



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

JUSTINO CARVALHO CARTAXO

**ANÁLISE DE LIBERAÇÃO DE ENERGIA PARA BIODIESEIS DE
SEGUNDA GERAÇÃO**

Fortaleza, Ceará

2016

JUSTINO CARVALHO CARTAXO

**ANÁLISE DE LIBERAÇÃO DE ENERGIA PARA BIODIESEIS DE
SEGUNDA GERAÇÃO**

Dissertação submetida à Coordenação do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Prof. Dr. André Valente Bueno

Fortaleza, Ceará

2016

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca de Pós-Graduação em Engenharia - BPGE

-
- C314a Cartaxo, Justino Carvalho.
Análise de liberação de energia para biodieseis de segunda geração / Justino Carvalho Cartaxo. –
2016.
69 f. : il. color.
- Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Departamento de
Engenharia Mecânica e de Produção, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica,
Fortaleza, 2016.
Área de Concentração: Processos, Equipamentos e Sistema para Energias Renováveis.
Orientação: Prof. Dr. André Valente Bueno.
1. Engenharia Mecânica. 2. Motores de combustão interna. 3. Biodiesel. 4. Mamona. 5. Soja. I.
Título.

JUSTINO CARVALHO CARTAXO

ANÁLISE DE LIBERAÇÃO DE ENERGIA PARA BIODIESEIS DE
SEGUNDA GERAÇÃO

Dissertação submetida à Coordenação do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Aprovado em: ___/___/_____

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. André Valente Bueno(Orientador)
Universidade Federal do Ceará(UFC)

Prof^a. Dr^a. Maria Aleksandra de Sousa Rios
Universidade Federal do Ceará(UFC)

Prof. Dr. Daniel Albiero
Universidade Federal do Ceará(UFC)

Fortaleza, Ceará
2016

*Dedico a minha esposa Carla, a meu filho Tales,
a minha mãe Consuelo e a meu irmão Francisco.*

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. André Valente Bueno, por ter me aceitado como seu aluno e pela excelente orientação.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), pelo apoio financeiro com a manutenção da bolsa de auxílio.

A todos os professores e funcionários que compõem o Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará (PPGEM - UFC), que, de forma direta ou indireta, contribuíram para a conclusão deste trabalho.

Aos amigos da turma de mestrado e do Laboratório de Motores de Combustão Interna (LMCI), pelas ajudas, reflexões, críticas e sugestões recebidas.

RESUMO

Os biodieseis de segunda geração oriundos de fontes, tais como o sebo bovino e a mamona, vêm experimentando uma expansão em sua produção, sendo adicionados gradualmente ao biodiesel de soja, que constitui a matéria-prima predominante no país. Essas matérias-primas alternativas podem aumentar a estabilidade à oxidação do combustível e, no caso do sebo, diminuir o custo de produção do biodiesel. Contudo, elas também contribuem para um maior distanciamento entre as propriedades das misturas diesel/biodiesel e o óleo diesel convencional. O biodiesel proveniente do sebo bovino, por exemplo, possui um número de cetano de 68,77 frente aos 52,10 do de soja e 48 do óleo diesel mineral. Já o biodiesel de mamona possui viscosidade de 14,5 cSt, frente aos 4,16 do de soja e 2,5 do óleo diesel mineral. Espera-se que essas características singulares tenham consequências importantes nos processos de injeção, atomização e queima do combustível. O objetivo deste trabalho é determinar a extensão dessas consequências, caracterizando-se o impacto de cada um desses biodieseis de segunda geração sobre a taxa aparente de liberação de energia. Empregou-se, para tanto, dados experimentais de pressão no cilindro e um modelo de análise de liberação de calor, ou de energia, com uma zona de combustão. Os dados foram obtidos com um motor diesel turbo de médio porte operando em condições de regime permanente e a três níveis de carga. Preparou-se misturas entre diesel e biodiesel nas concentrações B10, representativas do patamar atual de adição de biodiesel ao diesel mineral, e B20, que corresponderiam à maior adoção de biocombustíveis em um cenário futuro. As matérias-primas de segunda geração, sebo bovino e mamona, também foram comparadas a dados obtidos com o biodiesel de óleo de soja, que corresponde a cerca de 75% da atual produção brasileira de biodiesel. Para as misturas B20, constatou-se que o biodiesel de sebo bovino, por ter maior número de cetano, adianta a combustão em cerca de 1° com relação ao de soja e 3° com relação ao diesel mineral. Devido a este adiantamento da ignição, o biodiesel de sebo bovino também reduziu a quantidade de combustível consumido pelo modo pré-misturado. A combustão das misturas contendo biodiesel de mamona ficou praticamente inalterada para as condições de alta e média carga com relação ao óleo diesel mineral. Contudo, em baixa carga ($b_{mep}=250$ kPa) e na concentração correspondente a B10 e B20, o biodiesel de mamona provocou um atraso expressivo na combustão, provavelmente devido à colisão do jato combustível com as paredes do pistão.

Palavras-chave: Motores de Combustão Interna, Biodiesel, Mamona, Sebo Bovino, Soja.

ABSTRACT

Second generation biodiesel fuels extracted from sources such as beef tallow and castor bean oil have gone through an increase in production, as they are being gradually added to soybean biodiesel which constitutes the primary biofuel in the country. These alternative materials have potential to increase the fuel's oxidation stability and, specifically in the case of beef tallow, reduce the cost of producing biodiesel. However, these sources also contribute to making the properties of the biodiesel/diesel blend more distant from those of conventional diesel fuel. Beef tallow biodiesel, for example, has a cetane number of 64.70, compared to 46.44 for soybean and 48 for mineral diesel fuel. In the case of castor bean biodiesel, its viscosity is 14.5 cSt, while soybean's is 4.2 cSt and mineral diesel's is 2.5. It is expected that these unique characteristics should have noteworthy consequences in the injection, atomization and combustion processes of the fuel. This work intends to determine the extent of these consequences by characterizing each second generation biodiesel fuel's impact on the apparent heat release rate. To this end, experimental data on cylinder pressure and a heat release – or energy - analysis model on a combustion zone were utilized. The data were obtained from a medium sized turbo diesel engine operating at steady state for three different load levels. Biodiesel and diesel blends were prepared at concentration levels B10, representative of current commercial use, and B20, corresponding to a greater biofuel adoption in a future scenario. Second generation sources were also compared to data from soybean biodiesel, which forms around 75% of Brazil's biodiesel production. At B20 concentrations, it was found that beef tallow biodiesel, due to its higher cetane number, hastened combustion by about 1° compared to soybean and 3° compared to mineral diesel. This anticipation in ignition also caused a reduction in the amount of fuel consumed as a premixed flame. Combustion of castor bean biodiesel was mostly unchanged for high and medium loads compared to mineral diesel fuel. However, on the low load configuration (BMEP = 250kPa) and at B20 concentration, it caused a significant delay in combustion, likely from the collision of the fuel jet against the cylinder wall.

Key-words: Internal Combustion Engine, Biodiesel, Castor Seed, Beef Tallow, Soybean.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Diagrama típico de taxa aparente de queima do diesel.	3
Figura 2 – Representação esquemática do transdutor piezoelétrico de pressão	8
Figura 3 – Produção mensal de biodiesel no Brasil	14
Figura 4 – Gráfico: Matérias-primas utilizadas para produção de biodiesel (perfil nacional)	16
Figura 5 – Mapa da produção agrícola de mamona	19
Figura 6 – Volume de controle utilizado na análise de liberação de energia.	24
Figura 7 – Estrutura molecular do ácido ricinoleico	30
Figura 8 – Bancada dinamométrica	31
Figura 9 – Diagrama esquemático da bancada dinamométrica	32
Figura 10 – Gráfico de liberação de energia para combustíveis DA, misturas BM10, BS10 e BSB10 com bmep 250 kPa	35
Figura 11 – Gráfico de liberação de energia para combustíveis DA, misturas BM20, BS20 e BSB20 com bmep 250 kPa	35
Figura 12 – Atraso de ignição e início da combustão pré-misturada para combustíveis DA, misturas BM10, BS10 e BSB10 com bmep 250 kPa	36
Figura 13 – Atraso de ignição e início da combustão pré-misturada para combustíveis DA, misturas BM20, BS20 e BSB20 com bmep 250 kPa	36
Figura 14 – Gráfico de liberação de energia para combustíveis DA, misturas BM10, BS10 e BSB10 com bmep 500 kPa	38
Figura 15 – Gráfico de liberação de energia para combustíveis DA, misturas BM20, BS20 e BSB20 com bmep 500 kPa	38
Figura 16 – Atraso de ignição e início da combustão pré-misturada para combustíveis DA, misturas BM10, BS10 e BSB10 com bmep 500 kPa	39
Figura 17 – Atraso de ignição e início da combustão pré-misturada para combustíveis DA, misturas BM20, BS20 e BSB20 com bmep 500 kPa	39
Figura 18 – Gráfico de liberação de energia para combustíveis DA, misturas BM10, BS10 e BSB10 com bmep 750 kPa	41
Figura 19 – Gráfico de liberação de energia para combustíveis DA, misturas BM20, BS20 e BSB20 com bmep 750 kPa	41

Figura 20 – Atraso de ignição e início da combustão pré-misturada para combustíveis DA, misturas BM10, BS10 e BSB10 com bmep 750 kPa	42
Figura 21 – Atraso de ignição e início da combustão pré-misturada para combustíveis DA, misturas BM20, BS20 e BSB20 com bmep 750 kPa	42

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Produção nacional de biodiesel puro - B100 (barris equivalentes de petróleo)	15
Tabela 2 – Precisão das medidas e incerteza das variáveis calculadas	26
Tabela 3 – Propriedades físico-químicas dos biocombustíveis	27
Tabela 4 – Propriedades físico-químicas do diesel	27
Tabela 5 – Número de cetano para as misturas	28
Tabela 6 – Biodiesel metílico de mamona	29
Tabela 7 – Biodiesel metílico de soja	29
Tabela 8 – Biodiesel metílico de sebo bovino	29
Tabela 9 – Especificações do motor	31
Tabela 10 – Parâmetros operacionais da bancada dinamométrica de controle	33
Tabela 11 – Dados da taxa de liberação de energia máxima dos combustíveis com bmep 250 kPa	37
Tabela 12 – Dados da taxa de liberação de energia máxima dos combustíveis com bmep 500 kPa	40
Tabela 13 – Dados da taxa de liberação de energia máxima dos combustíveis com bmep 750 kPa	43

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANP Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis

B10 Mistura entre Diesel e Biodiesel com Concentração de 10% de Biodiesel em Volume

B20 Mistura entre Diesel e Biodiesel com Concentração de 20% de Biodiesel em Volume

BM Biodiesel de Mamona

BMEP Pressão Efetiva Média de Frenagem (Brake Mean Effective Pressure)

BS Biodiesel de Soja

BSB Biodiesel de Sebo Bovino

CONAB Companhia Nacional de Abastecimento

CN Número de Cetano (Cetane Number)

GRINTEQUI Grupo de Inovações Tecnológicas e Especialidades Químicas

HRR Taxa de Liberação de Energia (Heat Release Rate)

IBGE Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística

LMCI Laboratório de Motores de Combustão Interna

MAPA Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento

NPL Núcleo de Pesquisas e Lubrificantes

PCI Poder Calorífico Inferior

PNPB Programa Nacional de Produção de Biodiesel

LISTA DE SÍMBOLOS

f_{as} Razão estequiométrica de combustão

G Ganho do transdutor

h Entalpia

i Corrente

m Massa

M Massa Molar

P Pressão

Q Calor

q Carga

R Constante da carga

t Tempo

T Temperatura

u Energia interna

U Energia

V Volume

W Trabalho

Letras Gregas

δ Diferencial

ε Deformação

ϕ Razão de equivalência combustível-ar

φ Ângulo da manivela

γ Razão de calores específicos

τ Atraso de ignição

Subscritos

0 Referente a inicial

ar Referente a ar

c Referente a combustível

cil Referente a cilindro

ent Referente a entrada

liq Referente a líquido

s Referente a sensibilidade

sai Referente a saída

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
2.1	Dinâmica da combustão diesel	3
2.1.1	<i>Atraso da ignição</i>	3
2.1.2	<i>Combustão pré-Misturada</i>	5
2.1.3	<i>Combustão controlada pela mistura e cauda da combustão</i>	6
2.1.4	<i>Taxa de liberação de energia</i>	6
2.2	Análise dos dados de pressão em motores de combustão interna	7
2.2.1	<i>A obtenção de dados de pressão</i>	7
2.2.2	<i>Modelos termodinâmicos para cálculos de liberação de energia</i>	9
2.2.3	<i>A representação do fluido de trabalho</i>	9
2.2.4	<i>Utilizando o balanço de massa</i>	11
2.2.5	<i>Balanço de energia no cilindro</i>	12
2.2.6	<i>Metodologia de solução das equações</i>	13
2.3	Biodieseis	14
2.3.1	<i>A utilização de biodiesel como combustível no Brasil</i>	14
2.3.2	<i>Processo de produção do biodiesel</i>	16
2.3.3	<i>Biodieseis de primeira e segunda geração</i>	17
2.3.4	<i>Biodiesel de sebo bovino</i>	18
2.3.5	<i>Biodiesel de mamona</i>	18
2.4	Liberação de energia	20
3	MATERIAIS E MÉTODOS	23
3.1	Modelo de análise de liberação de energia	23
3.2	Aquisição de dados de pressão no cilindro	25
3.3	Combustíveis e suas propriedades	26
3.4	Bancada dinamométrica e protocolo de ensaios	30
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	34
4.1	Condições de baixa carga	35
4.2	Condições de média carga	38
4.3	Condições de alta carga	41

5	CONCLUSÃO	44
	REFERÊNCIAS	45

1 INTRODUÇÃO

Os mais promissores biocombustíveis que podem substituir os combustíveis de líquidos fósseis são os óleos vegetais e seus derivados, os chamados biodieseis. Existem muitos trabalhos na área que envolvem, especialmente, estudos de ésteres metílicos de óleos vegetais em motores diesel. Tais estudos tem sido foco dos pesquisadores, em virtude do fato de, ao se investir em pesquisas sobre o biodiesel, poder-se diminuir a dependência em relação às fontes de energia advindas do petróleo, uma vez que no Brasil e no cenário mundial o petróleo já não é mais uma fonte sustentável para suprir as necessidades energéticas das populações de todo o mundo.

No presente trabalho, que se volta para essas fontes alternativas ao petróleo, os biodieseis estudados são: o de Mamona (BM), o de Sebo Bovino (BSB) e o de Soja (BS). Lapuerta *et al.* (2005), que também se volta para o estudo do biodiesel extraído de óleos vegetais, afirma que os efeitos da mistura biodiesel/diesel em motores afetam consideravelmente os processos de ignição e combustão. A substituição do combustível diesel mineral puro por misturas contendo diesel/ biodiesel é feita e analisada, uma vez que se comprova que tais misturas podem influenciar no atraso de ignição e nas características de combustão.

Os biodieseis, que podem ser de primeira, segunda e de terceira geração, sendo os de segunda geração oriundos de fontes tais como o sebo bovino e a mamona, vêm experimentando uma expansão em sua produção, como já foi mencionado acima, sendo adicionados gradualmente ao diesel mineral. O biodiesel de soja, que constitui a matéria-prima predominante no país, também é utilizado de modo gradual em misturas com o diesel. Essas matérias-primas alternativas podem aumentar a estabilidade à oxidação combustível e, caso específico do sebo, diminuir o custo de produção do biodiesel. Contudo, elas também contribuem para um maior distanciamento entre as propriedades das misturas diesel/biodiesel e o óleo diesel convencional.

Pode-se ver que o biodiesel proveniente do sebo bovino possui um número de cetano de 68,77 frente aos 52,10 do biodiesel de soja e 48 do óleo diesel mineral. Já o biodiesel de mamona possui viscosidade de 14,5 cSt, frente aos 4,16 do biodiesel de soja e 2,5 do óleo diesel mineral. Espera-se que tais características singulares tenham consequências importantes nos processos de injeção, atomização e queima do combustível, sendo sendo um dos objetivo deste trabalho, logo, a determinação da extensão destas consequências, caracterizando-se o impacto de cada um destes biodieseis de segunda geração sobre a taxa aparente de liberação de energia.

A complexidade dos fenômenos físicos e químicos envolvidos na câmara de combustão e a ausência de modelos matemáticos precisos para descrever esses processos em motores de ignição por compressão, já que todos esses fatores estão interligados no que se refere ao estudo dos biodieseis. Tais fatores, por sua vez, fazem com que se torne relevante a utilização de métodos com uma ajuda experimental, justamente para que se descreva a análise do processo nestas máquinas.

O processo de liberação de energia (*Heat Release*) é dependente da complexa mistura turbulenta combustível-ar em altas temperaturas após a compressão, o que o faz ser de fundamental importância na investigação dos processos de ignição e combustão nos motores diesel. As características de combustão dos combustíveis formados por ésteres de ácidos graxos, isto é, os biodieseis, devem ser conhecidas devido a sua grande influência nas emissões e consumo de combustível do motor. Isto é mandatório para se assegurar a operação destas máquinas térmicas em um nível de performance aceitável.

O presente trabalho também compara os biodieseis de segunda geração com o de primeira, visto já ser comum nos estudos da área a avaliação dos biodieseis com o diesel. Desse modo, estudou-se aqui não somente os biodieseis comparando-os com o diesel, mas comparando-os entre si, mais especificamente, estabelecendo uma relação entre os biodieseis de segunda geração com os de primeira, sem esquecer, obviamente, das relações destes com o diesel, e das implicações dessas respectivas análises conjuntas.

