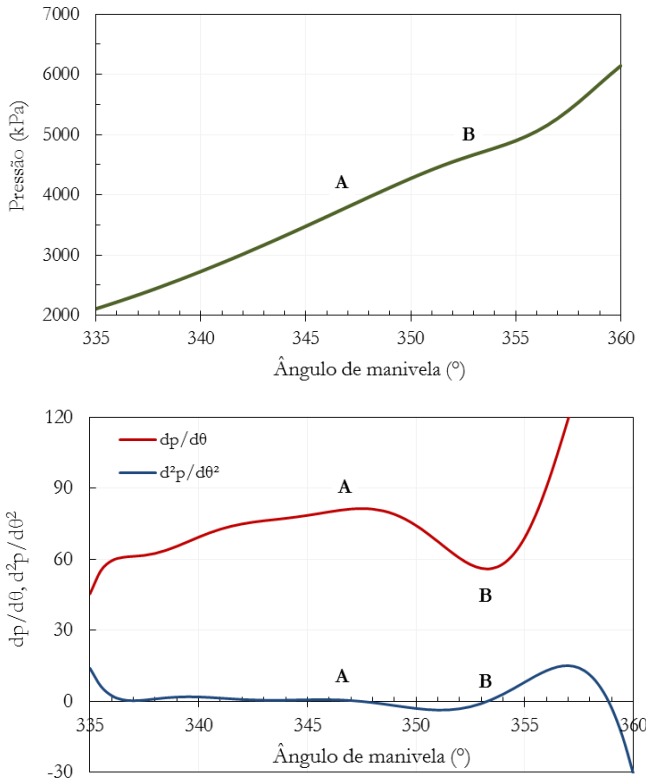


Figura 3. Curvas da pressão e da primeira e segunda derivada da pressão em função do ângulo de manivela para o óleo diesel testado a 1800 rpm.

Tabela 5. Resultados ângulos de injeção, ignição e atraso de ignição.

N (rpm)	Ângulo de injeção (°APMS)	Ângulo de ignição (°APMS)	Atraso de ignição (°)
2198	13,0 ± 1	4,6 ± 1	8,4 ± 1,4
2104	12,1 ± 1	5,4 ± 1	6,8 ± 1,4
2003	12,1 ± 1	5,6 ± 1	6,5 ± 1,4
1902	12,0 ± 1	5,9 ± 1	6,0 ± 1,4
1809	12,0 ± 1	6,4 ± 1	5,5 ± 1,4
1706	12,1 ± 1	6,9 ± 1	5,2 ± 1,4
1603	12,3 ± 1	7,5 ± 1	4,8 ± 1,4

6.3. Taxa de liberação de energia

A taxa de liberação de energia líquida foi calculada através da equação (2). Para utilizar esta equação, os dados da pressão foram derivados numericamente e o volume e sua derivada foram obtidos através das características geométricas do cilindro do motor. A Figura 4 apresenta os resultados da taxa de liberação de energia líquida para três rotações de operação do motor. Nas curvas pode ser observado o formato característico da combustão em motor diesel, sendo diferenciada a fase de combustão pré-misturada e a fase de combustão não pré-misturada. O comportamento das taxas de liberação calculadas se encontra condizente com o encontrado na literatura [10], validando a qualidade do processamento dos dados da pressão e a análise termodinâmica utilizada na avaliação do motor diesel.

Observa-se uma redução da fase pré-misturada e um aumento da fase não pré-misturada com a redução da rotação (aumento da carga). O início da ignição é refletido na curva da taxa de liberação de energia, sendo o ângulo onde a curva apresenta um valor zero, mudando de um valor negativo para um valor positivo, depois do início da injeção [21]. Conforme foi encontrado na avaliação do atraso de ignição, com a redução da rotação a combustão é adiantada. Igualmente, o fim da combustão foi determinado como o ângulo de manivela onde a taxa de liberação de energia é zero, tomando valores negativos a partir desse ponto. Pode-se observar maior duração da combustão nas baixas rotações devido à maior quantidade de combustível injetada por ciclo para estas cargas.