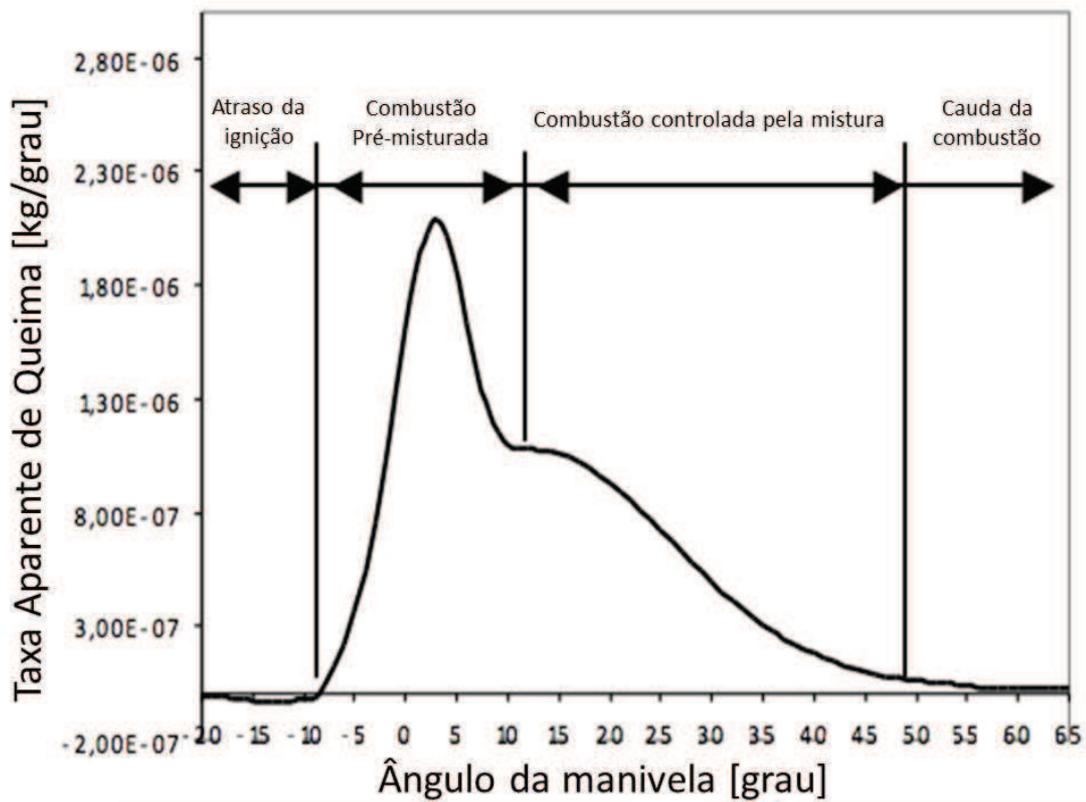
O objetivo deste trabalho, em linhas gerais, portanto, é o estudo das características singulares dos biodieseis no processo de combustão como: a injeção, a atomização e a queima, mediante a análise de liberação de energia.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Dinâmica da combustão diesel

Costuma-se dividir o processo de combustão e liberação de energia em motores diesel em três fases distintas: atraso de ignição, combustão pré-misturada e combustão controlada pela mistura junto com a cauda da combustão, de acordo com o esquema apresentado na Figura (1). Austen e Lyn (1960), através de dados de diagramas experimentais de pressão, estudaram várias curvas de liberação de energia, nas quais posteriormente identificou-se os mecanismos de combustão pré-misturada e difusivo. Na Figura (1), a taxa aparente de queima representa a taxa com que o combustível é consumido pelas reações da combustão, enquanto a abcissa é o ângulo da manivela do virabrequim referenciado pelo ponto morto superior da compressão.

Figura 1 – Diagrama típico de taxa aparente de queima do diesel.



Fonte: BUENO (2003).

2.1.1 Atraso da ignição

O atraso de ignição de um combustível, no contexto de motores diesel, é o período de tempo em que a primeira parcela de combustível entra na câmara até o ponto em que se observa

a primeira chama no *spray*. Pischinger, Scheid e Reuter (1987) mostraram experimentalmente a forte influência dos parâmetros de injeção nas medições de atraso, como tamanho do orifício, pressão de injeção e tipos de combustíveis e as suas qualidades. O combustível ingressa no cilindro através do bico injetor, este que está a alta pressão, sendo seus jatos dirigidos para a câmara de combustão. Produz-se, conseqüentemente, uma rápida injeção através de um orifício com pequena área transversal, gerando-se um jato de elevada velocidade relativa ao fluido de trabalho (100 m/s) que já se encontrava no sistema. Devido a esta alta velocidade, o jato de combustível se desintegra rapidamente em gotículas, formando um *spray*. O *spray* formado no orifício do bico injetor, juntamente com o escoamento do ar que está no cilindro, determina a distribuição do combustível no interior da câmara de combustão. Deve-se salientar que os processos mencionados acima são concomitantes. Conforme o combustível e o ar misturam-se e são aquecidos, a taxa de ocorrência das reações químicas de pré-chama no fluido de trabalho começa a aumentar gradualmente. Em um dado momento, este processo formará os primeiros focos da combustão.

No estudo da combustão em motores de ciclo diesel, denomina-se de atraso da ignição o conjunto de fenômenos físico-químicos que se iniciam com a injeção de combustível e que terminam com sua ignição. Pode-se dividir o atraso da ignição em uma parcela física e em uma outra parcela química. A parcela física ocorre devido à necessidade de quebra do jato de combustível em gotículas, seu aquecimento e subsequente vaporização, além de sua combinação com o ar presente na câmara de combustão. Woschni e Anisits (1974) e Thelliez e Ji (1987) disseram que os parâmetros físicos são normalmente chamados de atrasos aglomerados. Já a parcela química representa o período de tempo, tempo este em que as taxas de ocorrência das reações de oxidação do combustível são muito lentas e quase imperceptíveis. Nguyen, Ishida e Masahiro (2010) afirmam sobre isso que, durante o período de atraso, as variações físicas e químicas ocorrem ao mesmo tempo, apesar de as duas parcelas ocorrerem de modo muito complexo.

Muitas fórmulas foram usadas para calcular o atraso de ignição, Sitkei (1964) expressou o atraso de ignição por

$$\tau = 0,5 + 0,133P^{0,7} \exp\left(\frac{3.930}{T}\right) + 0,00463P^{-1,8} \exp\left(\frac{3.930}{T}\right), \quad (1)$$

sendo que o primeiro termo do lado direito da Equação (1) representa a parcela física e o segundo

e terceiro termos representam as parcelas químicas. Andrea e Paschernegg (1969) enfatizam a importância de pesquisas básicas para investigar as complexidades físicas e químicas envolvendo ignição e queima de hidrocarbonetos. Além disso, Chandorkar, Dani e Lakshminarayanan (1988) afirmam que a adição de propriedades físicas, como o número de cetano, a viscosidade, a quantidade injetada de combustível, o tamanho do orifício e a pressão de injeção, contribuem para o fenômeno de atraso em motores diesel.

Na elaboração de um diagrama de liberação de energia, espera-se valores negativos para a taxa de queima no transcorrer de todo o atraso da ignição. Isso advém da absorção de energia do sistema pelos processos de atomização e de vaporização do combustível injetado além da ocorrência de reações endotérmicas que antecedem o surgimento dos primeiros focos de combustão. Todos estes fenômenos, caracterizados pela absorção de energia do fluido de trabalho, serão computados por modelos de uma zona de combustão; portanto, serão considerados como uma liberação negativa de energia, conforme indicado pela Figura (1).

2.1.2 **Combustão pré-Misturada**

Esta fase é caracterizada pela alta liberação de energia. Os processos subsequentes ao atraso da ignição são fortemente influenciados pelo tempo transcorrido e pelos fenômenos físico-químicos característicos desta fase da combustão. Até que ocorram os primeiros focos de queima, uma parte considerável do combustível já injetado estará dentro dos limites de flamabilidade, encontrando-se aquecida, vaporizada e misturada com o ar através da ação dos processos descritos na seção (2.1.1). Frentes de chama originárias dos primeiros focos de ignição percorrerão rapidamente esta mistura pronta para entrar em combustão. A velocidade destas frentes é controlada pela cinética das reações em cadeia, que caracterizam a queima de uma mistura homogênea. Este é o mecanismo pré-misturado da combustão. O típico ruído desse processo para os motores diesel é causado pela alta pressão e aumento da velocidade no início da combustão. Este aumento de pressão e velocidade podem influenciar o tempo de injeção e o ruído, que podem ser reduzidos por uma injeção piloto, pois somente uma pequena quantidade de combustível, de aproximadamente 5%, é injetada primeiramente e somente depois de uma autoignição bem sucedida é que a injeção principal começa (MERKER *et al.*, 2005). A liberação de energia durante esta etapa do processo de queima é consideravelmente abrupta. Espera-se que durante a queima pré-misturada, relativamente à queima controlada pela mistura, seja emitida pouca radiação e se formem poucos carbonos (particulados) e uma quantidade razoável de óxidos

de nitrogênio (ALCOOK; SCOTT, 1962).

2.1.3 ***Combustão controlada pela mistura e cauda da combustão***

Uma vez consumida a mistura previamente preparada, ou dentro dos limites de flamabilidade, a taxa com que a combustão ocorre começará a diminuir rapidamente. Ela se estabilizará a níveis ditados pela motivo com que o combustível que ingressa no sistema é submetido às condições de queima. Desta forma, a liberação de energia deixa de ser governada pela cinética química, sendo influenciada fortemente pela velocidade de evaporação do combustível, pela difusão de seus vapores e pela quantidade de oxigênio disponível para a reação de queima. Este é o mecanismo de combustão controlada pela mistura também chamado de queima difusa, que ocorre concomitantemente e após o pré-misturado.

Após o término da injeção de combustível no sistema, a combustão continua a uma taxa decrescente, conforme o combustível e o oxigênio presentes no fluido de trabalho estão sendo consumidos. O estágio da combustão no qual os reagentes tornam-se escassos e a liberação de energia inexpressiva é denominado cauda da combustão, e, além disso, o esgotamento final do processo é lento porque a temperatura dos gases no cilindro cai durante a expansão. Esta fase pode perdurar até a abertura da válvula, ou válvulas, de escape. Durante o período da cauda da combustão a queima também ocorrerá predominantemente através do mecanismo controlado pela mistura. Nestas duas últimas fases da combustão espera-se grande produção e queima de particulados, além de elevada troca térmica por radiação. Graças a esta dependência da combustão em motores diesel pela disponibilidade de oxigênio, pode-se demandar excesso de ar de até 50% para que boa eficiência e baixo nível de emissão de particulados sejam alcançados.

2.1.4 ***Taxa de liberação de energia***

O trabalho do eixo em um motor diesel é a junção do trabalho sobre o pistão com pressão produzida, liberação de calor, combustão, perdas devido ao bombeamento, calor transferido e atrito. Enquanto as perdas de fluxos e trabalho de atrito podem ser razoavelmente compreendidas, a liberação de energia é dependente da complexa mistura turbulenta ar-combustível em altas temperaturas depois da compressão (LAKSHMINARAYANAN; YOGESH, 2009). As variedades das câmaras de combustão e tipos de equipamentos de injeção de combustíveis influenciam a característica da taxa de liberação de energia. Um modelo termodinâmico de uma zona de combustão será usado neste trabalho para determinar a taxa de liberação de energia, usando-se

considerações indiretas dos complexos fenômenos abrangidos na combustão.

2.2 Análise dos dados de pressão em motores de combustão interna

Apesar de todo o desenvolvimento experimentado pelas técnicas óticas e de simulação numérica, a análise de dados de pressão no cilindro do motor ainda constitui uma importante ferramenta de pesquisa. Esta técnica é a mais utilizada para a detecção de combustão anormal em bancadas de teste e fornece importantes informações a respeito da combustão, tais como o tempo de queima, o atraso da ignição, a distribuição da energia no cilindro e a taxa aparente de liberação de energia (AMANN, 1985). Além disso, o diagrama indicador de pressão também provê informações a respeito do carregamento em mancais, picos de pressão, potência indicada, troca de gases e fração residual na câmara de combustão (BROWN, 1973) e (BENSON, 1983).

2.2.1 A obtenção de dados de pressão

Os sensores de uso corrente em cilindros de motores de combustão interna, e usados para a aquisição de dados de pressão, são do tipo piezelétrico arrefecidos a água. Estes equipamentos se caracterizam pela alta resistência ao choque térmico e robustez. Há modelos de tamanho reduzido conectados ao bloco, por exemplo, através de uma rosca M6. Em motores de três ou quatro válvulas por cilindro, este tipo de transdutor em miniatura pode facilitar a tarefa de instalação.

O princípio geral de operação de um sensor piezelétrico de pressão é apresentado na Figura 2. A variação da pressão experimentada pelo diafragma do transdutor é transmitida a um módulo de quartzo por meio de elementos intermediários, acarretando sua deformação a uma taxa representada por $d\varepsilon/dt$. Por conta do efeito piezelétrico, tal deformação polariza cargas no eletrodo do transdutor a uma razão dada pela Equação (2)

$$\frac{dq}{dt} = G_s \frac{dP}{dt} \quad (2)$$

sendo G_s a sensibilidade (ganho) do transdutor. Este fluxo de cargas origina a corrente elétrica i ,

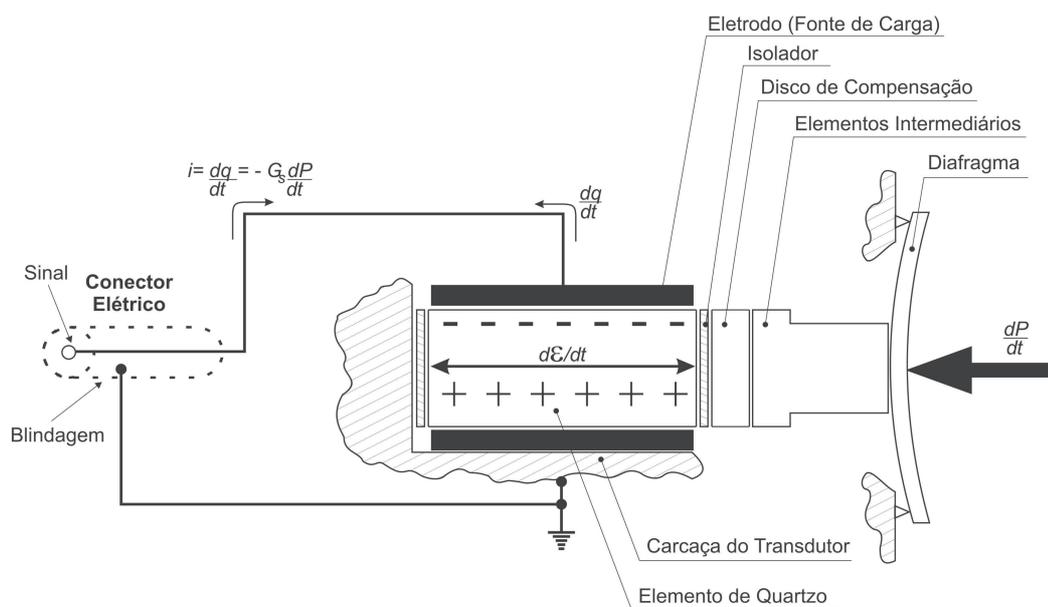
que constitui o sinal do transdutor piezoelectrico de pressão dado pela Equação (3)

$$i = -\frac{dq}{dt} = -G_s \frac{dP}{dt} \quad (3)$$

A corrente gerada pelo transdutor costuma ser integrada em um amplificador de carga, sendo, em seguida, processada e armazenada por um sistema digital de aquisição de dados. O gatilho (trigger) para o sistema de aquisição de dados é dado por um encoder ótico montado em uma flange acoplada diretamente no eixo de manivela. Costuma-se utilizar discos óticos com resoluções entre 3600 e 720 pulsos por rotação. Para um motor operando a 3600 rpm, esta resolução demanda, por exemplo, um sistema de aquisição de dados com taxa de amostragem de 200 kHz.

Além disso, flutuações de operação do motor de ciclo a ciclo, denominadas variações cíclicas, precisam ser eliminadas para que os dados de pressão possam alimentar adequadamente modelos termodinâmicos. Em motores de ignição por centelha podem ser necessários até 250 ciclos para que a média seja representativa; já em motores diesel, a autoignição reduz a importância das flutuações e apenas 50 ciclos costumam ser suficientes.

Figura 2 – Representação esquemática do transdutor piezoelectrico de pressão



Fonte: BUENO (2006).

2.2.2 Modelos termodinâmicos para cálculos de liberação de energia

Os modelos matemáticos que costumam ser empregados no processamento dos dados de pressão no cilindro são do tipo termodinâmicos, ou seja, são modelos baseados no uso conjugado de equações de estado e balanço de energia (BENSON; WHITEHOUSE, 1983). As primeiras iniciativas voltadas ao cálculo da liberação de energia datam da década de 1960 e se utilizaram de uma única zona de combustão (WOSCHNI, 1965) e (KRIEGER, 1966). É interessante salientar que, nestes cálculos, considera-se apenas a parcela do ciclo em que as válvulas do motor permanecem fechadas.

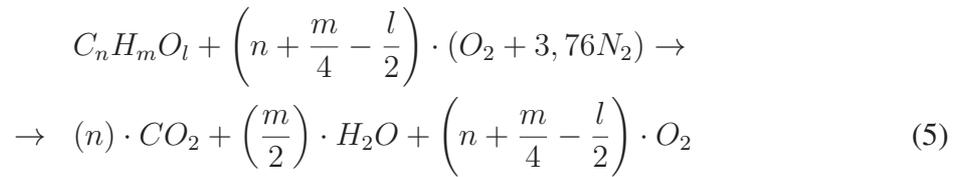
Na elaboração desses modelos considerou-se que há propriedades uniformes para toda a carga do cilindro, sendo que esta passava por uma sequência de processos de quase-equilíbrio. Dessa forma, as propriedades variavam com o tempo, mas não com o espaço. Além de uniforme, costuma-se considerar que a carga é formada por uma mistura de gases ideais, podendo-se utilizar as hipóteses e a equação de estado dos gases ideais para a modelagem. Além disso, os efeitos do combustível não queimado sobre as propriedades do fluido de trabalho também costumam ser negligenciados, aproximando-se a taxa de injeção pela própria taxa de queima do combustível. Assim, presume-se que o combustível queima instantaneamente ao adentrar o cilindro.

2.2.3 A representação do fluido de trabalho

Nos modelos termodinâmicos, toma-se como propriedades independentes do fluido de trabalho: a sua temperatura, a pressão existente no cilindro e a razão entre massa de combustível e massa de ar equivalente existente na carga (ϕ). A razão de equivalência combustível-ar é dada pelo quociente entre a fração de massa de combustível sobre o produto da massa de ar reais e a fração estequiométrica correspondente à reação de combustão. Portanto, pela Equação (4)

$$\phi = \frac{m_c}{m_{ar} \cdot f_{as}} \quad (4)$$

Dadas as hipóteses utilizadas, considera-se a combustão completa, tendo-se a seguinte reação, que envolve um combustível genérico dado por sua fórmula empírica e ar seco na Equação (5)



assim, a razão estequiométrica de combustão (f_{as}) é obtida a partir da Equação (6):

$$f_{as} = \frac{M(C) \cdot n + M(H) \cdot m + M(O) \cdot l}{\left(n + \frac{m}{4} - \frac{l}{2} \right) \cdot M(O_2) + (M(N_2) \cdot (3,76))} \tag{6}$$

sendo M a representação de massa molar.

Sob a hipótese de que os produtos de combustão constituam uma mistura de gases ideais, tem-se a Equação (7):

$$PV = mRT \tag{7}$$

sendo P , V , m , R e T a pressão no cilindro, o volume do cilindro, a massa total da carga, a constante da carga e a temperatura da carga, respectivamente. Convém lembrar que a letra R representa uma propriedade constante para a mistura presente na carga, que pode variar de um instante para o outro.

De acordo com as variáveis independentes escolhidas, uma propriedade está em função de T , P e ϕ , fazendo que a diferencial de R seja representada pela Equação (8):

$$dR = \frac{\partial R}{\partial T} \cdot dT + \frac{\partial R}{\partial P} \cdot dP + \frac{\partial R}{\partial \phi} \cdot d\phi \tag{8}$$

como a massa total da carga é a soma da massa de ar com a massa de combustível presentes no cilindro ($m = m_{ar} + m_c$), e após o fechamento da válvula de admissão a massa de ar não varia mais, assim, se observa que a Equação (9) é expressa da seguinte forma

$$dm = dm_c \tag{9}$$

portanto, diferenciando-se a Equação 7 e dividindo-a por PV ou mRT , obtém-se a equação de estado na forma diferencial dada pela Equação (10)

$$\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} = \frac{dm_c}{m} + \frac{1}{R} \cdot \left(\frac{\partial R}{\partial T} \cdot dT + \frac{\partial R}{\partial P} \cdot dP + \frac{\partial R}{\partial \phi} \cdot d\phi \right) + \frac{dT}{T} \quad (10)$$

2.2.4 Utilizando o balanço de massa

Para se encontrar uma expressão equivalente para $d\phi$, é necessário realizar um balanço de massa no cilindro. Primeiramente, é preciso considerar que não existe perda de massa por folgas do pistão com a camisa. Como já foi visto na obtenção da Equação (9), a massa total presente no cilindro é composta pela massa de ar admitido mais a massa de combustível injetado, ficando a Equação (11) da seguinte forma

$$m = m_{ar} + m_c \quad (11)$$

Logo após o fechamento da válvula de admissão, a única massa que existe dentro do cilindro é a de ar, podendo-se afirmar que

$$m = m_{ar} \quad (12)$$

e que após o término da admissão, a única variação de massa existente no processo é a de massa de combustível, sendo possível dizer que:

$$dm_{ar} = 0 \quad (13)$$

além disso, f_{as} é uma característica da reação de combustão, ou seja, seu valor também não varia e $df_{as} = 0$. Portanto, diferenciando a Equação (4), obtém-se:

$$d\phi = \frac{dm_c}{m_{ar} \cdot f_{as}} \quad (14)$$

com isso, tem-se a variação da constante dos gases devido à combustão:

$$\frac{\partial R}{\partial \phi} \cdot d\phi = \left(\frac{1}{m_{ar} \cdot f_{as}} \right) \cdot \frac{\partial R}{\partial \phi} \cdot dm_c \quad (15)$$

bem como a substituição da Equação (15) na Equação (10) resulta em:

$$\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} = \frac{dm_c}{m} + \frac{1}{R} \cdot \left[\frac{\partial R}{\partial T} \cdot dT + \frac{\partial R}{\partial P} \cdot dP + \left(\frac{1}{m_{ar} \cdot f_{as}} \right) \cdot \frac{\partial R}{\partial \phi} \cdot dm_c \right] + \frac{dT}{T} \quad (16)$$

Assim, obteve-se uma equação de estado na forma diferencial, cujas variáveis independentes são a temperatura, a pressão e a massa de combustível. De acordo com as hipóteses adotadas, a taxa de injeção é aproximada pela taxa de queima do combustível; portanto, a taxa aparente de queima fica sendo expressa por $dm_c/d\theta$, onde θ é o ângulo da manivela.

2.2.5 **Balanco de energia no cilindro**

Aplicando-se um balanço de energia à carga do cilindro na parcela fechada do ciclo, obtém-se a Equação (17):

$$dU = \delta Q - \delta W + dm_c \cdot h_c \quad (17)$$

sendo a diferencial de trabalho dada pelo produto da pressão no cilindro pela diferencial de volume, obtida através das características geométricas do motor, da rotação e da posição da árvore de manivelas. A diferencial da energia interna do fluido de trabalho é expressa pela Equação 18:

$$dU = u \cdot dm_c + m \left(\frac{\partial u}{\partial T} \cdot dT + \frac{\partial u}{\partial P} \cdot dP + \frac{\partial u}{\partial \phi} \cdot d\phi \right) \quad (18)$$

Desenvolvendo-se a Equação (17), obtém-se a seguinte expressão para o balanço de energia no cilindro dado pela Equação (19)

$$u \cdot dm_c + m \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial T} \cdot dT + \frac{\partial u}{\partial P} \cdot dP + \frac{\partial u}{\partial \phi} \cdot d\phi \right) = dQ - P \cdot dV + h_c \cdot dm_c \quad (19)$$

sendo o termo expresso pela Equação (20)

$$\frac{\partial u}{\partial \phi} \cdot d\phi = \frac{\partial u}{\partial \phi} \cdot \frac{dm_c}{m_{ar} \cdot f_{as}} \quad (20)$$

que corresponde à taxa aparente de liberação de energia dentro do cilindro.

2.2.6 Metodologia de solução das equações

As equações apresentadas são solucionadas numericamente, tendo-se como entrada os dados de pressão no cilindro obtidos de um sistema de aquisição de dados e algumas condições de contorno. Por isso, às vezes um parâmetro é obtido de forma indireta através de dados que permitem o cálculo do parâmetro desejado.

Sendo a massa inicial igual à massa de ar admitida, e utilizando-se a Equação (7), é possível expressar a temperatura inicial a partir dos valores iniciais de pressão no cilindro (P_0) e de massa de ar (m_{ar}) provenientes dos experimentos e dados pela Equação (21)

$$T_0 = \frac{P_0 \cdot V_0}{m_{ar} \cdot R_0} \quad (21)$$

Por suas características intrínsecas, o transdutor piezelétrico de pressão fornece dados de derivada de pressão, os quais devem ser integrados eletronicamente ou numericamente, a depender da estratégia de polarização escolhida. Um método de integração exige o conhecimento do valor da pressão em pelo menos um ponto, para o ajuste da linha de base da função integrada. Dessa forma, é necessário se conhecer de antemão o valor da pressão em pelo menos um ponto do diagrama.

O método utilizado nesta dissertação para saber o valor da pressão inicial, também chamado de método de *pegging* da pressão, é afirmar que até momentos antes do ângulo de início de injeção não houve liberação de calor líquida devido à combustão. Dessa forma, como o valor da energia liberada depende do valor da pressão indicada, utiliza-se o método numérico de Newton-Raphson para o ajuste da linha de base da pressão com a seguinte restrição: em 20 graus do ângulo de manivela antes do ponto morto superior da combustão o valor da energia liberada deverá ser zero.

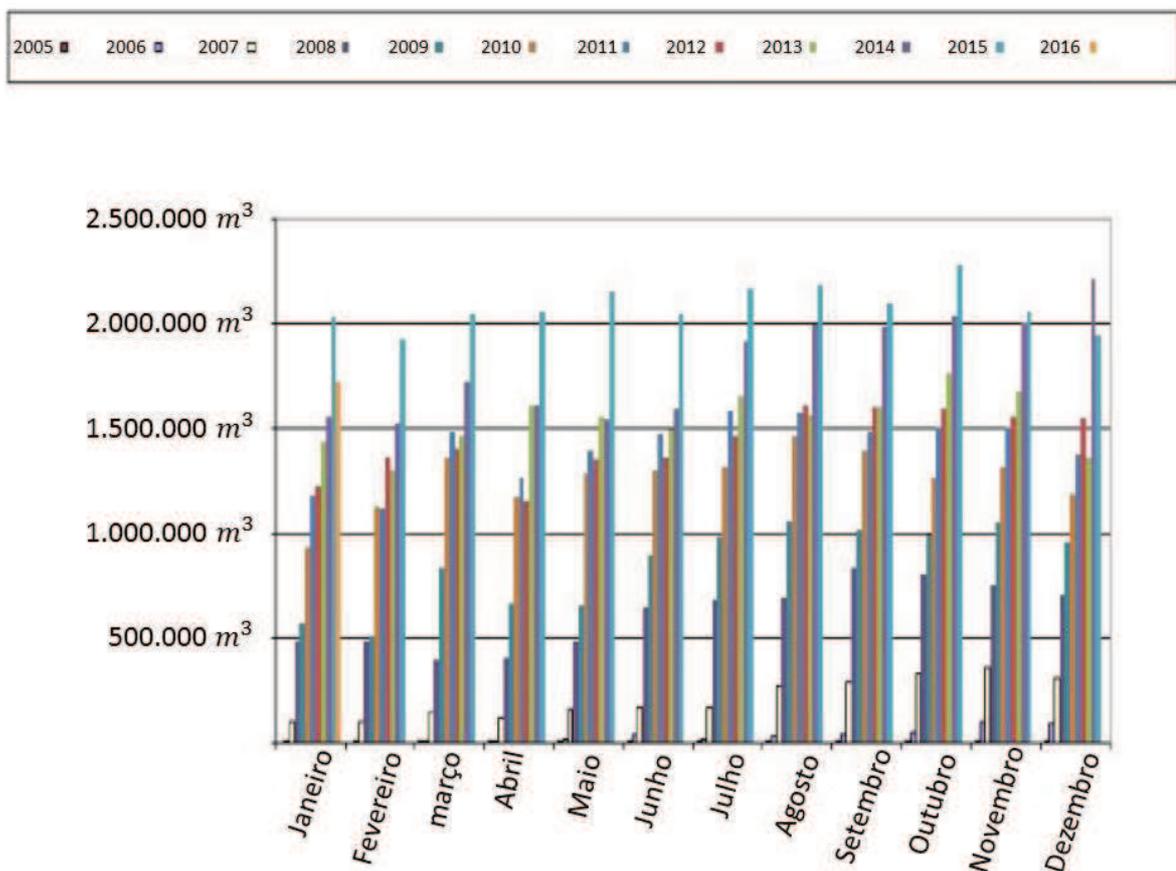
2.3 Biodieseis

2.3.1 A utilização de biodiesel como combustível no Brasil

A busca por fontes alternativas ao petróleo para obtenção de energia no Brasil teve um ponto crucial no início da década de 1970, em um contexto de crise internacional do petróleo. De lá para cá, devido a essa instabilidade na utilização do petróleo e de todas as problemáticas relacionadas a esta matéria-prima, os biocombustíveis passaram a ser uma fonte de consumo alternativa e, portanto, uma solução possível para as problemáticas relacionadas ao petróleo.

Esses biocombustíveis são derivados de biomassa renovável e podem substituir, parcial ou totalmente, combustíveis derivados de petróleo e de gás natural em motores a combustão interna ou em outro tipo de geração de energia. Os dois principais biocombustíveis líquidos que passaram a ser usados no Brasil, e que são os mais utilizados até hoje, foram o etanol extraído de cana-de-açúcar e, em escala crescente, o biodiesel, que é produzido a partir de óleos vegetais ou de gorduras animais e adicionado ao diesel de petróleo em proporções variáveis (ANP, 2016).

Figura 3 – Produção mensal de biodiesel no Brasil



Fonte: ANP (2016).

Dados da ANP, representados na Figura (3) mostram que a produção de biodiesel no Brasil passou de uma pequena quantidade em 2005 a mais de 2,3 milhões de metros cúbicos em dezembro de 2015, estando o país entre os maiores produtores do planeta.

O Programa Nacional de Produção de Biodiesel (PNPB), iniciado em 2005, foi um importante passo que o Brasil deu para incentivar a produção de biodiesel em nossas terras. Além disso, outro fator que contribuiu para que a produção de biodieseis fosse incentivada aqui foi o fato de o Brasil possuir recursos naturais em abundância e uma grande área para este tipo de produção.

Tabela 1 – Produção nacional de biodiesel puro - B100 (barris equivalentes de petróleo)

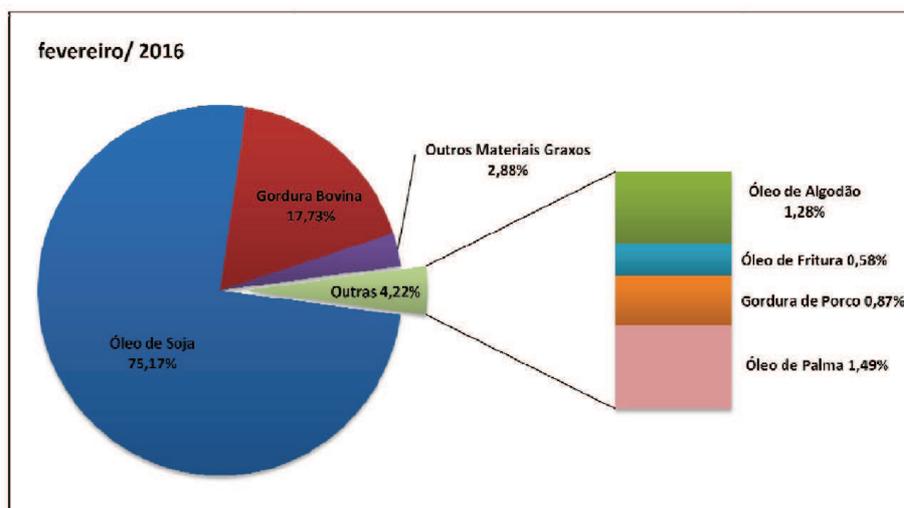
Dados/Ano	2005	2006	2007	2008	2009	2010
Janeiro	-	6.822	108.538	487.121	573.196	935.326
Fevereiro	-	6.618	107.421	489.027	508.943	1.129.546
Março	49	10.942	143.608	403.984	837.354	1.358.567
Abril	83	11.327	119.095	408.235	669.025	1.172.985
Maio	163	16.352	164.974	482.137	657.636	1.286.110
Junho	145	41.175	172.290	651.952	895.385	1.300.138
Julho	46	21.131	169.501	683.796	980.507	1.315.959
Agosto	362	32.365	278.875	694.887	1.059.994	1.466.476
Setembro	13	42.729	291.909	839.047	1.018.453	1.395.601
Outubro	215	54.441	340.093	804.529	994.806	1.268.133
Novembro	1.785	101.662	357.805	748.684	1.054.323	1.318.712
Dezembro	1.809	92.185	310.956	710.864	954.375	1.191.759
Total do Ano	4.670	437.749	2.565.064	7.404.263	10.203.997	15.139.312
Dados/Ano	2011	2012	2013	2014	2015	2016
Janeiro	1.182.061	1.224.432	1.436.949	1.555.647	2.027.203	1.721.685
Fevereiro	1.121.513	1.361.467	1.305.203	1.525.913	1.926.003	
Março	1.481.100	1.401.211	1.463.893	1.724.546	2.047.158	
Abril	1.271.218	1.156.970	1.608.781	1.606.456	2.058.794	
Maio	1.398.750	1.351.404	1.560.205	1.538.582	2.149.668	
Junho	1.469.097	1.363.312	1.499.982	1.595.626	2.043.943	
Julho	1.585.347	1.461.279	1.653.695	1.922.050	2.163.899	
Agosto	1.572.895	1.614.079	1.570.841	1.995.392	2.182.576	
Setembro	1.484.315	1.600.227	1.603.215	1.983.546	2.095.983	
Outubro	1.509.143	1.594.984	1.763.581	2.040.247	2.278.547	
Novembro	1.504.726	1.556.314	1.682.273	2.008.679	2.059.657	
Dezembro	1.375.824	1.554.037	1.359.927	2.213.816	1.944.600	
Total do Ano	16.955.989	17.239.715	18.508.546	21.710.500	24.978.032	1.721.685

Fonte: ANP, Conforme Resolução ANP nº 07/2008

A (TABELA 1) mostra dados da produção nacional de biodiesel puro B100 bep (barris equivalentes de petróleo) dos meses no ano de 2005 até janeiro do ano 2016. A partir de 2008, a mistura de biodiesel puro (B100) ao óleo diesel passou a ser obrigatória. No ano de 2008, a mistura de biodiesel puro (B100) ao óleo diesel foi de 2%, já no ano de 2009 foi de 4% e entre os anos 2010 e de 2013 foi de 5%. No ano seguinte, 2014, o teor de mistura de biodiesel ao óleo diesel tornou-se 6% e, a partir de novembro de 2014, passou a ser de 7%, em volume, conforme a Lei 13.033/2014. No mês de março de 2015, a presidenta Dilma Rousseff sancionou a lei 3.834/2015, que determinou o aumento da mistura de biodiesel no óleo diesel de 7% para 8%.