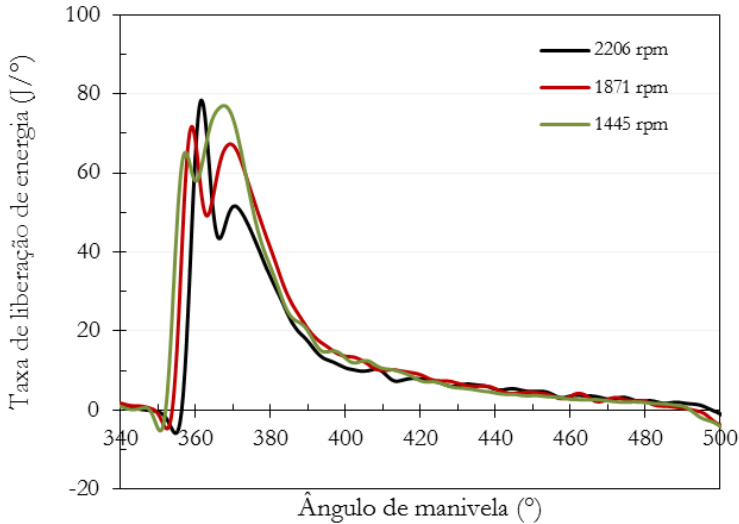


Figura 4. Taxa de liberação de energia líquida em função do ângulo de manivela para três rotações diferentes.

7. Conclusões

No presente trabalho foram avaliados a curva de pressão na câmara de combustão, e os parâmetros da combustão de um motor diesel estacionário, operando na faixa de rotação de 1400 e 2300 rpm com óleo diesel, através de procedimentos experimentais associados aos ensaios dinamométricos. Os parâmetros de combustão obtidos foram a taxa de liberação de calor, a duração da combustão, a pressão máxima e o atraso de ignição.

A instrumentação do motor com um sensor piezoeletrico permitiu a obtenção da curva de pressão na câmara de combustão. Para obter medidas precisas da pressão e dos parâmetros da combustão foi necessário o tratamento numérico dos dados de pressão, devido a que o sinal gerado pelo sensor se encontra sujeito a ruídos. Com relação ao processamento numérico, foi mostrada a escolha do número de ciclos para a obtenção dos dados médios, assim como as técnicas numéricas de filtragem e interpolação dos dados médios.

O atraso de ignição foi determinado pelo processamento numérico da curva de pressão, a qual foi ajustada a uma função polinomial para o intervalo de 25° APMS. Dois pontos de inflexão desta curva foram identificados como o ângulo de injeção e o ângulo de ignição e foram calculados através dos valores zero da segunda derivada da curva da pressão.

Com a aplicação de um modelo zero dimensional no motor foi possível obter a curva da taxa de liberação de energia a partir dos dados experimentais da pressão. Os resultados obtidos foram correspondentes com o comportamento de um motor diesel e com resultados encontrados na literatura o que validou o procedimento desenvolvido para o tratamento numérico da pressão e a análise da combustão. Igualmente, verificou-se a viabilidade da obtenção do atraso de ignição através da segunda derivada da curva de pressão, mostrando ser um método simplificado de determinação deste parâmetro.

O tratamento dos dados de pressão, a taxa de liberação de energia e o ajuste da curva de pressão foram realizados no *software Matlab*. Com o presente trabalho se desenvolveu uma ferramenta de tratamento numérico dos dados experimentais da pressão na câmara de combustão, servindo de suporte para trabalhos futuros nas pesquisas desenvolvidas com combustíveis alternativos para o motor diesel.