De acordo com o Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento, a produção e o consumo de biodiesel no Brasil para este ano de 2016 está estimada em 4 milhões de litros (MAPA, 2015). O óleo de soja e a gordura bovina são as principais fontes de extração de biodiesel no país, como mostra a Figura (4).

Figura 4 – Gráfico: Matérias-primas utilizadas para produção de biodiesel (perfil nacional)



Fonte: ANP (2016).

2.3.2 *Processo de produção do biodiesel*

Um dos processos de produção de biodiesel, dizendo de forma sucinta, se dá pela transesterificação de triglicerídeos ou óleos fixos (OSAKI; BATALHA, 2006). Ao fim do processo, tem-se duas fases: uma formada por glicerina, álcool e água e uma segunda formada pelo éster etílico ou metílico.

Durante a reação o triglicerídeo é convertido em diglicerídeo, em monoglicerídeo e finalmente em glicerol, que corresponde 25% da mistura total final. Em cada etapa, um mol de éster é produzido. O glicerol gerado na transesterificação pode ser utilizado por indústrias farmacêuticas, químicas e de cosméticos (GARCIA, 2006; MOURA, 2008; PEREIRA *et al.*, 2011).

As principais variáveis dessa reação são: a razão molar metanol/óleo, a concentração de catalisador, a temperatura da reação. De acordo com Bhuiya *et al.* (2014), a razão metanol/óleo varia de 3:1 a 12:1, a concentração de catalisador vai de 0,25% a 1,25%, a temperatura máxima da reação é de 65 °C, que é a temperatura de ebulição do metanol, e a temperatura mínima é a temperatura do ambiente.

2.3.3 **Biodieseis de primeira e segunda geração**

As matérias-primas do biodiesel podem ser comestíveis e não comestíveis, as comestíveis são as que derivam de algumas sementes, como da soja. As fontes comestíveis são consideradas a primeira geração de matérias-primas utilizadas para a produção de biodiesel, porém, devido ao fato desses óleos serem utilizados para a alimentação, seu uso para produzir combustível é debatido (KULKARNI *et al.* 2006). As principais razões para a produção de biodiesel de óleos não comestíveis inclui:

- As plantas de óleos não comestíveis podem ser facilmente cultivadas em terras impróprias para a produção de alimentos a um custo muito menor do que as dos óleos comestíveis (GUI; LEE; BHATIA, 2008).
- O crescimento dessas plantas reduz a concentrações de CO₂ na atmosfera (NO, 2011).

Os biodieseis de segunda geração são retirados de matérias-primas que não competem com alimentos, pois tais matérias, como, por exemplo, a mamona, o sebo bovino, não são comestíveis. Por causa disso, seu uso traz ainda mais benefícios à sociedade (Barrios *et al.*, 2013) e (Bhuiya *et al.*, 2014, 2015). As vantagens dos óleos não comestíveis serem utilizados como um combustível diesel são: portabilidade de natureza líquida, renovabilidade, alto ponto de inflamabilidade, alto número de cetano, baixos conteúdos de enxofre e aromáticos, bem como, biodegradabilidade (NO, 2011).

2.3.4 **Biodiesel de sebo bovino**

O óleo de soja é a principal matéria-prima utilizada para a produção de biodiesel no Brasil, com 72,24% de participação, e o sebo bovino vem em seguida com 20,13% de participação, sendo este a segunda matéria-prima mais utilizada no Brasil para a produção de biodiesel (ANP, 2016).

O sebo é um insumo obtido a partir de resíduos de tecidos de bovinos processados em digestores de batelada ou contínuos, da extração da gordura por prensas em centrífugas ou pelo método de extração de solventes orgânicos. A utilização desse resíduo animal na produção de biodiesel permite a expansão da produção do biocombustível sem a concorrência com matérias-primas de caráter alimentício, como a soja, o algodão e o milho (RAMADHAS; JAYARAJ; MURALEEDHARAN, 2005) e (WYATT *et al.* 2005). Uma vantagem do biodiesel de sebo bovino apontada por Klein (2006) é o número de cetano maior que o do óleo vegetal, o que permite combustão mais eficiente em motores diesel. O mesmo autor destaca, entretanto, como desvantagem, o alto ponto de névoa, pois, devido ao elevado nível de gorduras saturadas, há uma tendência à cristalização devido às temperaturas muito mais altas do que as que aparecem no processo de combustão do biodiesel de óleo vegetal.

Mansini *et al.* (2007) e Betto e Prado (2008) dizem que a maioria dos trabalhos científicos que versam sobre biodiesel de sebo bovino abordam em geral as suas propriedades físico-químicas. Já com relação ao estudo do motor diesel, quando este opera com esse tipo de biocombustível, foram encontrados nos trabalhos de Garcia e Tookuni (2010) e Corrêa, Maziero, e Storino (2011), o interesse de se analisar o desempenho dessas máquinas térmicas.

2.3.5 **Biodiesel de mamona**

No início da fundação do Programa Nacional de Produção e Uso de Biodiesel (PNPB), em 2004, houve uma grande expectativa quanto à obtenção de biodiesel a partir do óleo de mamona em regimes de cultura compatível com os sistemas de produção adotados nos programas de agricultura familiar, uma vez que estes estão adaptados à região do semiárido nordestino, e também a uma pequena parte da região sudeste. Foi nesse contexto que a utilização de biodiesel extraído da mamona passou a ser fomentada pelo Brasil. A Figura (5) mostra a produção agrícola da mamona nestas regiões.

importantes para o estudo da análise de liberação de energia, são difíceis de serem analisados. Uma alternativa é o desenvolvimento do modelo de uma zona de combustão que possibilite o estudo do comportamento das curvas de liberação de energia. Esse tema será abordado em detalhes posteriormente neste trabalho.

2.4 Liberação de energia

Nesta seção, será apresentado uma sequência de trabalhos de grande relevância, baseados no estudo da taxa de liberação de energia e sua caracterização.

Nuszkowski *et al.* (2008) utilizaram dois motores Cummins ISM (1999 e 2004) operados com misturas de 20% de Biodiesel (B20) em testes de alta carga a regimes transitórios em ciclos FTP1 e testes suplementares de emissões a regime permanente. Três tipos de biodiesel foram utilizados na mistura: biodiesel de soja, de sebo (gordura animal) e de sementes de algodão. As emissões integradas do ciclo FTP das misturas de B20 produziram uma redução de 20-35% no material particulado e uma variação nula até 4,3% de aumento no NOx em comparação com o diesel puro. O diesel puro analisado era do tipo 2 com um número de cetano de 49,9 e contendo 330 mg/kg de enxofre. Embora tenha sido observado um aumento de até 14% no NOx durante os testes a regime permanente entre cargas médias e altas, não foi detectada nenhuma diferença significativa nas curvas de liberação de energia (calor). Em baixas cargas (que tinham ponto de injeção atrasado) durante os testes em regime permanente e transiente, o início da combustão ocorreu antes no B20 do que no diesel puro. Para cargas médias e altas, as curvas de liberação de energia não mostraram diferenças significativas entre os combustíveis, ainda que as misturas B20 tenham apresentado o referido aumento de NOx quando comparados com o diesel. Qi e co-autores (2009) também observaram que o biodiesel de soja apresenta curvas de liberação de energia similares às do diesel mineral causando apenas um pequeno adiantamento da combustão.

Gumus (2010) transesterificou o óleo de avelã (*Corylus avellana L.*) com metanol utilizando hidróxido de potássio como catalizador para obter biodiesel. Foi realizada uma investigação experimental da combustão e liberação de calor (taxa de liberação de calor, liberação de calor cumulativa, duração da combustão e centro de liberação de calor). Os parâmetros são relativos a um motor de injeção direta rodando com biodiesel e suas misturas com diesel. Parâmetros experimentais incluíram o percentual de biodiesel na mistura, a carga do motor, ponto de injeção, pressão da injeção e taxa de compressão. Os resultados mostraram que o metil éster do óleo de avelã e suas misturas com diesel podem ser usados em um motor, sem que

se faça qualquer modificação neste último. Características indesejáveis relativas à liberação de calor e à combustão não foram observadas e estas foram significativamente melhoradas devido a alterações em parâmetros como o atraso no ponto de injeção, taxa de compressão e pressão de injeção. O autor observou que a combustão se inicia mais cedo para as misturas de biodiesel, em todas as condições de operação do motor, e isto se torna mais proeminente conforme o aumento de percentual de biodiesel nas misturas. A liberação de calor na combustão pré-misturada é maior para o diesel por causa de sua maior volatilidade e capacidade de melhor se misturar com o ar. Outro motivo possível é o atraso de injeção mais longo para o diesel, que levaria a um maior acúmulo de combustível na câmara de combustão no momento da combustão pré-misturada, o que, por sua vez, levaria a uma maior taxa de liberação de calor.

Abbaszadhmosayebi e Ganippa (2014) propuseram um novo método para determinação da relação entre calores específicos, utilizando diesel, éster metílico de Colza (*Brassica nappus*) e éster metílico de *Jatropha* (*Jatropha curcas*), e empregando um motor diesel 2 litros de injeção direta e de alta rotação.

Oo e colaboradores (2015) analisaram as características de ignição e combustão de vários biodieseis, buscando encontrar uma condição ideal em motores a diesel. Os experimentos foram realizados em um reservatório de volume constante em condições similares às de um motor a diesel. Os atrasos de ignição e as taxas de liberação de calor foram investigados sob diferentes temperaturas e pressões. Os biodieseis utilizados foram: éster metílico de jatropa, éster metílico de coco, éster metílico de soja e éster metílico de palma. Após examinar dados, em diferentes condições de pressão e temperatura, os autores concluíram que a parcela física domina os atrasos de ignição dos biodieseis, destacando os efeitos da viscosidade e da temperatura de destilação.

No trabalho de Li *et al.* (2015), os efeitos da adição de pentanol ao diesel e ao biodiesel sobre a combustão e emissões de um motor diesel monocilíndrico de injeção direta foram explorados. Os testes foram conduzidos a uma velocidade constante (1600 rpm) sob diferentes cargas. Nas características de combustão da mistura, os autores observaram que a adição de pentanol ao diesel e ao biodiesel reduziu a duração de combustão. Na análise da taxa de liberação de calor (*Heat Rate Release - HRR*) sob diferentes cargas, a mistura com 40% diesel, 30% biodiesel e 30% pentanol mostrou melhores características de combustão, consumo e emissões dentre todos os combustíveis.

Abedin e co-autores (2016) produziram biodiesel de *Calophyllum* (*Alexandrian*

laurel) e estudaram seu impacto na eficiência, combustão e emissões de um motor. O experimento foi conduzido em um motor diesel turbo de quatro cilindros operando sob condições variáveis de velocidade sob carga máxima. Misturas com 10% e 20% do biodiesel de *Calophyllum inophyllum* juntamente com diesel e biodiesel B5 (95% diesel e 5% biodiesel de palmácea) foram utilizadas. Os autores asseguram que a operação com as misturas de biodiesel diminuiu o período de atraso da ignição e aumentou a fração de massa queimada.

Dados de eficiência, emissões e características da combustão de um motor diesel monocilíndrico, quatro tempos, resfriado a água, de injeção direta foram avaliados por Imdadul *et al.* (2016). Nesse trabalho os autores utilizaram 10%, 15% e 20% de pentanol e biodiesel de *Calophyllum* misturados com diesel sob diferentes condições de velocidade. As propriedades das misturas de combustíveis foram medidas e comparadas. Atributos relativos à combustão, como a pressão no cilindro e a taxa de liberação de calor, foram analisados. Os resultados indicaram que aumentar a proporção de pentanol nas misturas de biodiesel B20 melhora a combustão.

Agarwal *et al.* (2016) utilizaram imagens de endoscópio e simulações multidimensionais para estudar os efeitos da combustão do biodiesel em um motor monocilíndrico. Os autores demonstraram que a luminosidade da chama e a dissipação de calor são inferiores com o uso de biodiesel relacionado ao óleo diesel.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

A dinâmica do processo de queima em motores de combustão interna pode ser determinada através do método denominado análise de liberação de energia, em inglês *Heat Release Analysis*. Nesta técnica, dados experimentais de pressão no cilindro do motor conjugados à posição do virabrequim alimentam um modelo termodinâmico que, empregando o princípio da conservação da energia, fornece uma resposta em termos da taxa de liberação de energia devido à queima do combustível no cilindro. Esta taxa recebe o nome de Taxa Aparente de Liberação de Energia, sendo a palavra aparente oriunda do grande número de simplificações aplicadas no modelo. A taxa aparente de queima é obtida dividindo-se a taxa de liberação de energia pelo poder calorífico inferior do combustível (GATOWSKI *et al.*, 1984).

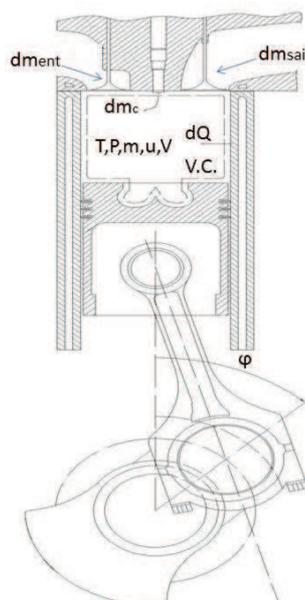
Por proporcionar informações quantitativas e de caráter experimental acerca dos complexos fenômenos que ocorrem na câmara de combustão, como a taxa de consumo do combustível e o progresso da reação de queima, a análise de liberação de energia tem sido empregada na investigação da natureza do processo de combustão em motores de combustão interna. Sua utilização se estende por uma ampla gama de objetivos, incluindo a validação de modelos matemáticos para a simulação dos motores e a avaliação experimental da operação destas máquinas térmicas. Dentre as aplicações relacionadas à investigação experimental, destacam-se o estudo de novas estratégias de injeção, a investigação dos efeitos do isolamento térmico das superfícies da câmara de combustão, o apoio a técnicas ópticas em estudos fenomenológicos, o desenvolvimento de motores e câmaras de combustão e a análise da queima de combustíveis alternativos.

3.1 Modelo de análise de liberação de energia

A formulação usual dos modelos de combustão de uma zona para motores de combustão interna foi proposta por (KRIEGER; BORMAN, 1966), uma vez que o combustível injetado é representado como uma mistura homogênea de produtos de combustão passando através de uma sequência de estados de equilíbrio. Estes autores consideraram que toda a carga presente no volume de controle dentro da câmara de combustão tem propriedades constantes ao longo do seu volume, isto é, uma carga uniforme modelada como uma mistura de gases ideais formados na queima. Dessa forma, as propriedades variam com o tempo, mas não com o espaço. Os efeitos do combustível não queimado sobre as propriedades termodinâmicas são negligenciados e a taxa de injeção costuma ser aproximada pela taxa aparente de queima do

combustível. O processo ocorre por meio de uma sequência de estados de equilíbrio, fazendo com que o volume de controle se encontre em equilíbrio a cada instante dos cálculos e que o combustível queime instantaneamente ao adentrar no cilindro.

Figura 6 – Volume de controle utilizado na análise de liberação de energia.



Fonte: Autor.

O volume de controle utilizado para o balanço de energia é o volume mostrado na Figura (6), sendo definido logo após o fechamento da válvula de admissão. Aplicando o balanço de energia a este volume obtém-se a Equação (22):

$$dU = \delta Q - \delta W + dm_{ent} \cdot h_{ent} - dm_{sai} \cdot h_{sai} \quad (22)$$

sendo que Q , W , m e h são o calor, trabalho, massa e entalpia envolvida no sistema, respectivamente. Desconsiderando-se perdas de massa por folgas e vazamentos no cilindro, e a única massa que é alterada é a massa de combustível, tem-se a Equação (23):

$$dU = \delta Q - \delta W + dm_c \cdot h_c \quad (23)$$

pois m_c e h_c são a massa e entalpia do combustível, respectivamente. Esta equação pode sofrer simplificações adicionais com relação ao modelo proposto por Krieger e Borman (1966),

combinando-se os efeitos da entrada de entalpia do combustível no balanço de energia com as perdas de calor pela camisa, calculando-se assim um valor líquido da taxa aparente de liberação de calor é dada pela Equação (24):

$$dQ_{liq} = (u - h_c)dm_c - \delta Q \quad (24)$$

que, inserido na equação de conservação de energia (23) e sendo $du = c_v \cdot dT$, resulta em na Equação (25):

$$dQ_{liq} = -mc_v dT - \delta W \quad (25)$$

sendo o diferencial de trabalho em um processo de quase-equilíbrio dado pela Equação (26):

$$\delta W = P_{cil} \cdot V_{cil} \quad (26)$$

no qual P_{cil} e V_{cil} são a pressão no cilindro e o volume do cilindro, respectivamente. Considerando-se que o fluido de trabalho possua propriedades constantes representadas por $\gamma = \frac{c_p}{c_v} = 1,325$ a razão de calores específicos, tem-se a Equação (27):

$$dQ_{liq} = \frac{1}{\gamma - 1} V dP + \frac{\gamma}{\gamma - 1} P dV \quad (27)$$

As curvas de dP e P no cilindro foram obtidas experimentalmente em função do ângulo de manivela (φ) de acordo com os procedimentos descritos a seguir. Já V e dV foram calculados em cada ângulo de manivela φ , considerando-se o mecanismo formado pelo conjunto biela, pistão e manivela. A solução numérica da Equação (27) forneceu os dados de liberação de energia apresentados neste trabalho.

3.2 Aquisição de dados de pressão no cilindro

Um transdutor de pressão piezoelétrico refrigerado a água Kistler modelo 7061B embutido acima da cavidade do pistão foi usado para medir a pressão no cilindro. Efeitos da tensão térmica foram mitigados através da adoção dos métodos de testes propostos em

(RANDOLPH, 1990). O sinal de saída do transdutor foi conectado a um conversor de corrente para tensão, que fornece sinais da derivada de pressão no cilindro. O sinal da pressão diferencial foi medido entre 100 consecutivos ciclos no motor e amostrado com 0,1 graus de resolução do ângulo da manivela. Diagramas de pressão foram obtidos pela integração numérica dos dados experimentais da derivada de pressão usando o método de Newton-Raphson. A linha de base do diagrama de pressão foi determinada forçando um valor de liberação de calor acumulativo nulo no ângulo da manivela correspondente ao início da injeção. A posição angular do ponto morto superior foi determinado dinamicamente por meio de um sensor capacitivo. A incerteza das variáveis calculadas são mostrada na (TABELA 2) para a eficiência térmica indicada foi calculada considerando-se a precisão combinada do sistema composto do transdutor de pressão e o equipamento de aquisição de dados indicados (BUENO; VELÁSQUEZ; MILANEZ, 2009) e (BUENO; VELÁSQUEZ; MILANEZ, 2011).

Tabela 2 – Precisão das medidas e incerteza das variáveis calculadas

Medida	Escala completa de medida de precisão
Potência de frenagem	$\pm 0,32$ kW
Consumo de combustível (taxa de fluxo de massa)	± 80 g/h
Consumo de ar (taxa de fluxo volumétrico)	± 6 m ³ /h
Pressão indicada	$\pm 0,67$ bar
Variáveis Calculadas	Incerteza das variáveis calculadas
Valor calorífico inferior do combustível	$\pm 0,31\%$
Razão de equivalência ar-combustível	$\pm 0,0107$
Eficiência térmica de frenagem	$\pm 0,0039$
Consumo de combustível volumétrico específico	$\pm 1,84$ ml/kWh
Eficiência térmica	$\pm 0,0048$

Fonte: Autor.

3.3 Combustíveis e suas propriedades

Foram preparadas misturas entre diesel e biodiesel nas concentrações B10, representativas do patamar atual de adição de biodiesel ao diesel mineral, e B20, que corresponderiam à maior adoção de biocombustíveis em um cenário futuro. As matérias-primas de segunda geração, o sebo bovino e a mamona, também foram comparadas a dados obtidos com o biodiesel de óleo de soja.

As propriedades físico-químicas dos biocombustíveis são apresentadas na (TABELA 3), já as propriedades físico-químicas do combustível diesel são amostradas na (TABELA 4). É

interessante se notar o alto valor da viscosidade do biodiesel de mamona (14,5 cSt) o qual, junto com seu ponto de ebulição normal de 347 °C, torna-o um combustível de difícil pulverização e vaporização. As viscosidades dos biodieseis de soja e sebo bovino, são (4,16 cSt) e (4,79 cSt), respectivamente, situam-se em um patamar mais próximo ao diesel (2,5 cSt), assim como suas características de volatilidade. Na fase controlada pela mistura da combustão diesel a taxa de queima é governada pela preparação da mistura combustível no jato turbulento, sendo, portanto, acelerada para combustíveis com maior volatilidade (baixa viscosidade, temperatura normal de ebulição e entalpia de vaporização).

Tabela 3 – Propriedades físico-químicas dos biocombustíveis

Propriedade	BS100	BSB100	BM100	Limites
Viscosidade cinemática a 40°C (cSt)	4,16	4,79	14,5	3,0 a 6,0
Viscosidade cinemática a 100°C (cSt)	1,67	1,80	3,09	-
Umidade mg/kg	184,15	222,90	832,55	200
Teor de metil éster (%)	99,46	85	76	min. 96,5
Ponto de fulgor (°C)	176,65	101,3	273,1	min. 100
Ponto de fluidez (°C)	-6	11,3	-30	-
Poder calorífico inferior (MJ.kg ⁻¹)	40,48	39,28	37,34	-
Massa específica (kg.m ⁻³)	882,90	872,10	924,40	850 a 900
Índice de saponificação (mgKOH.g ⁻¹)	198,47	198,23	181,45	-
Índice de iodo (gI ₂ .100g ⁻¹)	121,60	40,60	83,40	Anotar
Índice de acidez (mgKOH.g ⁻¹)	0,50	0,30	0,50	0,5
Estabilidade oxidativa (h)	0,94	7,47	5,42	min. 8
Número de Cetano	52,10	68,77	50	Anotar
Entalpia de formação (MJ.kg ⁻¹)	-0,79	-0,77	-0,61	-

Fonte: NPL; GRINTEQUI; VERDUZCO *et al.* (2012); PARVISEDGHY *et al.* (2015).

Tabela 4 – Propriedades físico-químicas do diesel

Viscosidade Cinemática a 40°C (cSt)	2,5271
Ponto de Fulgor (°C)	64
Ponto de Fluidez (°C)	-15
Poder Calorífico Inferior (MJ.Kg ⁻¹)	42,25
Massa Específica (Kg.M ⁻³)	829,9
Fórmula Empírica	C ₁₂ H ₂₃
Número de Cetano	48
Cor Visual	Amarelo
Cor ASTM	L 0,5
Aspecto	Límpido
Material Particulado	Ausência
Água Livre	Ausência

Fonte: Petrobras Distribuidora (2011).

Outra propriedade chave para a liberação de energia é o poder calorífico inferior (PCI), que representa a energia despreendida pela queima de uma unidade de massa do combustível. O biodiesel de soja possui o valor maior seguido pelos biodieseis de sebo bovino e de mamona. Esta propriedade está diretamente associada à temperatura da chama adiabática e, por conseguinte, à velocidade de propagação da chama. Um combustível com alto valor energético tende a propagar a chama que atinge altas temperaturas com uma maior velocidade.

O número de cetano (CN) é um indicador da qualidade da ignição de um combustível diesel (IÇINGÜR; ALTIPARMAK, 2003). Assim, um combustível com maior índice de cetano irá exibir um menor intervalo de atraso de ignição. Em níveis semelhantes de volatilidade, este menor tempo de indução faz com que haja menos mistura ar-combustível dentro dos limites de flamabilidade no instante da ignição, o que, por sua vez, acaba por inibir a quantidade de combustível disponível para ser queimado no modo pré-misturado. Via de regra, aumentar o número de cetano implica em reduzir a indesejável combustão pré-misturada em favor da fase controlada pela mistura. Nwafor, Rice e Ogbonna (2000) explicam que biodieseis que possuem baixo número de cetano podem exibir longos atrasos de ignição, implicando em lenta taxa de queima, resultando em atrasos de combustão e maior temperatura de escape. Devido a importância desta propriedade a (TABELA 5) apresenta os número de cetanos das misturas envolvidas neste trabalho, para à análise de liberação de energia.

Tabela 5 – Número de cetano para as misturas

Mistura	BS10	BS20	BSB10	BSB20	BM10	BM20
Número de cetano	48,41	48,82	50,08	52,15	48,20	48,40

Fonte: CLEMENTS (1996); VERDUZCO *et al.* (2012); PARVISEDGHY *et al.* (2015).

Entre os biodieseis, um alto comprimento de cadeia e índice de saturação (baixo índice de iodo) favorecem o aumento do número de cetano. As (TABELAS 6, 7 e 8) trazem as características com relação à composição percentual dos ésteres de ácido graxos da mamona, soja e sebo bovino.

Tabela 6 – Biodiesel metílico de mamona

Número de Carbonos: Ácidos graxos	Ésteres de ácidos graxos	Composição percentual (%)
C16:0	palmitato de metila	1,99
C18:2	linoleato de metila	7,14
C18:1	oleato de metila	5,17
C18:1-OH	ricinoleato de metila	85,72

Fonte: NPL.

Tabela 7 – Biodiesel metílico de soja

Número de Carbonos: Ácidos graxos	Ésteres de ácidos graxos	Composição percentual (%)
C16:0	palmitato de metila	13,46
C18:3	linolenato de metila	5,59
C18:2	linoleato de metila	51,03
C18:1	oleato de metila	24,65
C18:0	estearato de metila	3,34
C24:0	lignocerato de metila	1,92

Fonte: NPL.

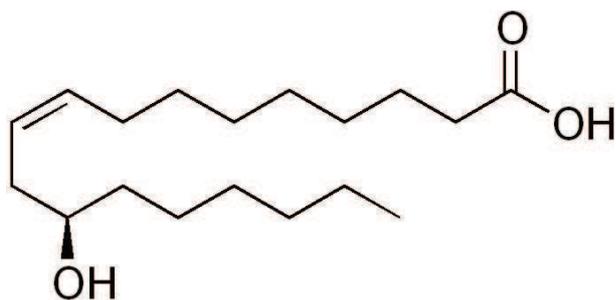
Tabela 8 – Biodiesel metílico de sebo bovino

Número de Carbonos: Ácidos graxos	Ésteres de ácidos graxos	Composição percentual (%)
C14:0	miristato de metila	4,52
C16:1	palmitoleato de metila	2,92
C16:0	palmitato de metila	27,37
C18:2	linoleato de metila	1,78
C18:1	oleato de metila	43,10
C18:0	estearato de metila	20,30

Fonte: NPL.

Por possuir uma função OH em meio à cadeia de seu maior constituinte, o ricinoleato de metila, como mostra a Figura (7), o biodiesel de mamona possui propriedades singulares e não se enquadra muito bem nestas tendências. Rizwanul *et al.* (2013), observou que a estrutura molecular do biodiesel têm um impacto substancial na combustão e portanto nas emissões. Dentre os combustíveis analisados, a ordem crescente de número de cetano é a seguinte: diesel mineral; biodiesel de mamona; biodiesel de soja; biodiesel de sebo bovino.

Figura 7 – Estrutura molecular do ácido ricinoleico



Fonte: WORLD OF CHEMICAL.

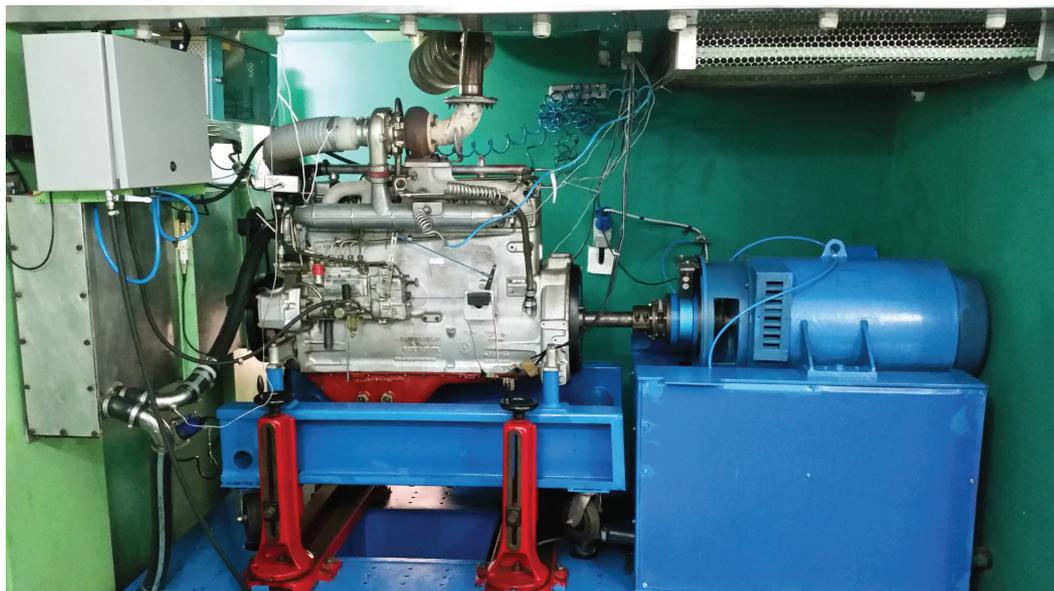
O índice de iodo representa uma medida do nível de insaturação de uma substância. Esta propriedade é correlata ao módulo de elasticidade, biodieseis com alto índice de iodo possuem alto valor de módulo de elasticidade e transmitem pulsos de pressão com maior rapidez. No sistema de injeção diesel mecânico, isto se traduz em uma abertura precoce do bico injetor, ou seja, em uma antecipação da injeção (TAT *et al.*, 2007). A ordem crescente de índice de iodo e tendência a avanço da injeção é dada por sebo, mamona e soja.

3.4 Bancada dinamométrica e protocolo de ensaios

Neste trabalho realizou-se uma série de ensaios dinamométricos em regime permanente, para se caracterizar a liberação de energia de misturas contendo diesel e os biodieseis de segunda geração provenientes do sebo bovino e da mamona. Os combustíveis de referência utilizados foram o diesel mineral e as suas misturas com biodiesel de soja, por esta ser a alternativa de maior difusão para se alcançar os atuais patamares legais de adição de biodiesel. As concentrações de biodiesel abordadas foram B10 e B20 considerando-se, ainda, três condições de carga no motor.

A análise de liberação de energia foi conduzida com um motor diesel rápido MWM 229-T6 turbo-alimentado, com injeção direta, mostrado na Figura (8), cujas especificações são mostradas na (TABELA 9). Trata-se de um motor de médio porte e alta produção no país, o qual foi selecionado pela sua robustez e facilidade de operação e manutenção.

Figura 8 – Bancada dinamométrica



Fonte: LMCI.

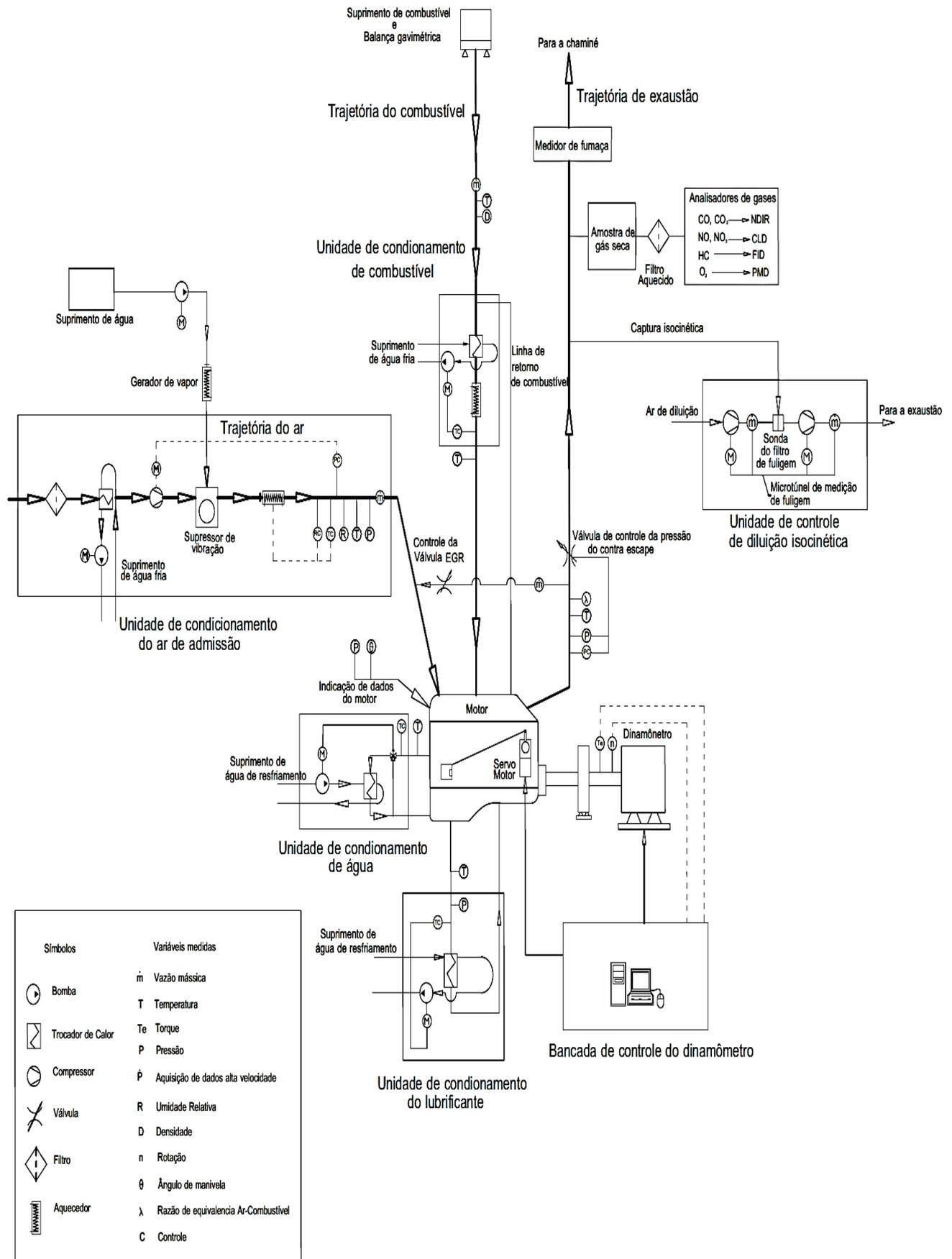
Tabela 9 – Especificações do motor

Configuração	4 Tempos de injeção
Controle do turbo compressor	Flutuante
Número de cilindros	6
Válvula por cilindro (admissão/exaustão)	1/1
Bomba injetora de combustível	Bosch inline pump
Injetores de combustível	4 furos
Formato de coroa do pistão	Reentrante

Fonte: LMCI.