8. Referências

- [1] M. S. Kumar, A. Ramesh, and B. Nagalingam, "An experimental comparison of methods to use methanol and Jatropha oil in a compression ignition engine," *Biomass Bioenergy*, vol. 25, no. 3, pp. 309–318, 2003.
- [2] V. E. Geo, G. Nagarajan, and B. Nagalingam, "Studies on improving the performance of rubber seed oil fuel for diesel engine with DEE port injection," *Fuel*, vol. 89, no. 11, pp. 3559–3567, 2010.
- [3] C. D. Rakopoulos, D. C. Rakopoulos, E. G. Giakoumis, and A. M. Dimaratos, "Investigation of the combustion of neat cottonseed oil or its neat bio-diesel in a HSDI diesel engine by experimental heat release and statistical analyses," *Fuel*, vol. 89, no. 12, pp. 3814–3826, 2010.
- [4] J. M. Leenus, E. G. Varuvel, and D. Prithviraj, "Effect of diesel addition on the performance of cottonseed oil fuelled DI diesel engine.," *Int. J. Energy Environ.*, vol. 2, no. 2, pp. 321–330, 2011.
- [5] R. Vallinayagam, S. Vedharaj, W. M. Yang, P. S. Lee, K. J. E. Chua, and S. K. Chou, "Combustion performance and emission characteristics study of pine oil in a diesel engine," *Energy*, vol. 57, pp. 344–351, 2013.
- [6] A. K. Agarwal and A. Dhar, "Experimental investigations of performance, emission and combustion characteristics of Karanja oil blends fuelled DIC engine," *Renew. Energy*, vol. 52, pp. 283–291, 2013.
- [7] H. Sharon, P. Jai Shiva Ram, K. Jenis Fernando, S. Murali, and R. Muthusamy, "Fueling a stationary direct injection diesel engine with diesel-used palm oil–butanol blends – An experimental study," *Energy Convers. Manag.*, vol. 73, pp. 95–105, 2013.
- [8] D. H. Qi, C. F. Lee, C. C. Jia, P. P. Wang, and S. T. Wu, "Experimental investigations of combustion and emission characteristics of rapeseed oil–diesel blends in a two cylinder agricultural diesel engine," *Energy Convers. Manag.*, vol. 77, pp. 227–232, 2014.
- [9] P. Reddy, D. Krishna, K. R. Mallan, and V. Ganesan, "Evaluation of combustion parameters in direct injection diesel engines – an easy and reliable method.," *SAE Tech. Pap.*, no. 930605, pp. 159–165, 1993.
- [10] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, 1st ed. New York: McGraw-Hill, 1988.
- [11] D. Koustav, "Characterization and rejection of noise from in-cylinder diesel engines," *Dissertação de mestrado, Universidade de Windsor, Ontário*, 2012.
- [12] W. Medri, "Análise Exploratória de Dados," *Apostila do Curso de Especialização "Lato Sensu" em Estatística, Universidade Estadual de Londrina, Londrina-PR*, 2011.

- [13] A. Bueno, "Análise da Operação de Motores Diesel com Misturas Parciais de Biodiesel," Tese de doutorado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP, 2006.
- [14] A. A. Andaloussi, "Metodología para la parametrización en tiempo real del proceso de combustión em MCI," Tese de doutorado, Universidade Politécnica de Valência, Valência, 2013.
- [15] M. Brunt, H. Rai, and A. Emtage, "The Calculation of Heat Release Energy from Engine Cylinder Pressure Data," vol. SAE Technical Paper 981052, 1998.
- [16] T. Melo, "Análise experimental e simulação computacional de um motor flex operando com diferentes misturas de etanol hidratado na gasolina," Tese de doutorado, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro-RJ, 2012.
- [17] M. Rajkumar, "Heat Release Analysis and Modeling for a Common-Rail Diesel Engine," Dissertação de mestrado, Universidade de Tennessee, Knoxville, 2002.
- [18] R. A. Olsen, "Analysis and Simulation of the Rate of Heat Release (ROHR) in Diesel Engines," Dissertação de mestrado, Universidade Norueguesa de Ciência e Tecnologia, Thondheim, 2013.
- [19] R. Maurya, D. D. Pal, and A. Agarwal, "Digital signal processing of cylinder pressure data for combustion diagnostics of HCCI engine," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 36, no. 1, pp. 95–109, 2013.
- [20] A. Bueno, "Análise de Liberação de Energia em Motores Diesel Operando com Combustíveis Alternativos," Dissertação de mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP, 2003.
- [21] D. B. Lata and A. Misra, "Analysis of ignition delay period of a dual fuel diesel engine with hydrogen and LPG as secondary fuels," *Int. J. Hydrog. Energy*, vol. 36, no. 5, pp. 3746–3756, 2011.