Um dinamômetro AC e um sistema de bancada de testes automático foram empregados no controle do motor e na obtenção de seus principais parâmetros operacionais. Uma ilustração esquemática da configuração do experimento é mostrada na Figura (9). O consumo de combustível foi determinado com um dispositivo medidor de fluxo por efeito Coriolis. A admissão do motor foi conectada a um tanque de compensação e a taxa de fluxo volumétrico de ar de admissão foi determinada através de um sensor de medição de deslocamento positivo. A concentração de materiais particulados nos gases de exaustão foi determinada utilizando-se um opacímetro e com o método do filtro de papel, por meio de um micro túnel de fluxo parcial isocinético. Analisadores de gás aquecidos com detectores pelos princípios paramagnético, infravermelho não dispersivo, ionização de chama e quimioluminescência foram aplicados para determinar as concentrações entre os gases de exaustão de oxigênio, monóxido de carbono, hidrocarbonetos não queimados (equivalente de propano) e oxido de hidrogênio, respectivamente.

Figura 9 – Diagrama esquemático da bancada dinamométrica



É preciso reconhecer que o impacto operacional de uma mistura de biodiesel ao diesel fóssil não é expressivo em baixas concentrações de biodiesel e sob circunstâncias experimentais não controladas. Os efeitos de aquecimento na entrada de ar ou combustível ao longo de um teste duradouro no motor podem ultrapassar os correspondentes a 5% de queda na concentração do biodiesel, por exemplo. O controle de umidade relativa do ar de admissão também é de particular importância para garantir boa reprodutibilidade de medições de NOx. Conseqüentemente, um número de dificuldades podem surgir devido ao descontrole das condições operacionais ou mudanças climáticas ao se testar misturas de biodiesel em baixas concentrações. Afim de evitar tais problemas, estabilizar as condições operacionais e melhorar a repetibilidade dos resultados, o ar de admissão e os fluidos do motor foram condicionados em unidades cujas estratégias de controle e precisão encontram-se listadas na (TABELA 10).

Tabela 10 – Parâmetros operacionais da bancada dinamométrica de controle

Parâmetros operacionais	Método de controle de malha fechada	Setpoint/Precisão
Pressão de exaustão	Válvula borboleta + transdutor de pressão indutivo	Manufac. dados $\pm 0,5 \text{ kPa}$
Temperatura de admissão de ar	Unidade de ventilação + aquecimento elétrico + transdutor RTD	$24 \pm 0,25^\circ \text{C}$
Pressão de admissão do ar	Compressor com velocidade variável + transdutor de pressão indutiva	$101,3 \pm 0,8 \text{ kPa}$
Umidade do ar de admissão	Injeção de vapor de água + transdutor RH	$20 \pm 2,5\%$
Temperatura de arrefecimento do motor	Trocador de calor e tubo + bomba com velocidade variável + transdutor RTD	$82 \pm 0,5^\circ \text{C}$
Temperatura do óleo lubrificante	Trocador de calor casco e tubo + bomba com velocidade variável + Transdutor RTD	$105 \pm 5^\circ \text{C}$
Temperatura do combustível	Trocador de calor casco e tubo + bomba com velocidade variável + Transdutor RTD	$40 \pm 0,25^\circ \text{C}$
Carga do Motor	Servomotor + codificador de ângulo ótico	$\pm 1^\circ$ alavanca de controle de carga
Carga do dinamômetro	Controle ativo eletrônico + transdutor de torque	$\pm 1,2 \text{ Nm}$

Fonte: LMCI.

Os dados de pressão foram obtidos operando-se o motor em regime permanente a uma rotação de 1900 rpm e em três níveis de carga: baixa (bmep = 250 kPa); média (bmep = 500 kPa) e alta (bmep = 750 kPa). Antes de cada aquisição de dados aguardou-se que o motor operasse por 10 minutos em regime permanente. O critério de entrada em regime permanente foi a manutenção da temperatura de saída do óleo do motor em um patamar fixo por 3 minutos.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Agrupou-se os resultados de acordo com a carga aplicada ao motor, isto é, a quantidade de torque de frenagem. Em baixa carga, as condições de temperatura e pressão na câmara são relativamente baixas, favorecendo altos valores de atraso de ignição e, por conseguinte, a combustão no modo pré-misturado e picos de liberação de energia mais baixos. Além disso, o período de abertura dos bicos injetores é curto e, assim, a combustão controlada pela mistura acaba sendo exígua.

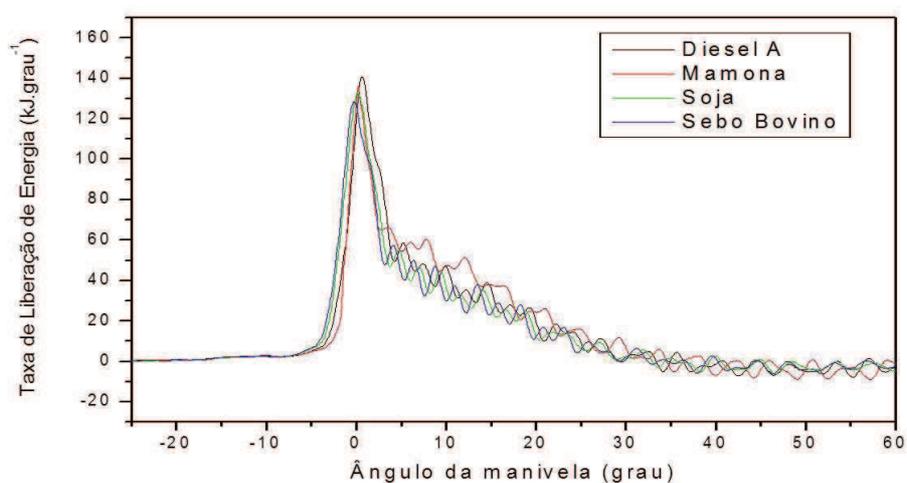
Em alta carga o turbo-compressor passa a atuar elevando a pressão e a temperatura na câmara, o que se traduz em menor atraso de ignição e massa de combustível preparada para a queima pré-misturada. Com o aumento da carga, a relação combustível-ar global com a qual o motor opera se eleva, reduzindo-se a disponibilidade de oxigênio para o consumo do combustível. Nestas condições, favorece-se a queima controlada pela mistura que passa a ter maior amplitude e período de duração. As altas temperaturas no cilindro, existente durante a injeção do combustível, o biodiesel pode sofrer fissuração térmica, e compostos mais leves são produzidos, ocasionando adiantamento na ignição e resultando em um curto atraso de ignição (YU; BARI; AMEEN, 2002).

As propriedades de diferentes tipos de biodieseis têm uma forte relação com sua composição de ácido graxo. Por causa da sua estrutura podem também afetar muitas propriedades como, número de cetano, viscosidade, densidade e valor calorífico. As propriedades dos combustíveis podem influenciar no tamanho e distribuição da gota, característica do spray, evaporação do combustível, propagação da chama e temperatura da espécie (PUHAN, *et al.*, 2010). Shahabuddin *et al.* (2013) explicam que o número de cetano, calor de combustão, ponto de fusão, e viscosidade do composto graxo puro aumentam quando o comprimento da cadeia é maior e diminuem com o aumento da insaturação na moléculas de ésteres metílicos de ácido graxos. Na adição, o valor calorífico, ponto de fusão, número de cetano, viscosidade e estabilidade oxidativa diminuem, ao mesmo tempo que a densidade, lubrificidade do combustível e valor de iodo aumentam, quando o grau de insaturação aumenta.

4.1 Condições de baixa carga

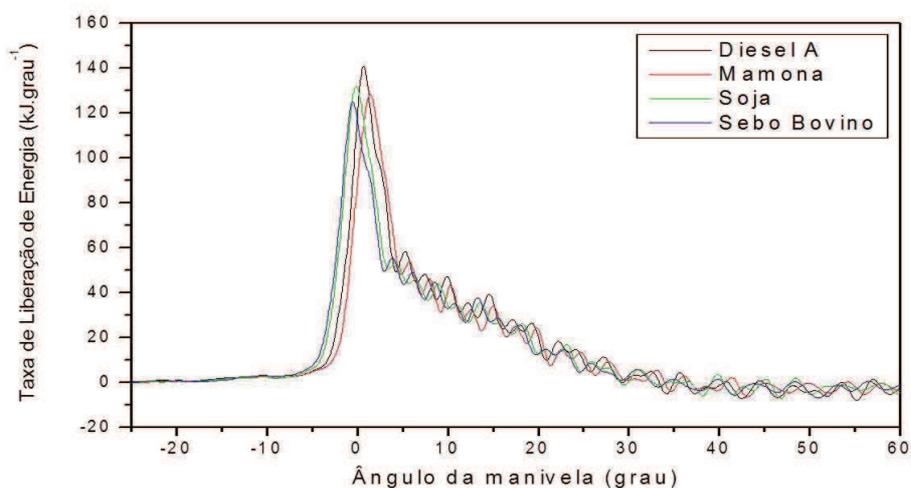
Dados referentes à operação do motor em baixa carga, que correspondem a uma pressão efetiva média de frenagem de 250 kPa, são apresentados nas Figuras (10) e (11). Nestas condições, tem-se baixa pressão de injeção de combustível e, por conseguinte, maior dificuldade para se atomizar o combustível na câmara de combustão.

Figura 10 – Gráfico de liberação de energia para combustíveis DA, misturas BM10, BS10 e BSB10 com bmep 250 kPa



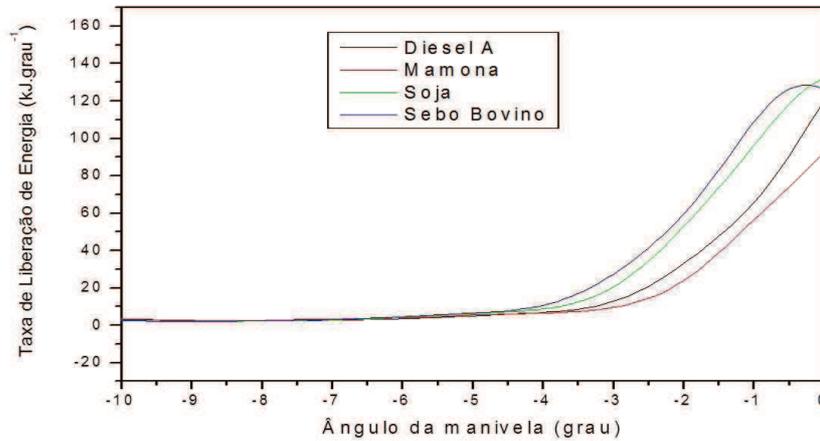
Fonte: Autor.

Figura 11 – Gráfico de liberação de energia para combustíveis DA, misturas BM20, BS20 e BSB20 com bmep 250 kPa



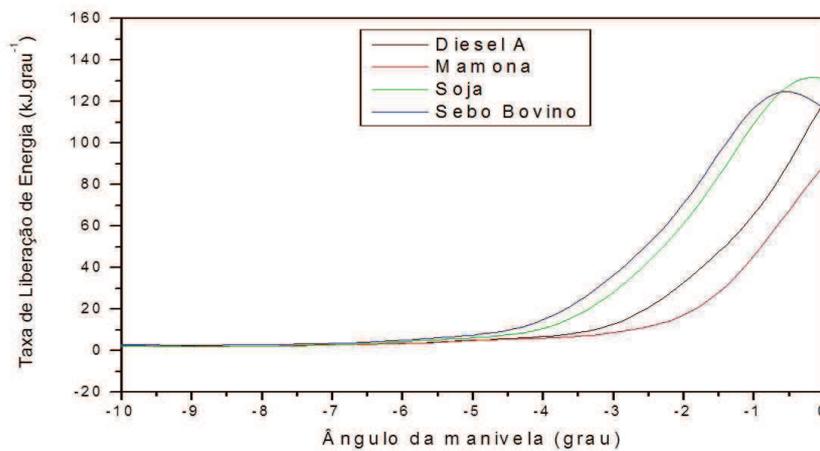
Fonte: Autor.

Figura 12 – Atraso de ignição e início da combustão pré-misturada para combustíveis DA, misturas BM10, BS10 e BSB10 com bmep 250 kPa



Fonte: Autor.

Figura 13 – Atraso de ignição e início da combustão pré-misturada para combustíveis DA, misturas BM20, BS20 e BSB20 com bmep 250 kPa



Fonte: Autor.

O combustível diesel mineral possui um alto pico de liberação de energia em comparação às misturas que contêm os biodieseis. O biodiesel de sebo bovino avançou o ponto de ignição frente aos demais combustíveis nas misturas B10 e B20, sendo seguido pelas misturas que trazem em si o biodiesel de soja, como mostram as Figuras (12) e (13). A extensão da combustão pré-misturada foi reduzida, para estes dois combustíveis, em comparação ao óleo diesel, devido à menor disponibilidade de combustível preparado no instante da ignição. Kumar, Ramesh e Nagalingam (2003) explicam que na fase de combustão pré-misturada a taxa de

liberação de energia diminui com a adição de biodiesel na mistura. Meng, Chen, e Wang (2008) e Chauhan, Kumar e Cho (2012) explicam que esses resultados podem ser atribuídos aos reflexos da adição de biodiesel sobre o número de cetano do combustível, visto que o biodiesel de sebo bovino apresenta o maior valor desta propriedade, sendo seguido pelo biodiesel de soja.

Já para as misturas de biodiesel de mamona observou-se, em baixa carga, um grande atraso na ignição, mesmo com relação ao diesel, mostrado nas Figuras (12) e (13). Os altos valores de densidade, pressão de vapor e viscosidade do biodiesel de mamona dificultaram a sua atomização e posteriormente à vaporização em condições de baixa pressão de injeção. Além disso, dos biodieseis a mamona tem o número de cetano mais baixo. Os biodieseis que possuem baixo número de cetano podem exibir longos períodos de atraso e lenta taxa de queima, resultando no atraso da combustão e maior temperatura de escape e lubrificação do óleo. Tendo-se em conta que com a mistura B20 de mamona o motor emitiu 320 mg/kg de hidrocarbonetos não queimados nos gases de escape frente a 21 mg/kg para o diesel mineral, é razoável acreditar inclusive que houve colisão do spray com as paredes do pistão neste regime. Um estudo comparativo das características de combustão da mistura de diesel e biodiesel de soja foi conduzido por Canakci *et al.* (2007). Os números de cetano para o diesel mineral e o biodiesel, no estudo dos referidos autores, foram 42,6 e 51,5, respectivamente, sendo que o combustível contendo biodiesel de soja teve um curto atraso de ignição, com uma antecipação no valor $1,06^\circ$, em comparação com o diesel. A (TABELA 11) mostra os valores da taxa de liberação de energia máxima.

Tabela 11 – Dados da taxa de liberação de energia máxima dos combustíveis com bmep 250 kPa

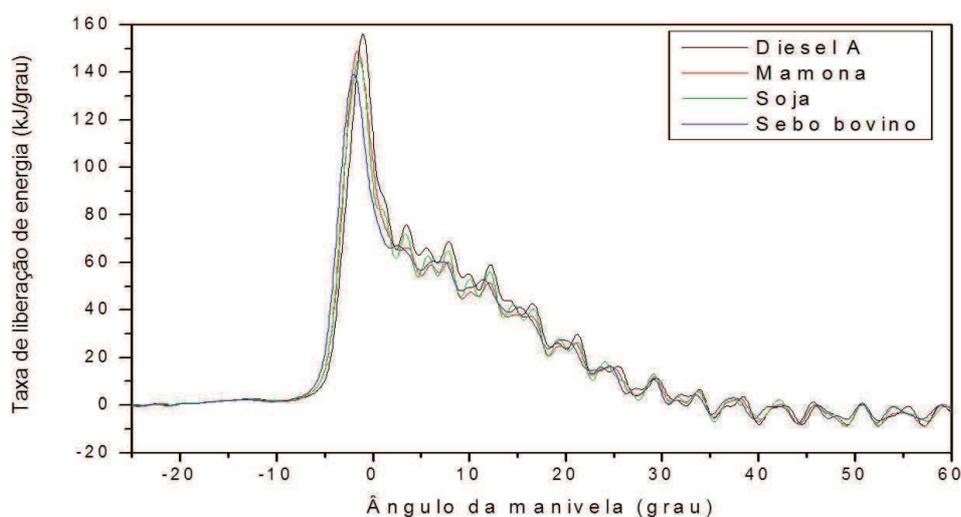
Combustível/carga	Taxa de liberação de energia máxima
BSB10/ bmep 250 kPa	128,3 kJ/grau
BS10/ bmep 250 kPa	133,7 kJ/grau
BM10/ bmep 250 kPa	136,2 kJ/grau
Diesel/bmep 250 kPa	140,4 kJ/grau
BSB20/ bmep 250 kPa	125,5 kJ/grau
BS20/ bemp 250 kPa	131,9 kJ/grau
BM20/ bmep 250 kPa	128,7 kJ/grau
Diesel/bmep 250 kPa	140,6 kJ/grau

Fonte: Autor.

4.2 Condições de média carga

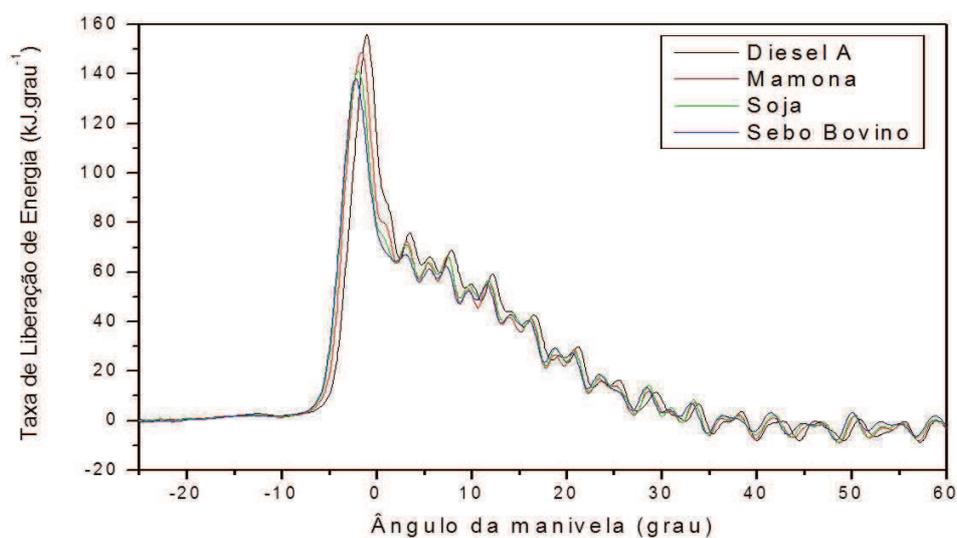
Em condições de média carga, correspondentes a uma bmep de 500 kPa, como mostram as Figuras (14) e (15), a pressão de injeção já foi suficiente para a atomização adequada de todas as misturas combustíveis.

Figura 14 – Gráfico de liberação de energia para combustíveis DA, misturas BM10, BS10 e BSB10 com bmep 500 kPa



Fonte: Autor.

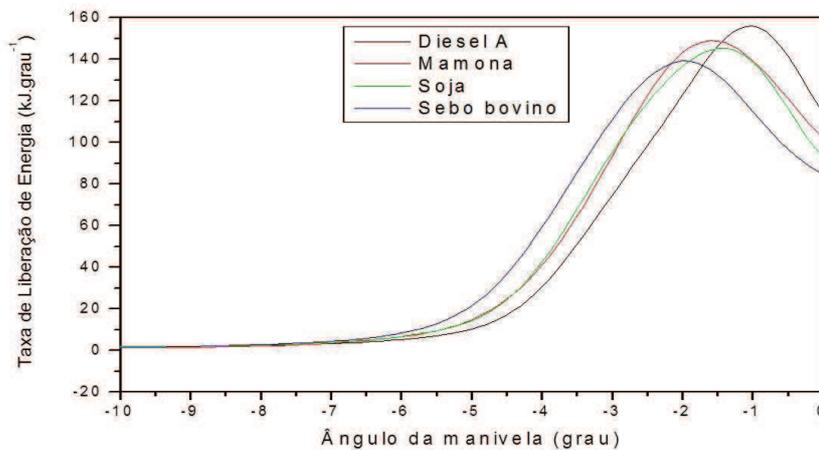
Figura 15 – Gráfico de liberação de energia para combustíveis DA, misturas BM20, BS20 e BSB20 com bmep 500 kPa



Fonte: Autor.

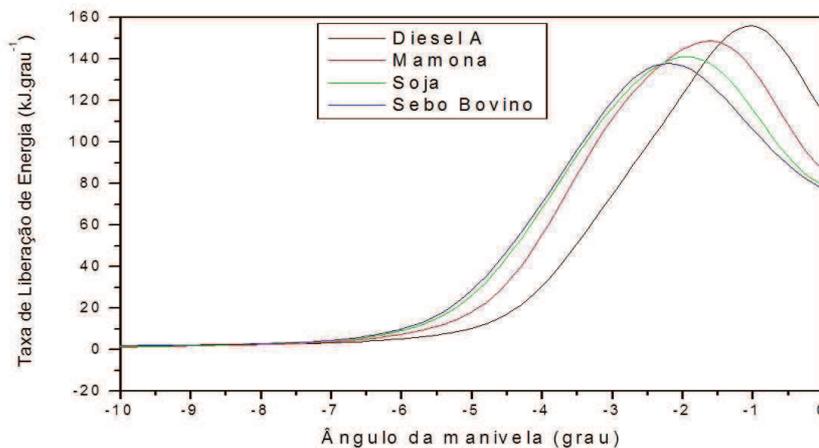
Com o aumento da carga, todos os combustíveis têm um ponto de ignição antecipado em $2^\circ\varphi$, exceto a mamona, cuja ignição teve uma antecipação maior, ocasionando uma redução no seu atraso de ignição. Isso pode ser atribuído à temperatura de combustão mais alta e uma melhora na diluição do gás de exaustão. O biodiesel de sebo bovino continua avançando o ponto de ignição em relação aos demais combustíveis nas misturas B10 e B20, mas agora seguido pelas misturas contendo os biodieseis de soja e mamona, como mostram as Figuras (16) e (17).

Figura 16 – Atraso de ignição e início da combustão pré-misturada para combustíveis DA, misturas BM10, BS10 e BSB10 com bmep 500 kPa



Fonte: Autor.

Figura 17 – Atraso de ignição e início da combustão pré-misturada para combustíveis DA, misturas BM20, BS20 e BSB20 com bmep 500 kPa



Fonte: Autor.

Nas misturas de biodiesel de mamona, observou-se um adiantamento de ignição, diminuindo o atraso de ignição mesmo com relação ao diesel, mostrado nas Figuras (16) e (17). Usualmente, a injeção efetuada mais cedo conduz a altas temperaturas no período de combustão pré-misturado, devido ao curto atraso de ignição (BENNETT *et al.*, 2008). Com o aumento na carga no motor, a temperatura e pressão aumentam significativamente, favorecendo a evaporação e combustão do combustível. O biodiesel de mamona, em comparação aos biodieseis de sebo bovino e de soja, apresentou um atraso de ignição ainda longo, pois diminuiu $3^\circ\varphi$ em relação à situação de baixa carga. Isso ocorre pelo fato de a mamona possuir um alto valor de viscosidade cinemática, se comparada aos valores dos outros dois tipos de biodieseis, bem como seu pico de taxa de liberação de energia é mais alto devido à maior quantidade de mistura de combustível preparado durante o longo tempo de ignição. O aumento na viscosidade cinemática resulta em misturas mais pobres de ar-combustível e evaporação, conduzindo para uma combustão incompleta. Em particular, para motores diesel de ignição por compressão, os efeitos da viscosidade cinemática são muito importantes (JIAGIANG *et al.*, 2016). A (TABELA 12) mostra os valores da taxa de liberação de energia máxima. Buyukkaya (2010) observou que, por causa dos curtos atrasos de ignição, a taxa de liberação de energia máxima ocorre mais cedo, para o óleo de rapeseed (*Brassica napus*) e suas misturas em comparação com o diesel.

Tabela 12 – Dados da taxa de liberação de energia máxima dos combustíveis com bmep 500 kPa

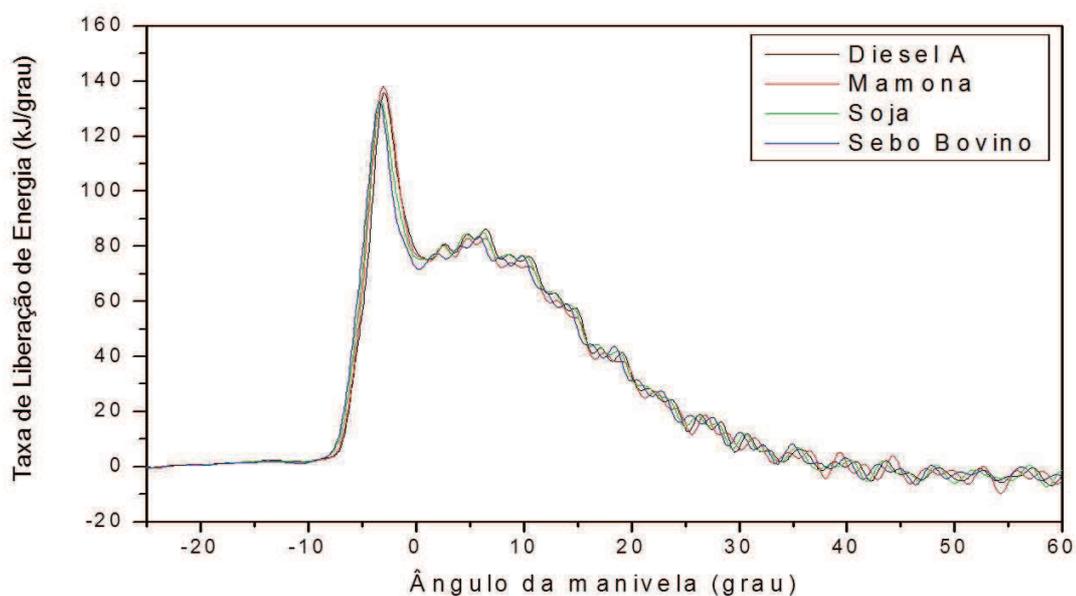
Combustível/carga	Taxa de liberação de energia máxima
BSB10/ bmep 500 kPa	138,7 kJ/grau
BS10/ bmep 500 kPa	145,2 kJ/grau
BM10/ bmep 500 kPa	149,1 kJ/grau
Diesel/bmep 500 kPa	156,9 kJ/grau
BSB20/ bmep 500 kPa	138,3 kJ/grau
BS20/ bemp 500 kPa	141,9 kJ/grau
BM20/ bmep 500 kPa	148,5 kJ/grau
Diesel/bmep 500 kPa	157,2 kJ/grau

Fonte: Autor.

4.3 Condições de alta carga

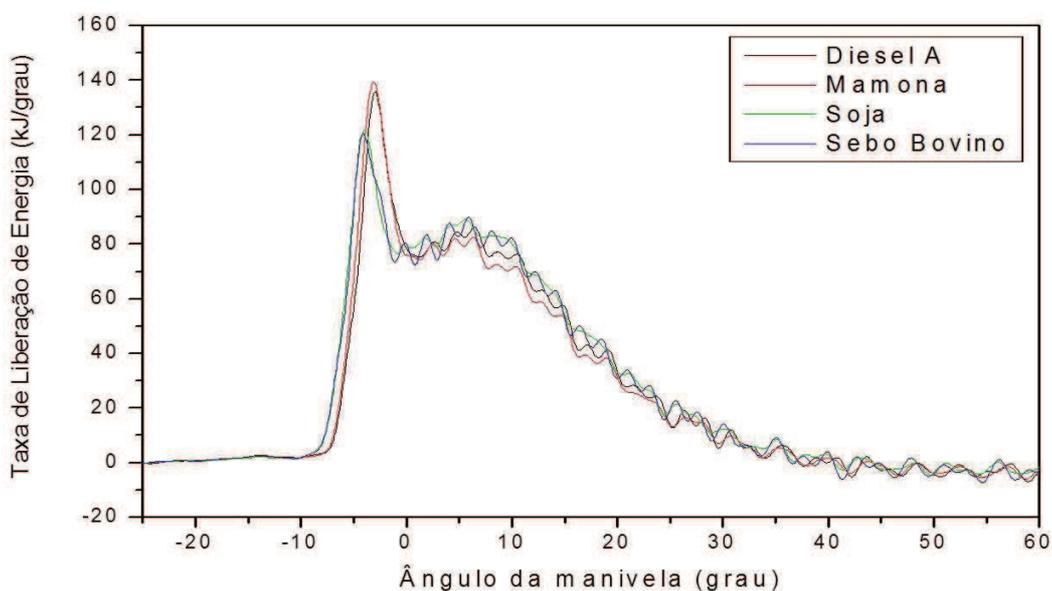
Nas situações que envolvem alta carga, equivalente a uma bmep de 750 kPa, as Figuras (18) e (19) mostram a taxa de liberação de energia dos combustíveis. O atraso de ignição tende a diminuir com o aumento da carga no motor, o que implica em menores ângulos de início da combustão (HEYWOOD, 1988).

Figura 18 – Gráfico de liberação de energia para combustíveis DA, misturas BM10, BS10 e BSB10 com bmep 750 kPa



Fonte: Autor.

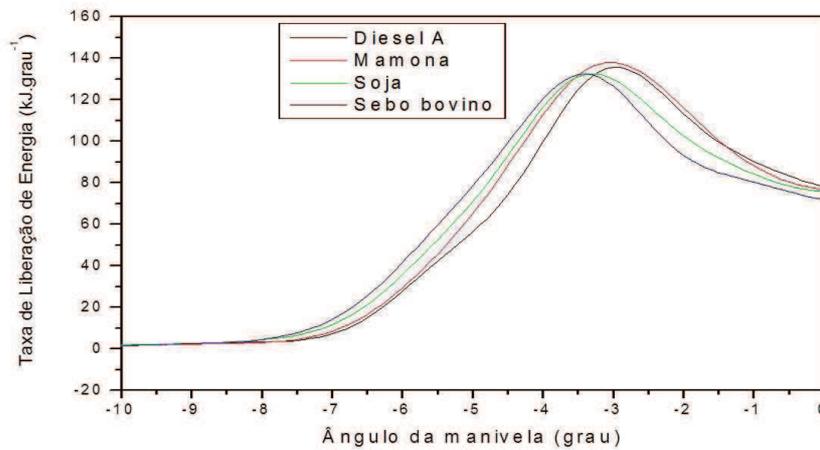
Figura 19 – Gráfico de liberação de energia para combustíveis DA, misturas BM20, BS20 e BSB20 com bmep 750 kPa



Fonte: Autor.

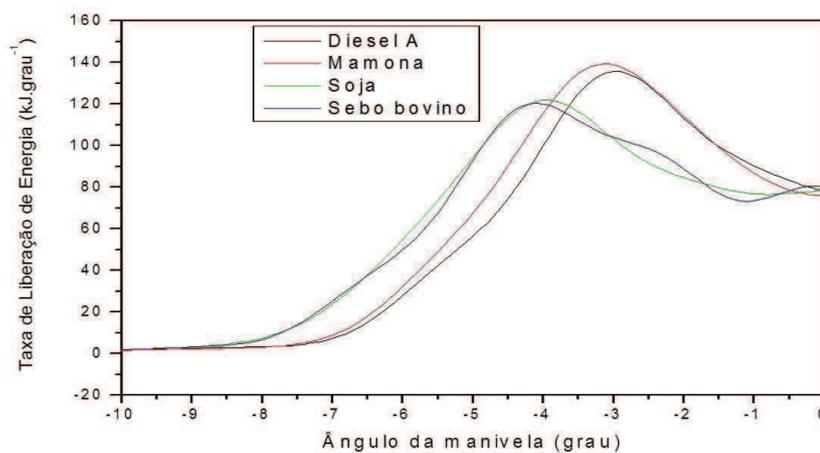
Nas condições de alta carga, as misturas dos biodieseis de sebo bovino e soja se comportam adequadamente com relação ao diesel mineral, isto é, suas ignições acontecem antecipadamente ocasionando curtos atrasos de ignições, como mostram as Figuras (20) e (21), o que implica em uma redução da taxa de liberação de energia máxima, tornando o período de combustão pré-misturado menos intenso.

Figura 20 – Atraso de ignição e início da combustão pré-misturada para combustíveis DA, misturas BM10, BS10 e BSB10 com bmep 750 kPa



Fonte: Autor.

Figura 21 – Atraso de ignição e início da combustão pré-misturada para combustíveis DA, misturas BM20, BS20 e BSB20 com bmep 750 kPa



Fonte: Autor.

O biodiesel de mamona não se adequa às condições mencionadas anteriormente, mesmo tendo um curto atraso de ignição, assim como os combustíveis contendo biodieseis de sebo bovino e de soja, sua taxa de liberação de energia máxima é maior em comparação com a do diesel mineral, como é mostra a Tabela (13).

Tabela 13 – Dados da taxa de liberação de energia máxima dos combustíveis com bmep 750 kPa

Combustível/carga	Taxa de liberação de energia máxima
BSB10/ bmep 750 kPa	133,4 kJ/grau
BS10/ bmep 750 kPa	133,5 kJ/grau
BM10/ bmep 750 kPa	138,3 kJ/grau
Diesel/ bmep 750 kPa	136,7 kJ/grau
BSB20/ bmep 750 kPa	120,1 kJ/grau
BS20/ bemp 750 kPa	121,4 kJ/grau
BM20/ bmep 750 kPa	139,4 kJ/grau
Diesel/ bmep 750 kPa	136,2 kJ/grau

Fonte: Autor.

Ryu (2010) explica que um fenômeno semelhante pode ser atribuído à presença de moléculas de oxigênio adicionadas no combustível contendo biodiesel, o que resulta em uma mistura ar-combustível no cilindro a uma queima completa e o que faz aumentar a taxa de liberação de energia. Para condições de alta carga, a densidade do biodiesel de mamona parece ter aumentado a taxa de preparação da mistura ao longo do atraso de ignição.

5 CONCLUSÃO

Neste estudo, foi realizada uma série de ensaios dinamométricos para se analisar a liberação de energia em um motor de ignição por compressão abastecido com misturas B10 e B20. Os principais resultados são apresentados como se segue:

- Em todas as condições de carga, observou-se que o biodiesel de sebo bovino é sempre o primeiro a entrar em ignição e sua taxa de liberação de energia máxima é sempre mais baixa, havendo uma aproximação em correlação ao biodiesel de soja nas condições de alta carga. Para as misturas B20 constatou-se que, por possuir maior número de cetano, o biodiesel de sebo bovino adianta a combustão em cerca de 1 grau com relação ao biodiesel de soja. Esta antecipação foi de 3 graus com relação ao diesel mineral. Devido a este adiantamento da ignição, o biodiesel de sebo bovino também reduziu a quantidade de combustível consumido pelo modo pré-misturado. Estes efeitos também ocorreram para as misturas B10, porém em escala consideravelmente reduzida.
- A combustão das misturas contendo biodiesel de mamona ficou praticamente inalterada para a condição de média carga com relação ao óleo diesel mineral, tanto na concentração correspondente a B10 quanto B20. Contudo, em baixa carga e na concentração correspondente a B10 e B20, o biodiesel de mamona provocou um atraso expressivo na combustão, provavelmente devido à colisão do jato combustível com as paredes do pistão. Entretanto, em alta carga, a taxa de liberação de energia máxima foi mais alta em comparação ao diesel mineral, possivelmente devido à maior densidade do biodiesel de mamona.

A contribuição deste trabalho é de ter mostrado que no estudo da análise de liberação de energia pode-se observar características importantes como: injeção, atomização e queima, das diferentes misturas biodiesel/diesel, e com isso abre-se a possibilidade de se realizar uma análise nas curvas de liberação de energia em um motor de ignição por compressão, para efeito de melhor entendimento dos processos de atraso de ignição e combustão dos diferentes biocombustíveis.

REFERÊNCIAS

ABBASZADEHMOSAYEBI, G.; GANIPPA, L. **Determination of specific heat ratio and error analysis for engine heat release calculations.** UK, Applied Energy, v. 122, p. 143–150, 2014.

ABEDIN, M. A.; KALAM, M. A.; MASJUKI, H. H.; SABRI, M. F. M.; RAHMAN S. M. A.; SANJID, A. FATTAN I. M. R. **Production of biodiesel from a non-edible source and study of its combustion, and emission characteristics: A comparative study with B5.** Renewable Energy, vol. 88, p. 20-29, 2016.

AGARWAL, A. K.; SINGH, A. P.; AGARWAL, A.; JEON, J.; LEE, C. S.; PARK, S. **Spatial combustion analysis of biodiesel fueled engine using combustion chamber endoscopy and modeling.** Renewable Energy, p. 1-12, fev. 2016.

ALCOOK, J. F.; SCOTT, W. M. **Some more light on diesel combustion** Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Automobile Division, vol. 5, p. 170-200, 1962.

AMANN, A. C. **Classical combustion diagnostics for engine research.** General Motors Research Labs, SAE Technical Paper 850395, fev. 1985.

ANDREA, A.; PASCHERNEGG, S. J. **Ignition conditions in diesel engines,** SAE Technical Paper 690253, fev. 1969.

ANP, **Superintendência de refino, processamento de gás natural e produção de biocombustíveis.** Disponível em: <<http://www.anp.gov.br/>>. Acesso em: 14 abr. 2016.

AUSTEN, A. E. W.; LYN, W. T. **Relation between fuel Injection and heat release in a direct injection engine and the nature of the combustion process.** Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Automobile Division, vol. 1, p. 47-62, 1960.

BARRIOS, C. C.; SÁEZ, A. D.; MARTÍN, C.; ÁLVAREZ, P. **Effects of animal fat based biodiesel on a TDI diesel engine performance, combustion characteristics and particle number and size distribution emissions.** Fuel, vol. 117, p. 618-623, 2013.

BENNETT, M.; VOLCKENS, J.; STANGLMAIER, R.; MCNICHOL, A.P.; ELLENSON, W.D.; LEWIS, C. W. **Biodiesel effects on particulate radiocarbon (¹⁴C) emissions from a diesel engine.** Journal of Aerosol Science, vol. 39(8), p.667–678, 2008.

BENSON, R. S.; WHITEHOUSE, N. D. **Internal combustion engines.** Pergamon Press, Oxford, vol. 1, 1983.

BETTO, T. L.; PRADO, E. A. P. **Caracterização da estabilidade térmica de biodiesel proveniente de soja e de sebo Bovino.** In: Encontro de Química da Região Sul., 16., 2008, Blumenau SC. Disponível em: <<http://www.furb.br/tempsbqsul/app/FILERESUMOCD/790.pdf>>. Acesso em: 12 abr. 2016.

BROWN, W. L. **The caterpillar imep meter and engine friction,** SAE Technical Paper 730150, Caterpillar Tractor Co., fev. 1973.

BUENO, A. V. **Análise de liberação de energia em motores diesel operando com combustíveis alternativos.** 2003. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, São Paulo, 2003.

BUENO, A. V. **Análise da operação de motores diesel com misturas parciais de biodiesel.** 2006. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), São Paulo, 2006.

BUENO, A. V., VELÁSQUEZ, J. A., MILANEZ, L. F. **A new engine indicating measurement procedure for combustion heat release analysis.** Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade de Campinas, Brasil, vol. 29, p. 1657-1675, jun. 2009.

BUENO, A. V., VELÁSQUEZ, J. A., MILANEZ, L. F. **Heat release and engine performance effects of soybean oil ethyl ester blending into diesel fuel.** Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade de Campinas SP, Brasil, vol. 36, p. 3907-3916, jun. 2011.

BHUIYA, M. M. K.; RASUL, M. G.; KHAN, M. M. K.; ASHWATH, N.; AZAD, A. K.; HAZRAT, M. A. **Second generation biodiesel: potential alternative to-edible oil-derived biodiesel.** Energy Procedia, vol. 61, p. 1969-1972, 2014.

BHUIYA, M. M. K.; RASUL, M. G.; KHAN, M. M. K.; ASHWATH, N.; AZAD, A. K.; HAZRAT, M. A. **Prospects of 2nd generation biodiesel as a sustainable fuel – Part 2: properties, performance and emission characteristics.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 55, p. 1129-1146, 2015.

BUYUKKAYA, E. **Effects of biodiesel on a DI diesel engine performance, emission and combustion characteristics.** Fuel, vol. 89, p. 3099–3105. jun. 2010.

CANAKCI, M. **The potential of restaurant waste lipids as biodiesel feedstocks.** Bioresour, Technology, vol. 98, p.183-190, 2007.

CHANDORKAR, S. B.; DANI, A. D.; LAKSHMINARAYANAN, P. A. **Effects of injection parameters, fuel quality and ambient on the ignition delay and the location of the flame kernel in a diesel spray in a quiescent chamber.** SAE 881227, set. 1988.

CHAUHAN, B. S.; KUMAR, N.; CHO, H. M. **A Study on the performance and emission of a diesel engine fueled with jatropha biodiesel oil and its blends.** Energy, vol. 37, N° 1, p. 616–622, jan. 2012.

CLEMENTS, L.D. **Blending rules for formulating biodiesel fuel.** Third Liquid Fuel Conference, Nashville, 1996. Disponível em: <http://biodiesel.org/reports/19960101gen-277.pdf>. Acesso em 17 de fev 1996.

CONAB. **Acompanhamento da safra brasileira grãos 2016**. Vol.3-SAFRA 2015/16-N.5-Quinto levantamento/Fevereiro 2016. Disponível em: <<http://www.conab.gov.br/OlalaCMS/uploads/arquivos/mamonamarco2016.pdf>>. Acesso em: 13 mar. 2016.

CORRÊA, I. M.; MAZIERO, J. V. G.; STORINO, M. **Mistura de biodiesel de sebo bovino em motor diesel durante 600 horas**. Ciência Rural, vol. 41, p. 1189-1194, 2011.

GARCIA, Camila Martins. **Transesterificação de óleos vegetais**. 2006. Dissertação (Mestrado em Química) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP, 2006.

GARCIA, A. J. M.; TOOKUNI, J. P. M. **Biodiesel de gordura animal**. Disponível em: <<http://www.biodieselbr.com/estudos/biodiesel/biodiesel-sebo-gordura-animal.htm>>. Acesso em 27 fev. 2010.

GATOWSKI, J.; BALLEES, E.; CHUN, K.; NELSON, F.; EKCHIAN, J; HEYWOOD, J. **Heat release analysis of engine pressure data**. SAE Technical Paper 841359, 1984.

GUI, M. M.; LEE, K. T.; BHATIA, S. **Feasibility of edible oil vs. non-edible oil vs. waste edible oil as biodiesel feedstock**. Energy, vol. 33, p. 1646-1653, 2008.

GUMUS, M.A **Comprehensive experimental investigation of combustion and heat release characteristics of a biodiesel (Hazelnut kernel oil ester) fueled direct injection compression ignition engine**. Fuel, vol. 89, p. 2802-2814, 2010.

HEYWOOD, John B. **Internal combustion engine fundamentals**. 1. ed. New York (USA), McGraw-Hill, 1988.

IMDADUL, H. K.; MASJUKI, H. H. KALAM, M. A.; ZULKIFLI, N. W. M.; ALABDUL-KAREM, A.; RASHED, M. M.; TEOH, Y. H.; HOW, H. G. **Higher alcohol-biodiesel-diesel blends: an approach for improving the performance, emission, and combustion of a light-duty diesel engine**. Energy Conversion and Management, vol. 111, p. 174-185, 2016.

IÇINGÜR, Y., ALTIPARMAK, D. **Effect of fuel cetane number and injection pressure on a DI diesel engine performance and emissions.** Energy Conversion and Management 44, p. 389-397, fev. 2003.

JIAQIANG, E.; TENG, L.; YANG, W. M.; LI, J.; GONG, J.; DENG, Y. **Effects of fatty acid Methyl esters proportion on combustion and emission characteristics of a biodiesel fueled diesel engine.** Energy Conversion and Management, vol. 117, p. 410–419, 2016.

KLEIN, M. **Use of tallow in biodiesel as triglycerides, animal fats can be used for biodiesel production just as easily as plant oils.** 2006. Disponível e m: <<http://www.hgca.com/publications/documents/UseofTallowinBiodiesel.pdf>. Acesso em: 10 de abr. 2016.

KRIEGER, R.B., BORMAN G. L. **The computation of apparent heat release in I.C. engines,** ASME Paper 66 WA/DGP4, 1966.

KULKARNI, M.; GOPINATH, R.; MEHER, L. C.; DALAI, A. K. **Solid acid catalyzed biodiesel production by simultaneous esterification and transesterification.** Green Chem, vol. 8, p.1056–1062. 2006.

KUMAR, M.S.; RAMESH, A.; NAGALINGAM, B. **An experimental comparison of methods to use methanol and jatropha oil in a compression ignition engine.** Biomass Bioenergy, vol.25, p.309–318, 2003.

LAKSHMINARAYANAN, P. A.; YOGESH, V. A. **Modelling diesel combustion.** Contributions by Yu Shi and Rolf Reitz, Mechanical Engineering Series, Springer, jun. 2009.

LAPUERTA, M.; ARMAS, O.; BALLESTEROS, R.; FERNANDEZ, J. **Diesel emissions from biofuels derived from spanish potential vegetable oils,** Fuel, vol.84, p. 773–780, 2005.

Li, L.; JIANXIN W.; ZHI, W.; JIANHUA X. **Combustion and emission characteristics of diesel engine fueled with diesel/biodiesel/pentanol fuel blends.** Fuel, Beijing (China), vol. 156, p. 211–218, 2015.

MANSINI, Z. A. C.; Silva, M.; BBEGNINI, M. L.; PIRES, J. N. **O estudo da reação de transesterificação etílica do sebo bovino na obtenção de biodiesel, em diferentes condições de catálise.** In: Encontro Regional da SBQ-MG, 21. Uberlândia, 2007.

MAPA. **Usos de biodiesel no Brasil e no mundo.** Câmara Setorial da Cadeia Produtiva de Oleaginosas e Biodiesel. Brasília, ed. 1, 2015. Disponível em: <<http://www.agricultura.gov.br/>>, Acesso em: 20 mar. 2016.

MENG, X., CHEN, G.; WANG, Y. **Biodiesel production from waste cooking oil via alkali catalyst and its engine test.** Fuel Processing Technology, vol. 89, N° 9, p. 851–857, set. 2008.

MERKER, G. P.; SCHWARZ, C.; STIESCH, G.; OTTO, F. **Simulation of combustion and pollutant formation for engine development.** Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Printed in Germany, jul. 2005.

MOURA, K.R.M. **Otimização do processo de produção de biodiesel metílico do sebo bovino aplicando um Delineamento Composto Central Rotacional (DCCR) e a avaliação da estabilidade térmica.** 2008. Tese (Doutorado em Química) – Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2008.

NGUYEN, D.N.; ISHIDA, H.; MASAHIRO, S. **Ignition and combustion characteristics of gas to liquid fuels for different ambient pressures.** Energy Fuels, vol.24, p. 365–374, 2010.

NO S. Y. **Inedible vegetable oils and their derivatives for alternative diesel fuels in CI engines.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 15, p. 131-149, 2011.

NUSZKOWSKI, J.; THOMPSON, G. J.; TINCHER, R.; NIGEL, N. C. **Heat release and emission characteristics of B20 biodiesel fuels during steady state and transient operation.** West Virginia University, Sae technical paper series, p. 14-17, abr. 2008.

NWAFOR, O.; RICE, G.; OGBONNA, A. **Effect of advanced injection timing on the performance of rapeseed oil in diesel engines.** Renewable Energy, vol. 21(3), p. 433–444, 2000.

OO, C. W.; SHIOJI, M.; NAKAO, S.; DUNG, N. N.; REKOWARDOJO, I.; ROCES, S. A.; DUGOS, N. P. **Ignition and combustion characteristics of various biodiesel fuels (BDFs)**. Fuel, vol. 158, p. 279-287, 2015.

OSAKI, M.; BATALHA, M.O. **Produção de biodiesel e óleo vegetal no Brasil: realidade e desafios** In: XLVI Congresso da Sociedade Brasileira de Economia Administrativa e Sociedade Rural. 5., 2006, Rio Branco. Palestras... Rio Branco: SOBER, 2006.

PARVIZSEDGHY, R.; SAMDRAMALI, S. M.; DARIAN, J. T. **Upgraded biofuel diesel production by thermal cracking of castor biodiesel**. Energy Fuels, vol. 30, p.326-333, 2015.

PEREIRA, R. G.; TULCAN, O. E. P.; FELLOWS, C. E.; LAMEIRA, V. J.; QUELHAS, O. L. G.; AGUIAR, M. E.; FILHO, D. M. E. S. **Sustainability and mitigation of greenhouse gases using ethyl beef tallow biodiesel in energy generation**. Journal of Cleaner Production, vol. 29–30, p. 269-276, 2011.

PETROBRAS DISTRIBUIDORA. **Manual técnico diesel S-10**. Gerência de Soluções Comerciais – Marketing – Abastecimento Gerência de Combustíveis – P&D de Abastecimento - Cenpes Gerencia de Marketing de Transportes, 2011. Disponível em: <<http://www.br.com.br>>, p. 11-12. Acesso em: 20 mar. 2016.

PISCHINGER, F., SCHEID, E., REUTER, U. **Influences of fuel quality and injection parameters on self ignition of sprays**. CIMAC, D-112, Warsaw, 1987.

PUHAN, S.; SARAVANAN, N.; NAGARAJAN, G.; VEDARAMAN, N. **Effect of biodiesel unsaturated fatty acid on combustion characteristics of a DI compression ignition engine**. Biomass and Bioenergy, vol.34, p.1079–1088, 2010.

QI, D. H.; L.M. GENG, L. M.; CHEN, H.; BIAN, Y. Z.; LIU, J.; REN, X.C. **Combustion and performance evaluation of a diesel engine fueled with biodiesel produced from soybean crude oil**, Renewable Energy, vol. 34, p. 2706-2713, dez. 2009.

RAMADHAS, A. S.; JAYARAJ, S.; MURALEEDHARAN, C. **Biodiesel production from high FFA rubber seed oil**. Fuel, vol. 84, ed. 4, p. 335-340, mar. 2005.

RANDOLPH, A., **Methods of processing cylinder-pressure transducer signals to maximize data accuracy**. SAE Technical Paper 900170, fev.1990.

RYU, K. **The characteristics of performance and exhaust emissions of a diesel engine using a biodiesel with antioxidants**. Bioresource Technology, vol. 101, ed. 1, Supplement, p. 578–582, jan. 2010.

RIZWANUL, F. I.; MASJUKI, H.; LIAQUAT, A.; RAMLI, R.; KALAM, M.; RIAZUDDIN, V. **Impact of various biodiesel fuels obtained from edible and non-edible oils on engine exhaust gas and noise emissions**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 18, p. 552–567, 2013.

SHAHABUDDIN, M.; LIAQUAT, A. M.; MASJUKI, H. H.; KALAM, M. A.; MOFIJUR, M. **Ignition delay, combustion and emission characteristics of diesel engine fueled with biodiesel**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 21, p.623-632, 2013.

SITKEI, G. **Kraftstoffaufbereitung und verbrennung bei dieselmotoren**. Springe, Berlin, Germany, 1964.

TAT, M. E.; Van Gerpen, J.H.; Wang, P., **Fuel property effects on injection timing, ignition timing, and oxides of nitrogen emissions from biodiesel-fueled engines**. Transactions of the ASABE, vol. 50(4), p. 1123-1128, 2007.

THELLIEZ, M.; JI, Z. M. **Reflexion sur la modelisation du delai d' inflammation dans les moteurs dieselm**. Entropie, n° 134, vol. 23, p. 88-94, 1987.

VERDUZCO, L. F. R.; RODRÍGUES, J. E. R.; JACOB, A. R. J. **Predicting cetane number, kinematic viscosity, density and higher heating value of biodiesel from its fatty acid methyl ester composition**. Fuel, vol. 91, p.102-111, 2012.

WORLD OF CHEMICAL, **Ricinoleic acid (R,Z)-12-hydroxyoctadec-9-enoic acid in 2D structure**. Disponível em: <<http://www.worldofchemicals.com/chemicals/chemical-properties/ricinoleic-acid.html>>. Acesso em: 27 fev. 2016.

WOSCHNI, G. **Computer programs to determine the relationship between pressure, flow, heat release and thermal load in diesel engines** SAE Technical Paper 650450, fev. 1965.

WOSCHNI, G.; ANISITS, F. **Experimental investigation and mathematical representation of rate of heat release in diesel engines dependent upon engine operating conditions**. SAE Technical Paper 74008, fev. 1974.

WYATT, V. T.; HESS, M. A.; DUNN, R. O.; FOGLIA, T. A.; HAAS, M. J.; MARMER, W.N. **Fuel properties and nitrogen oxide emission levels of biodiesel produced from animal fats**. Journal of the American Oil Chemistis Society, vol. 82. 2005.

YU, C.W.; BARI, S.; AMEEN, A. **A comparison of combustion characteristics of waste cooking oil with diesel as fuel in a direct injection diesel engine**. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering, vol. 216, p.237–243, 2002.